

Haberhauer Bodenstein **Maschinenelemente**

Gestaltung, Berechnung, Anwendung



15. Auflage



Springer

Horst Haberhauer · Ferdinand Bodenstein

Maschinenelemente

Gestaltung, Berechnung, Anwendung

15., bearbeitete Auflage

Mit 520 Abbildungen und 118 Tabellen

Professor Dr.-Ing. Horst Haberhauer
Fachhochschule Esslingen – Hochschule für Technik
Fachbereich Maschinenbau
Kanalstraße 33
73728 Esslingen
E-mail: horst.haberhauer@hs-esslingen.de

Ferdinand Bodenstein †

ISBN-13 978-3-540-68611-8 15. Auflage Springer Berlin Heidelberg New York
ISBN-13 978-3-540-34463-3 14. Auflage Springer Berlin Heidelberg New York

Bibliographische Information Der Deutschen Bibliothek

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

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

Springer ist ein Unternehmen von Springer Science+Business Media

springer.de

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1905, 1913, 1920, 1922, 1930, 1951, 1956, 1968, 1979, 1996, 2001, 2003, 2005, 2007 and 2009

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

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

Satz: Fotosatz-Service Köhler GmbH, Würzburg

Herstellung: le-tex publishing services oHG, Leipzig

Umschlaggestaltung: WMXDesign, Leipzig, Germany

Gedruckt auf säurefreiem Papier 7/3100/YL – 5 4 3 2 1 0 –

Vorwort zur 15. Auflage

Neue Normen, Berechnungsvorschriften und Literatur erfordern eine ständige Aktualisierung des vorliegenden Lehrbuches. Großer Wert wurde darauf gelegt, das komplexe Stoffgebiet der Maschinenelemente zum einen kompakt und praxisnah, aber dennoch theoretisch fundiert und gut verständlich darzustellen. So bildet dieses Lehrbuch ein stabiles Fundament für die Vertiefung in Spezialgebiete.

Rezepthaftes Anwenden von Beispielen und Formeln sind bei der Lösung ingenieurspezifischer Probleme nicht zu empfehlen. Daher wurde bewußt auf die Darstellung fertiger Gleichungen verzichtet. Es wurde versucht, bei allen Berechnungen die Entstehung sowie die Voraussetzungen und die Gültigkeitsbereiche der Berechnungsgleichungen aufzuzeigen. Ohne die Kenntnis der physikalischen Grundlagen und der Berechnung zugrunde liegenden Rechenmodelle sowie die dafür notwendigen, meist vereinfachenden Annahmen, ist eine ingenieurmäßige Problemlösung in der Regel nicht möglich. Auch für die Anwendung und Interpretation der Ergebnisse von Berechnungsprogrammen, die heute aus den Konstruktionsbüros nicht mehr wegzudenken sind, ist ein solides Grundlagenwissen unbedingt erforderlich.

Für die 15. Auflage wurden Normen aktualisiert, einige Textstellen im Hinblick auf bessere Verständlichkeit und Eindeutigkeit überarbeitet (z.B. Biegeschwingungen bei Wellen) sowie einige Kapitel erweitert. So wurde die Tabelle 1.16 neu eingefügt, aus der die erreichbaren Toleranzen, abhängig vom Fertigungsverfahren, angegeben sind. Das Nieten wurde um das Durchsetzfügen, das in der Serienfertigung von Blechverbindungen immer größere Bedeutung erlangt, ergänzt. Die Klemmverbindungen wurden überarbeitet und die Spannexzenter neu aufgenommen, da in der Literatur bisher keine Berechnungsmodelle bezüglich der Exzenterkräfte vorliegen. Ebenso wurden die Bremsen im Kapitel Kupplungen erweitert.

Dem Springer-Verlag danke ich für die gute Zusammenarbeit bei der Herstellung dieses Buches. Vielen Dank für konstruktive Kritik, insbesondere meinem Kollegen Roland Mastel für wertvolle Anregungen und Diskussionen. Hinweise auf Druck- und Verständnisfehler sowie eventuellen Ergänzungen nehme ich auch in Zukunft gerne entgegen.

Esslingen, im Sommer 2008

Horst Haberhauer

Wichtiger Hinweis:

Über die Homepage des Springer-Verlages (www.springer.com/978-3-540-68611-8) kommen Sie zur Website des vorliegenden Buches. Dort finden Sie Ergänzungen zum Thema Maschinenelemente (z.B. eine Formelsammlung und mehr), die Sie kostenlos herunterladen können.

Inhaltsverzeichnis

1 Grundlagen	1
1.1 Definition der Maschinenelemente	1
1.2 Konstruieren	1
1.2.1 Definition des Begriffs Konstruieren	1
1.2.2 Konstruktionsprozeß	2
1.2.3 Rechnerunterstütztes Konstruieren	5
1.3 Das Gestalten	6
1.3.1 Funktions- und anforderungsgerechtes Gestalten	7
1.3.2 Beanspruchungsgerechtes Gestalten	7
1.3.3 Festigkeitsgerechtes Gestalten (Dimensionierung)	12
1.3.4 Werkstoffgerechtes Gestalten	24
1.3.5 Herstellgerechtes Gestalten	29
1.3.6 Recyclinggerechtes Gestalten	34
1.3.7 Zeitgerechtes Gestalten (Formschönheit)	35
1.4 Normung	36
1.4.1 Grundlagen der Normung	36
1.4.2 Normen und ihre rechtliche Bedeutung	37
1.4.3 Normzahlen (NZ)	39
1.4.4 Toleranzen und Passungen	42
1.4.5 Technische Oberflächen	61
2 Verbindungselemente	67
2.1 Schweißverbindungen	68
2.1.1 Schweißverfahren	69
2.1.2 Schweißbarkeit	70
2.1.3 Schweißnahtgüte	72
2.1.4 Schweißstoß und Schweißnaht; Zeichnerische Darstellung	73
2.1.5 Berechnen von Schweißverbindungen	78
2.1.6 Gestalten von Schweißverbindungen	95
2.2 Lötverbindungen	100
2.2.1 Lote, Lötverfahren und Anwendungen	100
2.2.2 Berechnen von Lötverbindungen	101
2.2.3 Gestalten von Lötverbindungen	102

2.3	Klebeverbindungen	104
2.3.1	Klebstoffe	105
2.3.2	Berechnen von Klebeverbindungen	105
2.3.3	Gestalten von Klebeverbindungen	107
2.4	Reibschlußverbindungen	108
2.4.1	Keilverbindungen	109
2.4.2	Kegelsitz	115
2.4.3	Konische Spannelementverbindungen	118
2.4.4	Verbindungen mit federnden Zwischengliedern	121
2.4.5	Preßverbindungen (Zylindrische Preßverbände)	124
2.4.6	Klemmverbindungen	138
2.5	Formschlußverbindungen	143
2.5.1	Paß- und Scheibenfederverbindungen	143
2.5.2	Profilwellenverbindungen	148
2.5.3	Bolzen- und Stiftverbindungen	153
2.5.4	Elemente zur axialen Lagesicherung	160
2.6	Nietverbindungen	163
2.6.1	Herstellung und Gestaltung von Nietverbindungen	163
2.6.2	Berechnen von Nietverbindungen	169
2.6.3	Durchsetzfügen (Clinchen)	170
2.7	Schraubenverbindungen	171
2.7.1	Definition der Schraube; Bestimmungsgrößen	172
2.7.2	Gewindearten	174
2.7.3	Genormte Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben	177
2.7.4	Werkstoffe und Festigkeitswerte	181
2.7.5	Berechnen von Schraubenverbindungen	183
2.7.5.1	Verspannungsschaubild	184
2.7.5.2	Gewindekräfte und -momente	191
2.7.5.3	Spannungen in Schraubenverbindungen; Bemessungsgrundlagen	196
2.7.6	Schraubensicherungen	204
2.7.7	Gestalten von Schraubenverbindungen	208
2.7.8	Bewegungsschraube	208
2.8	Elastische Verbindungen (Federn)	216
2.8.1	Kennlinie; Arbeit; Dämpfung; allgemeine Dimensionierungsgrundlagen	216
2.8.2	Federschaltungen	219
2.8.3	Metallfedern	221
2.8.4	Gummifedern	250

3 Dichtungen	255
3.1 Dichtungen zwischen ruhenden Bauteilen	256
3.1.1 Unlösbare Dichtungen	256
3.1.2 Bedingt lösbare Dichtungen	256
3.1.3 Lösbare Dichtungen	257
3.2 Dichtungen zwischen bewegten Bauteilen	265
3.2.1 Berührungsdichtungen	266
3.2.2 Berührungslose Dichtungen	274
3.2.3 Hermetische Dichtungen	277
 4 Elemente der drehenden Bewegung	 279
4.1 Achsen	279
4.2 Wellen	284
4.2.1 Bemessung auf Tragfähigkeit	285
4.2.2 Bemessung auf Verformung	293
4.2.3 Dynamisches Verhalten	298
4.2.4 Wellengestaltung	304
4.2.5 Sonderausführungen	307
4.3 Lager	309
4.3.1 Gleitlager	309
4.3.1.1 Schmierstoffe: Eigenschaften, Arten und Zuführung	311
4.3.1.2 Druck-, Geschwindigkeits- und Reibungsverhältnisse im Tragfilm	316
4.3.1.3 Mischreibung und Übergangsdrehzahl	338
4.3.1.4 Wellen- und Lagerwerkstoffe	340
4.3.1.5 Gestaltung	341
4.3.2 Wälzlager	348
4.3.2.1 Radiallager	351
4.3.2.2 Axiallager	356
4.3.2.3 Lagerbezeichnung	358
4.3.2.4 Lagerberechnung	360
4.3.2.5 Gestaltung von Wälzlagerungen	372
4.4 Kupplungen	382
4.4.1 Starre Kupplungen	383
4.4.2 Bewegliche Kupplungen (Ausgleichskupplungen)	386
4.4.3 Elastische Kupplungen	392
4.4.4 Formschlüssige Schaltkupplungen	399
4.4.4.1 Fremdbetätigte Schaltkupplungen	399
4.4.4.2 Momentbetätigte Schaltkupplungen	403
4.4.4.3 Richtungsbetätigte Schaltkupplungen	403

4.4.5	Kraftschlüssige Schaltkupplungen (Reibungskupplungen)	404
4.4.5.1	Fremdbetätigte Reibungskupplungen	407
4.4.5.2	Momentbetätigte Reibungskupplungen	417
4.4.5.3	Drehzahlbetätigte Reibungskupplungen	418
4.4.5.4	Richtungsbetätigte Reibungskupplungen	421
4.4.6	Bremsen	423
5	Elemente der geradlinigen Bewegungen	429
5.1	Paarung von ebenen Flächen	429
5.1.1	Führungen mit Gleitlagerungen	429
5.1.2	Führungen mit Wälzlagerungen	435
5.2	Rundlingspaarungen	440
5.2.1	Gleitende Rundlingspaarungen	440
5.2.2	Rundführungen mit Wälzlagerungen	443
6	Elemente zur Übertragung gleichförmiger Drehbewegungen	445
6.1	Stirnradgetriebe	447
6.1.1	Verzahnungsgeometrie geradverzahnter Stirnräder	447
6.1.1.1	Allgemeines Verzahnungsgesetz	449
6.1.1.2	Verzahnungsarten	455
6.1.1.3	Bezugsprofil und Herstellung	463
6.1.1.4	Unterschnitt und Grenzzähnezahl	466
6.1.1.5	Profilverschiebung	468
6.1.1.6	Zahnradpaarung	472
6.1.1.7	Innenverzahnung	479
6.1.2	Verzahnungsgeometrie schrägverzahnter Stirnräder	483
6.1.2.1	Grundbegriffe und -beziehungen	485
6.1.2.2	Paarungen schrägverzahnter V-Räder	490
6.1.2.3	Verzahnungstoleranzen	491
6.1.3	Kräfte und Momente	495
6.1.4	Grundlagen der Tragfähigkeitsberechnung (DIN 3990)	499
6.1.4.1	Allgemeine Faktoren	501
6.1.4.2	Zahnfußtragfähigkeit	507
6.1.4.3	Flankentragfähigkeit	514
6.1.5	Auslegung und Gestaltung	519
6.2	Kegelradgetriebe	525
6.2.1	Verzahnungsgeometrie geradverzahnte Kegelräder	525
6.2.2	Kegelräder mit Schräg- und Bogenverzahnung	530
6.2.3	Kräfte am Kegelrad	533
6.2.4	Tragfähigkeitsberechnung (DIN 3991)	534
6.3	Schraubradgetriebe	535
6.3.1	Verzahnungsgeometrie von Schraubenrädern	536

6.3.2	Kräfteverhältnisse und Wirkungsgrad	538
6.3.3	Bemessungsgrundlagen	539
6.4	Schneckengetriebe	541
6.4.1	Flankenformen der Zylinderschnecken	542
6.4.2	Verzahnungsgeometrie	544
6.4.3	Kräfteverhältnisse und Wirkungsgrad	548
6.4.4	Empfehlungen für die Bemessung	549
6.4.5	Lagerkräfte und Beanspruchungen der Schneckenwelle	551
6.4.6	Gestaltung	553
6.5	Umlaufgetriebe	555
6.5.1	Drehzahlen und Übersetzungen	555
6.5.2	Kräfte, Momente und Leistungen	567
6.5.3	Kegelrad-Umlaufgetriebe	573
6.6	Reibradgetriebe	574
6.6.1	Werkstoffpaarungen und Berechnungsgrundlagen	574
6.6.2	Reibradgetriebe mit konstanter Übersetzung	579
6.6.3	Reibradgetriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung	580
6.7	Formschlüssige Zugmitteltriebe	583
6.7.1	Kettentriebe	583
6.7.2	Zahnriementriebe	589
6.8	Kraftschlüssige Zugmitteltriebe (Riementrieb)	590
6.8.1	Theoretische Grundlagen	591
6.8.1.1	Bandkräfte und -spannungen	591
6.8.1.2	Einfluß der Fliehkraft	593
6.8.1.3	Biegespannung und Biegefrequenz	594
6.8.1.4	Gesamtspannung und optimale Bandgeschwindigkeit	595
6.8.1.5	Folgerungen aus den theoretischen Betrachtungen	596
6.8.2	Bauarten für konstante Übersetzungen	597
6.8.2.1	Flachriementriebe	599
6.8.2.2	Keilriementrieb	602
6.8.3	Bauarten für stufenlos verstellbare Übersetzungen	613
Anhang		617
A1	Werkstoffkennwerte	617
A2	Wälzlagerabmessungen	623
A3	Flächen- und Widerstandsmomente	631
A4	SI-Einheiten	633
A5	Griechisches Alphabet	634
Literaturverzeichnis		635
Stichwortverzeichnis		641

1 Grundlagen

1.1

Definition der Maschinenelemente

Unter *Maschinenelementen* sollen Bauteile des allgemeinen Maschinenbaus verstanden werden, die bei verschiedenen Geräten jeweils gleiche oder ähnliche Funktionen erfüllen und daher immer wieder in gleicher oder ähnlicher Form vorkommen. Entsprechend den zu erfüllenden Funktionen kann es sich dabei um einzelne Bauteile wie Stifte, Bolzen, Wellen, Federn u. ä. handeln, aber auch um Bauteilgruppen, bei denen zwei oder mehrere Einzelteile funktionsmäßig zusammengehören und nach dem Zusammenbau eine Einheit bilden (Schraube-Mutter, Gelenke, Lager, Kupplungen, Getriebe, usw.).

Viele Bauelemente weisen auf Grund jahrelanger Entwicklung nicht nur typische Ausführungsformen auf, sondern sind darüber hinaus vielfach bezüglich Anordnung und Abmessungen genormt. Da jedes technische System aus einzelnen Maschinenelementen besteht, sind umfassende Kenntnisse dieser Elemente für die Konstruktion von Maschinen unbedingt erforderlich.

1.2

Konstruieren

1.2.1

Definition des Begriffes Konstruieren

Konstruieren ist eine schöpferisch-geistige Tätigkeit. In der VDI-Richtlinie 2223 ist der Begriff *Konstruieren* folgendermaßen definiert:

„Konstruieren ist das vorwiegend schöpferische, auf Wissen und Erfahrung gegründete und optimale Lösungen anstrebende Vorausdenken technischer Erzeugnisse, Ermitteln ihres funktionellen und strukturellen Aufbaus und Schaffen fertigungsreifer Unterlagen.“

Das Ziel des Konstruierens ist es also, für technische Probleme optimale Lösungen zu finden und dafür fertigungsreife Unterlagen zu erstellen.

Optimal ist heute eine Lösung, wenn sie alle Anforderungen bezüglich Herstellung, Gebrauch und Entsorgung erfüllt und zudem wirtschaftlich, also kostengünstig ist (Abb. 1.1).

Die *optimale Herstellbarkeit* eines Produktes ist dann gegeben, wenn alle Bauteile so gestaltet wurden, daß sie mit minimalem Kosten- und Zeitaufwand gefertigt und zu Baugruppen montiert werden können. Um eine kontinuier-

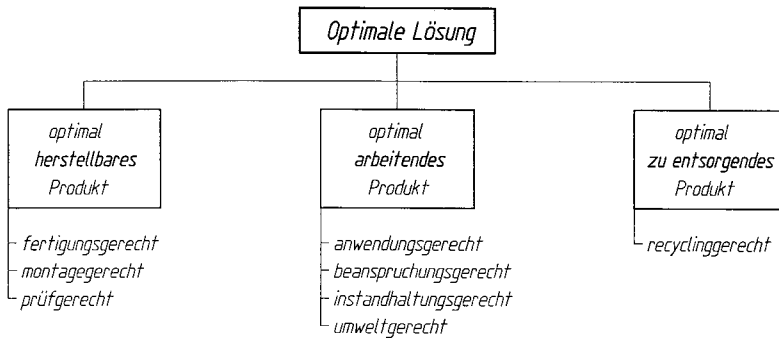


Abb. 1.1. Optimale Lösung

liche Qualität bei größeren Serien sicherzustellen, muß auch die Prüfung von Maßen und Funktionen eindeutig und zuverlässig möglich sein.

Eine *optimale Funktionserfüllung* liegt vor, wenn die erforderlichen Funktionen unter den gegebenen Bedingungen, wie z. B. Belastungen, Klima, Ergonomie usw., erfüllt werden. Immer größere Bedeutung während des Produktgebrauchs erlangt die Umweltverträglichkeit, d.h. minimaler Energieverbrauch oder geringe Luft- und Bodenbelastungen.

Eine *optimale Entsorgung* wurde bisher in der Konstruktion selten berücksichtigt. Die sich zuspitzende Umweltproblematik wird jedoch in Zukunft zusätzliche Anforderungen an die Konstruktion neuer Produkte stellen. So können zum Beispiel große Mengen des immer teurer werdenden Mülls durch gezielte Rückführung von Altstoffen in den Produktionsprozeß (Recycling) vermieden werden.

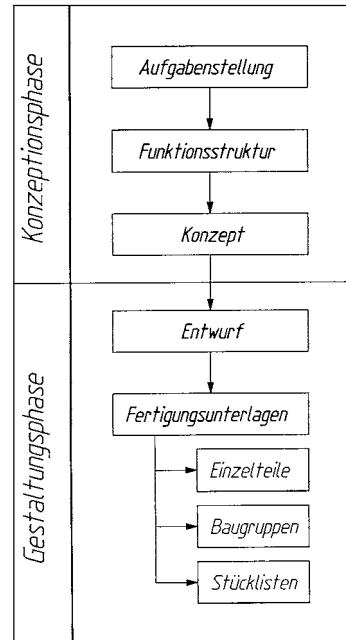
Unter *fertigungsreifen Unterlagen* oder Fertigungsunterlagen versteht man die zur Herstellung eines Produktes erforderlichen Zeichnungen, Stücklisten usw. Sie beinhalten unter anderem die Beschreibung der Produktgestalt, Oberflächenbeschaffenheit, Toleranzen und Montageanweisungen.

1.2.2

Konstruktionsprozeß

Bei der herkömmlichen Arbeitsweise führte die auf der Erfahrung des Konstrukteurs beruhenden Intuition zu einer mehr oder weniger guten Lösung. Heutzutage ist man bemüht, durch systematisches Vorgehen eine optimale Lösung der Aufgabenstellung gezielt anzustreben. Der Konstruktionsablauf läßt sich dabei in unterschiedliche Phasen und Arbeitsschritte unterteilen. Grundlage dafür sind die VDI-Richtlinien 2210, 2221, 2222 und 2225. Danach besteht der Konstruktionsprozeß (Abb. 1.2) aus der *Konzeptionsphase* und der *Gestaltungsphase*.

Konzeptionsphase. In der Konzeptionsphase wird, nachdem die Aufgabenstellung klar umrissen ist, der funktionelle Aufbau ermittelt. Das heißt, welche Funktionen müssen erfüllt werden und in welchem Zusammenhang stehen sie

Abb. 1.2. Konstruktionsprozeß

zueinander. Danach sind für diese Funktionen konstruktive Lösungen zu suchen und das Konzept festzulegen.

Aufgabenstellung. Da der Konstrukteur eine der Aufgabenstellung entsprechende optimale Lösung erarbeiten soll, ist es wichtig, schon zu Beginn des Konstruktionsprozesses die Aufgabenstellung möglichst umfassend und vollständig zu analysieren. Das Ergebnis wird in Form eines Anforderungskataloges, z. B. als Pflichtenheft, niedergeschrieben. Dem Pflichtenheft und den darin enthaltenen Forderungen kommt deshalb eine große Bedeutung zu, weil das Ergebnis des Konstruierens nur nach dem Erfüllungsgrad der gestellten Forderungen beurteilt werden kann. Da sich die Forderungen häufig widersprechen, können sie nie alle vollkommen erfüllt werden. Deshalb sind die Produkthanforderungen schon im Pflichtenheft soweit wie möglich zu gewichten (Festforderungen, Mindestforderungen, Wunschforderungen). Damit wird festgelegt, wie wichtig einzelne Anforderungen relativ zueinander sind.

Funktionsstruktur. Aus der Aufgabenstellung (Pflichtenheft) geht hervor, welche Funktionen zu erfüllen sind. Mit Hilfe einer Funktionsstruktur (Abb. 1.3) können, analog zur Systemtechnik, komplexe Funktionen in einfache, überschaubare Teilfunktionen gegliedert und ihre gegenseitigen Abhängigkeiten dargestellt werden. Der Vorteil einer Funktionsstruktur ist, schwer überschaubare Problemstellungen in einfache, leicht lösbare Teilprobleme aufzuteilen. Den in der Regel bildhaft denkenden Konstrukteuren fällt das Arbeiten mit „abstrakten“ Funktionsstrukturen jedoch erfahrungsgemäß sehr schwer.

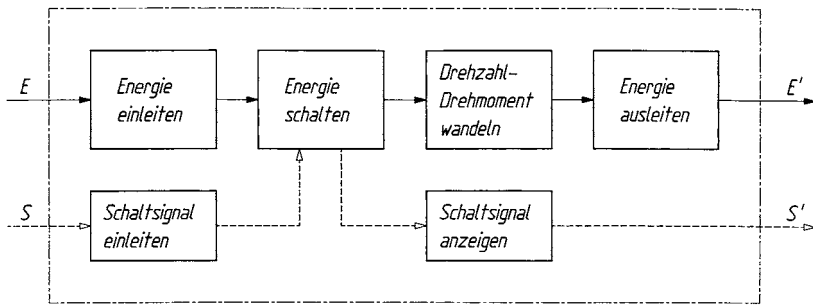


Abb. 1.3. Funktionsstruktur eines Schaltgetriebes

Konzept. Zu den in der Funktionsstruktur definierten Teilfunktionen müssen Lösungsprinzipien gefunden und später zu Prinzipkombinationen zusammengeführt werden. Ergeben sich aus der Kombination der einzelnen Lösungsprinzipien mehrere sinnvolle Konzeptvarianten, so ist durch ein geeignetes Auswahlverfahren, zum Beispiel das technisch-wirtschaftliche Bewerten nach VDI-Richtlinie 2225, das Konzept festzulegen, das der Aufgabenstellung entspricht.

Gestaltungsphase. In der Gestaltungsphase erfolgt die stoffliche Verwirklichung der in der Konzeptionsphase erarbeiteten Lösungsprinzipien. Zuerst wird ein Entwurf erstellt, aus dem dann die Fertigungsunterlagen abgeleitet werden.

Entwurf. Beim Entwerfen wird ein technisches Gebilde soweit gestaltet, daß ein nachfolgendes Detaillieren bis zur Fertigungsreife eindeutig möglich ist. Eine solche Gestaltung erfordert die Wahl von Werkstoffen und Fertigungsverfahren, die Festlegung der Hauptabmessungen und die Untersuchung der räumlichen Verträglichkeit. Meist sind mehrere Entwürfe oder Teilentwürfe notwendig, um ein befriedigendes Ergebnis zu erzielen. Die Tätigkeit des Entwerfens enthält neben kreativen sehr viele korrektive Arbeitsschritte. Der Entwurfsvorgang ist sehr komplex, da

- viele Tätigkeiten zeitlich parallel ausgeführt werden (Gestalten, Berechnen),
- manche Arbeitsschritte mehrmals wiederholt werden müssen und
- Änderungen an einem Bauteil häufig schon gestaltete Zonen beeinflussen.

Entwerfen ist demzufolge ein Optimierungsprozeß, bei dem die Bauteilgeometrien laufend verändert werden.

Fertigungsunterlagen. Der zweite Teil der Gestaltungsphase beinhaltet das Detaillieren des Entwurfes und das Erarbeiten der Produktdokumentation. Das Detaillieren beschränkt sich nicht auf das einfache Herauszeichnen der Einzelteilzeichnungen aus dem Entwurf, sondern es sind gleichzeitig Detailoptimierungen hinsichtlich Form, Oberflächengüte und Genauigkeitsanforderungen (Toleranzen) vorzunehmen.

Die Montage benötigt Informationen darüber, wie Einzelteile zueinander angeordnet werden müssen, mit welchem Drehmoment z. B. Schrauben ange-

zogen und welche speziellen Anweisungen während der Montage eingehalten werden sollen. Diese Informationen werden in Form von Baugruppen- oder Zusammenstellzeichnungen dargestellt.

Um ein Erzeugnis vollständig zu beschreiben, ist auch eine Stückliste notwendig, in der alle Einzelteile des Produktes enthalten sind. Die darin enthaltene Benennung der Einzelteile und Baugruppen richtet sich in der Regel nach der jeweiligen Bauform (Winkel, Rohr, Welle, Deckel usw.). Bezüglich der Gliederung unterscheidet man zwischen der Mengenstückliste, die eine numerische Auflistung aller Einzelteile enthält, und der Strukturstückliste, die hierarchisch nach dem Fertigungsablauf gegliedert ist.

1.2.3

Rechnerunterstütztes Konstruieren

Neben Funktionalität und Qualität sind die Produktkosten als wesentlicher Wettbewerbsfaktor zu nennen. Ein Großteil der Produktkosten wird in der Konstruktion festgelegt, indem der Konstrukteur Gestalt, Werkstoff, Toleranzen und weitgehend auch die Fertigungsverfahren festlegt. Die hohe Kostenverantwortung, verbunden mit ständig steigenden Anforderungen an neue Produkte und immer kürzer werdenden Innovationszyklen führten dazu, daß in vielen Konstruktionsbüros bereits neue, rechnerunterstützte Hilfsmittel wie CAD und FEM im Einsatz sind. Hingegen CAD-Systeme direkt die Konstruktionstätigkeit unterstützen, dienen FEM-Systeme konstruktionsbegleitend der Optimierung von Bauteilen und Systemen bezüglich Festigkeit und dynamischem Verhalten.

Heutige CAD-Systeme unterstützen hauptsächlich die zum Teil algorithmisierbaren Tätigkeiten bei der Zeichnungserstellung. Erst durch die Verknüpfung mit Expertensystemen, die in der Lage sind Konstruktionswissen zur Verfügung zu stellen, können kreative Tätigkeiten, wie das Finden von Problemlösungen, unterstützt werden. Auch die modernen 3D-CAD-Systeme mit ihren parametrischen, featureorientierten Solid-Modelern, verbunden mit dem Produktdatenmodell-Ansatz, versprechen für die Zukunft noch ein erhebliches Rationalisierungspotential. Danach soll für ein Produkt nur noch ein CAD-Produktmodell (3D-Modell) erstellt werden, von dem alle Anwendungen wie Berechnungsmodelle, Fertigungsunterlagen usw. mehr oder weniger automatisch abgeleitet werden können.

Zu beachten ist allerdings, daß durch neue Hilfsmittel wie z. B. CAD im Konstruktionsbüro auch höhere Kosten entstehen. Um diese Investitionen zu rechtfertigen sind ein wirtschaftlicher, rationeller Konstruktionsablauf und bessere Produkte (optimale Lösungen) erforderlich.

Nach Abb. 1.4 kann unter einer *optimalen Konstruktion* eine wirtschaftliche Konstruktion, verbunden mit einer optimalen Lösung, verstanden werden. Mit Hilfe von CAD lassen sich heute Konstruktionszeiten verkürzen, indem z. B. Fertigungsunterlagen schneller erstellt werden. Rationalisierungseffekte werden dadurch erzielt, daß Geometrien aus Entwürfen für Einzelteil- und Baugruppenzeichnungen weiterverwendet, oder vorhandene Konstruktionselemente und -lösungen aus Bibliotheken abgerufen und direkt in Entwurfs- oder Fertigungsunterlagen eingebracht werden.

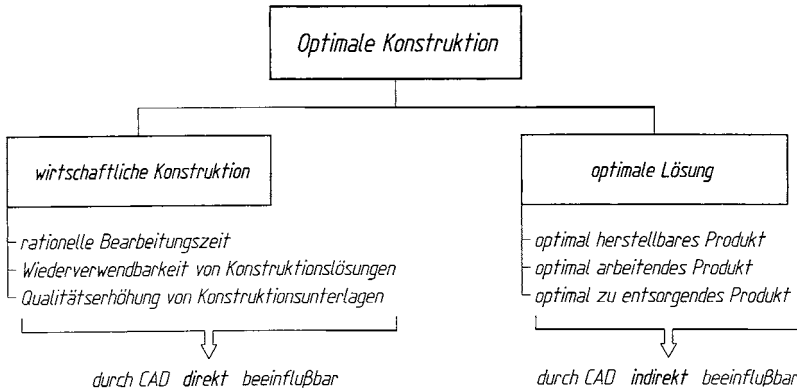


Abb. 1.4. Optimale Konstruktion

Neben einer Zeiteinsparung kann aber auch die Fertigungssicherheit und die Produktqualität erhöht werden, indem auf vorhandene, erprobte und bewährte Lösungen zurückgegriffen wird.

Belastungssimulationen (FEM), Bewegungssimulationen (Kinematik) und Prozeßsimulationen (Robotik, Rheologie, usw.) sind heute ebenfalls wichtige Hilfsmittel bei der Erarbeitung einer optimalen Lösung, da durch möglichst genaue Voraussagen das Risiko während Herstellung und Gebrauch wesentlich reduziert wird.

Rechnergestützte Arbeitsmethoden in der Konstruktion beeinflussen heute direkt im wesentlichen den Konstruktionsablauf. Bei der Erarbeitung von optimalen Lösungen müssen CAD-Systeme noch stärker eingebunden werden.

1.3 Das Gestalten

Das Gestalten von Elementen und Systemen ist ein mehrfach zu durchlaufender Optimierungsprozeß. Nach der Frage: „Wie ist das Prinzip stofflich zu verwirklichen?“ ist in jedem Durchlauf zu überprüfen, in welchem Maße die vorgegebenen Anforderungen (Funktionen) erfüllt werden. Während zu Anfang eine Vordimensionierung und erste maßstäbliche Darstellungen zur Klärung der räumlichen Verträglichkeit im Vordergrund stehen, gewinnen mit zunehmender Konkretisierung des Entwurfes Gesichtspunkte wie Herstellung, Montage, Gebrauch, Wartung und Entsorgung zunehmend an Bedeutung.

Den vielen speziellen Gestaltungsrichtlinien lassen sich übergreifende Grundforderungen an die Konstruktion voranstellen, die von PAHL/BEITZ [25] zusammengefaßt wurden in den drei Begriffen:

Eindeutigkeit, Einfachheit, Sicherheit.

Mit der Forderung nach *Eindeutigkeit* sollen Wirkung und Verhalten von Strukturen zuverlässig vorausgesagt werden können. Sie beinhaltet unter an-

derem die Vermeidung von Doppelpassungen, der Forderung nach statischer Bestimmtheit und vieles mehr.

Die *Einfachheit* zielt auf eine wirtschaftliche Lösung, die im allgemeinen durch wenige, einfach herzustellende Bauteile und einfache Systemstrukturen zu verwirklichen ist. Daneben ist auch kritisch zu hinterfragen, ob alle Anforderungen sinnvoll und notwendig sind, da jede zusätzliche Funktion eine Kostensteigerung zur Folge hat.

Die Forderung nach *Sicherheit* soll

- die Haltbarkeit ⇒ Bauteilsicherheit,
- die Zuverlässigkeit ⇒ Funktionssicherheit,
- die Unfallfreiheit ⇒ Arbeitssicherheit und
- den Umweltschutz ⇒ Umweltsicherheit gewährleisten.

1.3.1

Funktions- und anforderungsgerechtes Gestalten

Ziel einer jeden Konstruktion ist die möglichst gute Erfüllung ihrer Funktion. Das heißt, die Erfüllung der gestellten Anforderungen, die sich aus der Anwendung (Gebrauch) ergeben. Diese Anforderungen sind, möglichst gewichtet, in einer Anforderungsliste (Pflichtenheft) zusammenzufassen. Sie sind, so gut es geht, quantitativ zu erfassen, da Kriterien wie „geräuscharm“ oder „geringes Gewicht“ subjektiv sind und sehr unterschiedlich interpretiert werden können.

Die Anforderungen werden zwar zum größten Teil vom Kunden oder Anwender vorgegeben, der Konstrukteur muß sie jedoch auf *Vollständigkeit* und *Technische Machbarkeit* überprüfen. Unvollständige und nicht sinnvolle Angaben können den Konstruktionsablauf sehr negativ beeinflussen.

Zur Erstellung einer Anforderungsliste kann eine Merkmalliste sehr hilfreich sein, in der alle wichtigen Anforderungen in Form einer Checkliste aufgeführt sind. Da die Anforderungen an Produkte sehr branchenspezifisch sind, ist es sinnvoll, produktbezogene Merkmallisten zu erstellen. In Tabelle 1.1 sind zum Beispiel die wichtigsten Anforderungen für eine Getriebekonstruktion zusammengestellt, die vor Konstruktionsbeginn möglichst quantitativ festgelegt werden müssen.

Jeder Konstrukteur muß sich beim Erstellen der Anforderungsliste jedoch darüber im Klaren sein, daß jede zusätzliche Anforderung in der Regel mit zusätzlichen Kosten verbunden ist. Das bedeutet, daß bei Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit, eine Konstruktion nicht so kompliziert wie möglich sondern so einfach wie nötig ausgeführt werden sollte.

1.3.2

Beanspruchungsgerechtes Gestalten

Neben dem Werkstoff hat die geometrische Gestalt einen sehr großen Einfluß auf die Tragfähigkeit (Lebensdauer) und die Verformung (Funktion) eines Bauteils. Die Gestalt besteht aus der Form und deren Abmessungen. Die qualitative

Tabelle 1.1. Merkmale für die Anforderungsliste eines Getriebes

Hauptmerkmale	Beispiel
Geometrie	Abmessungen (Länge, Breite, Höhe); Wellenanordnung und -höhe (koaxial, DIN 747); Wellendurchmesser (DIN 748); Anschlußmaße (Flanschdurchmesser, Bohrungen, ...)
Technische Daten	Leistung; Drehzahl; Drehmoment; äußere Kräfte und Momente; Gewicht; Drehrichtung; Schalthäufigkeit; Temperatur
Stoff/Material	vorgeschriebene Werkstoffe; Schmierung
Signal	Anzeige (Ölstand, Schaltstellung)
Sicherheit	Überlastsicherung; Arbeits- und Umweltsicherheit
Ergonomie	Bedienungsart (manuell, hydraulisch, elektrisch); Bedienungshöhe; Schaltkraft
Fertigung	bevorzugte bzw. vorgegebene Fertigungsverfahren
Montage	besondere Montagevorschriften; Band-, Baugruppen-, Baustellenmontage
Gebrauch	Geräusch; Anwendung; Einsatzort; Betriebsbedingungen; Lebensdauer
Instandhaltung	Wartungsintervalle; Inspektion; Verschleißteile
zusätzl. Anforderungen	spezielle Kundenanforderungen
Stückzahlen	Jahresproduktion; Gesamtproduktion
Kosten	Herstellkosten; Werkzeugkosten; Modell- und Formkosten
Termine	Anfang und Ende der Konstruktion; Serienbeginn; Liefertermin

Festlegung günstiger Geometrien wird als beanspruchungsgerechte Gestaltung definiert, die als Ziel eine optimale Tragfähigkeit und Verformung bei minimalem Werkstoffaufwand anstrebt. Die Gestalt als auch der Werkstoff müssen vom Konstrukteur festgelegt werden. Sie beeinflussen direkt die Tragfähigkeit und die Verformung eines Bauteils, die sich nach Abb. 1.5 aus der Formtragfähigkeit und der Stofftragfähigkeit zusammensetzt.

Eine geringe Formtragfähigkeit bedingt einen hochwertigen Werkstoff und umgekehrt. Die Formtragfähigkeit wird wesentlich vom Querschnitt beeinflusst. Das bedeutet, daß eine nicht beanspruchungsgerechte Wahl der Querschnittsform sich ungünstig auf den Formeinfluß auswirkt und nur durch größere Bauteilabmessungen, also dem Größeneinfluß, kompensiert werden kann.

Der Einfluß der Querschnittsform auf die Tragfähigkeit ist abhängig von der Beanspruchungsart. In der Praxis sind die vier Grundbeanspruchungsarten

- Längskraftbeanspruchung,
- Biegebeanspruchung,
- Schubbeanspruchung und
- Torsionsbeanspruchung

entweder in reiner Form oder als Überlagerung vorhanden. Um den Einfluß der Querschnittsform aufzuzeigen, werden die jeweils relevanten Geometriegrößen für die entsprechenden Belastungsfälle herangezogen.

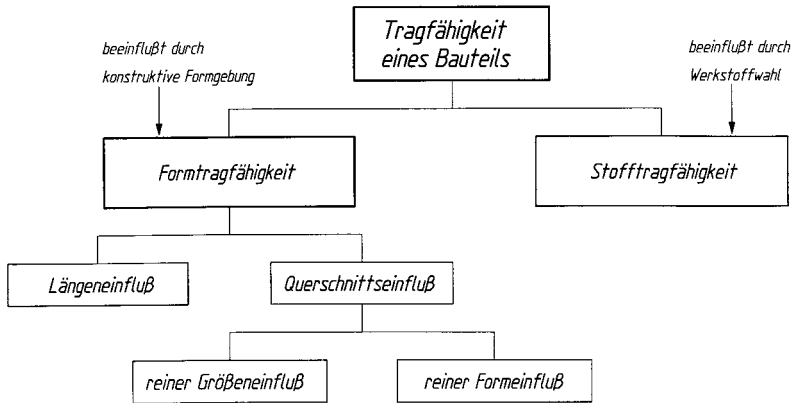


Abb. 1.5. Einflußgrößen auf die Tragfähigkeit eines Bauteils

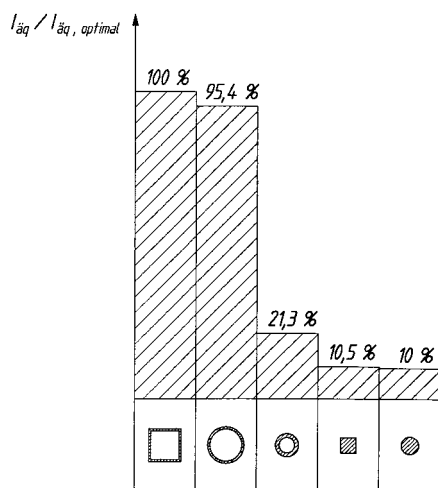
Längskraftbeanspruchung. Wird ein Bauteil mit einer Längskraft belastet, so kann dadurch, je nach Kraftrichtung, eine Zug- oder Druckbeanspruchung auftreten. Bei einer reinen Zugbeanspruchung ist die auftretende Normalspannung nur von der Größe, nicht aber von der Form des Querschnittes abhängig. Im Gegensatz dazu kommt bei einer Druckbeanspruchung der Querschnittsform eine große Bedeutung zu. Schlanke, auf Druck beanspruchte Bauteile können durch Knicken versagen. Für den elastischen Bereich gilt

$$F_K \sim I_{\min}.$$

Mit F_K = Knicklast (kleinste Kraft, die zum Ausknicken des Bauteils führt) und $I_{\min}$ = kleinstes axiales Flächenmoment 2. Ordnung der Querschnittsfläche.

Das heißt, je größer das Flächenträgheitsmoment $I_{\min}$ ist, desto geringer ist die Knickgefahr. In Abb. 1.6 sind die Ergebnisse einer Untersuchung über ge-

Abb. 1.6. Optimale Querschnittsformen knickgefährdeter Bauteile mit gleicher Fläche [31]



eignete Querschnittsformen für knickgefährdete Bauteile zusammengefaßt. Daraus läßt sich ableiten, daß für druckbeanspruchte, knickgefährdete Bauteile dünnwandige symmetrische Hohlquerschnitte besonders günstig sind.

Biegebeanspruchung. Viele Bauteile (z.B. Achsen, Wellen, Träger usw.) werden auf Biegung beansprucht. Eine Biegebeanspruchung entsteht infolge einer Querkraft (Querkraftbiegung) oder wenn nur ein Moment (reine Biegung) eingeleitet wird (Abb. 1.7). Hingegen bei der Querkraftbiegung neben der Biegebeanspruchung zusätzlich eine Schubbeanspruchung auftritt, tritt bei der reinen Biegung nur eine Biegespannung auf. Da bei schlanken Trägern die Schubspannungen klein sind gegenüber den Biegespannungen, werden sie häufig vernachlässigt. Bei der folgenden Betrachtung werden daher die Schubspannungen nicht berücksichtigt.

Die Maximalwerte der Biegespannungen treten an den Rändern auf. Für Querschnittsformen, die symmetrisch zur Biegeachse (neutrale Faser) sind, sind die Randspannungen betragsmäßig gleich groß. Für die Biegespannung an einer beliebigen Stelle z gilt:

$$\sigma_{b(z)} = \frac{M_b}{I_y} \cdot z$$

und die maximale Spannung in den Randfasern wird mit $|z_{\max}| = e$

$$\sigma_{b \max} = \frac{M_b}{I_y} \cdot e = \frac{M_b}{W_{by}}.$$

Mit I_y = axiales Flächenmoment bezüglich der y-Achse und W_{by} = Widerstandsmoment gegen Biegung.

Querschnittsformen, die an der Randfaser eine große Materialanhäufung aufweisen (randfaserversteift, z.B. I-Profile) haben einen wesentlich größeren Widerstand gegen Biegung als mittlenversteifte Querschnittsformen, wie z.B. Rundprofile. Im Abb. 1.8 ist der Einfluß der Querschnittsform für die Biegebeanspruchung dargestellt.

Schubbeanspruchung. Querkraftbelastete Bauteile werden neben Biegung zusätzlich auf Schub beansprucht. Je kürzer ein Bauteil gegenüber seinen Quer-

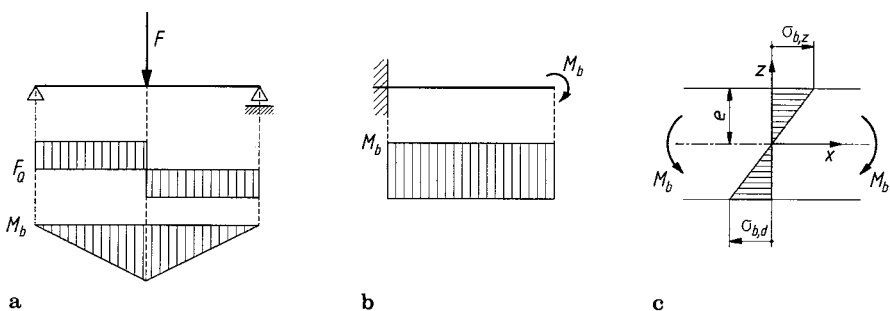


Abb. 1.7. Biegebeanspruchung a) Querkraftbiegung; b) reine Biegung; c) Biegespannung

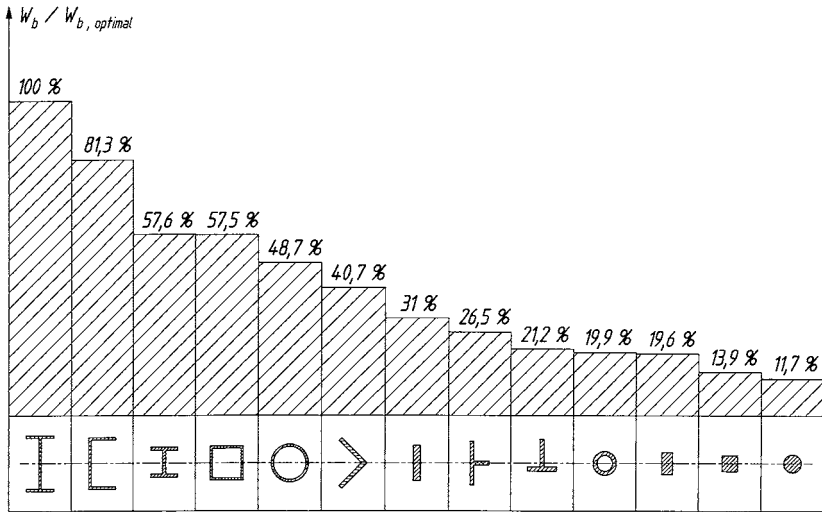


Abb. 1.8. Relative Widerstandsmomente gegen Biegung für unterschiedliche Querschnittsformen mit gleicher Fläche [31]

schnittsabmessungen ist, desto größer wird die Schubbeanspruchung im Verhältnis zur Biegebeanspruchung. Bei kurzen, dicken Elementen, wie zum Beispiel Niete oder kurzen Bolzen, kann die Biegung vernachlässigt werden.

Die Schubspannungen weisen über den Querschnitt eine ungleichmäßige Verteilung auf (Abb. 1.9). In der Praxis wird jedoch in der Regel eine gleichmäßig verteilte Schubspannung angesetzt, die eine integrale Mittelung über den Querschnitt darstellt und sich folgendermaßen berechnet:

$$\tau_s = \tau_m = \frac{F_Q}{A}.$$

Aus der realen Schubspannungsverteilung ist ersichtlich, daß mittenversteifte Profile, das heißt im Bereich der Biegeachse ist viel Material angehäuft, günstige Querschnittsformen bei Schubbeanspruchung darstellen.

Abb. 1.9. Schubspannungsverteilung

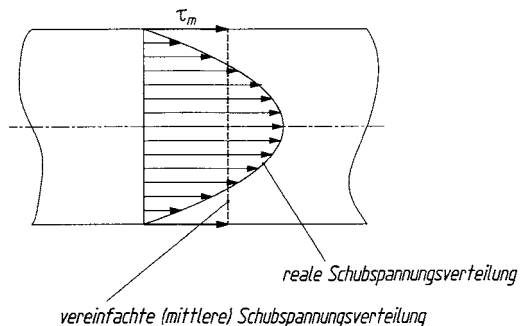
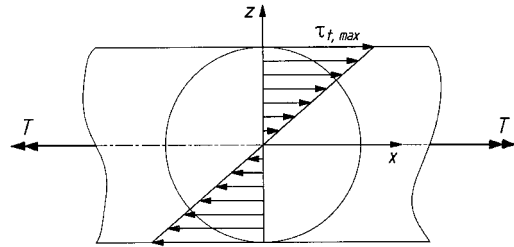


Abb. 1.10. Torsionsbeanspruchung

Torsionsbeanspruchung. Wird in ein Bauteil ein Drehmoment eingeleitet, so führt dies zu einer Torsionsbeanspruchung, bei der die Torsionsspannungen linear über den Querschnitt verteilt sind (Abb. 1.10). Die maximale Torsionsbeanspruchung tritt also in der Randfaser auf und berechnet sich mit dem Torsionswiderstandsmoment:

$$\tau_{t \max} = \frac{T}{W_t} \cdot$$

Analog zur Biegebeanspruchung lässt sich vermuten, daß randfaserversteifte Bauteile, z. B. dünnwandige Rohre, der Torsionsbeanspruchung einen größeren Widerstand entgegensetzen, als mitterversteifte. Abbildung 1.11 bestätigt diese Annahme.

1.3.3

Festigkeitsgerechtes Gestalten (Dimensionierung)

Hingegen beim beanspruchungsgerechten Gestalten die qualitative Festlegung der Geometrie im Vordergrund steht, ist die Dimensionierung die quantitative Festlegung derselben. Elemente sind so zu dimensionieren, daß sie bei den gegebenen äußeren Belastungen eine ausreichende Tragfähigkeit bzw. Bauteilsicherheit besitzen.

Festigkeitsnachweis. Die Festigkeitsberechnung, mit deren Hilfe das obengenannte Ziel erreicht werden kann, ist im wesentlichen von 3 Parametern abhängig (Abb. 1.12):

- die vorgegebene äußere Belastung,
- die vom Konstrukteur festgelegte geometrische Gestalt (beanspruchungsgerecht),
- der vom Konstrukteur gewählte Werkstoff (werkstoffgerecht).

Die Festigkeitslehre stellt heute in Literatur [18] und technischen Regelwerken [FKM-Richtlinie, DIN 15 018, DIN 18 800, Eurocode 3] umfangreiche Berechnungsverfahren zur Verfügung um einen Festigkeitsnachweis zu führen. Die Ermittlung der auftretenden Spannungen nach Bach sowie die Ermittlung der Gestaltfestigkeit stellt zwar nicht den aktuellsten Stand der Festigkeitslehre dar, ist jedoch sehr einfach und für viele Berechnungen in der Konstruktion (vor allem in der Entwurfsphase) völlig ausreichend. Detaillierte Bauteiloptimierung

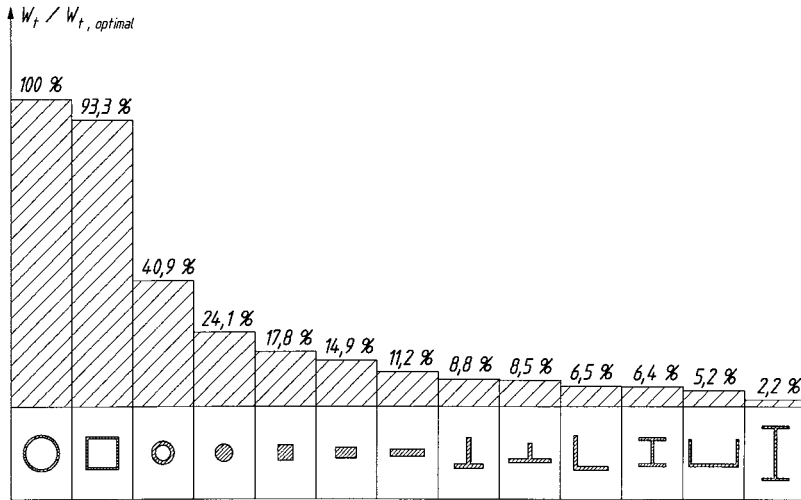


Abb. 1.11. Relative Widerstandsmomente gegen Torsion für unterschiedliche Querschnittsformen mit gleicher Fläche [31]

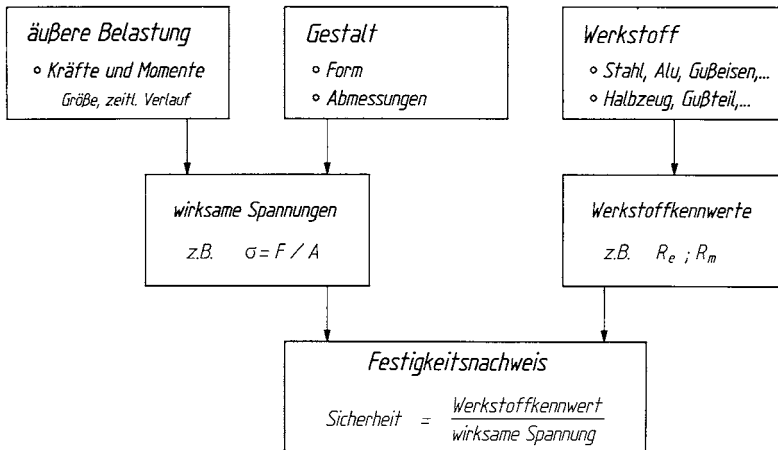


Abb. 1.12. Festigkeitsberechnung

gen müssen sowieso mit Hilfe von Berechnungsprogrammen (z.B. FEM) durchgeführt werden.

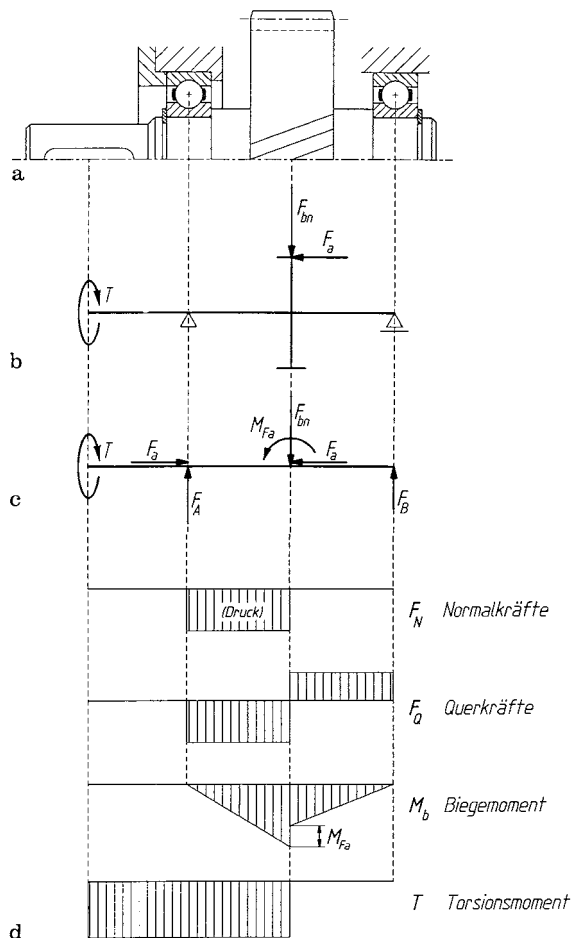
FKM-Richtlinie. Die FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ entstand auf der Grundlage ehemaliger TGL-Richtlinien, der früheren VDI-Richtlinie 2226 und weiteren Quellen. Sie ermöglicht einen umfassenden statischen, Dauer- und Betriebs-Festigkeitsnachweis unter Beachtung aller wesentlichen Einflußgrößen. Allgemein anwendbar ist die FKM-Richtlinie für

- Bauteile aus Eisenwerkstoff, Walz- und Schmiedestahl, auch nichtrostender, sowie Eisengußwerkstoffe,
- Bauteile mit geometrischen Kerben,
- nichtgeschweißte und geschweißte Bauteile,
- statische Beanspruchungen,
- Ermüdungsbeanspruchungen als Einstufen- oder Kollektivbeanspruchung und
- nicht korrosives Umgebungsmedium.

Ein näheres Eingehen auf dieses recht umfangreiche Regelwerk, das dem gegenwärtigen Kenntnisstand entspricht, würde den Rahmen dieses Buches sprengen. Es wird daher auf die Literatur [9] verwiesen.

Belastung. Mit Hilfe der Technischen Mechanik ist es möglich, die durch die äußeren Kräfte und Momente hervorgerufenen inneren Kräfte und Momente,

Abb. 1.13. Bestimmung der örtlichen Bauteilbelastungen
a) reales Bauteil;
b) Ersatzmodell;
c) freigeschnittene Welle;
d) Schnittgrößenverlauf



auch Schnittgrößen genannt, zu bestimmen. Der Verlauf der Schnittgrößen entlang der Bauteilabmessungen zeigt Belastungsmaximas und nicht belastete Zonen auf, deren Kenntnis für die Dimensionierung und Formgebung der Bauteile von größter Bedeutung sind. Dafür wird vom realen Bauteil ein vereinfachtes *Ersatzmodell* (Rechenmodell) abgeleitet, das durch eine Reduktion auf die Kraftwirkungslinien erreicht wird (Abb. 1.13 b). Darin werden alle äußeren Kräfte und Momente sowie die Randbedingungen wie Stützpunkte, Lagerungen, usw. eingetragen. Danach wird das *Freikörperbild* erstellt, indem einzelne Elemente freigeschnitten werden, d. h. die Elemente werden gedanklich vom System getrennt. Um die freigeschnittenen Elemente im Gleichgewicht zu halten, müssen neben den äußeren Belastungen auch die Kräfte und Momente an den Schnittstellen angetragen werden (Abb. 1.13 c).

Die inneren Kräfte an einer beliebigen Stelle werden ermittelt, indem nach dem Schnittprinzip ein gedachter Schnitt durchgeführt wird. Das Teilelement kann wieder ins Gleichgewicht gebracht werden, indem an der Schnittstelle die Schnittgrößen als

- Normalkräfte F_N ,
- Querkräfte F_Q ,
- Biegemomente M_b und
- Torsionsmomente T

eingetragen werden. Führt man die gedachten Schnitte an beliebig vielen Stellen durch, so läßt sich dadurch der Schnittgrößenverlauf entlang der gesamten Wirkungslinie ermitteln (Abb. 1.13 d). Bei statisch bestimmten Systemen genügen hierzu die Gleichgewichtsbedingungen, bei statisch unbestimmten Systemen, z. B. eine Welle mit drei Lagerstellen, müssen die Formänderungen oder Elastizitäten zu Hilfe genommen werden.

Belastungsfälle. Für die Haltbarkeit eines Bauteils ist nicht nur die Größe der Belastungen, sondern auch ihr zeitlicher Verlauf von großer Bedeutung. Nach Bach kommen im wesentlichen drei Lastfälle (Abb. 1.14) vor:

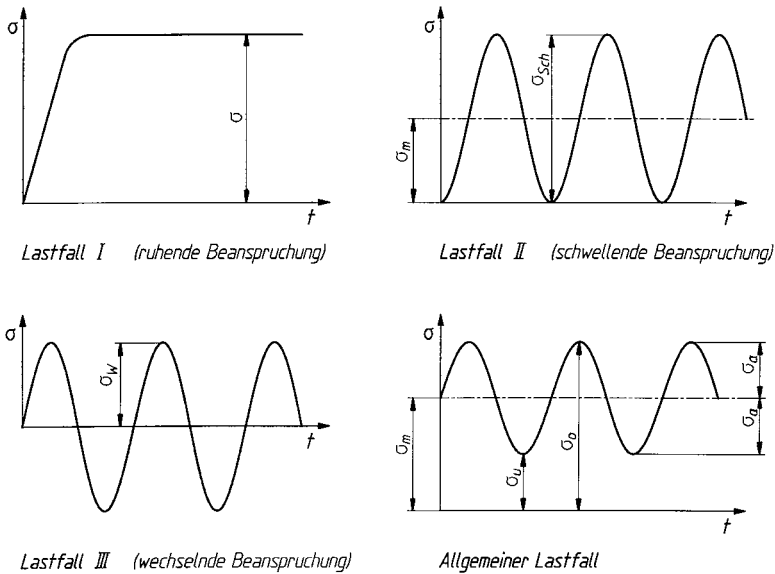
Lastfall I (ruhende oder statische Beanspruchung): Die Belastung steigt zügig von Null auf einen gleichbleibenden Endwert, so daß sich im Betriebszustand eine konstante Spannung einstellt.

Lastfall II (rein schwellende Beanspruchung): Die Spannung schwankt zwischen Null und einem Höchstwert, so daß im Bauteil nur Zug- oder nur Druckspannungen auftreten.

Lastfall III (rein wechselnde Beanspruchung): Die Spannung wechselt ständig zwischen einem positiven und einem gleichgroßen negativen Wert.

Allgemeiner Lastfall (Lastfall I + III): Der allgemeine Lastfall ist eine Überlagerung von I und III. Er stellt somit eine schwingende Beanspruchung dar, bei der die Ausschlagsspannung σ_a um einen Mittelwert σ_m schwankt, der im Zug- oder Druckbereich liegen kann. Wird $\sigma_m = 0$, so liegt Lastfall III vor.

Dimensionierung auf Tragfähigkeit. Die Ermittlung der auftretenden Spannungen ist Aufgabe der Festigkeitslehre. Unter Spannungen versteht man die inneren

**Abb. 1.14.** Belastungsfälle

Kräfte pro Flächeneinheit, die in einem beliebigen Querschnitt so angebracht werden müssen, daß sie den am abgeschnittenen Teil wirkenden äußeren Kräften das Gleichgewicht halten. Spannungen senkrecht zur Querschnittsfläche heißen Normalspannungen (Zug-, Druck-, Biegespannungen). Spannungen, die in der Querschnittsebene liegen, heißen Tangentialspannungen (Schub- und Torsionsspannungen). Treten in einem Querschnitt gleichzeitig unterschiedliche Normalspannungen auf, wie etwa Zug- und Biegespannungen, so werden diese algebraisch addiert ($\sigma_{\max} = \sigma_z + \sigma_b$). Wirken in einem Querschnitt gleichzeitig Normal- und Tangentialspannungen (z.B. Biegung und Torsion), so errechnet man eine gleichwertige Vergleichsspannung σ_v , durch die der mehrachsige Spannungszustand auf eine (hypothetische), einachsige Normalspannung zurückgeführt wird. Dies ist notwendig, da die Werkstoffkennwerte als einachsige Festigkeitsgrenzwerte (aus zugbeanspruchten Werkstoffproben) vorliegen.

Festigkeithypothesen. Welche der zur Verfügung stehenden Festigkeithypothesen angewendet wird, richtet sich nach der voraussichtlichen Versagensart.

Die **Normalspannungs-Hypothese (NH)** ist die älteste Festigkeits-Hypothese und geht davon aus, daß die größte auftretende Normalspannung für den Bruch ausschlaggebend ist. Sie findet Anwendung bei spröden Werkstoffen (z.B. Gußeisen, Stein, Glas), bei denen ein Trennbruch zu erwarten ist.

Bei der **Schubspannungs-Hypothese (SH)** wird angenommen, daß die größte auftretende Schubspannung für das Fließen maßgebend ist. Die Schubspannungs-Hypothese wird bei Stählen mit ausgeprägter Streckgrenze verwendet, wenn vor dem Bruch eine plastische Verformung stattfindet und für spröde Werkstoffe bei Druckbeanspruchung.

Tabelle 1.2. Vergleichsspannungen für den einachsigen Spannungszustand

Festigkeits-Hypothese	Vergleichsspannung	Anstrengungsverhältnis
Normalspannungs-Hypothese	$\sigma_v = \frac{1}{2} \left[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2} \right]$	$\alpha_0 = \frac{\sigma_{\text{Grenz}}}{\tau_{\text{Grenz}}}$
Schubspannungs-Hypothese	$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2}$	$\alpha_0 = \frac{\sigma_{\text{Grenz}}}{2 \cdot \tau_{\text{Grenz}}}$
Gestaltänderungsenergie-Hypothese	$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha_0 \tau)^2}$	$\alpha_0 = \frac{\sigma_{\text{Grenz}}}{1,73 \cdot \tau_{\text{Grenz}}}$

Nach der *Gestaltänderungsenergie-Hypothese (GEH)* versagt ein Bauteil infolge unzulässig hoher plastischer Verformungen. Die GEH wird bei zähen Werkstoffen (z. B. Baustähle, Vergütungsstähle) angewendet, wenn große Verformungen oder ein Dauerbruch zu erwarten sind. Das heißt, sie ist für statische und dynamische Belastungen geeignet. Da diese Hypothese vor allem bei zähen Werkstoffen die beste Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen zeigt, wird sie im Maschinenbau häufig eingesetzt.

In Tabelle 1.2 sind die Vergleichsspannungen für den einachsigen Spannungszustand zusammengestellt. Bei den mehrachsigen Spannungszuständen (Tabelle 1.3) werden die aufeinander senkrecht stehenden Hauptspannungen (also Schnittflächen, in denen $\tau = 0$ ist) mit σ_1 , σ_2 und σ_3 bezeichnet. Unterschiedliche Belastungsfälle, z. B. wechselnde Biegung und ruhende Torsion, werden mit dem Anstrengungsverhältnis α_0 nach Bach berücksichtigt. Besitzen Normal- und Tangentialspannungen denselben Belastungsfall, so wird $\alpha_0 = 1$ gesetzt. Für Bauteile aus Stahl kann mit guter Näherung für das Anstrengungsverhältnis gesetzt werden:

$$\begin{aligned} \alpha_0 &\approx 0,7 && \text{bei wechselnder Biegung und ruhender Torsion,} \\ \alpha_0 &\approx 1,5 && \text{bei ruhender Biegung und wechselnder Torsion.} \end{aligned}$$

Auslegung. Die Berechnung der auftretenden Spannungen setzt die Kenntnis der Abmessungen voraus. Meist werden die Abmessungen durch grobe Überschlagrechnungen größenordnungsmäßig bestimmt und erst nach der Detailierung, wenn die geometrische Gestalt festgelegt ist, die auftretenden Spannungen genauer berechnet. Die wichtigsten Formeln hierfür sind in Tabelle 1.4 zusammengestellt. Es ist jedoch besonders darauf hinzuweisen, daß die Werkstoffkennwerte (Festigkeitsgrenzwerte) nur für glatte, polierte Probestäbe von etwa 10 mm Durchmesser gelten und die einfachen Formeln in Tabelle 1.4 gleichmäßige, bei Biegung lineare, Spannungsverteilungen voraussetzen. Die Einflüsse der Form und der Oberflächenbeschaffenheit können durch entsprechende Beiwerte berücksichtigt werden.

Betriebsfaktor. Die Bauteilbeanspruchungen (Spannungen) werden aus den äußeren Belastungen ermittelt. Häufig sind die Belastungsgrößen Kraft und Mo-

Tabelle 1.3. Vergleichsspannungen für mehrachsige Spannungszustände mit den Hauptspannungen (σ_1 , σ_2 und σ_3)

Festigkeits-Hypothese	zweiachsiger Spannungszustand	dreiachsiger Spannungszustand	Voraussetzungen
Normalspannungs-Hypothese	$\sigma_v = \sigma_1$ $\sigma_v = 0,5 \left[\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_{xy}^2} \right]$	$\sigma_v = \sigma_1$	$\sigma_1 > \sigma_2$ $\sigma_1 > \sigma_3$
Schubspannungs-Hypothese	$\sigma_v = \sigma_1 - \sigma_2 = 2 \tau_{\max}$ $\sigma_v = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_{xy}^2}$	$\sigma_v = \sigma_1 - \sigma_3 = 2 \tau_{\max}$	$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ $\sigma_x - \sigma_y < \tau^2$
Gestaltänderungsenergie-Hypothese	$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$ $\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3 \tau_{xy}^2}$	$\sigma_v = \sqrt{0,5 [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$ $\sigma_v = \sqrt{0,5 [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]}$	

Tabelle 1.4. Auslegung auf Tragfähigkeit

Beanspruchungsart	Auftretende Spannung	Erforderlicher Querschnitt
Zug, Druck	$\sigma = F/A$	$A_{\text{erf}} = F/\sigma_{\text{zul}}$
Flächenpressung	$p_m = F/A$	$A_{\text{erf}} = F/p_{\text{zul}}$
Lochleibung	$p = F/(bd)$	$(bd) = F/p_{\text{zul}}$
Biegung	$\sigma_b = M_b/W_b$	$W_{b \text{ erf}} = M_b/\sigma_{b \text{ zul}}$
Verdrehung	$\tau_t = T/W_t$	$W_{t \text{ erf}} = T/\tau_{t \text{ zul}}$
Abscheren	$\tau_s = F_Q/A$	$A_{\text{erf}} = F_Q/\tau_{s \text{ zul}}$
	Zulässige Spannungen	Sicherheitswert
Bei Gewaltbruchgefahr	$\sigma_{\text{zul}} = R_m/S_B; \tau_{\text{zul}} = \tau_B/S_B$	$S_B = 2,0 \dots 3$
Bei Fließgefahr	$\sigma_{\text{zul}} = R_e/S_F; \tau_{\text{zul}} = \tau_F/S_F$	$S_F = 1,3 \dots 2$
Bei Dauerbruchgefahr	$\sigma_{\text{zul}} = \sigma_D/(\beta_k S_D); \tau_{\text{zul}} = \tau_D/(\beta_k S_D)$	$S_D = 2,0 \dots 2,5$

ment jedoch nicht konstant, sondern durch Stöße und Momente entstehen Belastungsspitzen, die von der Antriebsmaschine (z. B. Kolbenmotor) und der Abtriebsmaschine (z. B. Walzwerk) auf die Bauteile übertragen werden. Diese äußeren Zusatzkräfte werden bei der Dimensionierung von Bauteilen dadurch berücksichtigt, daß die Nennkraft bzw. das Nennmoment mit einem Betriebsfaktor K_A multipliziert wird. Aus Tabelle 6.4 können Anhaltswerte für K_A (in DIN 3990 Anwendungsfaktor genannt) entnommen werden. Der Betriebsfaktor muß grundsätzlich bei allen Spannungsberechnungen berücksichtigt werden und wird daher bei der Behandlung der einzelnen Konstruktionselemente nicht jedesmal separat angeführt.

Kerbwirkung. Bei gekerbten und gelochten Bauteilen treten im Kerbgrund oder am Lochrand Spannungsspitzen auf, die ein Vielfaches der rechnerischen Nennspannung σ_n betragen können und die Tragfähigkeit ungünstig beeinflussen. Diese Erscheinungen, die allgemein als Kerbwirkung bezeichnet werden, treten bei allen Änderungen und Umlenkungen des Kraftflusses auf. Beispiele sind plötzliche Querschnittsänderungen, Absätze, Hohlkehlen, Ecken, Rippen, Nuten, Bohrungen, Nabensitze usw.

Die Größe der durch die Form allein bewirkten Spannungsspitzen kann mit Hilfe der Formzahl α_k berechnet werden zu $\sigma_{\text{max}} = \alpha_k \cdot \sigma_n$. Formzahlen sind rein rechnerisch und experimentell ermittelte Werte, die in Hand- und Festigkeitslehrbüchern für unterschiedliche Kerbformen enthalten sind. Die Minderung der Dauerfestigkeit gekerbter Bauteile ist jedoch nicht nur von der Form, sondern auch vom Werkstoff, insbesondere seiner Kerbempfindlichkeit abhängig. Das Verhältnis der ertragbaren Spannungsamplitude σ_A des glatten Probestabes zur ertragbaren Spannungsamplitude des gekerbten Bauteils σ_{Ak} wird als Kerbwirkungszahl β_k bezeichnet:

$$\beta_k = \frac{\sigma_A}{\sigma_{Ak}}.$$

Gestaltfestigkeit. Eine schlechte Oberflächengüte wirkt sich ebenfalls in einer Minderung der Dauerfestigkeit aus, da Riefen auf der Oberfläche viele kleine Kerben darstellen. Der Oberflächeneinfluß b_O wird mit zunehmender Festigkeit des Werkstoffs größer und kann Abb. 1.15 entnommen werden.

Der Größeneinfluß wird durch den Beiwert b_G (Abb. 1.16) berücksichtigt. Die Dauerfestigkeit von Bauteilen mit größeren Abmessungen ist wesentlich geringer als die am 10 mm-Probestab ermittelte.

Bei Berücksichtigung aller festigkeitsmindernden Einflüsse ergibt sich die Gestaltfestigkeit zu

$$\sigma_G = \frac{\sigma_D b_O b_G}{\beta_k} \quad \text{bzw.} \quad \tau_G = \frac{\tau_D b_O b_G}{\beta_k} .$$

Die Werkstoffkennwerte für die Dauerfestigkeit sind den Dauerfestigkeits-schaubildern (Abb. 1.17 und Anhang) zu entnehmen. Bei einer wechselnden Beanspruchung wird für σ_D (τ_D) die Wechselfestigkeit σ_W (τ_W) und bei schwelender Beanspruchung die Schwellfestigkeit σ_{Sch} (τ_{Sch}) eingesetzt. Bei einem allgemeinen Lastfall muß die ertragbare Ausschlagsspannung σ_A (τ_A) verwendet werden.

Abb. 1.15. Beiwert b_O für Oberflächeneinfluß

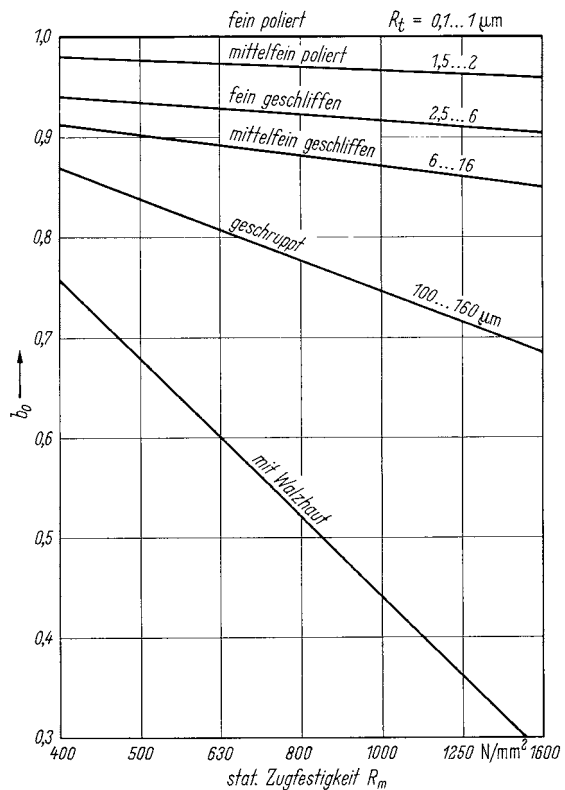
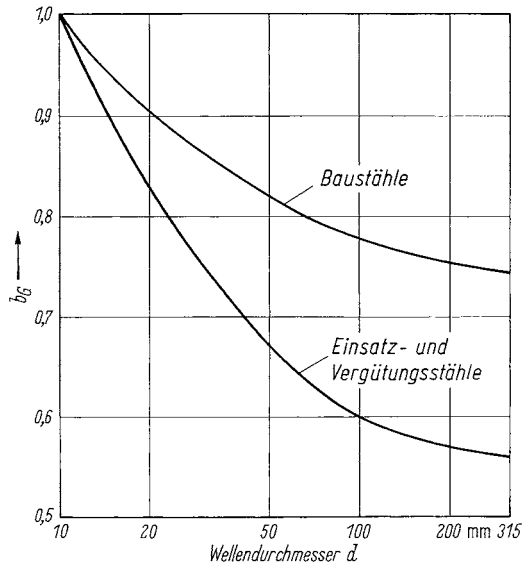


Abb. 1.16. Beiwert b_G für Größeneinfluß



Die vorhandene Sicherheit kann dann folgendermaßen ermittelt werden:

$$S_D = \frac{\sigma_G}{\sigma_{\text{vorh}}} \quad \text{bzw.} \quad S_D = \frac{\tau_G}{\tau_{\text{vorh}}}.$$

Für die vorhandene Spannung σ_{vorh} wird bei mehrachsigen Spannungszuständen die Vergleichsspannung σ_V , bei Überprüfung der Ausschlagsfestigkeit die Ausschlagsspannung σ_a gesetzt.

Gestaltung. Das Ziel von der Lehre der Gestaltfestigkeit ist es, aussagefähige Unterlagen für die Bemessung von Bauteilen zu schaffen unter Berücksichtigung

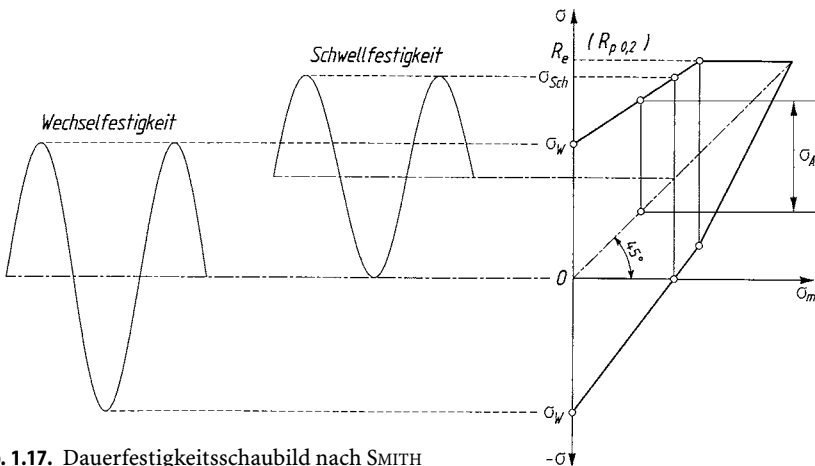


Abb. 1.17. Dauerfestigkeitsschaubild nach SMITH

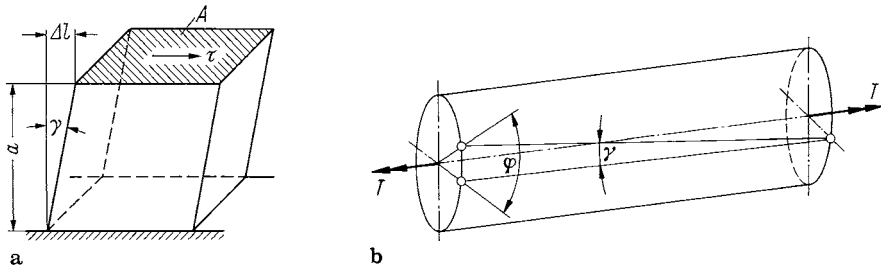


Abb. 1.18. Schiebung γ a) bei Schubspannung; b) bei Torsion

der Werkstoff-, Form-, Größen- und Oberflächeneinflüsse. Für den Konstrukteur ist besonders die Formgebung wichtig. Dazu gehört neben der richtigen Wahl der Querschnittsform (beanspruchungsgerechtes Gestalten Kap. 1.3.2) auch, daß Kerben in belasteten Zonen möglichst vermieden oder durch sanfte Übergänge und Entlastungskernen entschärft werden.

Dimensionierung auf Formsteifigkeit. Die Ermittlung der auftretenden Verformungen, die bei vielen Bauteilen zwecks Aufrechterhaltung einwandfreier Funktion bestimmte Grenzwerte nicht überschreiten dürfen, ist Aufgabe der Elastizitätslehre.

Unter der Einwirkung von Normalspannungen treten Längen- und Querschnittsänderungen auf. Die Längendehnung wird mit $\varepsilon = \Delta l / l$ und die Querkontraktion mit $\varepsilon_q = \Delta d / d$ berechnet. Das Verhältnis der Längendehnung zur Querkontraktion ist die Poissonsche Zahl $m = 1/\nu = \varepsilon / \varepsilon_q$ und beträgt für Metalle im Mittel 10/3 und für Gußeisen 4. Der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung wird mit Hilfe des Elastizitätsmoduls E im elastischen Bereich durch das Hookesche Gesetz wiedergegeben

$$\sigma = E \varepsilon.$$

Unter der Wirkung von Schubspannungen verschieben sich an einem Würfel (herausgeschnittenes Volumenelement) die parallelen Flächen gegeneinander (Abb. 1.18a). Der Winkel γ , um den sich die Seitenflächen neigen, wird als Schiebung bezeichnet. Entsprechend tritt die Schiebung bei Torsionsbeanspruchung als Verdrehwinkel auf (Abb. 1.18b). Für die Schubspannung gilt mit dem Schubmodul G im elastischen Bereich die Beziehung

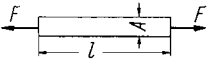
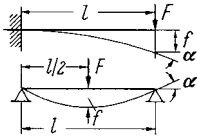
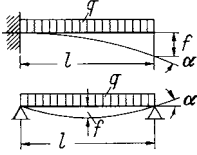
$$\tau = G \gamma.$$

Elastizitäts- und Schubmodul sind durch die Querkontraktion miteinander verknüpft

$$G = \frac{m}{2(m+1)} E.$$

Mit diesen Grundgesetzen lassen sich die Formänderungen von Bauteilen (z. B. die Durchbiegung einer Welle) berechnen. Die wichtigsten Gleichungen dafür sind in Tabelle 1.5 zusammengestellt. Bei Biegung, Verdrehung und Knickung

Tabelle 1.5. Dimensionierung auf Formsteifigkeit

Beanspruchungsart	Auf tretende Formänderung	
Zug, Druck	 Längenänderung $\Delta l = \frac{F l}{E A}$	
Biegung bei konstantem Querschnitt: Einzellast	 $f = \frac{F l^3}{3 E I_b}$ $f = \frac{F l^3}{48 E I_b}$	Durchbiegung $\tan \alpha = \frac{F l^2}{2 E I_b}$ $\tan \alpha = \frac{F l^2}{16 E I_b}$
Streckenlast $q l = F$	 $f = \frac{F l^3}{8 E I_b}$ $f = \frac{5 F l^3}{384 E I_b}$	$\tan \alpha = \frac{F l^2}{6 E I_b}$ $\tan \alpha = \frac{F l^2}{24 E I_b}$
bei veränderlichem Querschnitt und bei beliebigen Lasten:	Zeichnerisch/numerische Ermittlung nach Abschn. 4.2.2 mit Hilfe der Grundgleichung $\Delta \alpha = \frac{M_{bx} \Delta x}{E I_{bx}}$	
Verdrehung (Torsion)	Verdrehwinkel $\varphi = \frac{T l}{G I_p}$	
Knickung Elastischer Bereich (EULER): $\sigma_k \leq \sigma_y$ (Proportionalitätsgrenze)	Ausknicken bei Knicklast $F_K = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{s_k^2}$ bzw. bei Knickspannung $\sigma_k = \frac{F_K}{A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$, wobei s_k = freie Knicklänge (s. Abb.) $\lambda = \frac{s_k}{i}$ = Schlankheitsgrad $i = \sqrt{I_{\min}/A}$ = Trägheitsradius $s_k = 2l \quad 1 \quad 0,7l \quad 0,5l$	
Unelastischer Bereich (TETMAJER): S 235 $\lambda < 104$ E 295, E 335 $\lambda < 89$ Gußeisen $\lambda < 80$ Nadelholz $\lambda < 100 \dots$	σ_k -Werte in N/mm ² $\sigma_k = 310 - 1,14 \lambda$ $\sigma_k = 335 - 0,62 \lambda$ $\sigma_k = 776 - 12 \lambda + 0,053 \lambda^2$ $\sigma_k = 29,3 - 0,194 \lambda$	
Knicksicherheit $S_k \geq 5 \dots 8$, also	$F_{zul} = \frac{F_K}{S_k}; \quad \sigma_{k zul} = \frac{\sigma_k}{S_k}$	

ist jeweils eine Formgröße, das Flächenmoment 2. Ordnung, ausschlaggebend. Die Formeln zur Berechnung der I-Werte sind für verschiedene Querschnitte Anhang 3 zu entnehmen. Querschnitte mit großen I-Werten liefern geringe Verformungen.

1.3.4

Werkstoffgerechtes Gestalten

Für eine stoffgerechte Gestaltung sind die unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften von Bedeutung. Die Wahl des richtigen Werkstoffes hängt im wesentlichen von der Beanspruchung, der Funktion und der Fertigung ab. In Zukunft wird auch die Entsorgung bei der Werkstoffwahl eine Rolle spielen.

- *Beanspruchung.* Für eine festigkeitsgerechte Dimensionierung bezüglich der auftretenden Beanspruchungen werden die Festigkeitsgrenzwerte benötigt, für eine steifigkeitsgerechte Dimensionierung müssen Dehnung und Elastizität der verwendeten Werkstoffe bekannt sein.
- *Funktion.* Mehrere Werkstoffeigenschaften können die Funktion von Bauteilen beeinflussen. So sind z. B. die Dämpfungseigenschaften wichtig, wenn Schwingungen auftreten oder der Oberflächenzustand ist relevant für mögliche Verschleißerscheinungen. Die Dichte bestimmt das Bauteilgewicht.
- *Fertigung.* Jedes Bauteil erhält während der Konstruktion eine Form, die vom Werkstoff abhängig ist. So erhalten gegossene oder geschweißte Teile bei identischer Funktionserfüllung unterschiedliche geometrische Formen. Welches Fertigungsverfahren und welcher Werkstoff gewählt wird, richtet sich letztlich nach Bauteilsicherheit und Wirtschaftlichkeit.
- *Entsorgung.* Legierungszusätze sowie die Verträglichkeit von Werkstoffen (siehe Kap. 1.3.6) können die Wiederaufbereitung stark beeinträchtigen. Ziel ist daher, mit einfachen und möglichst wenig unterschiedlichen Werkstoffen auszukommen.

Die im Maschinenbau verwendeten Werkstoffe können in Metalle, nichtmetallische Stoffe und Verbundstoffe gegliedert werden. Auch heute noch kommen überwiegend metallische Werkstoffe zum Einsatz, obwohl in der letzten Zeit zunehmend Kunststoffe und auch keramische Stoffe in speziellen Anwendungsfällen verwendet werden. Für eine ausführliche Auseinandersetzung zum Thema Werkstoffe muß auf die Literatur und entsprechende DIN-Normen verwiesen werden. In diesem Abschnitt sollen nur die für die Konstruktion wichtigsten Eisen-Werkstoffe stichpunktartig behandelt werden. Hierbei werden hauptsächlich typische Anwendungsbeispiele und Eigenschaften aufgeführt. Die Festigkeitsgrenzwerte sind im Anhang zusammengestellt.

Stahl

Stahl ist der wichtigste Konstruktionsbaustoff. Man versteht unter Stahl alles ohne Nachbehandlung schmiedbares Eisen mit einem Kohlenstoffgehalt von weniger als 2 %.

Unlegierte Stähle enthalten an Beimengungen in der Hauptsache nur Kohlenstoff und werden daher auch Kohlenstoffstähle genannt. Ihr Kohlenstoffge-

halt schwankt zwischen 0,06 und 0,65 %. Zu den unlegierten Stählen, die nicht für eine Wärmebehandlung bestimmt sind, zählen vor allem die allgemeinen Baustähle nach DIN EN 10025 (bisher DIN 17100). Unlegierte Stähle, die für eine Wärmebehandlung bestimmt sind, wurden bisher als Vergütungsstähle (DIN 17200) und Einsatzstähle (DIN 17210) bezeichnet. In Zukunft werden Vergütungsstähle nach DIN EN 10083 und Einsatzstähle nach DIN EN 10084 genormt.

Legierte Stähle enthalten zur Erzielung bestimmter Eigenschaften Legierungszusätze von Al, Cr, Co, Cu, Mn, Mo, Ni, Nb, P, S, Si, N, Ti, V und W. Stähle mit weniger als 5 % Legierungsbestandteilen sind niedriglegierte Stähle, solche mit mehr als 5 % sind hochlegierte Stähle. Der Kohlenstoffgehalt der legierten Stähle liegt zwischen 0,1 und 0,5 %.

Aus wirtschaftlichen Gründen werden hauptsächlich die unlegierten, billigen Stähle verwendet. Nur wenn für bestimmte Anwendungen besondere Eigenschaften gefordert werden, setzt man legierte Stähle ein.

Baustähle. Allgemeine Baustähle sind unlegierte Stähle mit einem Kohlenstoffgehalt von 0,2 bis 0,5 %. Sie werden vorwiegend für niedrige Betriebstemperaturen (bis 200 °C) eingesetzt. In Tabelle 1.6 sind die wichtigsten Anwendungen für Baustähle zusammengestellt.

Tabelle 1.6. Verwendung von allgemeinen Baustählen (alt nach DIN 17100, neu nach DIN EN 10025)

Stahlsorte		Verwendung
alt	neu	
St 33	S185	Nur für untergeordnete Zwecke bei geringen Anforderungen.
St 37-2	S235JR	Üblicher Schmiedestahl für Teile ohne besondere Anforderungen an die Zähigkeit. Für Preßteile, Druckbehälter und ähnliche rohbleibende Teile, für Flansche, Armaturen und Bolzen.
USt 37-2	S235JRG1	
RSt 37-2	S235JRG2	
St 37-3 U	S235JO	Auf jede Art schweißbar, deshalb am häufigsten verwendeter Stahl für Eisenkonstruktionen.
St 37-3 N	S235J2G3	
St 44-2	S275JR	Für Teile, die Stößen und wechselnden Beanspruchungen unterliegen, wie Wellen, Achsen, Kurbeln usw., bei denen jedoch kein wesentlicher Verschleiß zu befürchten ist.
St 44-3 U	S275JO	Im gewalzten und geschmiedeten Zustand gut schweißbar.
St 44-3 N	S275J2G3	
St 52-3 U	S355JO	Baustahl mit guter Schweißbarkeit, geeignet für schwingungsbeanspruchte Schweißkonstruktionen.
St 52-3 N	S355J2G3	
St 50-2	E295	Höher beanspruchte Triebwerksteile, stärker belastete Wellen, gekröpfte Kurbelwellen und Spindeln. Außerdem für Teile, die eine gewisse natürliche Härte besitzen müssen, wie Kolben, Schubstangen, Bolzen, Gewinderinge und ungehärtete Zahnräder. Noch gut bearbeitbar.
St 60-2	E335	Für Teile mit hohem Flächendruck und Gleitbewegungen, wie Paßfedern, Keile, Paßstifte, Zahnräder, Schnecken und Spindeln.
St 70-2	E360	Für Teile mit Naturhärte, wie Nocken, Rollen, Walzen bei hoher, jedoch nicht wechselnder Beanspruchung.

Feinkornbaustähle. Höhere Festigkeiten lassen sich durch sogenanntes Mikrolegieren erzielen. Der Name dieser Stähle kommt von den geringen Legierungszusätzen (bis etwa 0,1 %), die als Carbide, Nitride und ähnliches fein im Gefüge verteilt sind. Feinkornbaustähle sind schweißbar, wenn man sich an die Schweißvorschriften hält. Durch zusätzliche Eigenschaften wie Umformbarkeit und Zähigkeit sind diese Stähle für Anwendungen im Behälterbau oder zur Herstellung von leichten, tragfähigen Trag- und Fahrwerksteilen geeignet.

Automatenstähle. Spezielle Legierungstypen, die sich aufgrund ausgezeichneter Zerspanbarkeit auf automatisch arbeitenden Maschinen wirtschaftlich bearbeiten lassen, werden als Automatenstähle bezeichnet. Die gute Zerspanbarkeit, d. h. leicht- und kurzbrechende Späne, wird durch relativ geringfügige Zusätze erreicht. Sie werden für Massenartikel wie Bolzen, Stifte, Verschraubungsteile usw. verwendet.

Vergütungsstähle. Sie eignen sich zum Härten und weisen in vergütetem Zustand hohe Zähigkeiten auf. Vergütungsstähle werden allgemein für Walzerzeugnisse, Gesenkschmiedestücke und Freiformschmiedestücke bis etwa 250 mm Durchmesser oder Dicke bei höheren Festigkeitsanforderungen, insbesondere bei Stoß- und Wechselbeanspruchung verwendet. Typische Anwendungen zeigt Tabelle 1.7.

Einsatzstähle. Unlegierte Stähle mit niedrigem Kohlenstoffgehalt, die zum Härten an der Oberfläche aufgekohlt werden müssen, werden als Einsatzstähle bezeichnet. Sie werden bevorzugt verwendet, wenn für Teile eine verschleißfeste

Tabelle 1.7. Verwendung von Vergütungsstählen (alt nach DIN 17 200, neu nach DIN EN 10 083)

Stahlsorte		Verwendung
alt	neu	
Ck 22, Cm 22	C 22 E, C 22 R	Wellen, Gestänge, Hebel; < 100 mm
Ck 35, Cm 35	C 35 E, C 35 R	Flansche, Schrauben, Muttern, Bolzen, Spindeln, Achsen, große Zahnräder
Ck 45, Cm 45	C 45 E, C 45 R	Schaltstangen, Schubstangen, Kurbeln und Exzenterwellen
Ck 60, Cm 60	C 60 E, C 60 R	Schienen, Federn, Federrahmen, kleinere Zahnräder
46 Cr 2	46 Cr 2	} Kurbelwellen, Schubstangen, Fräsdorne, Vorderachsen, Zahnräder, Kugelbolzen
34 Cr 4	34 Cr 4	
37 Cr 4	37 Cr 4	} Achsen, Wellen, Zahnräder, Zylinder, Steuerungsteile; bis 100 mm
41 Cr 4	41 Cr 4	
25 CrMo 4	25 CrMo 4	} Triebwerks- und Steuerungsteile, Fräsdorne, Einlaßventile, Vorderachsen, Achsschenkel, Pleuel, Kardanwellen
34 CrMo 4	34 CrMo 4	
42 CrMo 4	42 CrMo 4	Hebel für Lenkungsteile, Federbügel
34 CrNiMo 6	34 CrNiMo 6	} Für höchstbeanspruchte Teile, Wagen- und Ventildfedern, auch große Schmiedestücke
30 CrNiMo 8	30 CrNiMo 8	

Tabelle 1.8. Verwendung von Einsatzstählen nach 10 084 (alt: DIN 17210)

Stahlsorte	Verwendung
C 10	Kleinere Maschinenteile, Schrauben, Bolzen, Gabeln, Gelenke, Buchsen Exzenter- und Nockenwellen, Treib- und Kuppelzapfen, Kolbenbolzen, Spindeln
C 15	
17 Cr 3	Rollen, Kolbenbolzen, Nockenwellen, Spindeln
16 MnCr 5	Zahnräder und Wellen im Fahrzeug- und Getriebebau
20 MnCr 5	Hochbeanspruchte Zahnräder mittlerer Abmessungen
22 CrMoS3-5	Hochbeanspruchte Zahnräder und Wellen mittlerer Abmessungen Ritzel, hochbeanspruchte Zahnräder und Wellen größerer Abmessungen
17 CrNiMo 6	

Oberfläche und ein zäher Kern verlangt werden. Anwendungen, die hohe Anforderungen an die Dauerhaltbarkeit stellen, sind Tabelle 1.8 zu entnehmen.

Nichtrostende Stähle. Ein hoher Bestandteil aus Chrom (mehr als 12 %) sichert die Korrosionsbeständigkeit des Stahles. Das Anwendungsgebiet der Cr- bzw. CrNi-Stähle reicht vom Nahrungsmittel- und Getränkebereich über chemische und verfahrenstechnische Anlagen, Schiff- und Bootsbaubis zur Medizintechnik.

Eisengußwerkstoffe

Die Gußwerkstoffe verdanken ihre weite Verbreitung in erster Linie den nahezu unbegrenzten Möglichkeiten der unmittelbaren Formgebung. Die Eisen-Kohlenstoff- Gußwerkstoffe werden in Stahlguß, Temperguß, Gußeisen und Sonderguß eingeteilt.

Stahlguß. Als Stahlguß wird jeder Stahl bezeichnet, der im Elektro-, Lichtbogen- oder Induktionsofen erzeugt, in Formen gegossen und einer Glühung unterzogen wird. Die Eigenschaften richten sich nach der Zusammensetzung und der Art der Glühbehandlung und sind grundsätzlich die gleichen wie für Stahl. Stahlguß ist also schmiedbar und schweißbar, besitzt hohe Festigkeit, Dehnung und Zähigkeit und kann mit den gleichen Legierungszusätzen wie Stahl legiert werden. Unlegierter Stahlguß dient allgemeinen Verwendungszwecken, z. B. für Maschinenständer, Pumpen- und Turbinengehäuse, Pleuelstangen, Hebel, Bremsscheiben, Lagerkörper, Radkörper usw. Warmfester Stahlguß findet z. B. Verwendung für Dampfturbinengehäuse, Laufräderscheiben und Heißdampfventile. Für sehr hohe Beanspruchungen und Temperaturen über 500 °C (z. B. in Wärmekraftanlagen) wird hochlegierter austenitischer Stahlguß eingesetzt.

Temperguß. Auf Grund seiner Legierungsbestandteile erstarrt der Temperguß graphitfrei, so daß der gesamte Kohlenstoff zunächst in gebundener Form als Eisenkarbid vorliegt. Gute Fließbarkeit und gutes Formfüllungsvermögen gewährleisten große Maßhaltigkeit und saubere Oberflächen. Der Temperrohguß wird einer Glühbehandlung unterworfen, die den restlosen Zerfall des Eisenkarbids bewirkt und zu Festigkeits- und Zähigkeitswerten führt, die denen von Stahlguß und unlegierten Stählen nahekommen.

Erfolgt die Glühbehandlung in entkohlender Atmosphäre, so erhält man den *weißen Temperguß*, der für kleinere dünnwandige Massenartikel wie Beschlagteile, Schloßteile, Schlüssel, Griffe, Handräder, Förderketten, Bremsbacken, Lenkgehäuse u.ä. verwendet wird. EN-GJMW-360-12 (bisher GTW-S38-12) ist gut, die anderen Sorten bedingt schweißbar.

Beim Glühen in nichtentkohlender Atmosphäre entsteht der *schwarze Temperguß*, der im ganzen Querschnitt ein gleichmäßiges Gefüge mit ferritischer Grundmasse und kugelförmigen Temperkohlefflocken enthält. Durch besondere Glühbehandlung kann ein Gefüge aus lamellarem oder körnigem Perlit und Temperkohle erzielt werden. Diese hochfesten Tempergußsorten finden Anwendung für Getriebegehäuse, Hinterachsgehäuse, Schaltgabeln, Kipphebel, Gabelstücke für Gelenkwellen, Kurbelwellen und vieles andere.

Gußeisen. Es enthält mehr als 2 % Kohlenstoff (2,5 bis 4 %), von dem ein größerer Teil im Gefüge als Graphit enthalten ist.

Bei gewöhnlichem Gußeisen GJL (alt: GG für Grauguß) bzw. *Gußeisen mit Lamellengraphit* haben die Graphitausscheidungen Lamellen- oder Schuppenform, deren scharfkantige Ränder wie Kerben wirken und die Festigkeit ungünstig beeinflussen. Grauguß hat weder eine Streckgrenze noch eine nennenswerte Dehnung und ist für Schlagbeanspruchungen ungeeignet. Trotz geringer statischer Zugfestigkeit wird Grauguß im Maschinenbau sehr viel verwendet. Seine wesentlichen Vorteile sind: ausgezeichnetes Dämpfungsvermögen, hohe Druckfestigkeit (etwa 4 mal Zugfestigkeit), günstige Laufeigenschaften und große Verschleißfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit, gute Bearbeitbarkeit und niedriger Preis. Der „normale“ Grauguß wird bei niedrigen und mittleren Beanspruchungen wie Gehäuse, Ständer, Gleitbahnen, Laufbuchsen, Riemenscheiben usw. verwendet. Aus GG-25 und GG-30 werden hochbeanspruchte Teile wie Rotorsterne, Zylinder, Schwungräder, Turbinenteile und Lageraschen hergestellt. Die Sorten GG-35 und GG-40 sind Ausnahmefällen vorbehalten.

Gußeisen mit Kugelgraphit GJS (alt: GGG) ist ein Eisengußwerkstoff, bei dem der als Graphit vorliegende Kohlenstoffanteil nahezu vollständig in kugelförmiger Form vorliegt. Diese Gußsorten besitzen stahlähnliche Festigkeitseigenschaften, vor allem merkliche Dehnung, Streckgrenze und Verformung vor dem Bruch. Auch die Vorzüge von Grauguß sind weitgehend vorhanden mit Ausnahme der inneren Dämpfung, die geringer ist als bei GG. Gußeisen mit Kugelgraphit wird verwendet, wenn die Festigkeitseigenschaften von Grauguß nicht ausreichen und die hohen Zähigkeitswerte von Stahlguß nicht erforderlich sind. Beispiele für die Verwendung von GGG sind: Transportketten, Umlenkräder, Lüfterräder, Abgasturbinenräder, Zahnräder, Nocken, Walzen, große Preßstempel, Matrizen usw.

Sonderguß. Alle Eisen-Kohlenstoff-Gußwerkstoffe, die sich nicht in die Werkstoffgruppen Stahlguß, Temperguß und Gußeisen einordnen lassen, werden als Sonderguß bezeichnet. Hierzu gehören vor allem gegossene Eisenlegierungen für besondere Eigenschaften (z. B. unmagnetische Werkstoffe).

Sintermetalle

Gesinterte Teile werden nach pulvermetallurgischen Verfahren hergestellt. D.h., es werden Werkstoffe in Pulverform durch Pressen vorverdichtet und durch gleichzeitiges oder nachfolgendes Erhitzen (Sintern) verfestigt. Gesinterte Maschinenteile zeichnen sich durch große Maßhaltigkeit, hohe Festigkeit und eine oft gewünschte Porosität (z.B. für Schmiermittelspeicherung) aus. Wegen der hohen Herstellkosten, die unter Umständen durch Einsparungen an Bearbeitungskosten ausgeglichen werden können, werden Sinterwerkstoffe hauptsächlich für kleinere einbaufertige Formteile (ohne Nachbearbeitung) bei hohen Stückzahlen verwendet. Bezüglich der Anwendung können Sinterteile in zwei Gruppen eingeteilt werden.

1. *Teile, die schmelzmetallurgisch nicht herstellbar sind.* Höchstschmelzende Metalle wie Wolfram (3410 °C), Tantal (2996 °C) oder Molybdän (2620 °C) können in Tiegeln und Formen nicht gegossen werden. Auch Verbundwerkstoffe aus Metallen und hochschmelzenden Hartstoffen (Carbide, Oxide, Nitride oder Diamant) und keramische Stoffe werden gesintert. Hergestellt werden nach diesem Verfahren z.B. Diamantschleifkörper und Schneidplatten zum Klemmen oder Auflöten auf Werkzeugträger.
2. *Lager, Filter und Formteile.* Teile, die durch Gießen oder Umformen hergestellt werden können, können auch als Sinterteile gefertigt werden. Das pulvermetallurgische Verfahren wird dann gewählt, wenn sich dadurch geringere Kosten ergeben oder die Teile besondere Eigenschaften besitzen müssen (z.B. Porenräume). Als Sinterwerkstoffe für Lager, Filter und Formteile werden neben Sinterisen und Sinterstahl auch Sinterlegierungen (Sinterbronze oder -messing) und Sinteraluminium verwendet. Sinterteile können in unterschiedlichen Dichteklassen und mit verschiedenen Porositäten hergestellt werden.

1.3.5

Herstellgerechtes Gestalten

Der Konstrukteur hat bezüglich der Produktentstehungskosten eine sehr große Verantwortung. In der Konstruktion wird der größte Teil der Herstellkosten festgelegt, da durch Werkstoffwahl, Formgebung und Wahl von Toleranzen und Oberflächengüten die Fertigungsverfahren der Einzelteile sowie durch die Festlegung des Produktaufbaus der Montageablauf weitgehendst festgelegt sind.

Der Produktionsprozeß zur Herstellung von Produkten wird unterteilt in das Fertigen von Einzelteilen und in die Montage. Die Gestaltung von Maschinenteilen wird stark von den verschiedenen Fertigungsverfahren (Abb. 1.19) beeinflusst und sollte zudem eine einfache Montage ermöglichen. Auf die Verfahren selbst kann hier nicht eingegangen werden. Es werden nur beispielhaft einige für den Konstrukteur wichtige *Gestaltungsrichtlinien* aufgeführt. Spezielle Hinweise zur Gestaltung bestimmter Konstruktionselemente sind in den entsprechenden Abschnitten enthalten (z.B. Schweißkonstruktionen werden bei den Verbindungselementen im Abschnitt 2.1 behandelt).

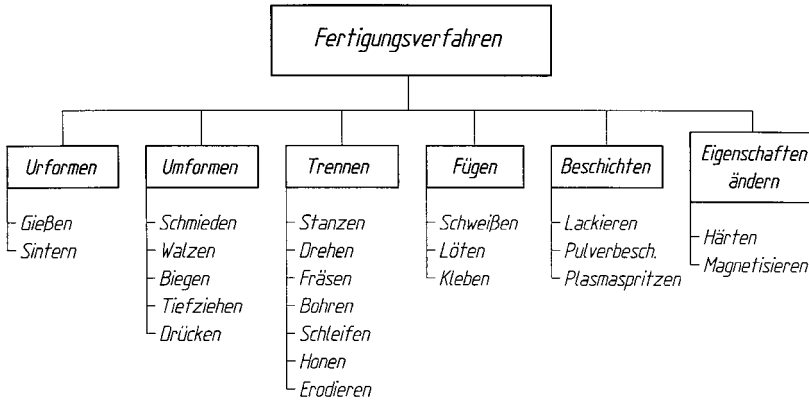


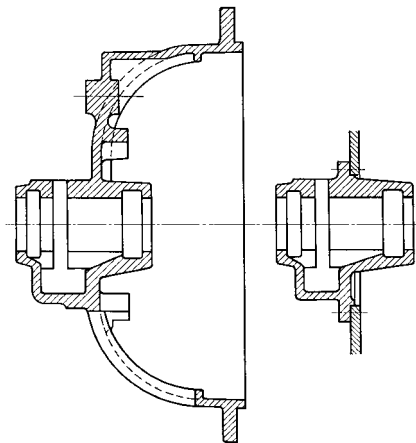
Abb. 1.19. Fertigungsverfahren nach DIN 8580

Gestaltung von Gußteilen. Wegen ihren vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten haben Gußteile heute eine große Bedeutung. So können Gußstücke unabhängig von Stückzahlen (Einzel- oder Serienfertigung) und Abmessungen (extrem groß oder sehr klein) mit unterschiedlichen Werkstoffen und Genauigkeiten wirtschaftlich hergestellt werden. Große und sperrige Gußteile können oft dadurch kostengünstig hergestellt werden, indem Funktionseinheiten, wie das Lager in Abb. 1.20, abgetrennt werden.

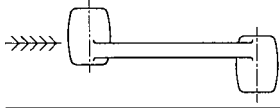
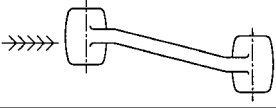
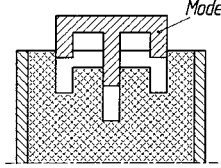
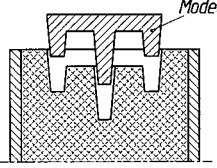
Beim Gestalten von Gußteilen sind folgende Regeln zu beachten (Abb. 1.21):

- *Formgerechte Gestaltung:* berücksichtigt die Formherstellung,
- *Gießgerechte Gestaltung:* berücksichtigt den Gießprozeß,
- *Bearbeitungsgerechte Gestaltung:* berücksichtigt das Bearbeiten nach dem Gießen,
- *Beanspruchungsgerechte Gestaltung:* berücksichtigt Spannungen durch äußere Belastungen.

Abb. 1.20. Sperriges Gußteil



a) Beispiele für formgerechtes Gestalten

ungünstig	besser	Bemerkungen
		Formteilung möglichst in eine Ebene legen.
		Aushebeschrägen vorsehen, damit das Modell die Form beim Ausheben nicht beschädigt.

b) Beispiele für gießgerechtes Gestalten

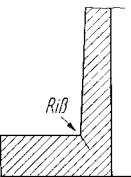
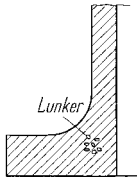
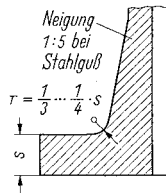
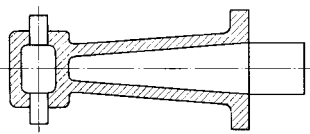
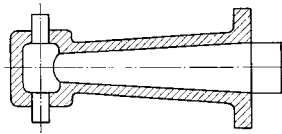
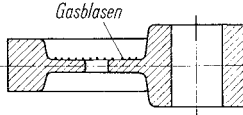
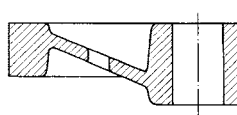
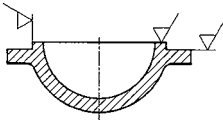
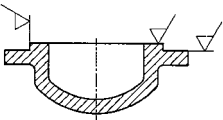
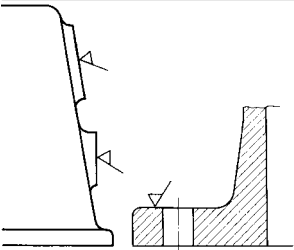
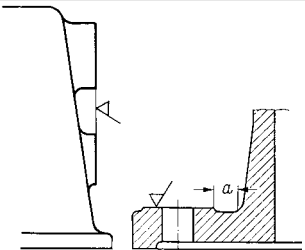
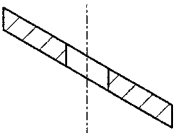
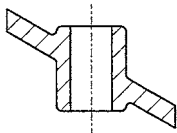
		 Neigung 1:5 bei Stahlguß $r = \frac{1}{3} \dots \frac{1}{4} \cdot s$	Bei scharfen Kanten besteht die Gefahr der Rißbildung, bei zu großen Radien kann Lunker auftreten (Materialanhäufung).
			Bei den zwei Kernen neigt der rechte zur Verlagerung. Eine sichere Stützung wird durch eine Kernverbindung erreicht.
			Waagerechte Flächen vermeiden, da unsaubere Oberflächen durch Gasblasen entstehen können.

Abb. 1.21. Gestalten von Gußteilen

Formgerechtes Gestalten. Das Bauteil ist so zu gestalten, daß die Gußform leicht herzustellen ist. Dazu gehört zum Beispiel, daß entsprechend große Aushebeschrägen vorgesehen werden, damit sich die Modelle aus der Form heben lassen, ohne diese zu beschädigen. Außerdem sollte eine einfache, möglichst nur in einer Ebene liegende Formteilung angestrebt, sowie Hinterschneidungen vermieden werden.

c) Beispiele für bearbeitungsgerechtes Gestalten

ungünstig	besser	Bemerkungen
		Spannmöglichkeiten vorsehen bei Teilen, die spanend bearbeitet werden.
		Bearbeitungsflächen möglichst in eine Ebene legen. Werkzeugauslauf vorsehen. Die zu bearbeitenden Flächen nicht zu groß gestalten.
		Bei Bohrlöchern an schrägen Flächen kann der Bohrer verlaufen.

d) Beispiele für beanspruchungsgerechtes Gestalten

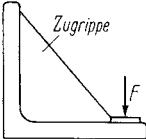
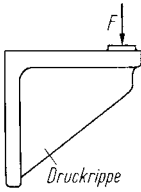
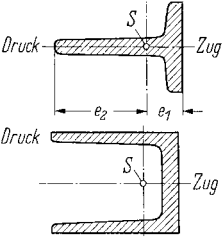
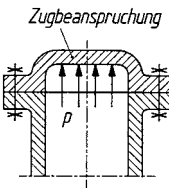
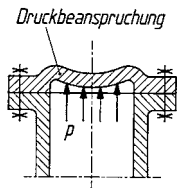
		Rippen so legen, daß sie auf Druck beansprucht werden.
		Profile so legen, daß hauptsächlich Druckspannungen auftreten.
		Durch entsprechende Formgebung wird der mit Innendruck beaufschlagte Deckel auf Druck beansprucht.

Abb. 1.21 (Fortsetzung)

Gießgerechtes Gestalten. Durch die Volumenabnahme der Schmelze beim Erkalten (Schwinden) kommt es zu folgenden unangenehmen Begleiterscheinungen:

- Teil schrumpft auf Kern,
- Lunker, Eigenspannungen und Verzug entstehen bei ungleichmäßiger Abkühlung,
- Maßabweichungen sind nicht zu vermeiden.

Die Maßabweichungen sind für den Produktkonstrukteur kein Problem, da diese bei der Gußformerstellung dadurch berücksichtigt werden, daß Modell und Form um die Schwundmaße korrigiert werden. Die anderen möglichen Folgen des Gießvorgangs sind jedoch durch die Formgebung zu vermeiden oder zumindest teilweise zu kompensieren. So sind Materialanhäufungen, plötzliche Querschnittsübergänge und scharfe Ecken zu vermeiden.

Bearbeitungsgerechtes Gestalten. Gußteile müssen häufig nach dem Gießen bearbeitet werden (z. B. Dichtflächen, Lagersitze usw.). Bei der Gestaltung ist darauf zu achten, daß die Gußrohlinge auf der Bearbeitungsmaschine (Fräsmaschine, Bohrwerk, etc.) so aufgespannt werden können, daß sie sich durch die Aufspannung nicht verformen. Außerdem sollte die Zerspanungsarbeit und die Anzahl der Bearbeitungsschritte so gering wie möglich sein.

Beanspruchungsgerechtes Gestalten. Gußwerkstoffe, insbesondere Grauguß, zeichnen sich dadurch aus, daß sie spröde sind und wesentlich höhere Druckbeanspruchungen ertragen können als Zugbeanspruchungen. Durch entsprechende Formgebung sollten Gußteile daher so gestaltet werden, daß äußere Belastungen möglichst kleine Zugspannungen hervorrufen. Die Druckspannungen können dafür entsprechend groß werden. In Ausnahmefällen werden auch Eigenspannungen dazu benutzt, entgegengerichtete Spannungen aus äußeren Belastungen zu kompensieren. Normalerweise sind aber Gußteile so zu gestalten, daß möglichst geringe Eigenspannungen zu erwarten sind, weil sich durch die Überlagerung mit den Belastungsspannungen sehr komplexe, oft nicht beherrschbare Spannungsverteilungen ergeben.

Montagegerechtes Gestalten. Die Montagekosten können bei Produkten mit großer Teilezahl oder komplexen Füge- und Einstellvorgängen einen erheblichen Anteil der Produktkosten verursachen. Eine montagegerechte Konstruktion sollte folgende übergeordneten Richtlinien beachten:

- geringe Teilezahl anstreben,
- Fertigungsoperationen während der Montage vermeiden,
- Einstellarbeiten vermeiden,
- einfaches Fügen der Einzelteile ermöglichen.

Damit das Fügen von Einzelteilen einfach möglich ist, muß bei der Gestaltung folgendes berücksichtigt werden:

- geeignete Verbindungselemente wählen (Kap. 2),
- sinnvolle Passungen festlegen (Kap. 1.4.4),
- eindeutige Lagezuordnungen der Einzelteile (z. B. Zentrieransatz),

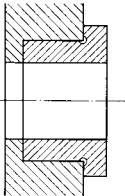
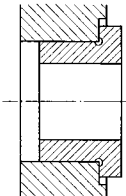
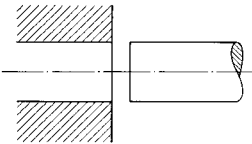
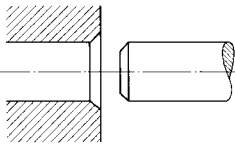
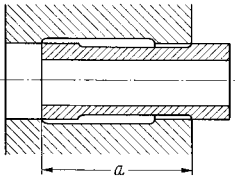
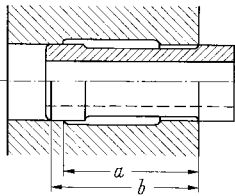
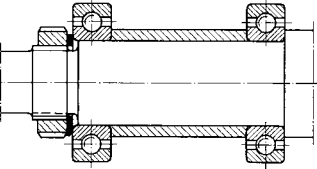
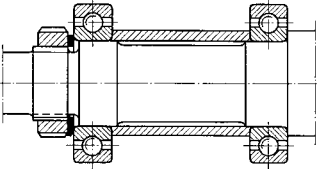
<i>ungünstig</i>	<i>besser</i>	<i>Beschreibung</i>
		<i>Doppelpassungen vermeiden</i>
		<i>Paßteile anfasen</i>
		<i>Montageerleichterung durch Aussparungen, Fasen und Maßunterschied $a < b$</i>
		<i>lange Paßflächen absetzen</i>

Abb. 1.22. Montageerleichterungen

- Doppelpassungen (Überbestimmung) vermeiden,
- ausreichend Platz für Montagewerkzeuge vorsehen.

Abbildung 1.22 enthält einige Beispiele zur Montageerleichterung.

1.3.6

Recyclinggerechtes Gestalten

Abnehmende Ressourcen und wachsende Mülldeponien zwingen zur Einsparung und Wiedergewinnung von Rohstoffen. Der Produktkonstrukteur legt zum größten Teil fest, in welchem Maße Werkstoffe wiederverwendet oder recycelt werden können. Dabei wird unterschieden in:

- Recycling bei der Produktherstellung,
- Recycling während des Produktgebrauchs,
- Recycling nach dem Produktgebrauch.

Hinsichtlich des Recyclings bei der Produktherstellung gilt es, Abfälle zu minimieren, die Werkstoffvielfalt einzuschränken, sowie die Wiederaufbereitung der Abfälle zu berücksichtigen. Für die Wiederverwertung während des Produktgebrauchs ist besonders auf eine demontage- und montagegerechte Gestaltung zu achten, damit „verbrauchte“ und defekte Teile leicht ausgetauscht werden können. Damit ein Recycling nach dem Produktgebrauch möglich ist, sollte neben einer demontagefreundlichen Baugruppenstruktur auch die Wahl von wiederverwertbaren Werkstoffen berücksichtigt werden.

Gestaltungsregeln. Um gebrauchte Werkstoffe dem Produktionsprozeß wieder zuzuführen, sind einige konstruktive Gestaltungsregeln zu beachten:

- *Wirtschaftliche Demontage.* Maschinen und Baugruppen müssen schnell so weit demontiert werden können, daß die verbleibenden Teile (Baugruppen, Einzelteile, Werkstoffe) problemlos wiederaufbereitet werden können. In der Regel können nur gleichartige Werkstoffe rezykliert werden. Das heißt, Maschinen und Geräte müssen so weit zerlegt werden, bis gleichartige oder zumindest verträgliche Werkstoffe vorliegen.
- *Verträgliche Werkstoffe verwenden.* Es ist anzustreben, daß unlösbare Baueinheiten nur noch solche Werkstoffe enthalten, die in einer sogenannten Altstoffgruppe problemlos gemeinsam verwertet werden können.
- *Teile- und Werkstoffvielfalt minimieren.* Je weniger unterschiedliche Bauteile und Werkstoffe verwendet werden, desto einfacher wird eine Wiederaufbereitung sein.
- *Werkstoffe kennzeichnen.* Insbesondere Kunststoffe können nur dann sinnvoll wieder aufbereitet werden, wenn der Werkstoff von gebrauchten Teilen eindeutig erkennbar ist.

Ökobilanz. Die Aufbereitung von Altstoffen ist jedoch häufig sehr energieintensiv. In vielen Fällen ist Recycling zwar ressourcenschonend, aber infolge des hohen Energiebedarfs nicht immer angebracht im Sinne einer Ökobilanz. In einer Ökobilanz werden neben dem Ressourcenverbrauch auch der Energieaufwand und sämtliche Folgekosten berücksichtigt.

Deshalb sollte ein Recycling auf einem hohen Wertniveau mit wenig Zusatzenergie angestrebt werden. So enthalten zum Beispiel viele Produkte bestimmte Elemente, die nach der Produktlebenszeit noch voll funktionsfähig sind. Diese Elemente (Einzelteile oder Baugruppen) könnten dem Produktionsprozeß wieder zugeführt werden. Meist fehlen dafür jedoch die organisatorischen Voraussetzungen. Das heißt, ein neues Teil ist oft billiger als ein aufgearbeitetes.

1.3.7

Zeitgerechtes Gestalten (Formschönheit)

Wenn für die Formgebung technischer Erzeugnisse in erster Linie die bisher behandelten Gesichtspunkte der Zweckmäßigkeit (Funktion, Werkstoff und Fertigung) maßgebend sind, so sollte doch auch der Formschönheit Beachtung geschenkt werden. Leider lassen sich hierfür keine strengen Gesetzmäßigkeiten aufstellen, da der Zeitgeschmack keinem absoluten Maßstab unterliegt.

Aber Design ist heute nicht nur Ästhetik oder Formschönheit, über die sich bekanntlich streiten läßt, sondern beinhaltet auch funktionale Elemente, wie die Bedienung oder die Ergonomie eines Produktes. So betrachtet ist das Design also eine wertschöpferische Tätigkeit, die den Wert eines Produktes erhöht.

„Design“ ist derjenige Nutzwert einer Produktgestalt, die ihre *Betätigbarkeit* und *Benutzbarkeit* sowie ihre *Sichtbarkeit* und *Erkennbarkeit* durch den Menschen beinhaltet. Das Design eines Produktes sollte im Rahmen einer systematischen und konstruktiven Produktentwicklung nach diesen Kriterien entstehen.

Für die Konstruktion bedeutet das, daß das Pflichtenheft, oder die Anforderungsliste, neben den technischen und wirtschaftlichen Anforderungen auch sogenannte „Mensch-Produkt-Anforderungen“ enthalten müssen, die bei der konstruktiven Ausarbeitung zu berücksichtigen sind. Beispiel für solche Anforderungen sind:

- maximale Betätigungskraft,
- zulässige Schaltwege,
- Greifraum,
- Handhabung (z. B. Drücken oder Ziehen).

Auch die Erkennungsinhalte von Produktgestalten können sehr wichtig sein. So können Bedienungselemente, und damit auch die richtige Bedienung, allein an ihrer Gestalt erkannt werden (z. B. Druckknopf oder Drehknopf). Außerdem können über die Produktgestalt, oft verbunden mit entsprechender Farbgestaltung, auch Merkmale wie „Qualität“, „Billigprodukt“, „robustes Gerät“ erkannt werden.

Formschönes Gestalten hat somit nicht nur einen künstlerischen Wert, sondern stellt einen wichtigen Wettbewerbsfaktor dar.

1.4

Normung

1.4.1

Grundlagen der Normung

Normung ist nach DIN 820 die planmäßige, unter Beteiligung aller jeweils interessierten Kreise gemeinschaftlich durchgeführte Vereinheitlichungsarbeit auf gemeinnütziger Grundlage. Sie erstrebt eine rationelle Ordnung und ein rationelles Arbeiten in Wissenschaft, Technik, Wirtschaft und Verwaltung, indem Begriffe, Erzeugnisse, Vorschriften, Verfahren usw. festgelegt, geordnet und vereinheitlicht werden. So werden auch Maschinenelemente, die bereits eine technische Reife erlangt haben (z. B. Schrauben) standardisiert. Dadurch wird eine wirtschaftliche Herstellung in großen Stückzahlen und die Austauschbarkeit ohne spezielles Anpassen der Teile garantiert. Erst dadurch ist die rationelle Fertigung von Massengütern möglich.

Dem Inhalt nach beziehen sich die Normen auf:

- *Verständigungsmittel*: Begriffe, Bezeichnungen, Benennungen, Symbole, Einheiten, Formelzeichen u.dgl.
- *Klassifizierung*: Einteilung in bestimmte Sorten, Gruppen und Klassen.

- *Stufung*: Typung bestimmter Erzeugnisse nach Art, Form, Größe oder sonstigen gemeinsamen Merkmalen.
- *Planung*: Grundlagen für Entwurf, Berechnung, Aufbau, Ausführung und Funktion von Anlagen und Erzeugnissen.
- *Konstruktion*: Gesichtspunkte und Einzelteile für technische Gegenstände oder ihre Teile.
- *Maße*: Abmessungen von Erzeugnissen.
- *Stoffe*: Eigenschaften, Einteilung und Verwendung.
- *Qualitätssicherung*: Gütebedingungen und Prüfverfahren zum Nachweis zugesicherter und erwarteter Eigenschaften von Stoffen oder technischen Fertigerzeugnissen.
- *Verfahren*: Arbeitsverfahren zum Herstellen oder Behandeln von Erzeugnissen.
- *Lieferung und Dienstleistung*: Vereinbarungen über Lieferungen und Dienstleistungen.
- *Sicherheitsvorschriften*: Zum Schutz von Leben, Gesundheit und Sachwerten.

Ihrer Reichweite nach unterscheidet man Grundnormen, die für viele Gebiete des öffentlichen Lebens von allgemeiner, grundlegender Bedeutung sind, und Fachnormen, die ein bestimmtes Fachgebiet betreffen. Aber auch innerhalb eines Fachgebietes gibt es Grundnormen, sogenannte Fachgrundnormen, wie z.B. die uns besonders interessierenden „technischen Grundnormen“. In den einzelnen Abschnitten dieses Buches werden jeweils die einschlägigen Normblattnummern angegeben. Auf einige technische Grundnormen, die *Normzahlen*, die *Technischen Oberflächen* sowie die *Toleranzen* und *Passungen*, wird ausführlicher eingegangen, da sie für das Konstruieren von allgemeiner Bedeutung sind und die Vorteile der Normung besonders klar erkennen lassen.

1.4.2

Normen und ihre rechtliche Bedeutung

Die technische Normung vollzieht sich auf drei Ebenen (Abb. 1.23):

- die nationale Normung (DIN-Normen und Werknormen),
- die internationale Normung (ISO-Normen),
- die europäische Normung (EN-Normen).

Nationale Normung. Die Zielsetzung des Normungswesens wurde zuerst von einzelnen Unternehmen verfolgt, bis am 18. Mai 1917 im Rahmen des VDI ein „Ausschuß für die Normalisierung von Bauelementen im allgemeinen Maschinenbau“ gegründet wurde, der am 22. Dezember 1917 in den „Normenausschuß der deutschen Industrie“ umgewandelt wurde. Im Jahre 1926 erfolgte eine Umbenennung in „Deutscher Normenausschuß“ (DNA) und im Jahre 1975 in „Deutsches Institut für Normung e. V.“ (DIN). Die von diesem aufgestellten und in Form von Normblättern herausgegebenen „Deutsche Industrie Normen“ (DIN) bilden das deutsche Normenwerk.

Diese *DIN-Normen* haben keine Gesetzeskraft, werden aber als „Stand der Technik“ oder „anerkannte Regeln der Technik“ herangezogen und können

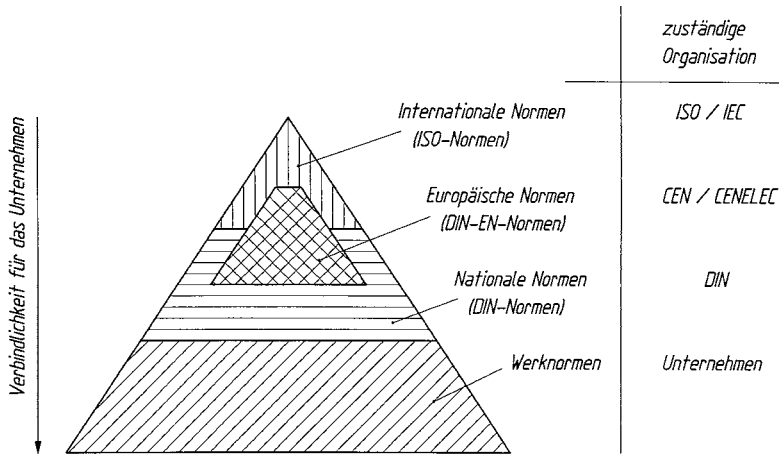


Abb. 1.23. Normenpyramide

von jedermann angewendet werden. Sie können aber von Behörden auch als verbindlich erklärt werden. Ein Beispiel ist DIN 51607 (Flüssige Mineralölzeugnisse; Unverbleite Ottokraftstoffe; Mindestanforderungen) in der Benzinqualitätsangabeverordnung.

Neben den DIN-Normen existieren noch andere technische Regelwerke, die eine Normung vorbereiten bzw. ergänzen. Zu den wichtigsten Veröffentlichungen zählen:

- **VDI-Richtlinien.** Der Verein Deutscher Ingenieure gibt darin Empfehlungen auf Gebieten der Technik, die noch nicht normbar sind. Viele VDI-Richtlinien werden nach Bewährung als DIN-Normen übernommen.
- **Stahl-Eisen-Werkstoffblätter.** In diesen Werkstoffblättern des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute sind noch nicht genormte Stahl- und Eisen-Werkstoffe beschrieben.
- **AD-Merkblätter.** Die Merkblätter der Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter enthalten Festlegungen, die über die DIN-Normen hinausgehen und maßgebend sind für die Abnahme von Druckbehältern und ähnlichen technischen Erzeugnissen durch den Technischen Überwachungsverein (TÜV).

Zur Rationalisierung von Konstruktion und Fertigung können auch innerbetriebliche Normen, sogenannte Werknormen, aufgestellt werden. Diese sind sinnvollerweise wie überbetriebliche Normen zu gestalten (DIN 820). Werknormen können zum Beispiel Normen-Zusammenstellungen als Auswahl aus überbetrieblichen Normen oder als Beschränkungen nach firmenspezifischen Gesichtspunkten erfassen. Es können Vorschriften und Richtlinien für das Zeichnungs- und Stücklistenwesen, für die Nummerungstechnik, für CAD-Anwendungen und vieles mehr erstellt werden.

Internationale Normung. Um die Normung auf eine breite internationale Basis zu stellen, wurde 1926 die internationale Vereinigung der nationalen Normen-

ausschüsse „ISA“ (International Federation of the National Standardizing Associations) gegründet. Ihre Nachfolgerin ist seit Oktober 1946 die „ISO“ (International Organization for Standardization), deren Geschäfte ein Generalsekretariat mit Sitz in Genf führt.

Der Deutsche Normenausschuß gehört seit 1951 der ISO als Mitglied an. Bei Abstimmungen hat jedes Mitgliedsland eine Stimme. Die dort entstehenden *ISO-Normen* stellen Empfehlungen zur Angleichung der entsprechenden nationalen Normen dar.

Europäische Normung. Das „Europäische Komitee für Normung“ (CEN) und das „Europäische Komitee für Elektrotechnische Normung“ (CENELEC) bilden die „Gemeinsame Europäische Normeninstitution“. Mitglieder sind, analog zur ISO, die nationalen Normungsinstitute der EG und der Europäischen Freihandelszone. Im Gegensatz zur ISO haben die Mitglieder bei Abstimmungen über EN-Normen jedoch unterschiedliche Stimmengewichte, abhängig von der Wirtschaftskraft des Landes.

Eine europäische Norm muß von allen Mitgliedsländern, auch von denjenigen, die dagegen gestimmt haben, in die nationalen Normenwerke übernommen werden. Sind entgegenstehende nationale Normen vorhanden, so müssen diese zurückgezogen werden. Europäische Normen werden in das Deutsche Normenwerk als *DIN-EN-Normen* aufgenommen.

1.4.3

Normzahlen (NZ)

Physikalische und somit auch technische „Größen“, wie Längen-, Flächen- und Raummaße, Gewichte, Kräfte, Drücke, Drehzahlen usw., bestehen immer je aus Zahlenwert und Einheit (z. B. $l = 250 \text{ mm}$). Es ist für die Technik von großem wirtschaftlichem Vorteil, aus der unendlichen Fülle von Zahlenwerten eine Auswahl zu treffen, so daß an verschiedenen Stellen immer die gleichen Vorzugszahlen benutzt werden. Für viele praktische Fälle, insbesondere für Aufgaben der Stufung und Typung erweisen sich die geometrischen Reihen als besonders vorteilhaft. Bei ihnen ist der Stufensprung q , der dem Verhältnis eines Gliedes zum vorhergehenden entspricht, immer konstant.

Die Normzahlen nach DIN 323 (Tabelle 1.9) sind Glieder dezimalgeometrischer Reihen, bei denen die Zehnerpotenzen $1, 10, 100$ usw. festgehalten und die Zwischenbereiche in n Stufen aufgeteilt sind. Nach der Anzahl n der Glieder in einem Dezimalbereich werden die Reihen allgemein mit R_n bezeichnet.

Für den Stufensprung einer Dekade gilt:

$$q = \sqrt[n]{10}.$$

Für die „Grundreihe“ R_{10} mit $n = 10$ ergibt sich ein Stufensprung von

$$q_{10} = \sqrt[10]{10} = 1,25.$$

Bei der Grundreihe R_{20} wird zwecks feinerer Gliederung jeweils ein Glied dazwischengeschoben, so daß gilt:

$$q_{20} = \sqrt[20]{10} = 1,12.$$

Tabelle 1.9. Normzahlen nach DIN 323

Hauptwerte					
Grundreihen				Mantissen	Genauwerte
R5	R10	R20	R40		
1,00	1,00	1,00	1,00	000	1,0000
			1,06	025	1,0593
			1,12	050	1,1220
		1,12	1,18	075	1,1885
			1,25	100	1,2589
			1,32	125	1,3353
		1,40	1,40	150	1,4125
			1,50	175	1,4962
			1,60	200	1,5849
		1,60	1,60	1,60	1,60
1,70	250				1,7783
1,80	275				1,8836
1,90	2,00			300	1,9953
	2,12			325	2,1135
	2,24			350	2,2387
2,36	2,50			375	2,3714
	2,50			400	2,5119
	2,65			425	2,6607
2,50	2,50			2,80	2,80
		3,00	475		2,9854
		3,15	500		3,1623
		3,35	3,35	525	3,3497
			3,55	550	3,5481
			3,75	575	3,7584
		4,00	4,00	600	3,9811
			4,25	625	4,2170
			4,50	650	4,4668
		4,00	4,00	4,75	4,75
5,00	700				5,0119
5,30	725				5,3088
5,60	5,60			750	5,6234
	6,00			775	5,9566
	6,30			800	6,3096
6,70	6,70			825	6,6834
	7,10			850	7,0795
	7,50			875	7,4989
6,30	6,30			8,00	8,00
		8,50	925		8,4140
		9,00	950		8,9125
		9,50	9,50	975	9,4406
			10,00	000	10,000

Tabelle 1.10. Beispiele für Auswahlreihen

R10	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8
R10/3(1,6)			1,6			3,15			6,3	
R10/2(2)				2		3,15		5		8

Die *Hauptwerte* in den Spalten 1 bis 4 weichen nur wenig von den *Genauwerten*, die sich aus den glatten Mantissen der Briggschen Logarithmen errechnen, ab. Normzahlen über 10 erhält man durch Multiplikation der Normzahlen zwischen 1 und 10 mit 10; 100 usw., Normzahlen unter 1 entsprechend durch Multiplikation mit 0,1; 0,01 usw.

Außer den Grundreihen sind für die praktische Anwendung die abgeleiteten Reihen sehr wichtig, die aus den Grundreihen dadurch entstehen, daß jeweils nur jedes p -te Glied benutzt wird. Die Kennzeichnung erfolgt durch die Größe p hinter einem Schrägstrich. Zur eindeutigen Bestimmung muß jedoch hinter der Reihenkurzbezeichnung noch das erste Glied in runden Klammern angegeben werden (Tabelle 1.10). Normzahlreihen können aber auch begrenzt werden. So ist zum Beispiel *R40* (75 ... 300) die Reihe *R40* mit dem Anfangsglied 75 und dem Endglied 300.

Bei der Anwendung der Normzahlreihen auf die Stufung technischer Erzeugnisse sind im allgemeinen die Reihen mit größerem Stufensprung vorzuziehen. Im Maschinenbau werden am häufigsten die Grundreihen *R10* und *R20* verwendet.

Die Verwendung von Normzahlen für die Maße in Konstruktionszeichnungen hat den Vorteil, daß bei einer geometrischen Vergrößerung oder Verkleinerung mit dem Stufensprung einer NZ-Reihe wieder Normzahlen auftreten. Die geometrischen, statischen und dynamischen Kenngrößen ergeben nach den Gesetzen der Ähnlichkeitsmechanik ebenfalls wieder Normzahlen, wenn für die Größen der Ausgangstypen Normzahlen gewählt wurden. Dies beruht darauf, daß die Produkte und Quotienten der Normzahlen sowie die Potenzen mit ganzzahligen Exponenten wieder Normzahlen sind.

Längen: q ,
 Fläche: q^2 ,
 Widerstandsmoment: q^3 ,
 Flächenträgheitsmoment: q^4 .

Beispiel: Typenreihe für Rundmaterial, Wellen

Kenngrößen	NZ-Reihen	Typenreihen						
d [mm]	R10/2 (20...)	20	31,5	50	80	125	200	
A [cm ²]	R10/4 (3,15...)	3,15	8	20	50	125	315	
W _b [cm ³]	R10/6 (0,8...)	0,8	3,15	12,5	50	200	800	
I _b [cm ⁴]	R10/8 (0,8...)	0,8	5	31,5	200	1250	8000	

Tabelle 1.11. Achshöhen für Maschinen nach DIN 747

Reihe	Achshöhe h in mm																	
1 (R5)	25	40	63	100	160	250	400	630	1000									
2 (R10)	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250

Beispiele für die Anwendung von Normzahlen. Es gibt eine Fülle technischer Anwendungen, deren physikalische Größen in Normzahlen gestuft sind. Die aufgeführten Beispiele sind unvollständig und sollen nur einige typische Anwendungen aufzeigen.

Werkzeugmaschinen. Bei Werkzeugmaschinen der spanenden Bearbeitung werden die Drehzahlen der Haupt- und Vorschubantriebe üblicherweise nach Normzahlen gestuft. Geometrische Drehzahlbreiten und Stufensprünge sind in DIN 804 festgelegt.

Rohrleitungen. Bei Rohrleitungssystemen sind die Nenndrücke in DIN EN 764-1 und DIN EN 1333, sowie die Nennweiten in DIN EN ISO 6708 nach Normzahlen gestuft.

Oberflächengüte. Steigende Anforderungen an Werkstückoberflächen erfordern eine zahlenmäßige Angabe der Oberflächengüte (siehe Kap. 1.4.5). Nach DIN ISO 1302 wird die Oberflächengüte durch Rauheitsmaße festgelegt, die nach Normzahlen gestuft sind.

Wellenhöhe. Die Wellen- oder Achshöhen für Maschinen, wie z. B. Elektromotoren, sind nach DIN 747 ebenfalls Normzahlreihen (Tabelle 1.11).

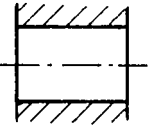
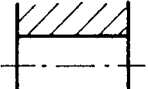
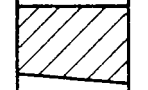
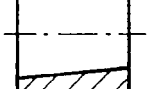
1.4.4

Toleranzen und Passungen

Kein Bauteil läßt sich mit absoluter Genauigkeit herstellen. Abhängig vom Fertigungsverfahren treten mehr oder weniger große Abweichungen zwischen der tatsächlichen geometrischen Gestalt und einer vorgestellten Ideal-Gestalt auf (Tabelle 1.12).

Um die geforderte Funktion zu erfüllen, müssen die Bauteile eines technischen Systems zueinander passen. Eine Welle, die sich in einer Bohrung drehen soll, muß kleiner sein als die Bohrung. Wird verlangt, daß ein Zahnrad fest auf einer Welle sitzt, damit ein Drehmoment übertragen werden kann, so ist eine Pressung zwischen Welle und Nabe notwendig. Aus Kostengründen werden heute die meisten Bauteile nicht mehr einzeln in Abstimmung auf ein spezielles Gegenstück angefertigt, sondern unabhängig davon in größeren Stückzahlen. Daher müssen die Einzelteile untereinander austauschbar sein. Die geforderte Funktion kann nur dann gewährleistet werden, wenn die Bauteile in ihren Abmessungen, ihrer Form und ihrer Lage nur zulässige Abweichungen oder Grenzabweichungen aufweisen.

Tabelle 1.12. Beispiele für Gestaltabweichungen einer Bohrung

Bohrung	Abweichungen	Beschreibung
	„Ideal“	Bohrung ist „ideal“ bezüglich Maß, Form, Lage und Oberfläche
	Maßabweichung	Bohrungsdurchmesser ist kleiner als das Ideal-Maß
	Formabweichung	Bohrung ist nicht zylindrisch
	Lageabweichung	Bohrungsachse ist nicht rechtwinklig zur Werkstückoberfläche
	Oberflächenrauheit	Bohrungsoberfläche ist nicht „ideal“ glatt

Allgemeintoleranzen. Alle Zeichnungsangaben wie Maße, aber auch Form- und Lageigenschaften müssen toleriert werden. Für Maße, die nicht für die Funktionssicherheit oder für die Austauschbarkeit des Teiles von Bedeutung sind, genügt eine werkstattübliche Genauigkeit, die ohne besonderen Aufwand je nach Fertigungsverfahren eingehalten werden kann und als Allgemeintoleranzen angegeben werden.

Art und Größe der Allgemeintoleranzen sind abhängig vom jeweiligen Fertigungsverfahren und sind in verschiedenen DIN- oder ISO-Normen festgelegt (Tabelle 1.13).

Für spanend gefertigte Teile sind die zulässigen Fertigungsabweichungen symmetrisch in vier Toleranzklassen festgelegt (Tabelle 1.14). Sollen für ein Bauteil die Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768 gelten (früher DIN 7168), so ist im oder neben dem Schriftfeld für die Toleranzklasse „mittel“ folgendes einzutragen:

ISO 2768-m oder Allgemeintoleranz ISO 2768-m.

Maßtoleranzen (ISO-Toleranzsystem). Die wichtigsten Begriffe für Maßtoleranzen sind in DIN ISO 286 bzw. DIN 7182 festgelegt (Abb. 1.24). Als Bezugsmaß und

Tabelle 1.13. Normen für Allgemeintoleranzen

Normblatt	Fertigungsverfahren
DIN ISO 2768 (DIN 7168)	Spanend gefertigte Teile
DIN EN 28062 (DIN 1680 bis DIN 1688) (ISO 8062)	Gußteile aus Metall
DIN 6930	Stanzteile
DIN EN ISO 13920 (DIN 8570)	Schweißkonstruktionen
DIN 16901	Gußteile aus Kunststoff

Tabelle 1.14. Grenzabmaße nach DIN ISO 2768 (Allgemeintoleranzen)

a) Grenzabmaße für Längenmaße

Toleranzklasse	Nennmaßbereiche in mm							
	von 0,5 bis 3	über 3 bis 6	über 6 bis 30	über 30 bis 120	über 120 bis 400	über 400 bis 1000	über 1000 bis 2000	über 2000 bis 4000
f (fein)	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	–
m (mittel)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c (grob)	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v (sehr grob)	–	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

b) Grenzabmaße für Winkelmaße

Toleranzklasse	Nennmaßbereiche in mm (Länge des kürzeren Schenkels)				
	bis 10	über 10 bis 50	über 50 bis 120	über 120 bis 400	über 400
f (fein)	± 1°	± 30′	± 20′	± 10′	± 5′
m (mittel)	± 1°	± 30′	± 20′	± 10′	± 5′
c (sehr grob)	± 1° 30′	± 1°	± 30′	± 15′	± 10′
v (sehr grob)	± 3°	± 2°	± 1°	± 30′	± 20′

zur Größenangabe dient das Nennmaß N und entspricht in der bildlichen Darstellung der Nulllinie. Das durch Messung an einem Werkstück zahlenmäßig ermittelte Maß heißt Istmaß und ist stets mit einer Meßunsicherheit behaftet. Das Istmaß muß zwischen Mindest- und Höchstmaß liegen, das heißt innerhalb der Maßtoleranz.

Der Unterschied zwischen Höchstmaß und Nennmaß heißt oberes Abmaß A_o , der Unterschied zwischen Mindestmaß und Nennmaß ist das untere Abmaß A_u . Für die Maßtoleranz gilt unter Berücksichtigung der Vorzeichen

$$T = G_o - G_u = A_o - A_u.$$

Nach DIN ISO 286 wird das obere Abmaß mit *es* (Welle) bzw. *ES* (Bohrung) und das untere Abmaß mit *ei* (Welle) bzw. *EI* (Bohrung) bezeichnet. Aus Gründen

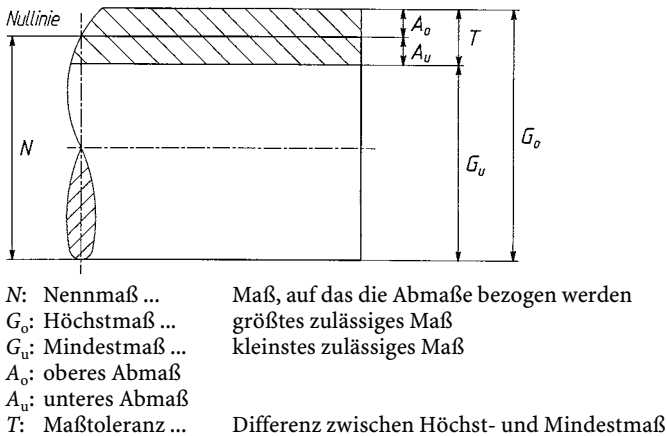


Abb. 1.24. Grundbegriffe für Toleranzen nach DIN ISO 286 (DIN 7182)

der Anschaulichkeit werden hier jedoch weiter die Bezeichnungen nach DIN 7182 verwendet.

Die Tolerierung eines Maßes nach dem ISO-Toleranzsystem erfolgt in Zeichnungen durch die Angabe eines ISO-Toleranzkurzzeichens, das jeweils aus einem Buchstaben und einer Zahl besteht, z. B. 40^{H7}.

Lage des Toleranzfeldes. Der Buchstabe bezeichnet die Lage des Toleranzfeldes. Große Buchstaben werden für Innenmaße (Bohrungen) und kleine Buchstaben für Außenmaße (Wellen) verwendet. Die Buchstaben kennzeichnen nach Abb. 1.25 den kleinsten Abstand der Toleranzfelder von der Nulllinie. Diese Kleinstabstände sind durch die Grundabmaße der Toleranzlagen für 13 Nennmaßbereiche zwischen 1 und 500 mm festgelegt.

Bei den Toleranzfeldern A bis G und k bis zc sind jeweils beide Abmaße positiv, sie liegen über der Nulllinie. Die Toleranzfelder M bis ZC und a bis g liegen unter der Nulllinie, somit sind jeweils beide Abmaße negativ. Bei den H-Toleranzen liegt immer das untere Abmaß, bei den h-Toleranzen das obere Abmaß auf der Nulllinie.

Größe des Toleranzfeldes. Die Zahl des Kurzzeichens kennzeichnet die Größe der Maßtoleranz, die von der Größe des Nennmaßes abhängig ist. Für jeden Nennmaßbereich sind 20 Toleranzgrade, die Grundtoleranzeinheiten IT 01 bis IT 18 vorgesehen. Diese Toleranzgrade wurden früher auch „Qualitäten“ genannt. Die Grundlage für die Festlegung dieser Toleranzgröße ist der Grundtoleranzfaktor i . Für den Nennmaßbereich 1... 500 mm gilt:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D.$$

Man erhält i in μm , wenn D in mm eingesetzt wird. Die Nennmaße sind nach Tabelle 1.15a in 13 Bereiche gestuft. D wird als geometrisches Mittel der Grenzen D_1 und D_2 der Nennmaßbereiche berechnet:

$$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}.$$

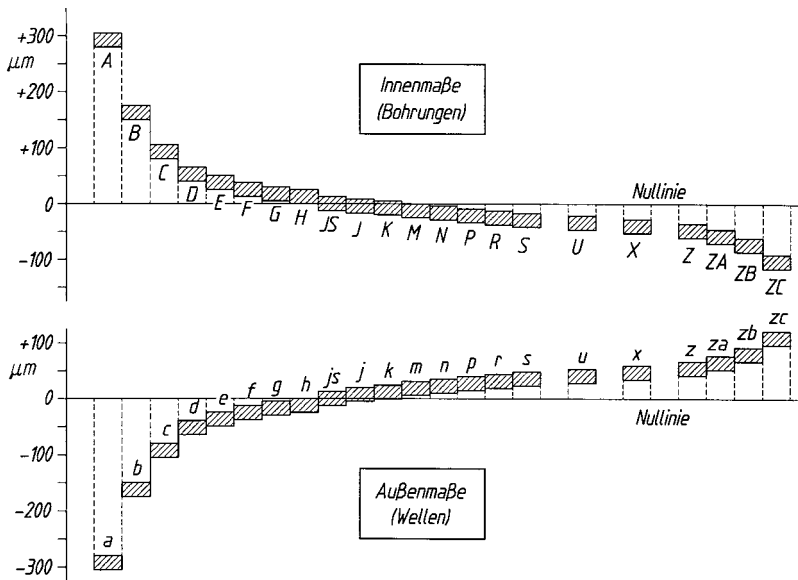


Abb. 1.25. Lage der Toleranzfelder für den Nennmaßbereich 6 ... 10 mm der Toleranzklasse 7 (die Toleranzfelder t , v und y bzw. T , V und Y sind erst ab 24 mm definiert)

Die Größe der Maßtoleranz erhält man als Vielfaches der Grundtoleranzeinheit i :

$$T = i \cdot f_T.$$

Der Multiplikationsfaktor f_T (Tabelle 1.15b) ist abhängig vom Toleranzgrad (Qualität) und ist ab IT6 nach der Normzahlreihe R5 mit dem Stufensprung 1,6 gestuft. Die Toleranzgrade IT01 bis IT4 sind Lehren und Feinmessgeräten vorbehalten. Für Passungen im Maschinenbau werden in der Regel die Toleranzgrade IT5 bis IT11 verwendet. IT12 bis IT 18 sind recht grobe Toleranzen wie sie z. B. in der spanlosen Fertigung angewendet werden.

Die Größe einer Toleranz wird durch die Funktion vorgegeben. Aus wirtschaftlichen Gründen sind Toleranzen jedoch möglichst groß zu wählen, damit möglichst wenig und kostengünstige Fertigungsschritte möglich sind. Tabelle 1.16 enthält eine Übersicht der wichtigsten Fertigungsverfahren und die damit erreichbaren Toleranzen.

Beispiel: 40_{g8}

1. Lage des Toleranzfeldes:

Aus Abb. 1.25 erhält man als Kleinstabstand von der Nulllinie

$$A_o = -9 \mu\text{m}.$$

2. Breite des Toleranzfeldes:

Nennmaßbereich 30 bis 50 mm

$$D = \sqrt{30 \cdot 50} = 38,7298 \text{ mm},$$

Tabelle 1.15a. Nennmaßbereiche in mm

D ₁	1	> 3	> 6	> 10	> 18	> 30	> 50	> 80	> 120	> 180	> 250	> 315	> 400
D ₂	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500

Tabelle 1.15b. Anzahl der Toleranzeinheiten

Toleranzgrad:	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
Faktor f_T :	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400

Tabelle 1.16. Erreichbare Toleranzen abhängig vom Fertigungsverfahren

Fertigungsverfahren	Toleranzgrade									
	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
Gießen										
Sintern										
Gesenkschmieden										
Präzisionsschmieden										
Kaltfließpressen										
Walzen										
Schneiden										
Drehen										
Bohren										
Planfräsen										
Hobeln										
Räumen										
Rundschleifen										

normal erreichbar mit besonderem Aufwand erreichbar

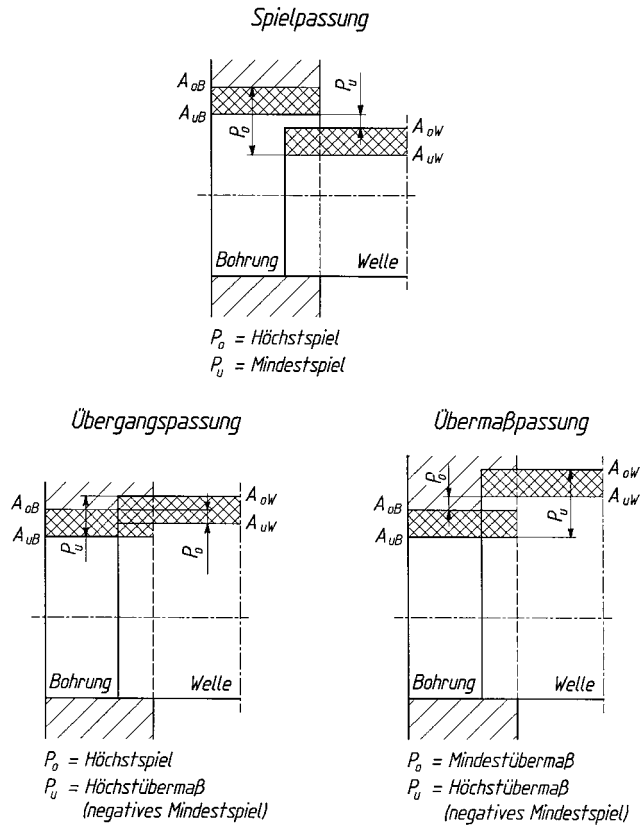
$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{38,7298} + 0,001 \cdot 38,7298 = 1,5612 \text{ }\mu\text{m},$$
$$T = 1,5612 \cdot 25 = 39 \text{ }\mu\text{m}.$$

Passungen. Während die Maßtoleranzen die einzelnen Werkstücke betreffen, versteht man unter einer Passung die Beziehung zwischen zwei gepaarten Bauteilen. Die Einzelteile für eine Passung, die Paßteile, können nach dem ISO-Toleranzsystem an verschiedenen Stellen gefertigt und ohne Nacharbeit gefügt werden. Damit ist die Austauschbarkeit gewährleistet, die für eine wirtschaftliche Serienfertigung und Ersatzteilbeschaffung Voraussetzung ist.

Die meisten Passungen sind Rundpassungen zwischen kreiszylindrischen Paßflächen (Welle-Bohrung). Passungen zwischen ebenen Paßflächen, z.B. Schlittenführungen, Paßfedern und dgl., heißen Flachpassungen.

Je nachdem, ob eine positive oder negative Maßdifferenz zwischen zusammengehörigen Paßflächen vor der Paarung vorliegt, unterscheidet man drei verschiedene Passungsarten (Abb. 1.26):

Abb. 1.26.
Passungsarten



- *Spielpassung*: Spiel vor und nach dem Fügen,
- *Übermaßpassung*: Übermaß vor und Pressung nach dem Fügen,
- *Übergangspassung*: Spiel oder Pressung nach dem Fügen möglich.

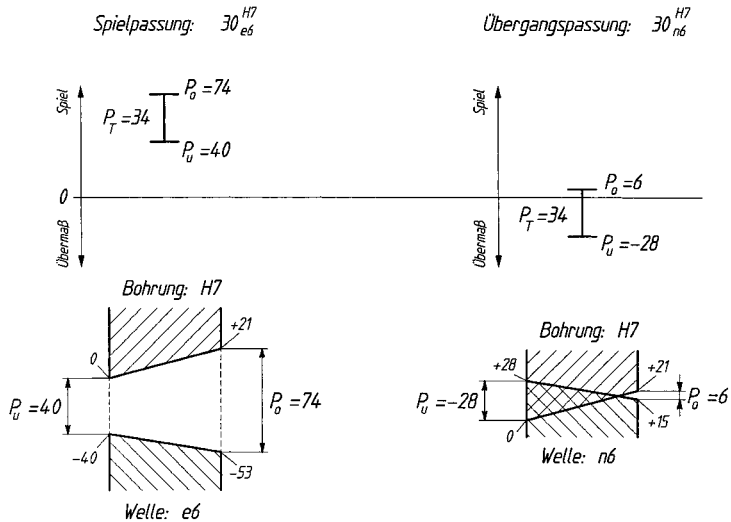
Durch die Maßtoleranzen von Außen- und Innenteil entsteht ein Mindest- und Höchstspiel bzw. ein Mindest- und Höchstübermaß. Die Differenz der Spiele oder der Übermaße, wird Paßtoleranz P_T genannt und wird mit Index B für Bohrung und W für Welle berechnet:

$$P_T = P_o - P_u = (A_{oB} - A_{uB}) + (A_{oW} - A_{uW}).$$

Die graphische Darstellung des Paßtoleranzfeldes einer Passung zeigt die mögliche Schwankung von Spiel oder Übermaß (Abb. 1.27). Aus der Lage des Paßtoleranzfeldes relativ zur Nulllinie kann die Passungsart abgelesen werden.

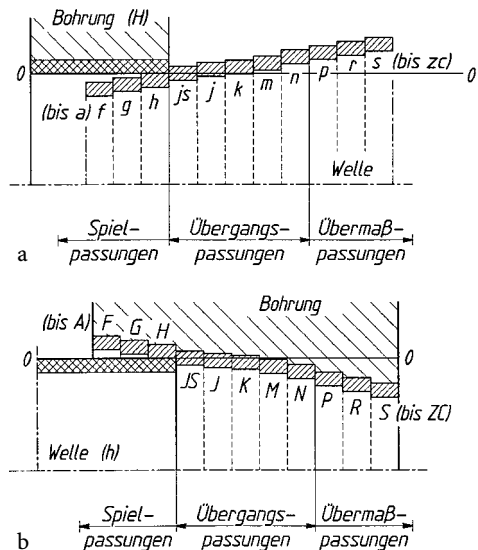
Nach dem ISO-System ist prinzipiell jede Paarung der verschiedenen Wellen und Bohrungen möglich. Mit jeweils 27 Toleranzfeldlagen und 20 Toleranzgraden für Wellen und Bohrungen ergeben sich 291 600 Paarungsmöglichkeiten. Aus wirtschaftlichen Gründen ist natürlich eine Einschränkung auf eine Reihe von geeigneten Passungen notwendig.

Abb. 1.27.
Paßtoleranz



Es erscheint nicht sehr sinnvoll, eine Welle mit Toleranzgrad IT 18 und eine Bohrung mit Toleranzgrad IT 1 zu paaren, sondern die Maßtoleranzen für Welle und Bohrung sollten in der gleichen Größenordnung liegen. Da eine Außenkontur bei gleichem Aufwand genauer gefertigt werden kann als eine Innenkontur, wird der Toleranzgrad der Welle in der Regel um ein bis zwei Stufen kleiner gewählt (z.B. $30_{e6}^{H7}/30_{e6}$). Eine noch größere Einschränkung erhält man dadurch, daß für die Bohrung nur eine Toleranzfeldlage H verwendet wird. Dadurch entsteht das Paßsystem „Einheitsbohrung“. Es kann natürlich auch für die Welle nur eine Toleranzfeldlage h zugelassen werden, das dann zum Paßsystem „Einheitswelle“ führt (Abb. 1.28).

Abb. 1.28. Passungssysteme a) Einheitsbohrung (Toleranzfeld H);
b) Einheitswelle (Toleranzfeld h)



System Einheitsbohrung. Hierbei sind für alle Passungsarten die Kleinstmaße der Bohrungen gleich dem Nennmaß. Alle Bohrungen werden also mit *H*-Toleranzfelder ausgeführt, für die Wellen werden je nach Passungsart, verschiedene Toleranzfeldlagen gewählt. Dadurch werden weniger unterschiedliche Bohrwerkzeuge (z.B. teure Reibahlen), Meßwerkzeuge (z.B. Lehrdorne) und Aufspanndorne für Bearbeitungsmaschinen benötigt. Das System Einheitsbohrung wird bevorzugt im Maschinen-, Geräte- und Apparatebau angewendet.

System Einheitswelle. Alle Wellen werden mit *h*-Toleranzfelder ausgeführt, d.h. für alle Passungsarten sind die Größtmaße der Wellen gleich dem Nennmaß. Für die Bohrungen können beliebige Toleranzfeldlagen gewählt werden. Es können hierfür glatte Wellen (blankgezogener Rundstahl) verwendet werden, so daß dadurch niedrige Bearbeitungskosten entstehen. Für die Bohrungen werden allerdings spezielle und teure Werkzeuge (z.B. Reibahle mit G8) benötigt. Das System Einheitswelle wird daher nur in der Massenfertigung eingesetzt oder wenn bevorzugt standardisierte, glatte Wellen verwendet werden.

Mit dem Ziel, die Anzahl der Werkzeuge, Spannzeuge und Meßzeuge auf ein Minimum zu beschränken, wird in DIN 7157 eine Auswahl von Passun-

Tabelle 1.17. Passungsauswahl nach DIN 7157 (Fettdruck kennzeichnet Reihe 1, die bevorzugt zu verwenden ist)

	Einheitsbohrung DIN 7154	Passungsart	Anwendungsbeispiele	Einheitswelle DIN 7155
Preßpassungen	H8/x8 H8/u8	Preßsitz für große Haftkraft	Naben von Zahnrädern, Laufrädern und Schwungrädern, Wellenflansche, ohne zusätzliche Sicherung durch Federn, Keile, Kerbzähne u. dgl. (bis 24 mm H8/x8, über 24 mm H8/u8)	
	H7/s6 H7/r6	Preßsitz für mittlere Haftkraft	Kupplungs-naben, Bronzekränze auf Graugußnaben, Lagerbuchsen in Gehäusen Räder und Schubstangen.	
Übergangspassungen	H7/n6	Festsitz. Mit Presse fügen!	Zahnkränze auf Radkörpern, Bunde auf Wellen, Lagerbuchsen in Getriebekästen und Naben. Stirn- und Schneckenräder stoßartiger Beanspruchung mit Sicherung gegen Verdrehen. Anker auf Motorwellen.	
	H7/k6	Haftsitz. Mit Hammerfügbar	Riemenscheiben, Kupplungen, Zahnräder auf Wellen. Schwungräder mit Tangentenkeilen. Feste Handräder und -hebel. Festsitz für Wälzlager. Paßstifte.	
	H7/j6	Schiebesatz. Mit Hammer oder von Hand	Öfter auszubauende oder schwierig einzubauende Riemenscheiben, Zahnräder und Handräder mit Formschlußverbindungen (z.B. Paßfeder). Kolben auf Kolbenstange und Zentrierungen.	

Tabelle 1.17 (Fortsetzung)

	Einheits- bohrung DIN 7154	Passungsart	Anwendungsbeispiele	Einheits- welle DIN 7155
Spielpassungen	H7/h6	Gleitsitz. Von Hand verschiebbar	Wechselräder auf Wellen, Pinole im Reitstock, lose Buchsen für Kolbenbolzen, Zentrierflansche für Kupplungen, Stell- ringe und Säulenführungen.	H7/h6
	H8/h9	Schlichtgleitsitz. Kraftlos ver- schiebbar	Stellringe für Zahnräder, Kupplungen und Riemenscheiben, die über Wellen gescho- ben werden müssen.	H8/h9
	H11/h9 H11/h11	Geringes Spiel bei Teilen mit großer Toleranz	Teile an landwirtschaftlichen Maschinen, die auf Wellen verstiftet, festgeschraubt oder festgeklemt werden. Distanzbuch- sen, Scharnierbolzen für Feuertüren. Hebelschalter.	H11/h9 H11/h11
	H7/g6	Enger Laufsitz. Kaum Spiel	Ziehkeilriemen, Schieberäderblöcke, verschiebbare Kupplungen, Stellstifte in Führungsbuchsen, Schubstangenlager.	G7/h6
	H7/f7	Laufsitz. Merk- liches Spiel	Lager für Werkzeugmaschinen, Getriebe- wellen, Kurbelwellen und Nockenwellen.	F8/h6
	H8/f7	Leichter Lauf- sitz. Merkliches Spiel	Hauptlager für Kurbelwellen, Schubstan- gen, Kreisel- und Zahnradpumpen, Ge- bläsewellen. Kreuzkopf in Gleitbahn, Kolben und Kolbenschieber, Kupplungs- muffen.	
	H8/e8	Schlichtlaufsitz. Merkliches Spiel	Mehrfach gelagerte Wellen, die evtl. nicht exakt fluchten.	F8/h9
	H8/d9	Weiter Laufsitz. Reichliches Spiel	Seilrollen, Achsbuchsen an Fahrzeugen, Lagerung von Gewindespindeln in Schlitten.	E9/h9
		Sehr reichliches Spiel	Lager für landwirtschaftliche Maschinen. Stopfbuchsenteile.	D10/h9
	H11/d9	Sicheres Bewe- gungsspiel bei großer Toleranz	Abnehmbare Hebel und Kurbeln, Hebel und Gabelbolzen. Lager für Rollen und Führungen.	D10/h11 C11/h9
	H11/c11	Großes Bewe- gungsspiel bei großer Toleanz	Lager für Haushaltsmaschinen, Dreh- schalter, Schnappstifte für Schalthebel, Gabelbolzen	C11/h11

Tabelle 1.18. Grenzabmaße (für Passungsauswahl nach DIN 7154)

Reihe 1	H7	H8		F8	E9	D10	C11	x8/u8*		
Reihe 2			H11	G7						s6
1 bis 3	+10 0	+14 0	+60 0	+12 +2	+20 +6	+39 +14	+60 +20	+120 +60	+34 +20	+20 +14
> 3 bis 6	+12 0	+18 0	+75 0	+16 +4	+28 +10	+50 +20	+78 +30	+145 +70	+46 +28	+27 +19
> 6 bis 10	+15 0	+22 0	+90 0	+20 +5	+35 +13	+61 +25	+98 +40	+170 +80	+56 +34	+32 +23
> 10 bis 14	+18	+27	+110	+24	+43	+75	+120	+205	+67 +40	+39
> 14 bis 18	0	0	0	+6	+16	+32	+50	+95	+72 +45	+28
> 18 bis 24	+21	+33	+130	+28	+53	+92	+149	+240	+87 +54	+48
> 24 bis 30	0	0	0	+7	+20	+40	+65	+110	+81 +48	+35
> 30 bis 40	+25	+39	+160	+34	+64	+112	+180	+240 +120	+99 +60	+59
> 40 bis 50	0	0	0	+9	+25	+50	+80	+290 +130	+109 +70	+43
> 50 bis 65	+30	+46	+190	+40	+76	+134	+220	+330 +140	+133 +87	+72 +53
> 65 bis 80	0	0	0	+10	+30	+60	+100	+340 +150	+148 +102	+78 +59
80 bis 100	+35	+54	+220	+47	+90	+159	+260	+390 +170	+178 +124	+93 +71
> 100 bis 120	0	0	0	+12	+36	+72	+120	+400 +180	+198 +144	+101 +79
> 120 bis 140								+450 +200	+253 170	+117 +92
> 140 bis 160	+40 0	+63 0	+250 0	+54 +14	+106 +43	+185 +85	+305 +145	+460 +210	+253 +190	+125 +100
> 160 bis 180								+480 +230	+273 +210	+133 +108
> 180 bis 200								+530 +240	+308 +236	+151 +122
> 200 bis 225	+46 0	+72 0	+290 0	+61 +15	+122 +50	+215 +100	+355 +170	+550 +260	+330 +258	+159 +130
> 225 bis 250								+570 +280	+356 +284	+169 +140

* Toleranzfeld x8 für Nennmaße ≤ 24 mm, u8 für Nennmaße > 24 mm.

Tabelle 1.18 (Fortsetzung)

r6		n6		h6		h9		f7							
		k6		j6		h11		g6		e8		d9		c11	
+16	+10	+6	+4	0	0	0	-2	-6	-14	-20	-60				
+10	+4	+0	-2	-6	-25	-60	-8	-16	-28	-45	-120				
+23	+16	+9	+6	0	0	0	-4	-10	-20	-30	-70				
+15	+8	+1	-2	-8	-30	-75	-12	-22	-38	-60	-145				
+28	+19	+10	+7	0	0	0	-5	-13	-25	-40	-80				
+19	+10	+1	-2	-9	-36	-90	-14	-28	-47	-76	-170				
+34	+23	+12	+8	0	0	0	-6	-16	-32	-50	-95				
+23	+12	+1	-3	-11	-43	-110	-17	-34	-59	-93	-205				
+41	+28	+15	+9	0	0	0	-7	-20	-40	-65	-110				
+28	+15	+2	-4	-13	-52	-130	-20	-41	-73	-117	-240				
+50	+33	+18	+11	0	0	0	-9	-25	-50	-80	-120				
+34	+17	+2	-5	-16	-62	-160	-25	-50	-89	-142	-280				
+60	+41	+39	+21	0	0	0	-10	-30	-60	-100	-140				
+62	+20	+2	-7	-19	-74	-190	-29	-60	-106	-174	-330				
+43											-150				
											-340				
+73	+51	+45	+25	0	0	0	-12	-36	-72	-120	-170				
+76	+23	+3	-9	-22	-87	-220	-34	-71	-126	-207	-390				
+54											-180				
											-400				
+88	+63										-200				
											-450				
+90	+52	+28	+14	0	0	0	-14	-43	-85	-145	-210				
+65	+27	+3	-11	-25	-100	-250	-39	-83	-148	-245	-460				
+93											-230				
+68											-480				
+106	+77										-210				
											-530				
+109	+60	+33	+16	0	0	0	-15	-50	-100	-170	-260				
+80	+31	+4	-13	-29	-115	-290	-44	-96	-172	-285	-550				
+113											-280				
+84											-570				

gen empfohlen. In Tabelle 1.17 sind die empfohlenen Passungen mit Anwendungsbeispielen und in Tabelle 1.18 die entsprechenden Grenzabmaße aufgeführt.

Form- und Lagetoleranzen. Bei der Herstellung von Bauteilen treten neben den Maßabweichungen auch Form- und Lageabweichungen auf. Werden dadurch Funktion und Austauschbarkeit gefährdet, so müssen Form und Lage von wichtigen Geometrielementen zusätzlich zu den Maßtoleranzen in der Zeichnung toleriert werden.

Formtoleranzen begrenzen die Abweichungen eines Elements von seiner geometrisch idealen Form. *Lagetoleranzen* begrenzen die Abweichungen eines Elements von der geometrisch idealen Lage zu einem oder mehreren anderen Elementen, den sogenannten Bezugselementen (Abb. 1.29). Nach DIN ISO 1101 sind sechs Formtoleranzen und sieben Lagetoleranzen definiert (Tabelle 1.19). Lagetoleranzen benötigen immer einen Bezug, Formtoleranzen dagegen nicht.

Ein *Bezugselement* ist ein Teil eines Werkstückes, z. B. eine Kante, Fläche oder Bohrung, das zur Bestimmung der Lage des Bezugs verwendet wird. Da auch Bezugselemente Fertigungsfehler aufweisen, ist es oft erforderlich für Bezugselemente Formtoleranzen festzulegen.

In der Zeichnung werden Form- und Lagetoleranzen nach Abb. 1.30 angegeben.

Tolerierungsprinzip. Maß-, Form- und Lagetoleranzen beeinflussen sich gegenseitig. Beim Zusammenbau von Einzelteilen ist das Zusammenwirken der unterschiedlichen Toleranzen zu berücksichtigen. Hinsichtlich ihrer historischen Entwicklung sind heute zwei Tolerierungsgrundsätze zu unterscheiden.

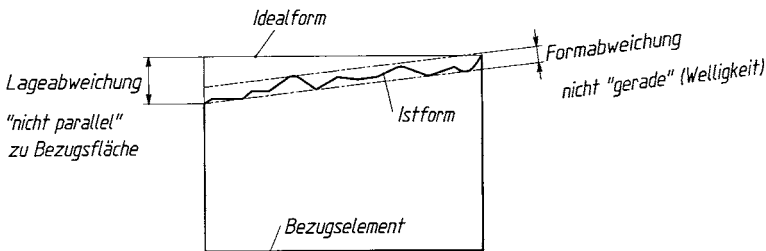


Abb. 1.29. Beispiele für Form- und Lageabweichungen

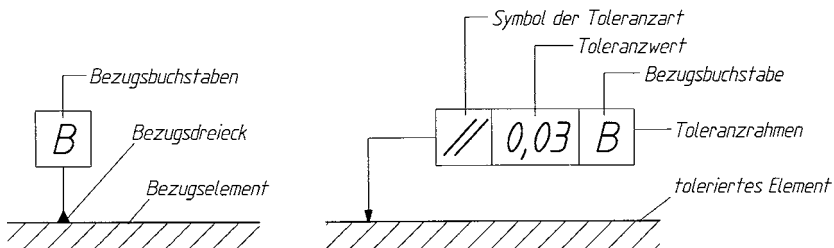
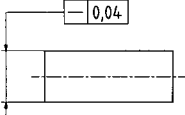
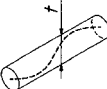
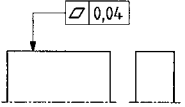
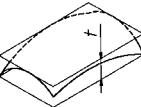
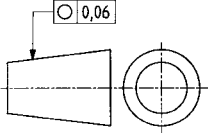
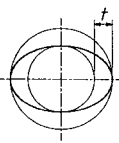
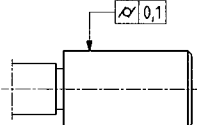
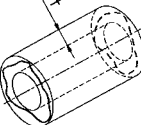


Abb. 1.30. Zeichnungsangabe von Form- und Lagetoleranzen

Tabelle 1.19. Form- und Lagetoleranzen nach DIN ISO 1101 (Auszug)**a) Formtoleranzen (ohne Bezug)**

Zeichnungseintragung	Toleranzzone	Erklärung
		Geradheitstoleranz Die Achse des tolerierten Zylinders muß innerhalb einer zylindrischen Toleranzgrenze vom Durchmesser 0,04 liegen.
		Ebenheitstoleranz Die Fläche muß zwischen drei parallelen Ebenen vom Abstand 0,04 liegen.
		Rundheitstoleranz Die Umfangslinie jedes Querschnittes muß zwischen zwei in derselben Ebene liegenden konzentrischen Kreisen vom Abstand 0,06 liegen.
		Zylinderformtoleranz Die betrachtete Zylindermantelfläche muß zwischen zwei coaxialen Zylindern vom Abstand 0,1 liegen.

b) Richtungstoleranzen (nur die Richtung der Toleranzzone liegt fest)

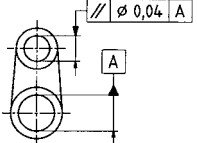
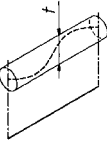
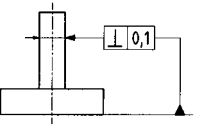
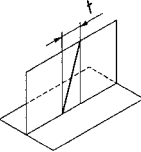
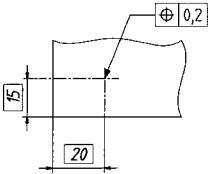
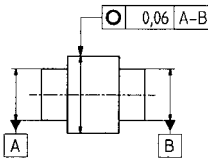
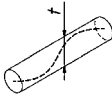
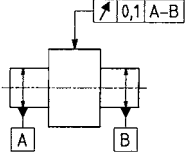
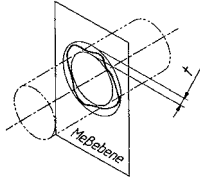
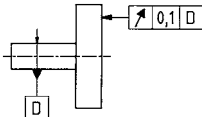
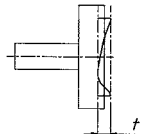
		Parallelitätstoleranz Die tolerierte Achse muß innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser 0,04 liegen, der parallel zur Bezugsachse A liegt.
		Rechtwinkligkeitstoleranz Die tolerierte Achse des Zylinders muß zwischen zwei parallelen, zur Bezugsfläche senkrechten Ebenen vom Abstand 0,1 liegen.

Tabelle 1.19 (Fortsetzung)

c) Ortstoleranzen (die Toleranzzone liegt symmetrisch zur theoretischen Position und ist deshalb ortsgebunden)

Zeichnungseintragung	Toleranzzone	Erklärung
		Positionstoleranz Der tatsächliche Schnittpunkt muß in einem Kreis vom Durchmesser 0,2 liegen, dessen Mitte mit der theoretischen genauen Lage des tolerierten Punktes übereinstimmt.
		Koaxialitätstoleranz Die tolerierte Achse des Zylinders muß innerhalb eines zur Bezugsachse A – B koaxialen Zylinders vom Durchmesser 0,06 liegen.
d) Lauftoleranzen (sie erhalten stets Formabweichungen, z.B. Rundlauf: Rundheit und Koaxialität)		
		Rundlauftoleranz Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse A – B darf die Rundlaufabweichung in jeder Meßebene 0,1 nicht überschreiten.
		Planlauftoleranz Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse D darf die Planlaufabweichung an jeder beliebigen Meßposition nicht größer als 0,1 sein.

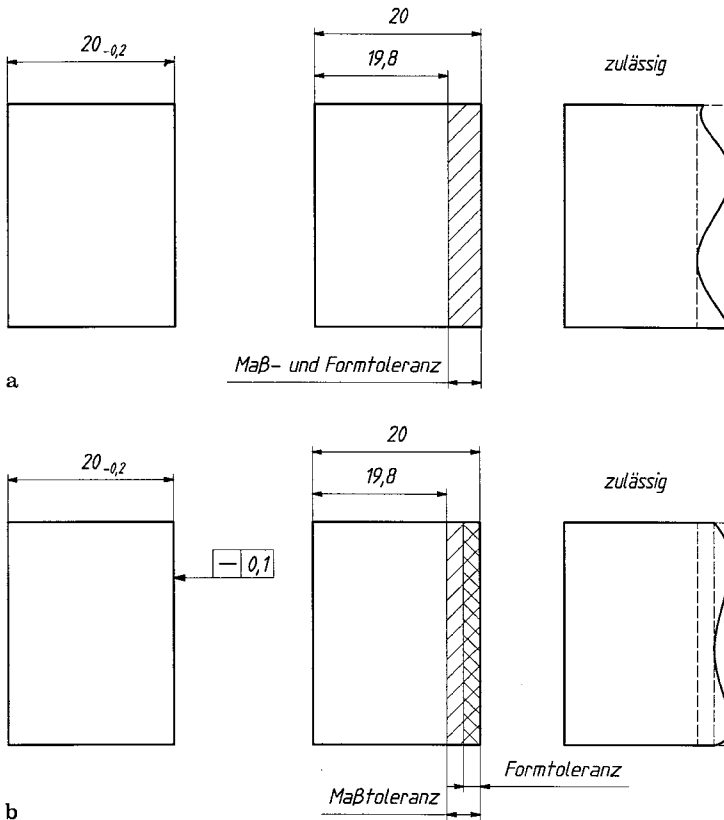


Bild 1.31. Hüllprinzip

Hüllbedingung. Die Hüllbedingung, oder auch „altes Tolerierungsprinzip“ genannt, geht davon aus, daß die geforderten Form- und Lagetoleranzen durch die Maßtoleranz begrenzt sind. Das heißt, die Form- und Lageabweichungen dürfen sich nur innerhalb der Maßtoleranz bewegen. Die Ist-Geometrie eines Werkstückes darf an keiner Stelle die Maximum-Material-Maße des geometrisch idealen Körpers überschreiten und die Minimum-Material-Maße dürfen an keiner Stelle unterschritten werden (Abb. 1.31a). Daraus folgt, daß ein Körper, der überall Maximum-Material-Maße hat, keinen Spielraum mehr für Formabweichungen haben kann. Form- und Lagetoleranzen müssen daher kleiner als die Maßtoleranzen sein. Muß aus funktionellen Gründen die Form- oder Lagetoleranz kleiner als die Maßtoleranz sein, so ist sie mit einem kleineren Wert gegenüber der Maßtoleranz in die Zeichnung einzutragen (Abb. 1.31b).

Bei Zeichnungen ohne Angabe zum Tolerierungsprinzip gilt automatisch die Hüllbedingung. Im internationalen Verkehr, und um eventuellen Rechtsstreitigkeiten vorzubeugen, kann zusätzlich im oder am Schriftfeld ein zentraler Hinweis „Tolerierung nach DIN 7167“ angebracht werden.

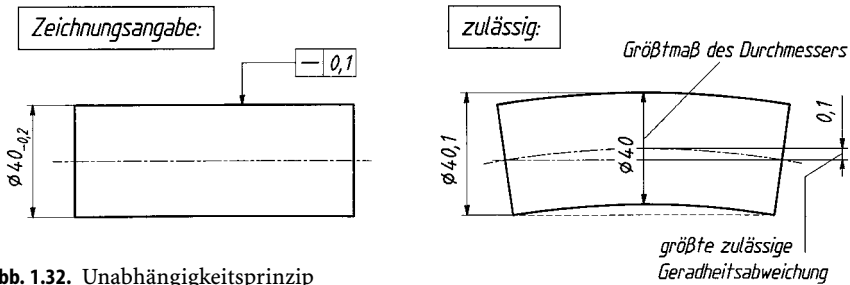


Abb. 1.32. Unabhängigkeitsprinzip

Unabhängigkeitsprinzip. Da das Hüllprinzip in vielen Fällen zu hohe Anforderungen an die Genauigkeit stellt, wurde bei der internationalen Überarbeitung der Form- und Lagetoleranzen ein „neues Tolerierungsprinzip“, das sogenannte Unabhängigkeitsprinzip, erarbeitet. Es geht davon aus, daß alle Maß-, Form- und Lagetoleranzen unabhängig voneinander gelten. Maßtoleranzen begrenzen demnach nur die Istmaße an einem Formelement, nicht aber seine Formabweichungen (Abb. 1.32).

Maß-, Form- und Lageabweichungen werden einzeln gemessen und können ihre Grenabweichungen unabhängig voneinander ausnutzen. Dadurch können unter Umständen Maximum-Material-Maße überschritten werden.

Für die Anwendung des Unabhängigkeitsprinzips spricht, daß es international üblich und genormt (ISO 8015) ist. Es muß jedoch im oder am Schriftfeld der Hinweis „Tolerierung nach DIN ISO 8015“ zusätzlich eingetragen werden. Sollen davon abweichend einzelne Formelemente nach dem Hüllprinzip toleriert werden, dann sind diese durch das Symbol $\textcircled{E}$ zu kennzeichnen: z. B. $20^{H7} \textcircled{E}$.

Maximum-Material-Prinzip. Häufig ist ein Werkstück mit mehreren Toleranzen behaftet, die normalerweise so festgelegt werden, daß das Teil auch bei maximalen Abweichungen aller tolerierten Größen noch funktionsfähig ist. Nach den Gesetzen der Wahrscheinlichkeit ist dieser Fall jedoch äußerst selten, so daß viele Werkstücke genauer und teurer als notwendig sind. Das Maximum-Material-Prinzip gestattet daher die Überschreitung einer Form- oder Lagetoleranz um den Betrag, um den ein damit zusammenwirkendes Längenmaß vom Maximum-Material-Maß abweicht. Es erlaubt also eine Vergrößerung der Form- und Lagetoleranz um den nicht ausgenutzten Anteil der Maßtoleranz.

In der Zeichnung wird die Form- bzw. Lagetoleranz, die überschritten werden darf, mit dem Symbol $\textcircled{M}$ gekennzeichnet. Die Vergrößerung dieser Toleranz kann jedoch nicht von vornherein berücksichtigt werden. Die Bedeutung ist vielmehr, daß funktionstaugliche und paarbare Teile nicht verworfen werden müssen, auch wenn einzelne Maß- oder Lagetoleranzen nicht eingehalten sind (Abb. 1.33).

Toleranzrechnung. Beim Zusammenbau von Einzelteilen zu Baugruppen treten durch Aneinanderreihung von Einzelmaßen zwangsläufig Maßketten auf. Da alle Einzelmaße mit Toleranzen behaftet sind, resultieren aus Maßketten sog-

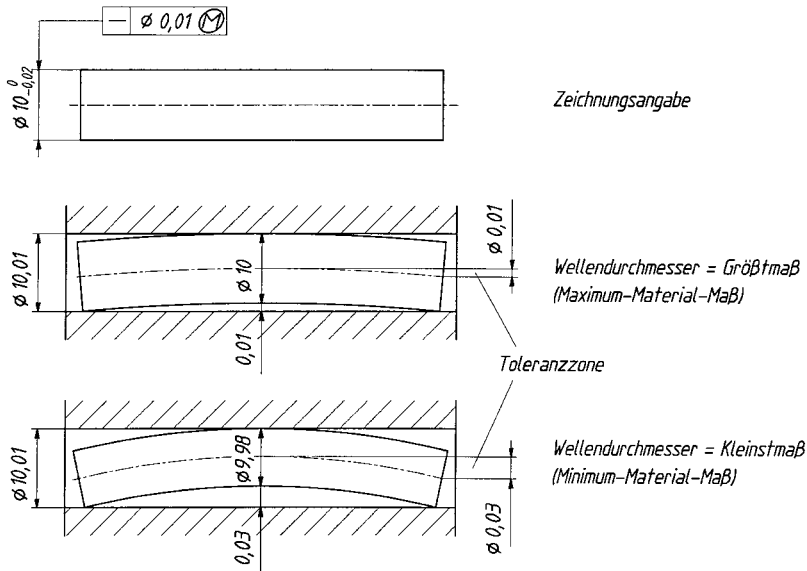


Abb. 1.33. Maximum-Material-Prinzip

nannte Toleranzketten, die für einwandfreien Zusammenbau und Funktion von Baugruppen berücksichtigt werden müssen.

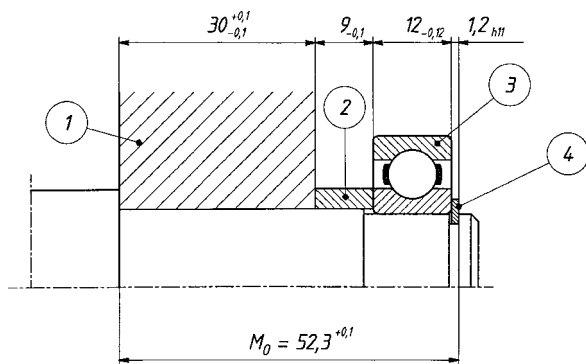
Additive Methode. Die additive Methode berücksichtigt bei der Berechnung von Maßketten die Grenzmaße. Sie wird daher auch Maximum-Minimum-Methode genannt, weil damit die Maximal- und die Minimalmaße berechnet werden können. Die Summe der Einzeltoleranzen der Glieder der Maßkette wird arithmetische Schließtoleranz genannt und berechnet sich zu

$$T_a = T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n.$$

Bei dem Beispiel nach Abb. 1.34 muß das Maß M_0 der Welle mindestens dem Maximalmaß der Maßkette der Teile 1, 2, 3 und 4 entsprechen, damit ein Zusammenbau möglich ist wenn alle Maß-Toleranzen am obersten Grenzwert liegen. Im anderen Extremfall, in dem alle Toleranzen an der untersten Grenze liegen, das Wellenmaß M_0 jedoch Größtmaß aufweist, liegt das größte Axialspiel von 0,58 mm vor.

Diese Toleranzrechnung zeigt sehr anschaulich, daß durch Toleranzketten große Toleranzanhäufungen zustande kommen können. Ist das axiale Größtspiel für die Gewährleistung der Funktion zu groß, muß entweder wesentlich enger toleriert oder eine Einstellmöglichkeit vorgesehen werden. Beides führt jedoch zu einer erheblichen Kostensteigerung.

Statistische Methode. Die Grenzmaßbetrachtungen nach der additiven Methode führen grundsätzlich zu einer sehr hohen Sicherheit. Die Ursache liegt darin,



Element	Nennmaß	oberes Abmaß	unteres Abmaß
1	30	+ 0,1	- 0,1
2	9	0	- 0,1
3	12	0	- 0,12
4	1,2	0	- 0,06
Σ	52,2	+ 0,1	- 0,38

minimales Maß = 51,82 mm
maximales Maß = 52,3 mm
Mindestspiel = 0 mm
Höchstspiel = 0,58 mm
Schließtoleranz = 0,48 mm

Abb. 1.34. Toleranzrechnung (additive Methode)

daß die Istmaße den vorgegebenen Toleranzbereich nur teilweise ausschöpfen und zudem die einzelnen Toleranzen in einer Maßkette sich in der Regel nicht nur in eine Richtung addieren oder subtrahieren, sondern teilweise auch kompensieren. Die Maximal- und Minimalmaße treten in Wirklichkeit nur äußerst selten auf. Im Sinne einer kostengünstigen Fertigung ist es daher sinnvoll, bei der Toleranzrechnung die Gesetze der Wahrscheinlichkeitstheorie zu berücksichtigen. Mit Hilfe der statistischen Methode können Maße und Toleranzen unter Berücksichtigung der Verteilung der Ist-Maße und eines zu erwartenden Ausfallanteils berechnet werden. Steht kein benutzerfreundliches Berechnungsprogramm zur Verfügung, ist der Aufwand für die Berechnung recht groß.

Nach DIN 7186 kann jedoch eine qualitative Beurteilung des Zusammenhangs zwischen den Einzeltoleranzen und der Schließtoleranz mit Hilfe der quadratischen Schließtoleranz T_q durchgeführt werden. T_q ist der minimale Wert der statistischen Schließtoleranz T_s und beruht auf den Gesetzen der Fehlerfortpflanzung. Sie kann folgendermaßen berechnet werden:

$$T_q = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + \dots + T_n^2}.$$

Die quadratische Schließtoleranz kann nur angewendet werden, wenn folgende Bedingungen erfüllt werden (Idealfall):

- die Einzeltoleranzen sind unabhängig voneinander,
- die Einzeltoleranzen sind normalverteilt,
- die Mittelwerte der Normalverteilungen entsprechen dem jeweiligen Mittelmaß und
- die jeweiligen Quotienten aus den Einzeltoleranzen und den Standardabweichungen sind gleich.

Die tatsächlichen Abweichungen sind normalerweise größer als im Idealfall, aber nur in den seltensten Fällen ist es notwendig, die sehr unwirtschaftliche arithmetische Schließtoleranz T_a als statistische Schließtoleranz anzuwenden.

Nach der statistischen Methode wird in dem Beispiel in Abb. 1.34 die quadratische Schließtoleranz $T_q = 0,26$ mm. Um eine sichere Montage zu gewährleisten ist somit das Schlußmaß $M_0 = 52,08$ mm erforderlich. Das Höchstspiel wird dann 0,36 mm (statt 0,58 mm nach der additiven Methode).

1.4.5

Technische Oberflächen

Geometrische Elemente weisen neben Maß-, Form und Lageabweichungen zusätzliche Gestaltabweichungen auf, die sich auf die Mikrogestalt eines Werkstückes beziehen und als Oberflächenrauheiten bezeichnet werden. Diese Oberflächenrauheiten erfassen die geometrischen Unregelmäßigkeiten einer Werkstückoberfläche, die durch das Fertigungsverfahren verursacht werden. Die Oberflächenrauheit wird durch einen Profilschnitt senkrecht zur idealen Oberfläche erfaßt und durch verschiedene Meßgrößen beschrieben (Abb. 1.35).

Meßgrößen. Gemessen wird die Rauheit einer Werkstückoberfläche mit Tastschrittgeräten, die mit elektrischen Wellenfiltern ausgerüstet sind und damit die Welligkeiten von Oberflächen eliminieren können. Dadurch wird sicherge-

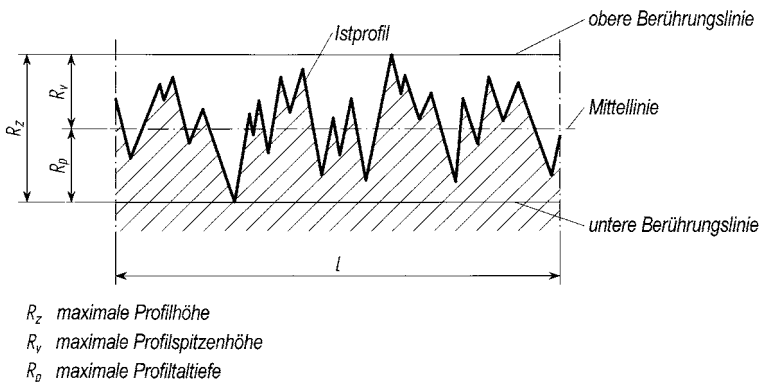


Abb. 1.35. Bezugssystem zur maßlichen Erfassung der Gestaltabweichungen nach DIN EN ISO 4287

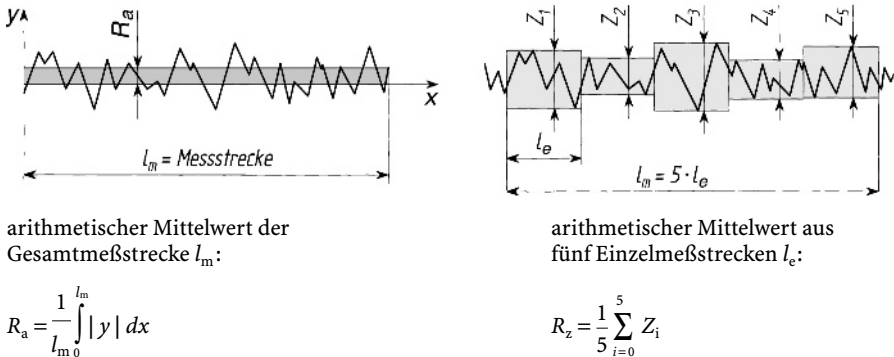


Abb. 1.36. Oberflächenmeßgrößen

stellt, daß nur die Rauhtiefe gemessen wird. Als Rauheitsmeßgrößen werden entweder der Mittenrauhwert R_a oder die gemittelte Rauhtiefe R_z in Zeichnungen angegeben (Abb. 1.36).

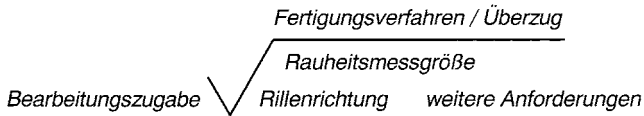
Zeichnungsangaben. Die Kennzeichnung von Werkstückoberflächen mit Dreieck-Symbolen (∇), wie seit 1921 in DIN 140 und seit 1960 in DIN 3141 festgelegt waren, ist seit 1983 nicht mehr gültig. Heute wird der Zustand einer technischen Oberfläche nach DIN EN ISO 1302 mittels Oberflächensymbole in Verbindung mit dem Rauhtiefenangaben R_a oder R_z angegeben (Abb. 1.37). Wenn die Funktion es erfordert, können zusätzliche Angaben bezüglich Rillenrichtung, Bearbeitungsverfahren oder Rauheits-Höchstwerte und Rauheit-Mindestwerte angegeben werden.

Die Rauheitsmaße sind als Normzahlreihen festgelegt. Der Mittenrauhwert R_a mit einem Stufensprung von $q = 2$ und die gemittelte Rauhtiefe R_z mit einem Stufensprung von $q = 1,6$ (Tabelle 1.20).

Eine genaue Umrechnung von R_a in R_z ist nicht möglich. So darf Tabelle 1.20 nicht zur Umrechnung der Rauhtiefen benutzt werden. Eine näherungsweise Zuordnung der Rauhtiefen kann aus Abb. 1.38 entnommen werden.

Wahl der Rauhtiefe. Dem Konstrukteur obliegt es, die richtige Rauhtiefe festzulegen und in die Zeichnung einzutragen. Zu feine Oberflächenrauigkeiten ergeben zu hohe Herstellkosten, hingegen zu grobe Oberflächen die geforderte Funktionalität gefährden können. Die Wahl der Rauhtiefe wird hauptsächlich durch die Funktion, die Maßtoleranz und das Fertigungsverfahren beeinflußt.

Funktion. Die festzulegende Rauhtiefe ist abhängig von der Funktion, welche die entsprechende Oberfläche zu erfüllen hat. So wird z. B. für Preßsitze gerne R_z (wegen Glättung) und für Wälzlagersitze R_a (wegen Traganteil) verwendet. Gegenwärtig stehen keine allgemeingültigen Berechnungsmodelle zur Festlegung von Oberflächenrauigkeiten zur Verfügung. Deshalb ist auf Erfahrungswerte



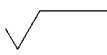
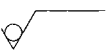
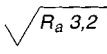
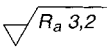
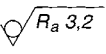
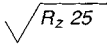
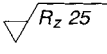
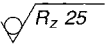
Fertigungsverfahren	freigestellt	materialabtragend	spanlos Bearbeitung nicht zulässig
Oberflächensymbol			
Rauheit R_a			
Rauheit R_z			

Abb. 1.37. Oberflächensymbole nach DIN EN ISO 1302

Tabelle 1.20. Stufung der Rauheitsmeßgrößen nach DIN 4763

Bearbeitung	Mittelrauhwert R_a in μm				Gemittelte Rauhtiefe R_z in μm			
	Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3	Reihe 4	Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3	Reihe 4
Schruppen	25	12,5	6,3	3,2	160	100	63	25
Schlichten	6,3	3,2	1,6	0,8	40	25	16	10
Feinschlichten	1,6	0,8	0,4	0,2	16	6,3	4	2,5
Feinstschlichten	–	0,1	0,1	0,02	–	1	1	0,4

zurückzugreifen, von denen eine Auswahl in Tabelle 1.21 zusammengestellt sind.

Maßtoleranz. Außerdem ist die zulässige Rauhtiefe von der einzuhaltenden Maßtoleranz T abhängig, obwohl kein ursächlicher und funktionaler Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen angegeben werden kann. Für Paßflächen sollte jedoch sichergestellt werden, daß

$$R_z \leq 0,5 \cdot T$$

beträgt, damit nach dem Fügen der Paßteile das Istmaß des Werkstücks infolge der Glättung der Oberflächen (plastische Verformung) noch innerhalb des Toleranzfeldes liegt. Liegen keine praktischen Erfahrungswerte vor, können die Rauheitswerte nach Tabelle 1.22 verwendet werden.

Fertigungsverfahren. Technische Oberflächen können spanlos oder materialabtrennend hergestellt werden. Die Wahl des Fertigungsverfahrens hängt von

Tabelle 1.22. Richtwerte für R_a und R_z bei Passungen

Nennmaß [mm]	1 bis 6	> 6 bis 10	> 10 bis 18	18 bis 80	>80 bis 250	> 250 bis 500
Toleranzgrad (Qualität)	zulässige Werte R_a und R_z in μm					
	R_a R_z	R_a R_z	R_a R_z	R_a R_z	R_a R_z	R_a R_z
5	0,4 2,5	0,4 2,5	0,8 4	0,8 4	0,8 6,3	0,8 6,3
6	0,8 4	0,8 4	0,8 4	0,8 6,3	1,6 10	1,6 10
7	0,8 6,3	0,8 6,3	0,8 6,3	1,6 10	1,6 16	1,6 16
8	1,6 6,3	1,6 10	1,6 10	3,2 16	3,2 25	3,2 25
9	1,6 10	3,2 16	3,2 16	3,2 16	3,2 25	6,3 40
10	3,2 16	6,3 25	6,3 25	6,3 40	6,3 40	12,5 63
11	6,3 25	12,5 40	12,5 40	12,5 63	12,5 63	25 100

mehreren Faktoren ab, wie Funktion, Werkstoff, Genauigkeit, Stückzahlen und Werkstückgröße. Die Funktion einer Oberfläche, z. B. eine Dichtfläche, stellt gewisse Anforderungen an ihre Rauigkeit (siehe Tabelle 1.21), die durch die Wahl eines geeigneten Fertigungsverfahrens sichergestellt werden muß. In Tabelle 1.23 sind die wichtigsten Fertigungsverfahren und die dabei erreichbaren Rauheitswerte R_z dargestellt. Sie entsprechen den Erfahrungen des allgemeinen Maschinenbaus.

Tabelle 1.23. Erreichbare Oberflächenrauheiten R_z abhängig vom Fertigungsverfahren

[illegible]

2 Verbindungselemente

Verbindungselemente werden benötigt, um einzelne Elemente zu technischen Systemen wie Baugruppen, Geräte und Maschinen zusammenzufügen. Die Verbindung von Maschinenteilen kann erfolgen durch

- Stoffschluß*, wobei mit oder ohne Zuhilfenahme von Zusatzwerkstoffen die Teile an den Stoßstellen zu einer unlösbaren Einheit vereinigt werden,
- Reibschluß*, wobei vornehmlich durch Verspannen (Normalkräfte) in den sich berührenden Flächen Reibungskräfte (Tangentialkräfte) erzeugt werden, die den zu übertragenden Verschiebekräften entgegenwirken und
- Formschluß*, wobei die Kraftübertragung über Formelemente, die als Mitnehmer wirken, erfolgt.

Oft sind gleichzeitig Form- und Reibschluß wirksam, z. B. bei Keilverbindungen, die auch als „vorgespannte Formschlußverbindungen“ bezeichnet werden. Die Keilverbindung wird trotzdem als Reibschlußverbindung betrachtet, da ihr primäres Wirkprinzip der Reibschluß ist. Bei Nietverbindungen kann es sich um Reibschluß (dichte und feste Verbindungen im Druckbehälterbau) oder um Formschluß (feste Verbindung im Hoch-, Brücken- und Kranbau) handeln. Auch bei Schraubenverbindungen kann, obwohl grundsätzlich Reibschluß vorliegt, unter bestimmten Umständen Formschluß auftreten.

Zu beachten ist, daß kombinierte Wirkprinzipien nicht eindeutig und daher nicht berechenbar sind. Obwohl heute solche Verbindungen erfolgreich einge-

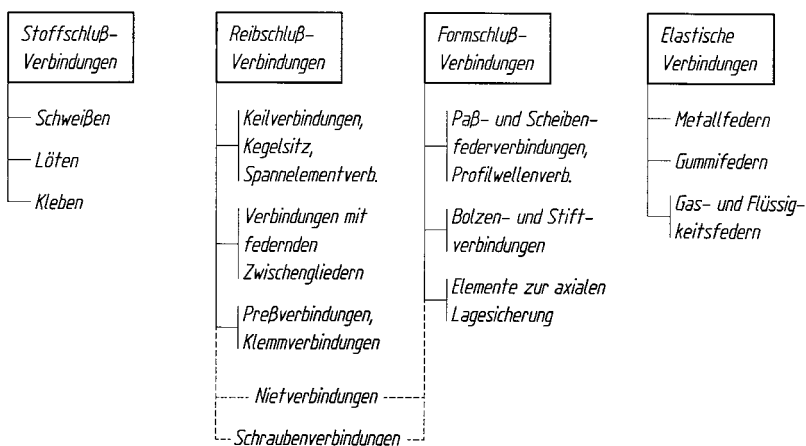


Abb. 2.1. Übersicht der Verbindungselemente

setzt werden (z. B. geklebte Preßverbindung = Stoffschluß + Reibschluß), ist in der Regel davon abzuraten, solange keine gesicherten Erkenntnisse über das Bauteilverhalten durch Versuche vorliegen.

Neben diesen verhältnismäßig starren Verbindungen sind im Maschinenbau oft auch elastische, nachgiebige Verbindungen erwünscht (z. B. zur Dämpfung von Stößen und Schwingungen), wobei federnde Elemente zwischengeschaltet werden.

Die Abb. 2.1 zeigt in einer systematischen Übersicht alle in diesem Buch behandelten Verbindungselemente, geordnet nach ihren Wirkprinzipien.

2.1

Schweißverbindungen

Durch Schweißen werden unlösbare, stoffschlüssige Verbindungen hergestellt. Es zählt zu den wichtigsten Fertigungsverfahren im Maschinen- und Apparatebau. Auch im Stahlbau hat das Schweißen die Nietverbindungen fast vollständig verdrängt.

Nach DIN 1910 versteht man unter Schweißen das Vereinigen oder das Beschichten von Werkstoffen unter Anwendung von Wärme und/oder Druck mit oder ohne Schweißzusatzwerkstoffen. Die Grundwerkstoffe werden vorzugsweise in plastischem oder flüssigem Zustand am Schweißstoß vereinigt. Die Festigkeit einer Schweißverbindung entsteht durch die Kohäsionskräfte von Grund- und Zusatzwerkstoff.

Im Maschinenbau wird das Schweißen hauptsächlich in der Einzelfertigung und für Kleinserien eingesetzt. Das Anwendungsgebiet ist sehr groß und reicht von einfachen Hebeln bis zu komplizierten Maschinengehäusen. Aber auch in der Großserienfertigung hat sich heute das Schweißen mit Hilfe von Schweißrobotern und Vorrichtungen etabliert (z. B. Kfz-Auspuff). Daneben ist das Reparaturschweißen von Rissen und Brüchen ebenfalls von großer Bedeutung.

Vorteile geschweißter Konstruktionen sind die

- vielseitige Anwendbarkeit hinsichtlich der Werkstoffe und der verschiedenen Fertigungszweige,
- Gewichtsersparnis gegenüber Nietverbindungen durch Wegfall der Überlappungen, Laschen, Nietköpfe,
- Gewichtsersparnis gegenüber Gußkonstruktionen durch geringere Wandstärken infolge besserer Ausnützung des Werkstoffes,
- wirtschaftliche Herstellung bei Einzel- und Kleinserienfertigung durch Wegfall von Modellkosten,
- kürzeren Lieferzeiten.

Nachteilig können sich die schwer erfäßbaren Schrumpfspannungen und der nicht immer eindeutig vorhersehbare Verzug sowie Ungleichmäßigkeiten in der Nahtgüte auswirken. Sie sind abhängig von den Werkstoffen, den Schweißverfahren und von der Sorgfalt der Schweißer. Auch der Gefahr von Sprödbrüchen infolge mehrachsiger Spannungszustände durch Überlagerungen von Eigenspannungen und Belastungsspannungen kann nicht immer erfolgreich begegnet werden.

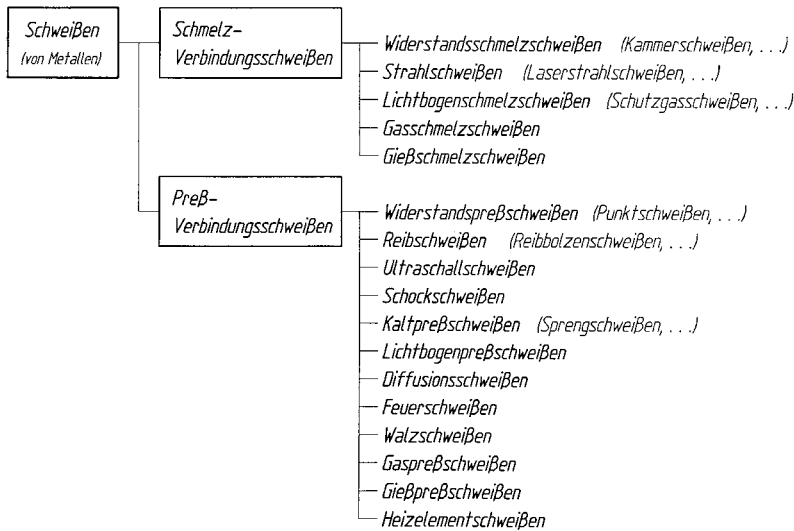


Abb. 2.2. Schweißverfahren (nach DIN 1910)

2.1.1

Schweißverfahren

Verbindungsschweißen. Zur Herstellung unlösbarer Verbindungen wird das Verbindungsschweißen verwendet. Die Begriffe und Verfahren sind in DIN 1910 festgelegt. Danach sind die wichtigsten Metallschweißverfahren das Schmelzschweißen und das Preßschweißen (Abb. 2.2).

Ferner sei noch das aluminothermische Gießschmelzschweißen (Thermitschweißen) erwähnt. Für thermoplastische Kunststoffe werden Warmgas-schweißen, Heizelementschweißen, Reibschweißen, Hochfrequenz-(HF)-Schweißen und Ultraschallschweißen angewendet. Da kein Schmelzen erfolgt, muß neben Wärme auch Druck aufgebracht werden. Eine ausführliche Behandlung der genannten Schweißverfahren befindet sich in [32].

Auftragsschweißen. Unter Auftragsschweißen ist das Aufschweißen von Werkstoff auf ein Werkstück zum Ergänzen oder Vergrößern des Volumens oder zum Schutz gegen Korrosion und Verschleiß zu verstehen. Man unterscheidet dabei das „Auftragen“ überwiegend bei Reparaturen mit artgleichem Werkstoff und das „Panzern“ bei der Neufertigung mit artfremden Werkstoffen, die speziellen Anforderungen angepaßt werden (z. B. Chromstahllegierungen und Stellite für Dichtflächen).

Brennschneiden. Zu den Schweißverfahren rechnet man auch das Brennschneiden, wobei der Werkstoff durch eine Brenngas-Sauerstoff-Flamme, elektrisch durch Lichtbogen oder Laserstrahl örtlich auf Zündtemperatur gebracht und im

Sauerstoffstrahl so verbrannt wird, daß eine Schnittfuge entsteht. Es dient also zum Trennen, insbesondere zum wirtschaftlichen Ausschneiden von Blechteilen nach beliebigen offenen oder geschlossenen Linienzügen. Dabei kann gegebenenfalls gleichzeitig der für die spätere Schweißverbindung erforderliche Fugenflankenwinkel (Schweißnahtvorbereitung) angearbeitet werden.

2.1.2 Schweißbarkeit

Der Begriff der Schweißbarkeit ist sehr schwer zu definieren, weil die Werkstoffeigenschaften dabei ebenso eine Rolle spielen wie die Fertigungsbedingungen und die Gestaltung des Bauteils. Nach DIN 8528 hängt die Schweißbarkeit daher von drei Einflußgrößen ab:

- *Schweißseignung* der Werkstoffe,
- *Schweißsicherheit* der Konstruktion,
- *Schweißmöglichkeit* der Fertigung.

Schweißseignung der Werkstoffe. Die Schweißseignung von Stahl wird wesentlich von dessen Kohlenstoffgehalt, von der Erschmelzungs- und Vergießungsart sowie von den Legierungsbestandteilen bestimmt. So ist zu beachten, daß bei einem zu großem Kohlenstoffgehalt, aber auch bei Anreicherungen von Schwefel, Phosphor und Stickstoff, die Gefahr der Aufhärtung besteht mit Spröbruchneigung oder Spannungsrissen.

Unlegierte Stähle. Sie sind im allgemeinen gut schweißbar bis zu einem Kohlenstoffgehalt von $C < 0,25\%$. Dagegen sind Stähle mit einem größeren C-Gehalt nur bedingt schweißbar, da sie zu Spannungsrissen neigen. Soll rißfrei geschweißt werden, sind die Bauteile vorzuwärmen, wodurch die Aufhärtungsgefahr vermindert wird (Tabelle 2.1).

Niedriglegierte Stähle. Die im Maschinenbau häufig verwendeten Einsatz- und Vergütungsstähle zählen zu den niedriglegierten Stählen. Einsatzstähle sind eigentlich nicht als Schweißwerkstoffe vorgesehen. Wenn trotzdem geschweißt werden soll, so muß dies vor dem Einsetzen geschehen. Da Vergütungsstähle einen höheren Kohlenstoffgehalt besitzen, sind beim Schweißen besondere Vorichtsmaßnahmen erforderlich. Meist wird im vergüteten Zustand geschweißt.

Tabelle 2.1. Schweißseignung für unlegierte Stähle

alt	neu	C-Gehalt [%]	Schweißseignung	Vorwärmtemperatur
St 37	S 235	0,17	gut schweißbar	–
St 44	S 275	0,18	gut schweißbar	–
St 52	S 355	0,20	gut schweißbar	–
St 50-2	E 295	0,30	bedingt schweißbar	≈ 150 °C
St 60-2	E 335	0,40	schwierig schweißbar	≈ 230 °C
St 70-2	E 360	0,50	schwierig schweißbar	≈ 320 °C

Neben dem Kohlenstoff führen auch die Legierungsbestandteile zu Aufhärtungseffekten, deren Einfluß näherungsweise mit dem Kohlenstoffäquivalent berücksichtigt werden kann [31]:

$$C_{\text{äqu}} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{Ni}{40} + \frac{Mo}{4} + \frac{Si}{24}.$$

Dabei sind die Legierungsbestandteile in „%“ einzusetzen. Die Schweißbeignung, abhängig vom $C_{\text{äqu}}$, ist in Tabelle 2.2 angegeben.

Hochlegierte Stähle. Die austenitischen, kohlenstoffarmen Chrom-Nickel- und Mangan-Stähle sind im allgemeinen gut schweißbar. Als Schweißverfahren wird fast ausschließlich das Lichtbogenschweißen eingesetzt. Ferritische Chromstähle sind dagegen nur bedingt zum Schweißen geeignet.

Eisen- Gußwerkstoffe. Stahl- und weißer Temperguß ist, abhängig vom Kohlenstoffgehalt, mehr oder weniger gut schweißbar. Hingegen sind Graugußteile sowie Teile aus schwarzem Temperguß wegen ihres hohen Kohlenstoffgehalts nicht einfach zu schweißen.

Große Stahlgußteile aus GS-38 oder GS-45 können infolge ihrer guten Schweißbarkeit problemlos aus mehreren Einzelteilen zusammengeschweißt werden. Grauguß wird dagegen nur für Reparaturen geschweißt.

Nichteisenmetalle. Gut schweißbar sind Aluminium und Alu-Legierungen. Für das Schweißen eignen sich vor allem die Schutzgasschweißverfahren. Beim Gas-schweißen sind Flußmittel erforderlich, um Oxidation in der Schweißstelle zu vermeiden.

Kupfer ist vorzugsweise mit Schutzgasverfahren, Kupferlegierungen mit dem Metall-Lichtbogenschweißen mit umhüllten Elektroden schweißbar. Die Anwesenheit von Sauerstoff sowie Beimengungen von Blei, Schwefel und Eisen können die Schweißbarkeit beeinträchtigen. Messing ist im allgemeinen besser zu schweißen als Bronzen, für die oft Löten eine bessere Alternative darstellt.

Kunststoffe. Nach ihrem thermischen Verhalten werden Kunststoffe in Thermoplasten und Duroplasten unterschieden. Hingegen Thermoplaste bei Erwärmung reversibel in einen plastischen Zustand übergehen, härten Duroplaste bei Temperaturerhöhung nach Durchlaufen eines plastischen Bereiches aus. Daher eignen sich ausschließlich Thermoplaste zum Schweißen. Das

Tabelle 2.2. Schweißbeignung für niedriglegierte Stähle

$C_{\text{äqu}}$	Schweißbeignung
$< 0,4\%$	gut schweißbar
$0,4 - 0,6\%$	bedingt schweißbar (Vorwärmung erforderlich)
$> 0,6\%$	schwierig schweißbar

Schweißen von Kunststoffen wurde jedoch weitgehendst von der Klebetechnik verdrängt, da heute Kleber zur Verfügung stehen, deren Festigkeit derjenigen der Kunststoffe entspricht.

Schweißsicherheit der Konstruktion. Neben dem Werkstoff ist die Schweißbarkeit eines Bauteils oder Baugruppe von seiner konstruktiven Gestaltung abhängig. So kann z. B. die Rißanfälligkeit bestimmter Werkstoffe durch eine nachgiebige (verformungsfähige) Gestaltung erheblich reduziert werden. Auch sollten möglichst geringe und gleichmäßige Wandstärken verwendet werden, da mit der Wanddicke die Abkühlgeschwindigkeit zunimmt. Wesentlichen Einfluß auf die Schweißsicherheit einer Konstruktion haben folgende Faktoren:

- *Konstruktive Gestaltung* (Lage der Schweißnaht, Kraftfluß, Wandstärken),
- *Beanspruchung*,
- *Betriebstemperatur*.

Schweißmöglichkeit der Fertigung. Eine fertigungsbedingte Schweißsicherheit, oder die Schweißmöglichkeit, ist vorhanden, wenn alle Nähte der Schweißkonstruktion fachgerecht hergestellt werden können. Eine Nahtvorbereitung und gute Zugänglichkeit sind Voraussetzungen für einwandfreie Verbindungen. Die Schweißfolge und der Nahtaufbau haben wesentlichen Einfluß auf die durch die Schweißung entstehenden Eigenspannungen. Nahtfehler mindern die Festigkeit von Schweißverbindungen. Auch die Wahl des optimalen Fertigungsverfahrens, bezüglich des gewählten Werkstoffes, ist sehr wichtig. Eine fertigungssichere Schweißung wird daher beeinflusst durch

- die *Vorbereitung zum Schweißen* (Stoßarten, Vorwärmung),
- der *Ausführung der Schweißarbeiten* (Qualifikation, Schweißverfahren),
- die *Nachbehandlung* (Glühen).

2.1.3

Schweißnahtgüte

Bei der Herstellung von Schweißverbindungen können Fehler auftreten. Äußere und innere geometrische Kerben, wie z. B. Einbrandkerben, Poren, Schlackeneinschlüsse, Bindefehler und Risse beeinträchtigen das Festigkeitsverhalten der Schweißnähte. Da die möglichen Fehler nur in bestimmten Grenzen auftreten dürfen, ist es notwendig, eine Schweißnahtgüte zu definieren, die den Anforderungen entspricht und die in der Praxis auch sichergestellt werden kann. Nach DIN EN ISO 5817 sind die Bewertungsgruppen B, C, und D vorgesehen.

Für die Gütesicherung von Schweißarbeiten sind zusätzlich in DIN EN ISO 3834-1 und 6520-1 ausführliche Angaben bezüglich der zulässigen Nahtfehler in den einzelnen Bewertungsgruppen, Befähigungsnachweise der Betriebe, technische Unterlagen, Berechnungen, Werkstoffe, Konstruktion, schweißtechnische Fertigung, Prüfung und Abnahme zu finden.

Die Güte einer Schweißverbindung wird im wesentlichen bestimmt durch

- a) die *Gestaltung*: Schweißgerechte Gestaltung bei Konstruktion berücksichtigen,
- b) den *Werkstoff*: Schweißbeignung beachten,
- c) die *Vorbereitung*: Teile fachgerecht und überwacht vorbereiten,
- d) das *Schweißverfahren*: Entsprechend den Werkstoffeigenschaften, der Werkstückdicke, der Schweißposition und der Beanspruchung der Schweißverbindung auswählen,
- e) das *Schweißgut*: Der Zusatzwerkstoff muß auf den Grundwerkstoff abgestimmt, geprüft und zugelassen sein,
- f) das *Personal*: Bestehend aus Schweißaufsichtsperson und geprüften und bei der Arbeit überwachenden Schweißern,
- g) die *Prüfung*: Nachweis fehlerfreier Ausführung durch zerstörungsfreie Prüfung.

Infolge der vielfältigen Einflußfaktoren ist es zur Zeit allerdings noch nicht möglich, einen zahlenmäßigen Zusammenhang zwischen Schweißnahtqualität und Festigkeitseigenschaften der Verbindung bei statischer und dynamischer Belastung anzugeben. Trotzdem werden vom Konstrukteur Angaben zur Nahtqualität in Form der Bewertungsgruppen gefordert. Die Wahl der Bewertungsgruppen für Schweißnähte kann nach Tabelle 2.3 erfolgen.

2.1.4

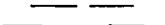
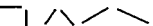
Schweißstoß und Schweißnaht; Zeichnerische Darstellung

Schweißstoß. Als Schweißstoß wird der Bereich genannt, in dem die Teile stoffschlüssig miteinander verbunden werden. Durch die konstruktive Anordnung der Teile zueinander ergeben sich bestimmte Stoßarten, die in Tabelle 2.4 zusammengestellt sind.

Tabelle 2.3. Anwendung der Bewertungsgruppen nach DIN EN ISO 5817

Bewertungsgruppe	B	C	D
Anforderungen	Bei hohen Beanspruchung, wenn durch Versagen die Hauptfunktion ausfallen würde.	Bei mittleren Beanspruchung, wenn durch Versagen die Gebrauchsfähigkeit beeinträchtigt, aber nicht ausfallen würde.	Bei geringen Belastungen und wenn durch Versagen die Gebrauchsfähigkeit kaum beeinträchtigt würde.
Anwendungsbeispiele	Druckbehälter, Fahrzeuge, Längsträger, Turbinenläufer, Hochdruckrohre, Untergurte.	Druckzylinder, Fahrzeugaufbauten, Streben, Trommeln, Niederdruckleitungen, Obergurte.	Verkleidungen, Vorrichtungen, Verstärkungen und Rippen, unterbrochene Nähte.

Tabelle 2.4. Stoßarten nach DIN 1912 und DIN EN 22553

Stumpfstoß	Die Teile liegen in einer Ebene	       
Überlappstoß	Die Teile überlappen sich	
Parallelstoß	Die Teile liegen breitflächig aufeinander	
T-Stoß	Ein Teil stößt rechtwinklig auf ein zweites	
Doppel-T-Stoß	Zwei Teile stoßen rechtwinklig auf ein drittes	
Schrägstoß	Ein Teil stößt schräg gegen ein zweites	
Eckstoß	Zwei Teile stoßen mit ihren Enden unter beliebigem Winkel gegeneinander	
Mehrfachstoß	Drei oder mehr Teile stoßen mit ihren Enden gegeneinander	

Schweißnaht. Die Schweißnaht vereinigt die Teile am Schweißstoß, durch den die Art der Naht bestimmt wird. Die wichtigsten Nahtarten sind Stumpfnähte, Kehlnähte und Stirnnähte (Tabelle 2.5).

Stumpfnähte. Wenn die zu verbindenden Bauteile stumpf gegeneinander stoßen, entsteht eine Stumpfnah. Ab 3 mm Blechdicke ist eine Schweißnahtvorbereitung erforderlich. Dicke Schweißnähte werden in mehreren Schweißlagen geschweißt (Abb. 2.3). Bei dynamischer Belastung ist die Naht auf der Wurzel­seite

Tabelle 2.5. Nahtformen nach DIN 1912

Benennung	Sinnbild	Schnitt	Benennung	Sinnbild	Schnitt
<i>Stumpfnähte:</i>			<i>Stirnnähte:</i>		
Bördelnaht			Stirnflachnaht		
I-Naht			Stirnflachnaht		
V-Naht			<i>Kehlnähte:</i>		
D(oppel-)V-Naht			Kehlnaht		
Y-Naht			Doppelkehlnaht		
Doppel-Y-Naht			<i>Sonstige Nähte</i>		
U-Naht			(Beispiele) ^a :		
Doppel-U-Naht			V-Naht mit U-Naht		
HV-Naht			HV-Naht mit Doppelkehlnaht		
D-HV-Naht			D-HV-Naht mit Doppelkehlnaht		
HY-Naht					
D-HY-Naht					
HU-Naht					
D-HU-Naht					

^a Für „sonstige Nähte“ sind keine Sinnbilder festgelegt, die Nähte sind besonders darzustellen und zu bemaßen.

Abb. 2.3. Stumpfnah, einseitig durchgeschweißt

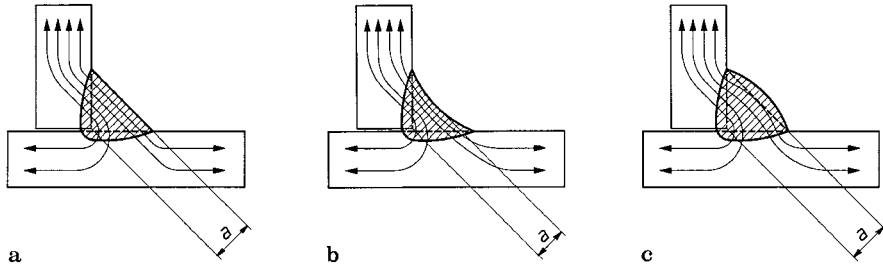
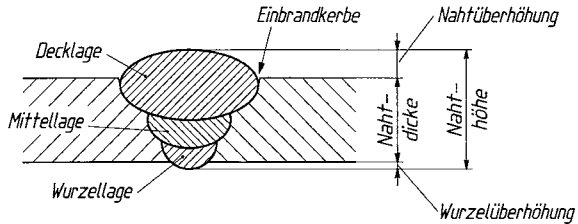


Abb. 2.4. Kehlnähte a) Flachkehlnaht; b) Hohlkehlnaht; c) Wölbkehlnaht

nachzuschweißen. Stumpfnähte sind bevorzugt anzuwenden, da durch den ungestörten Kraftfluß nur geringe Kerbwirkung auftritt. Bei einer Stumpfnah ist die Nahtdicke a immer gleich der Blechdicke t .

Kehlnähte. Da bei Kehlnähten keine Nahtvorbereitung erforderlich ist, sind sie meist kostengünstiger als andere Nahtformen (Abb. 2.4). Durch die starke Umlenkung des Kraftflusses entsteht jedoch eine große Kerbwirkung. Dadurch ergeben sich, insbesondere bei dynamischer Belastung, ungünstige Festigkeitsbedingungen. Einseitige Kehlnähte sind daher nur für geringe statische Belastungen zu verwenden, oder wenn eine Doppelkehlnaht sich fertigungstechnisch nicht ausführen läßt. Für die Nahtdicke a sollte nach DIN 18800 und DIN 15018 folgende Abhängigkeit zur Blechdicke t eingehalten werden:

$$\sqrt{t_{\max}} - 0,5 \leq a \leq 0,7 \cdot t_{\min}.$$

Kleiner als 2 mm sollten Kehlnähte jedoch nicht ausgeführt werden.

Zeichnerische Darstellung. In Zeichnungen können bildliche und symbolische Darstellungen gewählt werden (Abb. 2.5). Zur eindeutigen Festlegung einer Schweißnaht sind folgende Angaben notwendig:

- Nahtart,
- Nahtdicke,
- Schweißverfahren,
- Schweißnahtgüte,
- Schweißposition,
- Zusatzwerkstoff.

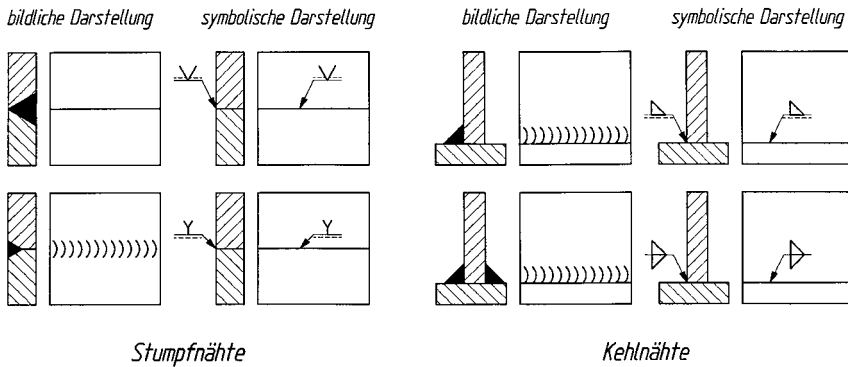


Abb. 2.5. Darstellung von Schweißnähten

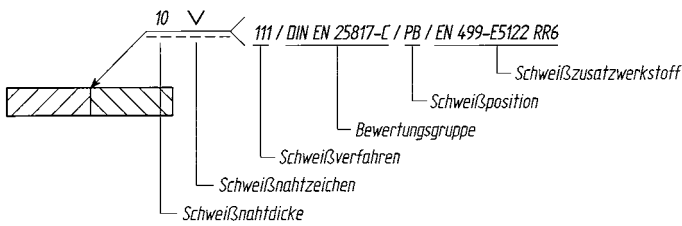


Abb. 2.6. Reihenfolge der Schweißnahtangaben für eine durchgeschweißte V-Naht

Nahtart und Nahtdicke. Beispiele hierfür zeigen die Abb. 2.6 und 2.7. Die möglichen Zusatzzeichen enthält Tabelle 2.6. Die Maßangaben in den Zeichnungen beziehen sich auf Nahtlängen und Nahtdicken. Als Nahtdicke wird bei Kehlnähten die Höhe des eingeschriebenen Dreiecks bezeichnet.

Schweißverfahren. Sie werden nach DIN ISO 4063 durch Kennzahlen angegeben:

- 1 Lichtbogenschmelzschweißen,
- 11 Metalllichtbogenschweißen,
- 111 Lichtbogenhandschweißen,
- 118 Unterschienenschweißen,
- 121 Unterpulverschweißen,
- 131 Metall-Inertgas-Schweißen (MIG),
- 135 Metall-Aktivgas-Schweißen (MAG),
- 141 Wolfram-Inertgas-Schweißen (WIG),
- 2 Widerstandspreßschweißen,
- 3 Gasschweißen.

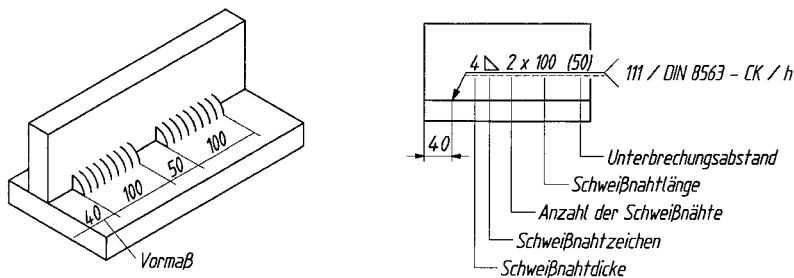


Abb. 2.7. Reihenfolge der Schweißnahtangaben für eine unterbrochene Kehlnaht

Tabelle 2.6. Zusatzzeichen nach DIN 1912 und DIN EN 22553

Benennung	Sinnbild	Schnitt	Benennung	Sinnbild	Schnitt
Naht eingeebnet	✓		Wurzel, ausgekreuzt, Kapplage gegen-geschweißt		
Flachnaht			Erst bei Montage geschweißt		
Wölbnah			Ringsum laufende Naht		
Hohlnaht					
Kehlnaht durchlaufend					

Schweißnahtgüte. Die Schweißnahtgüte ist wie in Kapitel 2.1.3 erläutert einzutragen.

Schweißposition. Ferner ist unter Umständen die Schweißposition durch Buchstaben zu kennzeichnen (Bezeichnung in Klammer nach DIN 1912):

PA (w) = Wannenlage,
 PB (h) = horizontal,
 PF (s) = vertikal, steigend,
 PG (f) = vertikal, fallend,
 PC (q) = horizontal an senkrechter Wand (quer),
 PE (ü) = überkopf.

Zusatzwerkstoff. Angaben über Zusatzwerkstoffe sind den entsprechenden Normblättern zu entnehmen:

un- und niedriglegierte Stähle	DIN EN ISO 2560 (umhüllte Stabelektroden),
un- und niedriglegierte Stähle	DIN EN ISO 1071 (Gasschweißstäbe),
Gußeisen und Temperguß	DIN EN ISO 12536,

warmfeste Stähle	DIN EN 1599,
nichtrostende und hitzebeständige Stähle	DIN EN 1600,
Feinkornbaustähle	DIN EN 757,
Aluminium	DIN 1732,
Kupfer und Kupferlegierungen	DIN 1733.

2.1.5

Berechnen von Schweißverbindungen

Bei Schweißkonstruktionen müssen nach den Regeln der Festigkeitslehre die Spannungen in den Schweißnähten und in den Anschlußquerschnitten berechnet werden. Die Unsicherheiten bei Schweißnahtberechnungen liegen einmal in der schwer zu definierenden Schweißnahtgüte (siehe Kap. 2.1.3), ferner in den kaum erfaßbaren Schweißeigenspannungen und in den unvermeidlichen Störungen des Kraftlinienverlaufs, also in den durch die Nahtform bedingten und durch Kerben (Einbrand), Schweißstoß usw. verursachten Spannungsspitzen. Insbesondere bei dynamischen Belastungen ist die Dauerhaltbarkeit von Schweißverbindungen wesentlich geringer als die an Probestäben ermittelte Dauerfestigkeit des Grundwerkstoffes. Für den allgemeinen Maschinenbau existieren keine verbindlichen Vorschriften wie z.B. für den Stahlbau (DIN 18800), den Kranbau (DIN 15018) oder den Kessel- und Behälterbau (AD-Merkblätter und Technische Regeln für Dampfkessel). Auch die Deutsche Bundesbahn hat eigene Vorschriften für den Festigkeitsnachweis für Fahrzeuge, Maschinen und Geräte (DV 952) sowie für stählerne Eisenbahnbrücken (DV 804). Die DIN 18800 berücksichtigt vorwiegend statische Beanspruchungen, hingegen DIN 15018 und DV 952 zwischen statischer und dynamischer Belastung unterscheidet. Ein Betriebsfestigkeitsnachweis, d.h. die Sicherheit gegen Bruch bei zeitlich veränderlichen, häufig wiederholten Belastungsamplituden, kann nach DIN 15018 für Spannungsspiele über $2 \cdot 10^4$ geführt werden.

Mit der FKM-Richtlinie wurde eine Berechnungsvorschrift erstellt, mit der auch geschweißte Maschinenteile berechnet werden können. Da in dieser Richtlinie alle wesentlichen Einflußgrößen berücksichtigt werden, würde ein ausführliches Eingehen auf dieses Berechnungsverfahren den Rahmen dieses Buches sprengen. Deshalb werden an dieser Stelle nur die allgemeingültigen Grundlagen der Schweißnahtberechnung vorgestellt, mit denen der Anwender in der Lage ist, die meisten im Maschinenbau auftretenden Schweißverbindungen mit ausreichender Genauigkeit zu berechnen.

Festigkeitsnachweis. Der Nachweis der Tragfähigkeit einer Schweißnaht erfolgt am besten nach folgendem Schema:

1. *Belastungsgrößen* in der Schweißnaht ermitteln.
2. *Geometrische Größen* wie Nahtflächen und Trägheits- bzw. Widerstandsmomente berechnen.
3. *Nennspannungen* in der Schweißnaht bzw. im Anschlußquerschnitt berechnen (ohne Kerbwirkung).

4. *Zulässige Spannungen* festlegen (Festigkeitsminderung infolge Kerbwirkungen berücksichtigen).
5. *Vergleich* der Nennspannungen mit den zulässigen Spannungen durchführen.

1. Belastungsgrößen. Nach den Gesetzen der Technischen Mechanik werden in der Schweißnaht die Schnittkräfte und -momente ermittelt. Spezielle Betriebsbedingungen werden im allgemeinen mit einem Stoßfaktor berücksichtigt. Es gibt aber auch gesetzliche oder vom Auftraggeber (z. B. Deutsche Bundesbahn) aufgestellte Vorschriften zur Festlegung der angreifenden Belastungen.

2. Nahtflächen und -widerstandsmomente. Zur Bestimmung der für die Berechnung maßgebende geometrischen Größen wird ein sogenanntes Schweißnahtmodell festgelegt, das bestimmte Vereinfachungen und Vereinbarungen enthält. Nachfolgend sind die im Maschinenbau üblichen Modellabbildungen von Schweißnähten aufgeführt (Abb. 2.8).

Stumpfnah. Bei der Berechnung von Stumpfstößen wird als Schweißnahtdicke a stets die Blechdicke t des dünneren Bleches eingesetzt. Die Nahtlänge l entspricht der Blechbreite b , wobei jedoch die Endkrater mit jeweils einer Nahtdicke berücksichtigt werden. Die Schweißnahtlänge berechnet sich somit zu

$$l = b - 2a. \quad (2.1)$$

Soll die gesamte Blechbreite als Schweißnahtlänge in die Berechnung eingesetzt werden, so sind beim Schweißen Vorsatzbleche (Abb. 2.9) zu verwenden, die nach dem Schweißen wieder abgetrennt werden. Die für eine Stumpfnah erforderlichen geometrischen Größen sind Tabelle 2.7 zu entnehmen.

Kehlnah. Bei Kehlnähten ist die Schweißnahtdicke a gleich der Höhe des eingeschriebenen gleichschenkligen Dreiecks (Abb. 2.8b). Die Spannung wird für den in die Anschlußebene geklappten Querschnitt berechnet. Für rundum geschweißte Kehlnähte wird als Schweißnahtlänge der Umfang der theoretischen Wurzellinie eingesetzt. Für die Berechnung der Zug- bzw. Druckspannungen wird von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung über der gesamten Naht-

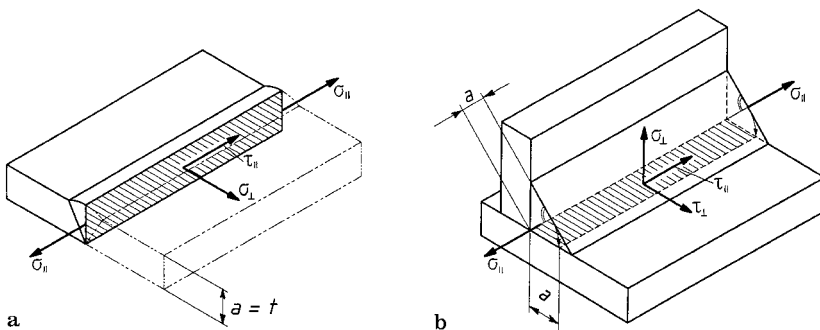


Abb. 2.8. Schweißnahtmodell für die Spannungen in der Schweißnaht a) Stumpfnah; b) Kehlnah

Abb. 2.9. Vorsatzblech für Nahtauslauf

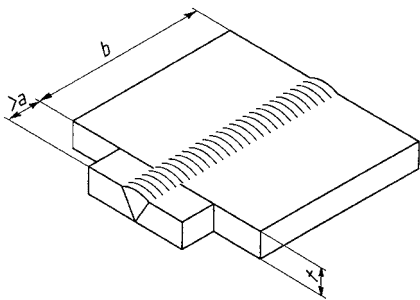


Tabelle 2.7. Geometrische Größen und Spannungen bei Stumpfnähten

Beanspruchung	Anordnung	Geometrische Größen*)	Nennspannung
Zug (Druck)		$A_w = a \cdot l$	$\sigma_{w,z(d)} = \sigma_{\perp} = \frac{F}{A_w}$
Biegung		$W_b = \frac{a \cdot l^2}{6}$	$\sigma_{w,b} = \sigma_{\perp} = \frac{M_b}{W_b}$
		$W_b = \frac{l \cdot a^2}{6}$	
Schub		$A_{wS} = a \cdot l$	$\tau_{w,s} = \tau_{\parallel} = \frac{F}{A_{wS}}$
Torsion		$W_t = c_2 \cdot l \cdot a^2$	$\tau_{w,t} = \tau_{\parallel} = \frac{T}{W_t}$

* mit $l = b - 2 \cdot a$ (bei Berücksichtigung der Endkrater)

und c_2	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,312	0,33
für $l/a =$	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞

länge ausgegangen, hingegen bei der Ermittlung der Schubspannungen nur diejenigen Anschlußnähte berücksichtigt werden, die aufgrund ihrer Lage vorzugsweise imstande sind, Querkräfte zu übertragen [32]. Das heißt, es werden nur Nähte in Krafrichtung berücksichtigt und Stirnkehlnähte (Tab. 2.8) werden für die Berechnung vernachlässigt. In Tabelle 2.8 sind einige Beispiele für Schweißnahtflächen bzw. -widerstandsmomente zusammengestellt.

3. Nennspannungen. Unter Nennspannungen sind die rechnerischen Spannungen zu verstehen, die sich aus den Belastungen in der Schweißnaht (die Schnittgrößen) bezogen auf die maßgebliche Schweißnahtfläche, ergeben. Nach Abb. 2.8 können Normal- und Schubspannungen in unterschiedlichen Richtungen auftreten. Die Berechnung der Grundbeanspruchungen sind den Tabellen 2.7 und 2.8 zu entnehmen.

Häufig liegen jedoch mehrere Beanspruchungsarten gleichzeitig vor, die dann entsprechend zusammenzufassen sind. Zug, Druck und Biegung haben Normalspannungen zur Folge, die bei gleicher Richtung einfach arithmetisch zu addieren sind. Stehen die Spannungen senkrecht aufeinander bzw. wirken gleichzeitig Normal- und Schubspannungen, so muß eine Vergleichsspannung gebildet werden.

Für die Berechnung von Schweißteilen im Maschinenbau wird die Vergleichsspannung *bei statischer Belastung* nach DIN 18800 berechnet:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2}. \quad (2.2)$$

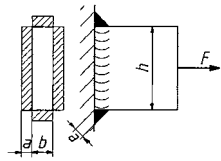
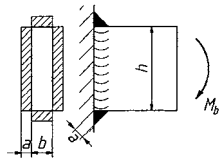
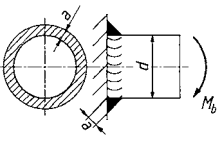
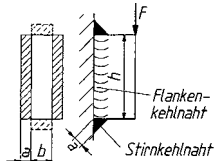
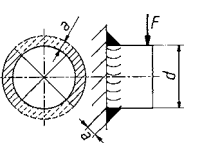
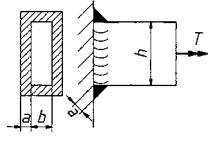
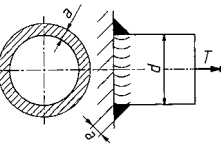
Bei *dynamischer Belastung* berechnet man die Vergleichsspannung nach DIN 15018, die weitgehend der Gestaltänderungsenergiehypothese entspricht:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel} + 2(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}. \quad (2.3)$$

4. Zulässige Spannungen. Bei Schweißnahtberechnungen werden die Kerbeinflüsse, die durch das Schweißen unvermeidlich entstehen, als Festigkeitsminderung des Grundwerkstoffes betrachtet. So werden bei der Ermittlung der zulässigen Spannungen alle festigkeitsmindernden Einflüsse, infolge Nahtart, Nahtgüte, Beanspruchungsart usw. berücksichtigt.

Statische Beanspruchung. Für Lastspiele $< 2 \cdot 10^4$ sind für die wichtigsten unlegierten schweißbaren Baustähle S 235 und S 255 die zulässigen Spannungen in Tabelle 2.9 für verschiedene Naht- und Beanspruchungsarten zusammengestellt. In der Tabelle bedeutet der Lastfall H die Berücksichtigung aller Hauptlasten; darunter sind alle planmäßigen äußeren Lasten und Einwirkungen, die nicht nur kurzzeitig auftreten, wie z. B. ständige Last (Eigenlast), planmäßige Verkehrslast, Schneelast, Massenkkräfte usw., zu verstehen. Der Lastfall HZ enthält neben den Hauptlasten auch die Zusatzlasten wie Windlasten, Bremskräfte, Seitenstoß bei Kranen und andere kurzzeitig auftretende Massenkkräfte. Für den Lastfall HZ sind höhere Spannungen zulässig, weil die Lasten (Belastungen) genauer definiert werden können. D. h., die berechneten auftretenden Spannungen sind dann bei Lastfall HZ größer als bei Lastfall H.

Tabelle 2.8. Geometrische Größen und Nennspannungen bei Kehlnähten

Beanspruchung	Anordnung	Geometrische Größen	Nennspannung
Zug (Druck)		$A_w = \sum a_i \cdot l_i = 2 a (h + b)$	$\sigma_{w,z(d)} = \sigma_{\perp} = \frac{F}{A_w}$
		$W_b = \frac{I_{b\Box}^a}{e_{\max}}$	$\sigma_{w,b} = \sigma_{\perp} = \frac{M_b}{W_b}$
Biegung		$W_b = \frac{I_{b\bigcirc}^b}{e_{\max}}$	
Schub		$A_{wS} = 2 a h$	$\tau_{w,s} = \frac{F}{A_{wS}}$
		$A_{wS} = 0,5 \pi d a$	
Torsion		$W_t = 2 (h + a) (b + a) a$	$\tau_{w,t} = \tau_{\parallel} = \frac{T}{W_t}$
		$W_t = \frac{\pi}{2} (d + a)^2 a$	

^a mit $I_{b\Box} = 2 \left[\frac{b a^3}{12} + b a \left(\frac{h + a}{2} \right)^2 + \frac{a h^3}{12} \right]$ und $e_{\max} = \frac{h}{2} + a$

^b mit $I_{b\bigcirc} = \frac{\pi [(d + 2a)^4 - d^4]}{64}$ und $e_{\max} = \frac{d}{2} + a$

Tabelle 2.9. Zulässige Spannungen [in N/mm²] für Schweißnähte bei statischer Belastung (nach DIN 18800)

Nahtart	Nahtgüte	Spannungsart	Werkstoff und Lastfall			
			S 235 JRG 2		S 355 J2 G3	
			H	HZ	H	HZ
Stumpfnäht DHV-Naht (K-Naht) HV-Naht DHY-Naht (K-Stegnaht) ^b HY-Naht ^b Dreiblechnaht	alle Nahtgüten	Druck und Biegedruck $\sigma_{\perp d, \text{zul}}$	160	180	240	270
	Nahtgüte ^a nachgewiesen	Zug und Biegezug $\sigma_{\perp z, \text{zul}}$				
	Nahtgüte nicht nachgewiesen					
Kehlnähte Dreiblechnähte	alle Nahtgüten	Druck und Biegedruck $\sigma_{\perp d, \text{zul}}$	135	150	170	190
		Zug und Biegezug $\sigma_{\perp z, \text{zul}}$				
alle Nähte		Schub in Nahtrichtung $\tau_{\parallel, \text{zul}}$				
HY-Nähte Kehlnähte		Vergleichswert $\sigma_{V, \text{zul}}$				

^a Freiheit von Rissen, Binde- und Wurzelfehlern und Einschlüssen, ausgenommen vereinzelte und unbedeutende Schlackeneinschlüsse und Poren, ist mit Durchstrahlungs- oder Ultraschalluntersuchung nachzuweisen.

^b Wegen des vorhandenen Wurzelspaltes kommen für Zug und Biegezug nur die niedrigen Werte in Betracht.

Dynamische Beanspruchung. Zunächst ist das Grenzspannungsverhältnis κ zu ermitteln:

$$\kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\text{Unterspannung}}{\text{Oberspannung}} \quad (2.4)$$

Dabei ist zu beachten, daß bei stoßartiger Belastung die Belastungsamplitude vor der Berechnung der Spannungen mit einem Betriebsfaktor K_A zu multiplizieren ist (Tabelle 6.4).

$$M_{b, \max} = M_{b, m} + K_A \cdot M_{b, a} \quad \text{und} \quad M_{b, \min} = M_{b, m} - K_A \cdot M_{b, a}.$$

Danach ist der Kerbfall nach Abb. 2.10 festzulegen, der abhängig ist von

- der Stoßart,
- der Nahtform und Nahtgüte,
- der Beanspruchungsart.

Mit der in Abb. 2.10 festgelegten Linie (A bis H) kann dann die zulässige Spannung $\sigma_{w,zul}$ sehr einfach in Abhängigkeit von κ aus Abb. 2.11 abgelesen werden. Für Bauteildicken über 10 mm Durchmesser ist die zulässige Spannung um den Dickenbeiwert b (Abb. 2.12) zu reduzieren.

Punktschweißverbindungen werden im allgemeinen auf die Scherfestigkeit des Schweißpunktes berechnet, wobei allerdings der Punktdurchmesser stark vom Schweißverfahren, den Elektrodendurchmesser, dem Anpreßdruck der Elektroden, dem Schweißstrom und der Schweißzeit abhängig ist. Von Größen also, die unbedingt auf die Blechdicken abzustimmen sind. Als Richtwerte können die Angaben in Tabelle 2.10 dienen. Dabei ist die Mindeststreckkraft $F_{s,min}$ der kleinste Wert der Kraft, nach deren Überschreiten die Verbindung plastisch verformt wird.

Die zulässige Scherzugkraft F_{zul} wird unter Berücksichtigung der Sicherheit $S_F = 1,2 \dots 1,8$ berechnet:

$$F_{zul} = \frac{F_{s,min}}{S_F}.$$

Da die zu übertragende Scherzugkraft die zulässige Scherzugkraft nicht überschreiten darf, ist der Punktdurchmesser d_p und die Anzahl der Punkte n entsprechend zu wählen.

Beispiel 1: Auslegung bei statischer Beanspruchung

Ein Flachstahl aus S235 mit einer Dicke von $t = 15$ mm soll mit einer X-Naht an eine Stahlkonstruktion nach Abb. 2.13 angeschweißt werden. Er wird ruhend mit $F = 168\,000$ N belastet (Lastfall H). Gesucht wird die erforderliche Breite des Flachstahls.

Nach Tabelle 2.9 ist die zulässige Spannung in der Schweißnaht $\sigma_{zul} = 160$ N/mm². Die Schweißnahtdicke der Stumpfnah ist $a = t = 15$ mm. Für die erforderliche Schweißnahtlänge gilt:

$$l = \frac{F}{a \sigma_{zul}} = \frac{168 \cdot 10^3 \text{ N}}{15 \text{ mm} \cdot 160 \text{ N/mm}^2} = 70 \text{ mm}$$

Nach Gl (2.1) wird die Breite des Flachstahls

$$b = l + 2a = 70 \text{ mm} + 2 \cdot 15 \text{ mm} = \underline{100 \text{ mm}}$$

Beispiel 2: Festigkeitsnachweis bei statischer Beanspruchung

Ein in der Mitte mit $F = 100\,000$ N belasteter Träger ($h = 200$ mm, $b = 90$ mm und $l = 800$ mm) aus S235 ist entsprechend Abb. 2.14 mit Kehlnähten seitlich an biegesteife Wände angeschweißt.

1. Belastungsgrößen.

1.1 Biegemoment:

$$M_b = \frac{F l}{8} = \frac{100\,000 \text{ N} \cdot 800 \text{ mm}}{8} = 10 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

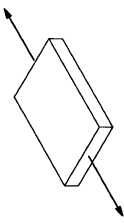
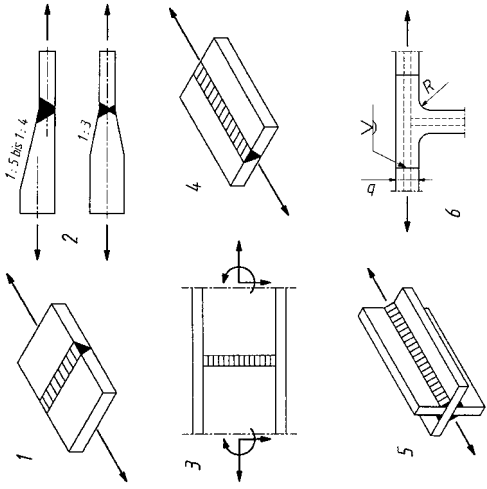
Linie nach 2.11	Anordnung, Stoß- und Nahtform, Belastung, Prüfung		mögliche Bewertungsgruppe
	Darstellung	Beschreibung	
A		Auf Biegung oder durch Längskraft beanspruchte <i>nicht geschweißte Bauteile</i> (Vollstab).	-
B		1. <i>Bauteil mit quer zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnaht.</i> Wurzel gegengeschweißt, Schweißnaht kerbfrei bearbeitet und 100 % durchstrahlt. 2. <i>Bauteile verschiedener Dicke mit quer zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnaht.</i> Wurzel gegengeschweißt, Schweißnaht kerbfrei bearbeitet und 100 % durchstrahlt. 3. <i>Trägerstegblech:</i> Querkraft-Biegung mit überlagerter Längskraft. Wurzel gegengeschweißt, Schweißnaht kerbfrei bearbeitet und 100 % durchstrahlt. 4. <i>Bauteile mit längs zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnaht.</i> Wurzel gegengeschweißt, Schweißnaht kerbfrei bearbeitet und 100 % durchstrahlt. 5. <i>Bauteile mit längs zur Krafrichtung beanspruchten DHV-(K-) oder Kehlnähten.</i> Schweißnahtübergänge ggf. bearbeitet und auf Risse geprüft. 6. <i>Bleckkonstruktionen mit Gurtstößen</i> ($R \geq 0,5 b$). Wurzeln gegengeschweißt, Schweißnähte in Krafrichtung bearbeitet und 100 % durchstrahlt.	B

Abb. 2.10. Beispiele für die Ausführung von Schweißverbindungen im Maschinenbau nach DV 95 201 (zugehörige Spannungslinien s. Abb. 2.11)

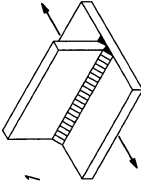
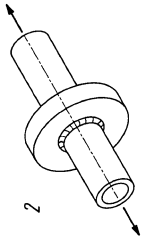
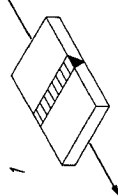
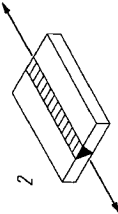
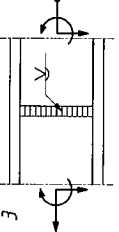
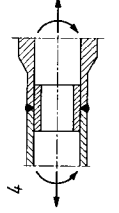
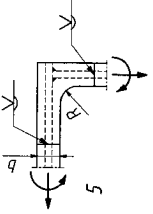
Linie nach 2.11	Anordnung, Stoß- und Nahtform, Belastung, Prüfung		mögliche Bewertungsgruppe
	Darstellung	Beschreibung	
C		1. <i>Durchlaufendes Bauteil</i> mit nicht belasteten Querversteifungen. DHV-(K-)Nähte kerbfrei bearbeitet und auf Risse geprüft. 2. <i>Durchlaufendes Bauteil</i> mit angeschweißten Scheiben. DHV-(K-)Nähte kerbfrei bearbeitet und auf Risse geprüft.	C
			
D		1. <i>Bauteil mit quer zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnäht.</i> Wurzel gegengeschweißt, Schweißnaht stichprobenweise (mindestens 10%) durchstrahlt. 2. <i>Bauteile mit längs zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnäht.</i> Wurzel gegengeschweißt. Schweißnaht stichprobenweise (mindestens 10%) durchstrahlt. 3. <i>Trägerstegblech:</i> Querkraftbiegung mit überlagerter Längskraft. Wurzel gegengeschweißt, Schweißnaht stichprobenweise (mindestens 10%) durchstrahlt. 4. <i>Rohrverbindungen</i> mit unterlegten Stumpfnähten. Schweißnähte stichprobenweise (mindestens 10%) durchstrahlt. 5. <i>Blechkonstruktionen</i> mit Stumpfstößen in Eckverbindungen ($R \geq 0,5 b$). Wurzeln gegengeschweißt, Schweißnähte stichprobenweise (mindestens 10%) durchstrahlt.	B
	   		

Abb. 2.10 (Fortsetzung)

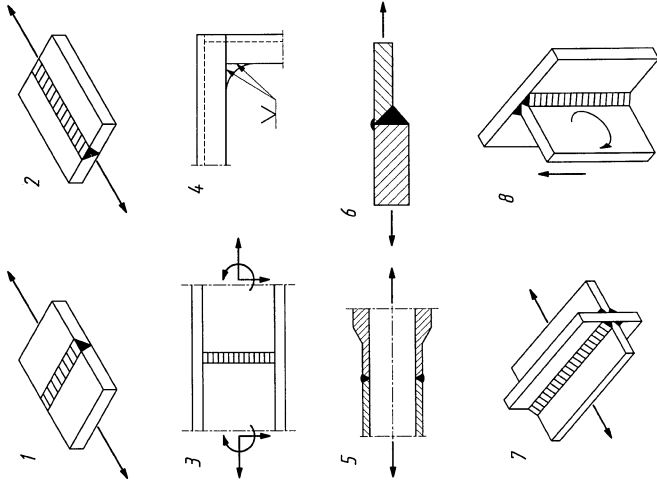
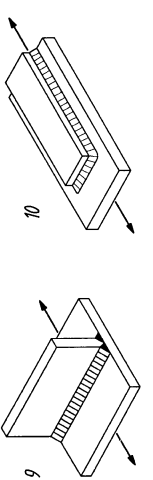
E1 	1. Bauteil mit quer zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnaht. Abhängig von den Anforderungen: Wurzel gegengeschweißt. Schweißnähte nicht bearbeitet. 2. Bauteile mit längs zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnaht. Schweißnaht nicht bearbeitet. 3. Trägerstegbleche: Querkraftbiegung mit überlagerter Längskraft. Abhängig von den Anforderungen: Wurzel gegengeschweißt, nicht gegengeschweißt. Schweißnaht nicht bearbeitet. 4. Eckverbindungen mit Stumpfstoßen und Eckblechen. Schweißnähte nicht bearbeitet. 5. Rohrverbindung (auch mit Vollstab) mit quer zur Krafrichtung beanspruchter Stumpfnaht. Schweißnaht nicht bearbeitet. 6. Verbindung verschiedener Werkstoffdicken durch eine Stumpfnaht. Wurzel gegengeschweißt. Schweißnaht nicht bearbeitet. 7. Durch Kreuzstoß mittels DHV-(K-)Nähten verbundene Bauteile. Schweißnähte bearbeitet. (Nicht bearbeitete Nähte: Linie E5) 8. Durch DHV-(K-)Nähte verbundene, auf Biegung und Schub beanspruchte Bauteile. Schweißnähte bearbeitet. (Nicht bearbeitete Nähte: Linie E5)	C, B
E5 	9. Durchlaufendes Bauteil, an das quer zur Krafrichtung Teile mit bearbeiteten DHV-(K-)Nähten angeschweißt sind. 10. Bauteil mit aufgeschweißter Gurtplatte. Die Kehlnähte sind an den Stirnflächen bearbeitet. (Nicht bearbeitete Nähte: Linie F)	C, B

Abb. 2.10 (Fortsetzung)

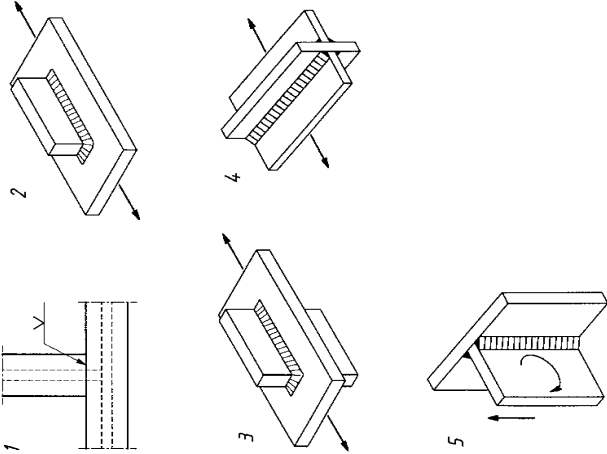
Linie nach 2.11	Anordnung, Stoß- und Nahtform, Belastung, Prüfung		mögliche Bewertungsgruppe
	Darstellung	Beschreibung	
F		1. <i>Stumpfstöße von Profilen ohne Eckbleche</i>. Schweißnähte nicht bearbeitet. 2. <i>Durchlaufendes Bauteil mit einem durch nicht bearbeitete Kehlnähte aufgeschweißtem Bauteil</i>. 3. <i>Durchlaufendes Bauteil mit einem durchgesteckten, durch Kehlnähte verbundenen Bauteil</i>. Die Schweißnähte sind nicht bearbeitet. 4. <i>Durch Kreuzstoß mittels Kehlnähten verbundene Bauteile</i>. Die Schweißnähte sind nicht bearbeitet. 5. <i>Auf Schub und Biegung durch nicht bearbeitete Kehlnähte verbundene Bauteile</i>.	C, B

Abb. 2.10 (Fortsetzung)

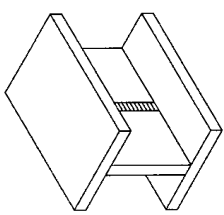
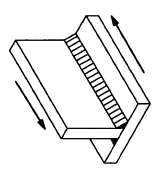
G		Stegblechquerstoß, maximale Schubbeanspruchung in Trägernullinie. Die Linie gilt auch für auf <i>Torsion</i> beanspruchte, nicht geschweißte Bauteile.	B
H		Schubverbindung mit DHV-(K-) oder Kehlnähten zwischen Stegblech und Gurt bei Biegeträgern (Halsnähte)	B

Abb. 2.10 (Fortsetzung)

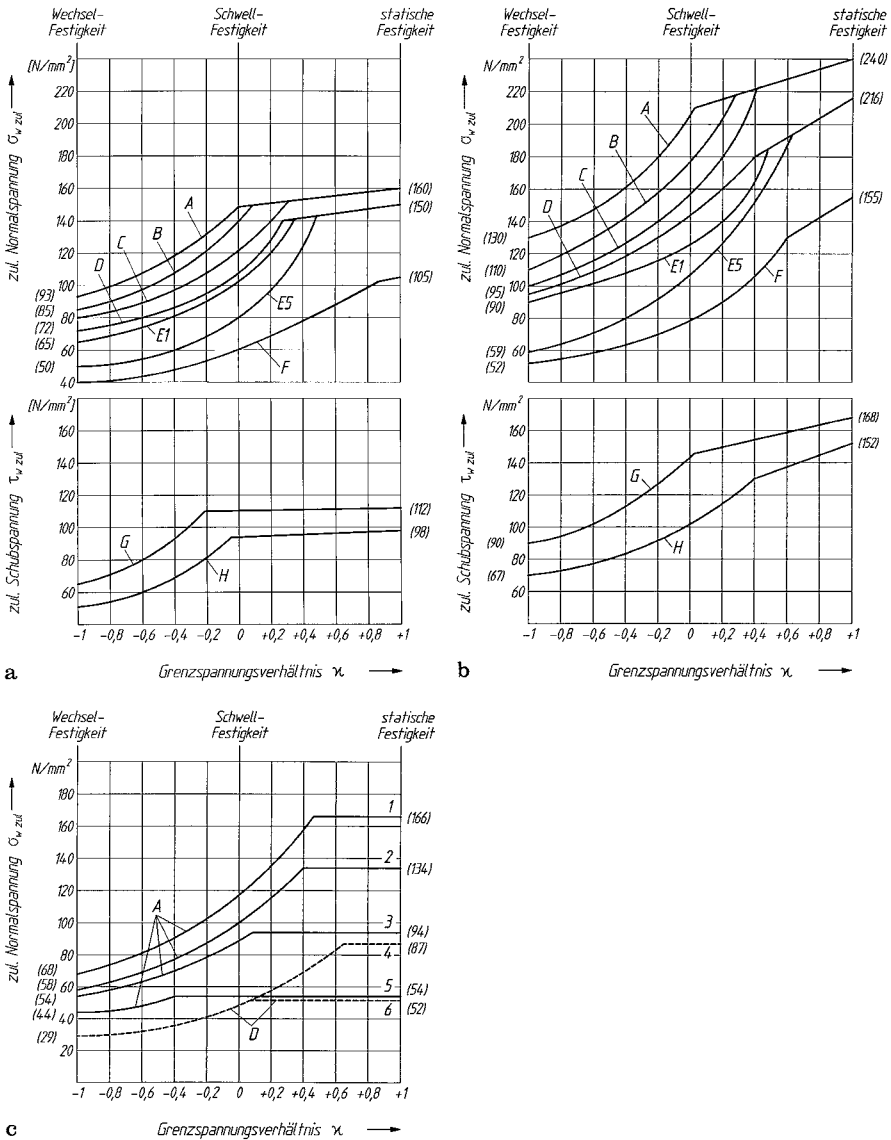


Abb. 2.11. Zulässige Spannungen für Schweißverbindungen im Maschinenbau nach DV 95201 für Werkstückdicken ≤ 10 mm (Erläuterungen der Spannungslinien A bis H siehe Abb. 2.10)

a) für Bauteile aus S 235 JRG 2 (St 37-2);

b) für Bauteile aus S 355 J2 G3 (St 52-3);

c) für Bauteile aus AlMgSi 1 und AlMg 3.

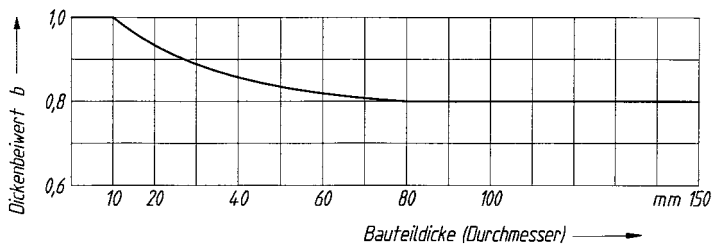


Abb. 2.12. Dickenbeiwert für geschweißte Bauteile im Maschinenbau nach DV 95201

Tabelle 2.10. Richtwerte für den Schweißpunktdurchmesser d_p und die Mindeststreckkraft $F_{s, \min}$ eines Schweißpunktes

Blechdicke t [mm]	Punktdurchmesser d_p [mm]	Mindeststreckkraft $F_{s, \min}$ [kN]	
		für St 12, St 13	für St 14
0,5	3	0,63	0,52
	4	0,82	0,68
	5	1,01	0,84
0,8	4	1,39	1,15
	5	1,58	1,31
	6	1,83	1,52
1,0	5	1,76	1,46
	6	2,08	1,72
	7	2,33	1,93
1,5	6	2,77	2,30
	7	3,16	2,62
	8	3,40	2,82
2,0	7	4,43	3,67
	8	5,17	4,28
	9	5,86	4,86
2,5	8	5,95	4,93
	9	6,77	5,61
	10	7,46	6,19
3,0	9	7,63	6,32
	10	8,57	7,11
	11	9,47	7,85

Abb. 2.13. Auslegung einer Stumpfnah bei stationärer Beanspruchung (Beispiel 1)

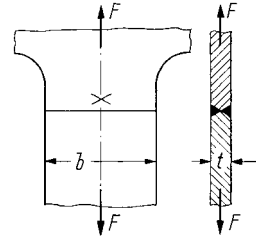
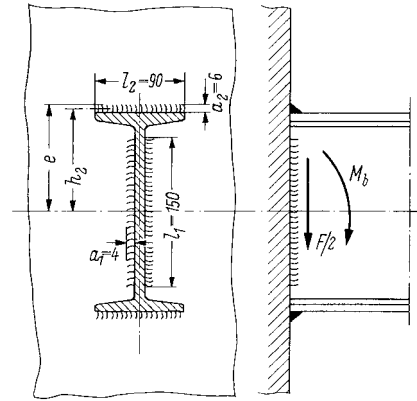


Abb. 2.14. Festigkeitsnachweis einer Kehl-nahtverbindung bei stationärer Beanspruchung (Beispiel 2)



1.2. Querkraft:

$$F_Q = F/2 = 50\,000 \text{ N}$$

2. Geometrische Größen

2.1 Widerstandsmoment gegen Biegung:

mit

$$h_2 = \frac{h + a_2}{2} = \frac{200 + 6}{2} = 103 \text{ mm}$$

wird

$$I_b = 2 \left[\frac{l_2 a_2^3}{12} + l_2 a_2 h_2^2 + \frac{a_1 l_1^3}{12} \right] = 2 \left[\frac{90 \cdot 6^3}{12} + 90 \cdot 6 \cdot 103^2 + \frac{4 \cdot 150^3}{12} \right]$$

$$= 13,7 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

und mit

$$e = e_{\max} = \frac{h}{2} + a_2 = 100 + 6 = 106 \text{ mm}$$

wird

$$W_b = \frac{I_b}{e_{\max}} = \frac{13,7 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}{106 \text{ mm}} = 129 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

2.2 Schweißnahtfläche für Schubbeanspruchung

$$A_{wS} = 2 a_1 l_1 = 2 \cdot 4 \text{ mm} \cdot 150 \text{ mm} = 1200 \text{ mm}^2$$

3. Nennspannungen

3.1 Biegespannung:

$$\sigma_{w,b} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{10 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{129 \cdot 10^3 \text{ mm}^3} = 77,5 \text{ N/mm}^2$$

3.2 Schubspannung:

$$\tau_{w,s} = \frac{F_Q}{A_{wS}} = \frac{50000 \text{ N}}{1200 \text{ mm}^2} = 41,7 \text{ N/mm}^2$$

3.3 Vergleichsspannung nach Gl. (2.2):

$$\sigma_{w,V} = \sqrt{\sigma_{w,b}^2 + \tau_{w,s}^2} = 88 \text{ N/mm}^2.$$

4. Zulässige Spannungen

Nach Tabelle 2.9 wird $\sigma_{w,V \text{ zul}} = \sigma_{w \text{ zul}} = 135 \text{ N/mm}^2$.

5. Vergleich (Festigkeitsnachweis):

$$\sigma_{w,V} = 88 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{w \text{ zul}} = 135 \text{ N/mm}^2.$$

Beispiel 3: Festigkeitsnachweis bei dynamischer Beanspruchung

An einer Tragöse mit rechteckigem Querschnitt (Abb. 2.15), die mit Kehlnähten von der Dicke $a = 5 \text{ mm}$ an eine steife Wand angeschweißt ist, greift unter dem Winkel $\alpha = 30^\circ$ eine Schwellkraft mit $F_{\max} = 15000 \text{ N}$ an. Die Tragöse aus S355 hat die Abmessungen $l = 40 \text{ mm}$, $h = 40 \text{ mm}$ und $b = 20 \text{ mm}$.

1. Belastungsgrößen

1.1 Maximale Normalkraft (Zugkraft):

$$F_N = F \cos \alpha = 15000 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 13000 \text{ N}$$

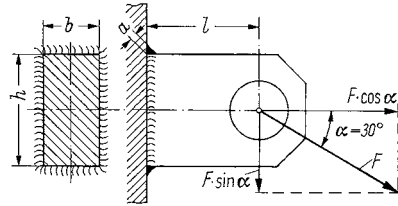
1.2 Maximales Biegemoment:

$$M_b = F l \sin \alpha = 15000 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} \cdot \sin 30^\circ = 300000 \text{ Nmm}$$

1.3 Maximale Querkraft:

$$F_Q = F \sin \alpha = 15000 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ = 7500 \text{ N}$$

Abb. 2.15. Festigkeitsnachweis einer Kehlnahtverbindung bei dynamischer Beanspruchung (Beispiel 3)



2. Geometrische Größen

2.1 Schweißnahtfläche für Zugspannung:

$$A_w = 2 a (h + b) = 2 \cdot 5 \text{ mm} \cdot (40 \text{ mm} + 20 \text{ mm}) = 600 \text{ mm}^2$$

2.2 Widerstandsmoment gegen Biegung:

$$I_b = 2 \left[\frac{b a^3}{12} + b a \left(\frac{h + a}{2} \right)^2 + \frac{a h^3}{12} \right]$$

$$= 2 \left[\frac{20 \cdot 5^3}{12} + 20 \cdot 5 \cdot 22,5^2 + \frac{5 \cdot 40^3}{12} \right] = 155 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

$$W_b = \frac{I_b}{e_{\max}} = \frac{I_b}{h/2 + a} = \frac{155 \cdot 10^3 \text{ mm}^4}{25 \text{ mm}} = 6200 \text{ mm}^3$$

2.3 Schweißnahtfläche für Schubbeanspruchung:

$$A_{wS} = 2 a h = 2 \cdot 5 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} = 400 \text{ mm}^2$$

3. Nennspannungen

3.1 Zugspannung:

$$\sigma_{w,z} = \frac{F_N}{A_w} = \frac{13000 \text{ N}}{600 \text{ mm}^2} = 21,7 \text{ N/mm}^2$$

3.2 Biegespannung:

$$\sigma_{w,b} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{300000 \text{ Nmm}}{6200 \text{ mm}^3} = 48,4 \text{ N/mm}^2$$

Die maximale Normalspannung tritt in der oberen Naht auf, da sich hier die Biege- und Zugspannungen additiv überlagern:

$$\sigma_{w,b \max} = \sigma_{w,b} + \sigma_{w,z} = 48,4 + 21,7 = 70,1 \text{ N/mm}^2$$

3.3 Schubspannung:

$$\tau_{w,s} = \frac{F_Q}{A_{wS}} = \frac{7500 \text{ N}}{400 \text{ mm}^2} = 18,8 \text{ N/mm}^2$$

3.4 Vergleichsspannung nach Gl. (2.3):

$$\sigma_{w,v} = \sqrt{\sigma_{w,b \max}^2 + 2 \cdot \tau_{w,s}^2} = \sqrt{70,1^2 + 2 \cdot 18,8^2} = 75 \text{ N/mm}^2$$

4. Zulässige Spannungen

Nach Gl. (2.4) ist das Grenzspannungsverhältnis

$$\kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} = \frac{0}{15\,000\text{ N}} = 0 \quad (\text{Schwellfestigkeit})$$

Nach Abb. 2.10 läßt sich die Tragöse dem Kerbfall F(5) zuordnen. Damit kann aus Abb. 2.11 für $\kappa = 0$ die zulässige Normalspannung mit $\sigma_{\text{zul}} = 80\text{ N/mm}^2$ abgelesen werden. Da die zulässige Spannung nur für Bauteildicken $\leq 10\text{ mm}$ gilt, muß dieser Wert mit dem Dickenbeiwert nach Abb. 2.12 multipliziert werden:

$$\sigma_{\text{w zul}} = b \sigma_{\text{zul}} = 0,95 \cdot 80\text{ N/mm}^2 = 76\text{ N/mm}^2$$

5. Vergleich (Festigkeitsnachweis):

$$\sigma_{\text{w, V}} = 75\text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{w zul}} = 76\text{ N/mm}^2.$$

2.1.6

Gestalten von Schweißverbindungen

Eine schweißgerechte Gestaltung ist für die Sicherheit geschweißter Bauteile von großer Bedeutung. Dabei ist neben der Schweißeynung (Wahl geeigneter Werkstoffe) unbedingt auf die konstruktive Gestaltung der Bauteile zu achten. Gemäß den unterschiedlichen Anforderungen an eine Schweißkonstruktion sind die Gestaltungsrichtlinien bezüglich Fertigung und Beanspruchung getrennt zu betrachten.

Fertigungsgerechte Gestaltung. Mit der Gestaltung der Einzelteile legt der Konstrukteur zum größten Teil die Herstellkosten sowie die Fertigungsqualität fest. Durch die Werkstückgestaltung werden die Vorbereitung, das Schweißen und die Nachbearbeitung beeinflusst. Grundsätzlich anzustreben sind

- gute Zugänglichkeit der Schweißstelle,
- wirtschaftliche Herstellbarkeit der Schweißnähte,
- sichere Herstellbarkeit der Schweißnähte.

Für eine fertigungsgerechte Schweißkonstruktion sind folgende Richtlinien zu beachten:

1. *Nahtzugänglichkeit ermöglichen.* Die Einzelteile sind konstruktiv so zu gestalten, daß die Nähte leicht zugänglich und somit einfach auszuführen sind. Allgemein gilt, daß spitze Winkel zu vermeiden sind (Abb. 2.16). Auch die Schweißfolge ist wichtig, um Verzug und nachträgliches Richten einzuschränken. Es ist zu empfehlen, in Zusammenarbeit mit der Schweißwerkstatt nach deren Erfahrungen besondere Schweißpläne aufzustellen.
2. *Halbzeuge verwenden.* Möglichst vorgefertigte handelsübliche Bauteile verwenden wie Profile, Flacheisen, Rohre, Bleche (Biege- und Abkantformen), Stanz- und Ziehteile evtl. auch komplizierte Schmiede- oder Stahlgußstücke,

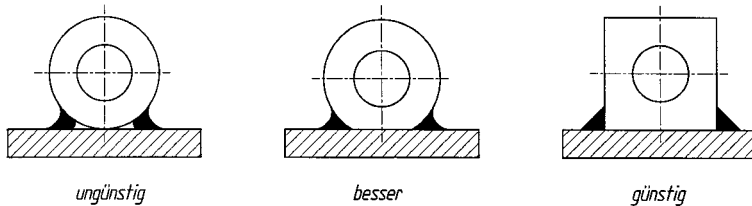


Abb. 2.16. Nahtzugänglichkeit beachten

die in Blechkonstruktionen eingeschweißt werden. Einige Beispiele sind in Abb. 2.17 zusammengestellt.

3. *Lagefixierung beim Schweißen.* Einzelteile beim Schweißen sicher lagern. Bei Einzelfertigung können nach Abb. 2.18 a hierzu entsprechende Ansätze vorgesehen werden. Bei größeren Stückzahlen wird die Vorbearbeitung zu teuer, und es lohnen sich besondere Schweißvorrichtungen, die auch ohne Ansätze (Abb. 2.18 b) die einzelnen Teile in günstiger Schweißposition halten.
4. *Schweißnahtquerschnitte und -dicke gering halten.* Dünne längere Nähte sind billiger als kurze mit größerer Nahtdicke. Bei Dünnblechkonstruktionen sind jedoch durchlaufende Kehlnähte zu vermeiden, es genügen meistens Heftstellen.
5. *Nahtvorbereitung möglichst vermeiden.* Kehlnähte sind für Blechdicken größer 3 mm meistens wirtschaftlicher als Stumpfnähte, da sie keine Nahtvorbereitung benötigen.
6. *Bearbeitungszugaben vorsehen.* Für spanabhebende Bearbeitung sind wegen der größeren Fertigungstoleranzen bei Schweißkonstruktionen ausreichende Zugaben vorzusehen. Schweißnähte sind in zu bearbeitenden Flächen möglichst zu vermeiden. Sind sie nicht zu umgehen, so ist die Naht so zu legen, daß möglichst wenig Schweißgut abgetragen wird (Abb. 2.19).

Beanspruchungsgerechte Gestaltung. Eine beanspruchungsgerechte Schweißkonstruktion berücksichtigt die Ergebnisse der Festigkeitsberechnung, die Prinzipien der Kraftleitung und das Werkstoffverhalten. Im folgenden sind die wichtigsten Richtlinien diesbezüglich aufgeführt.

1. *Schweißnähte in Gebieten höchster Beanspruchung vermeiden.* Schweißnähte ganz allgemein nicht in Gebiete höchster Beanspruchung, insbesondere die Nahtwurzel nicht in die Zugzone legen. Die Schweißnaht bei einem ebenen Behälterboden nach Abb. 2.20 a liegt ungünstig. Besser ist die Ausführung nach Abb. 2.20 b mit einem tiefgezogenen Boden. Rohrstutzen mit zylindri-

Abb. 2.17. Fertigungsgerechtes Gestalten: Halbzeuge verwenden. a) Eckstöße von U-Stählen; b) T- und Winkelstöße aus L-Stahl; c) Gestaltung von Behälterecken; d) Eckversteifung von U-Stahlrahmen; e) in zwei Ebenen versteifte Rahmenecke; f) Blechversteifungen; g) Kastenquerschnitte; h) Lagerschale in Stahlkonstruktion

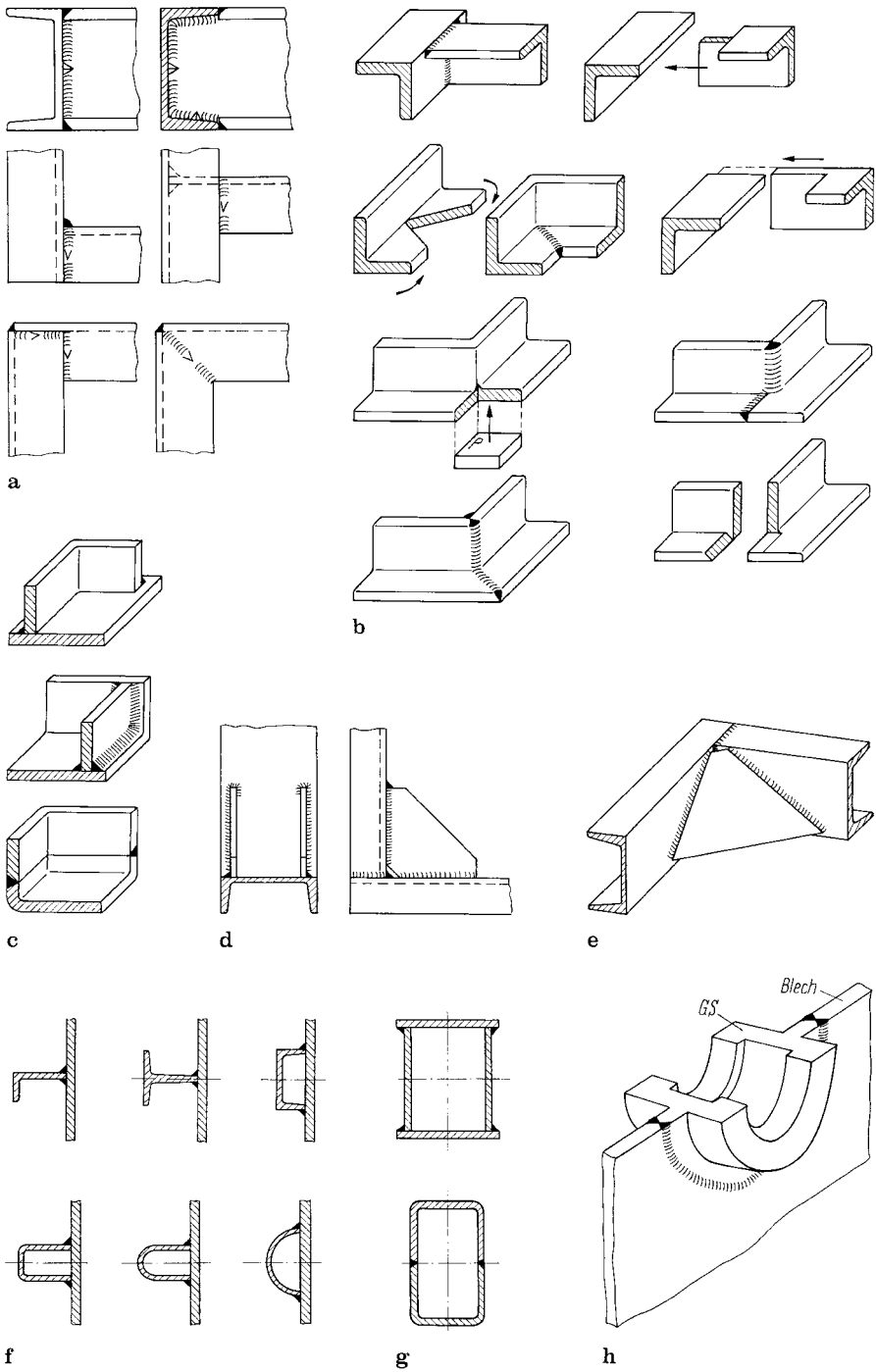


Abb. 2.18. Fertigungsgerechtes Gestalten: Lagefixierung beim Schweißen a) mit Ansätzen, Herstellung ohne Schweißvorrichtung; b) ohne Ansätze, Herstellung mit Schweißvorrichtung

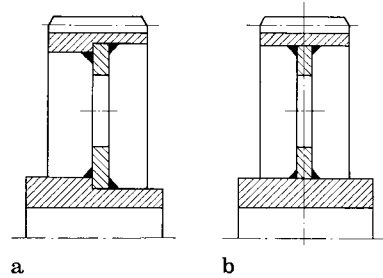


Abb. 2.19. Fertigungsgerechtes Gestalten: Bearbeitungszugaben vorsehen



schem Ansatz werden am besten stumpf an eine Aushalsung angeschweißt (Abb. 2.20 c).

2. *Kraftflußlinien beachten.* Am günstigsten sind Stumpfnähte (Abb. 2.21 a), da hier die Kraftlinien praktisch geradlinig verlaufen. An Übergangsstellen von dickeren zu dünneren Querschnitten sind Schweißnähte zu vermeiden. Wenn möglich sind allmähliche Übergänge im vollen Blech vorzusehen. Die Umlenkung von Kraftlinien ist durch die Formgebung und die Nahtform günstig zu beeinflussen.

Kehlnähte sind möglichst doppelseitig auszuführen. Bei dynamischen Beanspruchungen sind Hohlkehlnähte wegen ihrer geringeren Kerbwirkung am günstigsten (Abb. 2.21 b). Die Einbrandkerben, das sind die Übergangsstellen von Naht- zum Grundwerkstoff, sind besonders bei dynamischen Beanspruchungen schädlich. Oft gelingt es, z. B. durch Entlastungsrillen, den Kraftfluß von diesen gefährdeten Stellen abzulenken.

3. *Nahtanhäufungen vermeiden.* Nahtanhäufungen führen zu Spannungsanhäufungen, mehrachsigen Spannungszuständen und Eigenspannungen

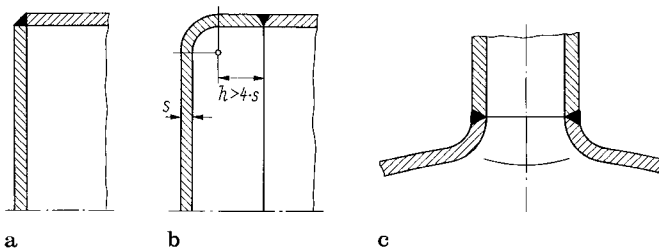


Abb. 2.20. Beanspruchungsgerechtes Gestalten: Schweißnähte in Gebieten höchster Beanspruchung vermeiden. a) ungünstig; b) und c) Naht besser in zylindrischen Teil

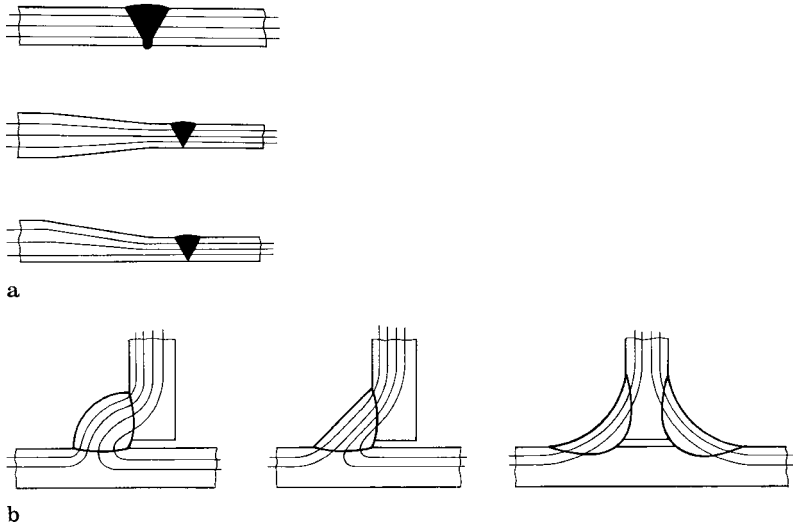
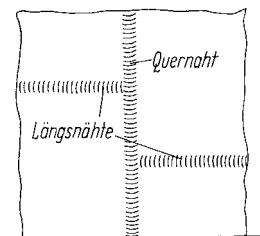


Abb. 2.21. Beanspruchungsgerechtes Gestalten: Günstiger Kraftlinienverlauf a) bei Stumpfnähten, b) bei Kehlnähten ist doppelseitige Hohlkehlnaht am günstigsten

(Gefahr der Versprödung und Rißbildung). Bei Nahtkreuzungen deshalb Unterbrechungen oder Aussparungen (z. B. an den Ecken von Versteifungsrippen) vorsehen. Längsnähte werden bei zylindrischen Druckbehälter versetzt (Abb. 2.22).

4. *Schweißverzug beachten.* Durch die extreme örtliche Wärmebelastung entstehen beim Schweißen Verformungen. Der dadurch entstehende Schweißverzug kann die Funktion beeinträchtigen (nicht maßhaltige Bauteile) oder bei Verhinderung der Verformungen zu beachtlichen Schweißeigenspannungen führen. Durch Dehnungswellen, Sicken und dgl. können Schweißspannungen ausgeglichen und Verwerfungen vermieden werden. Beispiele für Rohrverbindungen zeigt Abb. 2.23.
5. *Zugbeanspruchung der Nahtwurzel vermeiden.* Um ein Einreißen der Naht zu verhindern, dürfen Nahtwurzeln nicht in die Zugzone gelegt werden (Abb. 2.24).

Abb. 2.22. Beanspruchungsgerechtes Gestalten: Nahtanhäufungen vermeiden durch versetzte Längsnähte



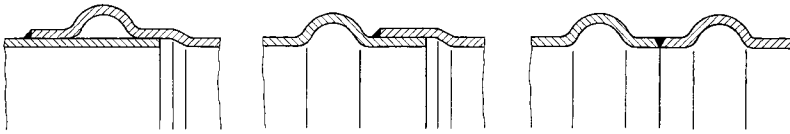


Abb. 2.23. Beanspruchungsgerechtes Gestalten: Schweißeigenspannungen reduzieren durch Dehnungswellen an Rohrverbindungen

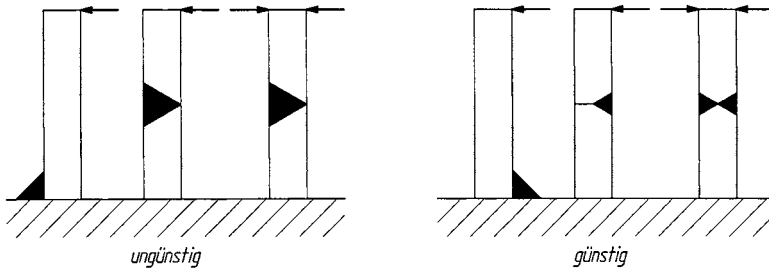


Abb. 2.24. Nahtwurzel nicht in Zugzone legen

2.2 Lötverbindungen

Auch bei Lötverbindungen handelt es sich um Stoffschlußverbindungen. Unter Löten versteht man das Verbinden metallischer Teile mit Hilfe eines Zusatzwerkstoffes, dem Lot. Löten ist ein Grenzflächenvorgang (Adhäsion und Diffusion) zwischen dem Lot und den Fügeteilwerkstoffen. Die Festigkeit einer Lötverbindung wird durch die Haftfestigkeit des Lotes an der Werkstoffoberfläche (Adhäsionskräfte) und die innere Festigkeit des Lotes (Kohäsionskräfte) bestimmt.

Die Arbeitstemperatur beim Löten liegt über dem Schmelzpunkt der Lote aber unterhalb des Schmelzpunktes der zu verbindenden Werkstoffe. Lötverbindungen können nur dann verwendet werden, wenn die Betriebstemperaturen geringer sind als die Schmelztemperaturen der Lote. Außerdem sind die Anwendungsgebiete durch die Festigkeit der Lötverbindungen begrenzt.

2.2.1 Lote, Lötverfahren und Anwendungen

Als Lote werden selten reine Metalle sondern meistens Legierungen in Form von Drähten, Stäben oder Pasten verwendet. Da ein Lot normalerweise für unterschiedliche Grundwerkstoffe verwendet werden kann, ist bei der Auswahl des Lotes darauf zu achten, daß Lot und Grundwerkstoffe in der elektrochemischen Spannungsreihe nicht zu weit auseinanderliegen.

Weichlöten. Löten bei Arbeitstemperaturen unterhalb 450 °C wird als Weichlöten bezeichnet. Dafür werden Weichlote (DIN 1707 und DIN EN ISO 12224-1) mit einem Schmelzpunkt unter 300 °C verwendet. Weichlot-Verbindungen finden vornehmlich Verwendung bei mechanisch gering beanspruchten Teilen z. B. in der Elektrotechnik, bei Kühlern, dünnwandigen Blechbehältern, Konservendosen u. dgl.

Hartlöten. Die Schmelzpunkte der Hartlote (DIN 8513) liegen zwischen 450 und 1100 °C. Die durch *Hartlöten* (Löten bei Arbeitstemperaturen oberhalb 450 °C) hergestellten Verbindungen sind für die Übertragung größerer Kräfte geeignet und finden Anwendung im Fahrzeugbau für Rohrrahmen, in der Feinwerktechnik und im allgemeinen Maschinenbau für Wellen-Naben-Verbindungen, Befestigung von Flanschen auf Rohren, Stützen in Gehäusen, Rundstäbe in Bohrungen und bei Blechkonstruktionen.

Lötvorgang. Die Lötflächen müssen vor dem Löten von Schmutz gesäubert und entfettet werden. Die Rauhtiefe sollte im Bereich von 10...15 µm liegen. Zu glatte Oberflächen benetzen schlecht und sind daher aufzurauen. Das Erwärmen der Lötstelle auf Arbeitstemperatur kann mit dem LötKolben, der Lötlampe, dem Lötbrenner, im Lötoven (mit Schutzgas oder im Vakuum), im Lötbad (Tauchlöten) oder mittels elektrischer Widerstands- und Induktionserhitzung erfolgen.

Beim Löten wird in der Regel ein Flußmittel verwendet, das die Aufgabe hat, die Lötstelle auch beim Lötvorgang blank und von Oxyden freizuhalten.

Die zu verbindenden Teile müssen in einen so engen Kontakt miteinander gebracht werden, daß ein Kapillarspalt entsteht, in den das flüssige Lot durch den kapillaren Unterdruck gesaugt wird.

2.2.2

Berechnen von Lötverbindungen

Die Festigkeit einer Lötverbindung ist von vielen Einflüssen abhängig wie Lot, Grundwerkstoff, Vorbehandlung der Fügestelle, konstruktive Gestaltung, Lötverfahren, Lötspalt und Lötfläche. Es ist nicht möglich, aus der Festigkeit des Lotes die Festigkeit der Lötverbindung zu berechnen. Daher werden Lötverbindungen – insbesondere Weichlötverbindungen – in der Praxis sehr selten gerechnet. Überschlägige Berechnungen können mit den Richtwerten nach Tabelle 2.11 durchgeführt werden.

Tabelle 2.11. Richtwerte für die zulässige Scherfestigkeit bei Lötverbindungen

Festigkeitswerte [N/mm ²]	Weichlot	Hartlot
Statische Scherfestigkeit $\tau_{s \text{ zul}}$	10	100
Schubwechselfestigkeit $\tau_{sW \text{ zul}}$	–	15
Verdrehwechselfestigkeit $\tau_{tW \text{ zul}}$	–	30
Biegewechselfestigkeit $\sigma_{bW \text{ zul}}$	–	25

Bei auf Scherung beanspruchten Spalltlötungen (Abb. 2.25) werden die Schubspannungen im Spalt ermittelt:

$$\text{Überlappverbindung} \quad \tau_s = \frac{F}{bl} \leq \tau_{s \text{ zul}},$$

$$\text{Rundverbindung} \quad \tau_t = \frac{\frac{T}{d/2}}{d\pi l} = \frac{2T}{d^2\pi l} \leq \tau_{t \text{ zul}},$$

wobei l die Fugenlänge (Überlappungslänge) bedeutet.

2.2.3

Gestaltungen von Lötverbindungen

Die Festigkeit einer Lötverbindung ist von der Größe der Lötfläche und der Dicke des Lötspaltes abhängig. Die zu verbindenden Teile müssen daher gut aufeinander oder ineinander passen. Die günstigste Spaltdicke beträgt je nach Lot und Lötverfahren 0,05 bis 0,2 mm. Eine Erweiterung des Spaltes setzt die Kapillarwirkung herab, eine Verengung kann u. U. den Durchfluß des Lotes hemmen. Es sind also in Lötflußrichtung möglichst konstante Spaltdicken bzw. Spaltquerschnitte vorzusehen und evtl. durch geeignete Fixierung bis zum Erstarren des Lotes aufrechtzuerhalten. Bei Werkstücken mit verschiedenen Wärmeausdehnungskoeffizienten ist die Veränderung der Spaltdicke beim Erwärmen auf Arbeitstemperatur zu berücksichtigen.

Eine übertriebene Oberflächengüte ist nicht erforderlich, doch sollten quer zur Richtung des Lotverlaufs keine Riefen $> 0,02$ mm sein. In Richtung des Lotflusses liegende Riefen begünstigen die Kapillarwirkung und sind daher nicht schädlich. Der Lotfließweg darf nicht zu groß sein. Bei Überlappungen genügt im allgemeinen eine Länge $l = 3 \cdot t \dots 5 \cdot t$ mit t = Dicke des zu verbindenden dünnsten Teiles (Abb. 2.26).

Bei größeren Flächenlötungen ist es empfehlenswert, Lotblech bzw. Lotringe etwa in der Mitte einzulegen. Zum Ableiten von Gasen und zum

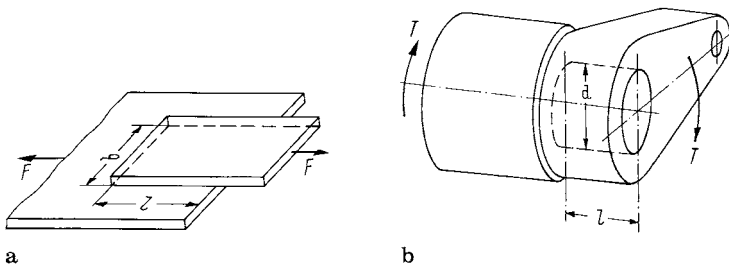


Abb. 2.25. Zur Berechnung von Lötverbindungen: a) Überlapp-Lötverbindung; b) Rund-Lötverbindung

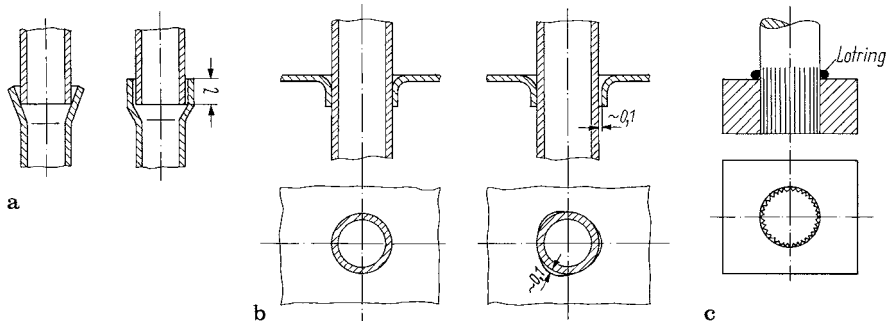


Abb. 2.26. Spaltformen für Lötverbindungen; a) bei Rohren; b) bei Rohrdurchführungen; c) bei Rändelung (Lotring oben)

freien Austritt des Flußmittels sind Öffnungen in Lotflußrichtung vorzusehen (Abb. 2.27).

Stumpfstöße sind bei Weichlötung und bei geringen Wanddicken zu vermeiden, bei Hartlötung und Wanddicken > 1 mm sind sie zulässig. Günstiger sind allerdings Überlappungen oder Laschen bzw. bei Rohren Muffenverbindungen, da hierbei nur Schubbeanspruchungen auftreten. Bei Behälterböden können zur Lagensicherung und zur Entlastung der Lötstellen Sicken, Rillen, Bördelungen oder Falzungen verwendet werden (Abb. 2.28).

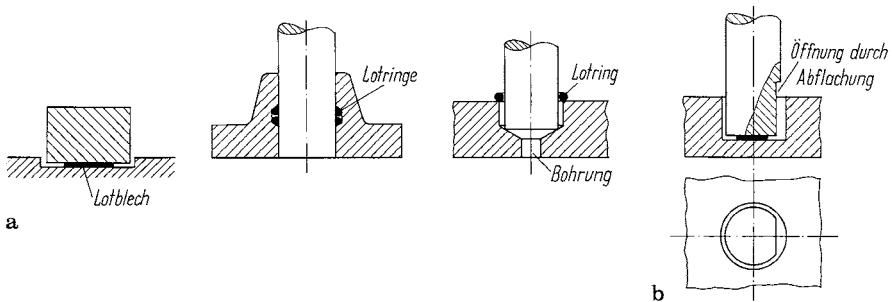


Abb. 2.27. Empfehlungen für große Flächenlötungen: a) eingelegte Lotbleche bzw. Lotringe; b) Austritt des Flußmittels über Bohrung bzw. Abflachung

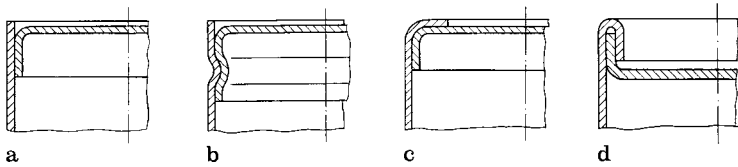


Abb. 2.28. Eingelötete Behälterböden: a) glatte Behälterwand; b) mit Rillen; c) mit Bördelung; d) mit Falzung

2.3 Klebeverbindungen

Unter Kleben versteht man das Verbinden sowohl gleichartiger als auch verschiedener Werkstoffe mit nichtmetallischen Zusatzwerkstoffen (Klebstoffe) bei Temperaturen bis 200 °C. Das Verbinden kann drucklos aber auch bei höheren Drücken erfolgen. Die Klebetechnik findet im Maschinenbau immer mehr Anwendung, da Klebstoffe entwickelt wurden, die relativ schnell abbinden, schon nach kurzer Zeit genügend hohe Festigkeitswerte erreichen und somit eine unmittelbare Weiterverarbeitung und eine Eingliederung in die Arbeitstakte der Serienfertigung ermöglichen.

Die Festigkeit einer Klebeverbindung wird durch die Haftfestigkeit des Klebers an der Werkstoffoberfläche (Adhäsion) und der inneren Festigkeit des Klebers (Kohäsion) bestimmt.

Vorteile. Klebeverbindungen sind kostengünstig, da keine hohen Anforderungen an Oberflächengüte und Toleranzen gestellt und glatte Oberflächen (keine Nuten u. dgl.) verwendet werden. Die Fügeteile werden nicht erhitzt, so daß weder Wärmeverzug, Eigenspannungen noch unerwünschte Gefügeveränderungen entstehen. Gleichmäßige Spannungsverteilungen verringern die Dauerbruchgefahr. Ferner sind Klebeverbindungen nicht korrosionsanfällig und können Dichtfunktionen übernehmen.

Nachteile. Stumpfstöße sind wegen der begrenzten Tragfähigkeit der Kleber nicht möglich. Die geringe Warmfestigkeit und eingeschränkte chemische Beständigkeit grenzen den Anwendungsbereich ein. Klebeverbindungen sind möglichst auf Scherung zu beanspruchen, da bei Zug-, Biege- und Schälbeanspruchungen nur sehr niedere Festigkeitswerte zu erzielen sind. Probleme bei der Montage können dadurch entstehen, daß vor dem Kleben die Fügeflächen sorgfältig gereinigt werden müssen, die Klebstoffmenge genau zu dosieren ist und der Kleber eine Aushärtezeit benötigt.

Anwendung. Klebeverbindungen werden sehr vielfältig eingesetzt. Im Maschinenbau lassen sich die wichtigsten Anwendungsgebiete unterteilen in

- Schrauben sichern,
- Flächen dichten,

- Gewinde dichten,
- Welle-Naben-Verbindungen fügen,
- ebene Flächen kleben.

2.3.1

Klebstoffe

Die chemische Basis für Klebstoffe bilden Kunstharze, wie z. B. Phenolharze, Epoxidharze, ungesättigte Polyesterharze, Acrylharze. Man unterscheidet sie nach der Anzahl der Komponenten in

- *Einkomponenten-Kleber*: das sind Fertigkleber, die alle zur Aushärtung notwendigen Bestandteile enthalten und nicht angemischt werden müssen.
- *Zweikomponenten-Kleber*: die aus dem Bindemittel (Epoxid- oder Polyesterharz) und dem Härter bestehen und vorher gemischt werden müssen. Sie benötigen in der Regel lange Aushärtezeiten (bis 24 Stunden), die durch Erwärmung (bis 180 °C) jedoch auf Minuten verkürzt werden können.

Je nach Aushärtetemperatur unterscheidet man noch in

- *Kaltkleber*, die bei Raumtemperatur aushärten und
- *Warmkleber*, die bei einer erhöhten Temperatur aushärten.

Die Wahl des Klebstoffs richtet sich nach der Art der zu verbindenden Werkstoffe, die Beanspruchungsart (Schub, Zug, Biegung, Schälén), die Belastungsart (statisch, dynamisch), die Gebrauchstemperatur, die chemischen Einwirkungen, die Abmessungen und die Gestalt der zu verbindenden Teile. Außerdem sind die Montagebedingungen zu beachten, d. h. ob Dosier-, Preß- oder Erwärmungseinheiten zur Verfügung stehen. Informationen über geeignete Kleber sowie deren Verarbeitungsbedingungen sind am zuverlässigsten von den Herstellern zu erhalten. In vielen Fällen führen nur Versuche zu eindeutigen Entscheidungen.

2.3.2

Berechnen von Klebeverbindungen

Eine exakte Berechnung der Tragfähigkeit von Klebeverbindungen ist wegen der vielen Einflußfaktoren auch heute noch nicht möglich. Einer näherungsweisen Berechnung kann, je nach Belastungsart (Abb. 2.29), die nach DIN 53283 im Zugversuch ermittelte Zugscherfestigkeit τ_B , oder die im Druckversuch nach DIN 54454 ermittelte Druckscherfestigkeit τ_{D2} zugrunde gelegt werden. Die Festigkeitswerte werden von den Herstellern angegeben (Beispiele siehe Tabelle 2.12).

Nach [16] kann das übertragbare Drehmoment einer Wellen-Naben-Verbindung berechnet werden zu

$$T = \frac{\tau_{D2} \pi d^2 b}{2} f_{\text{ges}}.$$

Dabei ist d der mittlere Fügedurchmesser und b die Klebelänge. Bei der Berechnung von Klebeverbindungen muß ein f_{ges} als Produkt einer ganzen Reihe

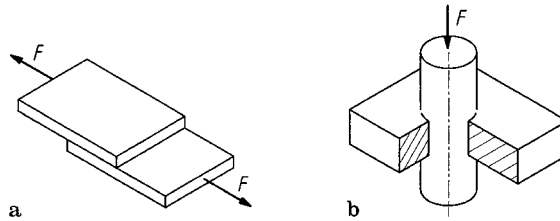


Abb. 2.29. Beanspruchungsarten von Klebeverbindungen: a) Zugscherbeanspruchung; b) Druckscherbeanspruchung

Tabelle 2.12. Scherfestigkeit von Klebstoffen (nach Loctite)

	Zugscher- festigkeit [N/mm ²]	Druckscher- festigkeit [N/mm ²]	Temperatur- einsatzbereich [°C]	Klebspalt [mm]
Loctite 406	18 ... 26		-50 ... +80	0,05 ... 0,1
Loctite 480	22 ... 30		-50 ... +100	
Loctite 454	18 ... 26		-50 ... +80	0,1 ... 0,25
Loctite 603		16 ... 25	-55 ... +150	< 0,1
Loctite 648		16 ... 30	-55 ... +175	
Loctite 638		20 ... 35	-55 ... +150	
Loctite 620		20 ... 35	-55 ... +230	0,1 ... 0,25

von Einflußfaktoren berücksichtigt werden. Für ideale Herstell- und Einsatzbedingungen gilt $f_{\text{ges}} = 1$.

Ansonsten können folgende Einflußfaktoren den Herstellerangaben entnommen werden:

f_1 = Art des Materials (Stahl = 1, Aluminium = 0,5...0,7),

f_2 = Spalt (für $h = 0,03$ mm gilt $f_2 = 1$),

f_3 = Oberflächenrauigkeit,

f_4 = Fügefläche und b/d-Verhältnis,

f_5 = Einsatztemperatur,

f_6 = Wärmealterung,

f_7 = Einsatzmedium,

f_8 = Art der Verbindung (Schiebesitz = 1; Preßsitz = 0,5; Schrumpfsitz = 1,2),

f_9 = Belastungsart (statisch = 1; schwellend = 0,8; wechselnd = 0,2...0,5),

f_{10} = Art der Aushärtung (Raumtemperatur = 1).

Diese vielen Einflußfaktoren, von denen die meisten vom Klebstoff abhängig und nur vom Hersteller zu erhalten sind, machen deutlich, wie schwierig eine Berechnung ist. Außerdem muß ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß die Berechnungsergebnisse nur Annäherungswerte darstellen. Die genaue

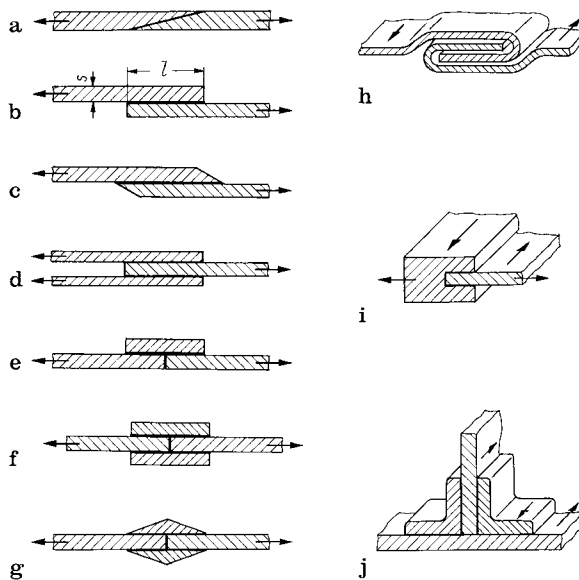


Abb. 2.30. Klebeverbindungen: a) mit geschäftetem Stoß; b) einfache Überlappung; c) zuge-schärft Überlappung; d) doppelte Überlappung; e) einfach gelascht; f) doppelt gelascht; g) zuge-schärft Doppellaschen; h) gefalzt; i) genietet; j) mit Winkeln

Tragfähigkeit einer geklebten Verbindung kann nur durch Versuche an Ori-ginalteilen ermittelt werden.

2.3.3

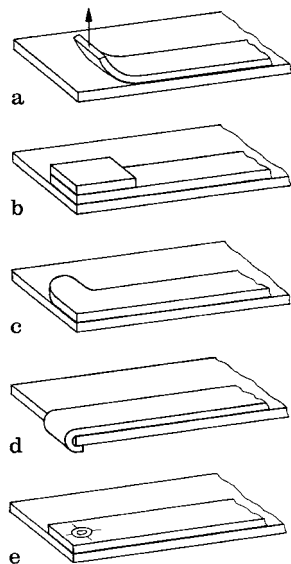
Gestalten von Klebeverbindungen

Eine klebgerechte Gestaltung vermeidet Zugbeanspruchungen (Stumpfstöße) und bevorzugt Schubbeanspruchungen. Das sind also Konstruktionen, bei denen die Klebschichten möglichst in der Ebene der wirkenden Kräfte liegen (Abb. 2.30). Bei Rohrverbindungen sind Überlappungen oder Muffen vorteilhaft.

Klebeverbindungen sind gegen Aufbiegekräfte (Abb. 2.31 a) sehr empfindlich, und es muß durch besondere konstruktive Maßnahmen die Gefahr des Ab-schälens der Ränder verhindert werden, z.B. (Abb. 2.31 b bis e) durch biege-steife Ausbildung, Vergrößern der Klebflächen, Umbördelungen oder durch zusätzliche Nietverbindungen (Hohl-niet oder Sprengniet).

Die Klebschichtdicken sollen kleiner als 0,15 mm sein, der Klebstoffver-brauch beträgt etwa 150 g pro m² Klebfläche. Das Kleben von Kunststoffen er-fordert besondere Vorbereitungen. In der Regel müssen die Oberflächen gut gereinigt werden, ein Aufräumen auf mechanischem Wege oder durch beson-dere Beizverfahren erhöht die Festigkeit der Klebeverbindungen.

Abb. 2.31. Abschälen der Ränder vermeiden: a) Schälbeanspruchung; b) biegesteife Ausbildung; c) Klebefläche vergrößern; d) Umbördelung; e) mit Hohniet



2.4

Reibschlußverbindungen

Bei Reibschlußverbindungen werden in den Fugen (Reibflächen = Wirkflächen), in denen sich die zu verbindenden Teile unmittelbar berühren, auf verschiedene Art und Weise Pressungen erzeugt. Die Pressung p wird durch Schraubenkräfte, durch Keile, durch federnde Zwischenglieder oder durch die Elastizität der Bauteile selbst hervorgebracht. Die dadurch entstehende Normalkraft $F_N = p \cdot A$ (mit A = Reibfläche) induziert eine Reibkraft F_R , die einer Verschiebung durch äußere Kräfte entgegensteht (Abb. 2.32).

Den Zusammenhang zwischen Reibkraft und Normalkraft gibt das Coulomb'sche Reibungsgesetz an:

$$F_R = \mu \cdot F_N.$$

Daraus geht hervor, daß die Reibungskraft außer von der Pressung noch von dem Reibungskoeffizienten μ abhängig ist. Dieser wiederum wird stark von der Art der zu fügenden Werkstoffe, der Oberflächenbeschaffenheit und dem Oberflächenzustand (trocken oder gefettet) beeinflusst. Ferner unterscheidet man noch den Reibbeiwert der Ruhe (Haftreibungskoeffizient μ_H) und den der Bewegung (Gleitreibungskoeffizient μ_G). Da die Gleitreibung immer kleiner als die Haftreibung ist, wird zur Sicherheit mit den Gleitreibungswerten gerechnet (Tabelle 2.13).

Anwendungen. Man verwendet Reibschlußverbindungen, um axiale Kräfte in Achsen und Wellen einzuleiten (Abb. 2.32a) oder um Drehmomente von Naben auf Wellen oder umgekehrt zu übertragen (Abb. 2.32b). Je gleichmäßiger

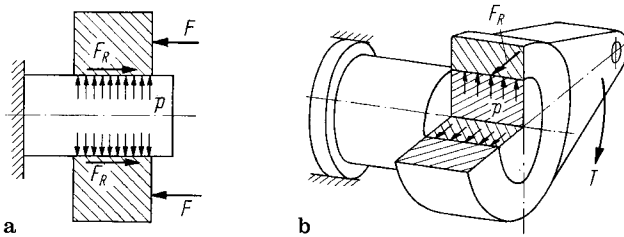


Abb. 2.32. Reibschlußverbindungen: a) zur Übertragung von Axialkräften; b) zur Übertragung von Drehmomenten

Tabelle 2.13. Richtwerte für Gleitreibungskoeffizienten

Werkstoffpaarung	Gleitreibungskoeffizienten μ	
	trocken	geschmiert
Stahl/Stahl oder Stahl/Gußeisen	0,07 ... 0,16	0,05 ... 0,12
Stahl/Grauguß oder Stahl/Bronze	0,15 ... 0,20	0,03 ... 0,08
Grauguß/Grauguß oder Grauguß/Bronze	0,15 ... 0,25	0,02 ... 0,08
Stahl/Messing	0,04 ... 0,14	0,01 ... 0,05

der Preßdruck über die Berührungsflächen verteilt ist, um so besser wird die Kraft- oder Drehmomentübertragung und bei Rundpassungen die Zentrierung der Teile sein.

Vorteile. Reibschlußverbindungen sind infolge ihrer Dämpfungseigenschaften günstiger bei dynamischen Belastungen als die „starren“ Formschlußverbindungen. Sie lassen sich einfach montieren und sind vielfach (außer Preßsitz) leicht nachspannbar.

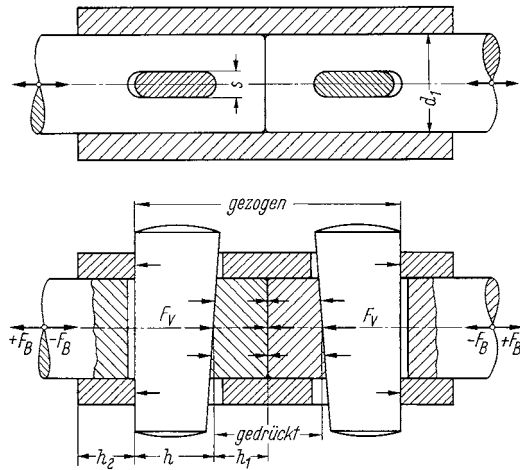
Nachteile. Die Reibkraft muß immer größer als die Betriebskraft sein, wobei mit großen Sicherheitsfaktoren gerechnet werden muß, da der Reibungskoeffizient nicht eindeutig vorhersehbar ist. Dadurch werden große Vorspannkräfte erforderlich, die das Bauteil auch dann belasten, wenn keine äußeren Kräfte anliegen.

Außerdem ist ein nachträgliches axiales Verschieben oder Verstellen bei den meisten Reibschlußverbindungen nicht mehr möglich.

2.4.1

Keilverbindungen

Die für den Reibschluß notwendige Flächenpressung wird bei den Keilverbindungen durch das Eintreiben von Keilen erzeugt. Hingegen Längskeilverbindungen bei richtiger Auslegung reine Reibschlußverbindungen darstellen, liegt bei der Querkeilverbindung ein sogenannter vorgespannter Formschluß vor.

Abb. 2.33. Querkeilverbindungen

Querkeilverbindung. Querkeilverbindungen (Abb.2.33) verbinden Teile, die hauptsächlich Längskräfte übertragen müssen. Die Kraftübertragung erfolgt formschlüssig, die Keile sind jedoch durch Reibschluß gegen Lösen gesichert.

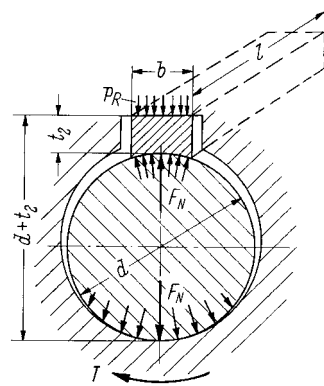
Bei so einer vorgespannten Formschlußverbindung, die dadurch besonders für dynamische Belastungen geeignet ist, werden die Verspannkkräfte durch die elastischen Verformungen der Bauteile erzeugt. Es wird dabei die Hülse durch Zugkräfte gedehnt, und die Stangenenden durch die Reaktionskräfte zusammengedrückt, also verkürzt. Die Vorspannkraft F_V wird hierbei durch das Eintreiben der Querkeile erzeugt.

Als Richtwerte für die Gestaltung von Querkeilverbindungen können folgende Erfahrungswerte angegeben werden:

Keildicke	$s = 0,25 \cdot d_1 \dots 0,3 \cdot d_1,$
Keilhöhe	$h = 1,0 \cdot d_1 \dots 1,2 \cdot d_1,$
Stangenenden	$h_1 = 0,5 \cdot h \dots 0,6 \cdot h,$
Hülсенenden	$h_2 = 0,6 \cdot h \dots 0,7 \cdot h.$

Längskeilverbindungen. Bei Wellen-Naben-Verbindungen mit Längskeilen werden die Pressungen durch genormte Keile (Anzug 1:100) erzeugt (Abb. 2.34). Dieser Anzug liegt dabei durchweg auf der Rückenseite, die im Nabennutgrund zur Anlage kommt. Die Keile werden im allgemeinen durch Hammerschläge in Längsrichtung eingetrieben. Die Verspannung kann jedoch bei beschränkten Platzverhältnissen auch durch das Auftreiben der Nabe erfolgen, wobei ein rundstirniger Einlegekeil (DIN 6886) in eine entsprechende Wellennut eingelegt wird.

Die Keilbreiten werden mit dem Toleranzfeld h9, die Nutbreiten mit D10 hergestellt, so daß an den Seitenflächen Spiel vorhanden ist. Das heißt, kein Formschluß bei normalem Betrieb. Keile, außer Hohlkeile, können aber bei Überlastung Kräfte in Umfangsrichtung auch formschlüssig übertragen. Man

Abb. 2.34. Längskeilverbindung mit einem Hohlkeil

spricht deshalb hier oft fälschlicherweise von vorgespannten Formschlußverbindungen.

Keilformen. Je nach Anforderungen an die Keilverbindung können unterschiedliche Keilformen verwendet werden (Abb. 2.35).

Nasenkeile (DIN 6884, 6887 und 6889) werden verwendet, wenn nur von einer Seite montiert werden kann. Die Nase dient zum Ein- und Austreiben.

Einlegekeile (DIN 6886) werden verwendet, wenn kein Platz zum Eintreiben des Keiles vorhanden ist. Hier wird die Nabe aufgetrieben.

Treibkeile (DIN 6886) werden verwendet, wenn von der einen Seite eingetrieben und von der anderen Seite ausgetrieben werden kann.

Nutenkeile (DIN 6886 und 6887) schwächen die Welle durch Nut und Kerbwirkung, besitzen aber zusätzlichen Formschluß.

Flachkeile (DIN 6883 und 6884) besitzen nur einen sehr geringen Formschluß (Welle ist nur angeflacht), weisen jedoch auch eine wesentlich geringere Kerbwirkung als Nutenkeile auf.

Hohlkeile (DIN 6881 und 6889) sind an der unteren Fläche entsprechend dem Wellendurchmesser gerundet. Die Kraftübertragung geschieht daher ausschließlich reibschlüssig.

Tangentenkeile (DIN 268 und 271) sind für große und wechselnde Drehmomente geeignet. Sie werden auch bei geteilten Naben (Schwungräder u. ä.) verwendet. Es werden dafür zwei unter 120° gegeneinander versetzte Keilpaare tangential am Wellenumfang angeordnet. Da die Anlegeflächen an Welle und Nabe parallel sind, handelt es sich hierbei tatsächlich um eine vorgespannte Formschlußverbindung (wie Querkeilverbindung).

Für alle Keilformen sind Höhe h und Breite b der Keile sowie die Nuttiefen der Wellen t_1 und Naben t_2 in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser genormt (Tabelle 2.14).

Berechnung. Da bei einer Hohlkeilverbindung reiner Reibschluß und symmetrische Pressungsverteilung vorliegt (Abb. 2.36 a), läßt sich eine Berechnung nach dem Coulomb'schen Reibungsgesetz sehr einfach durchführen. Das maximal

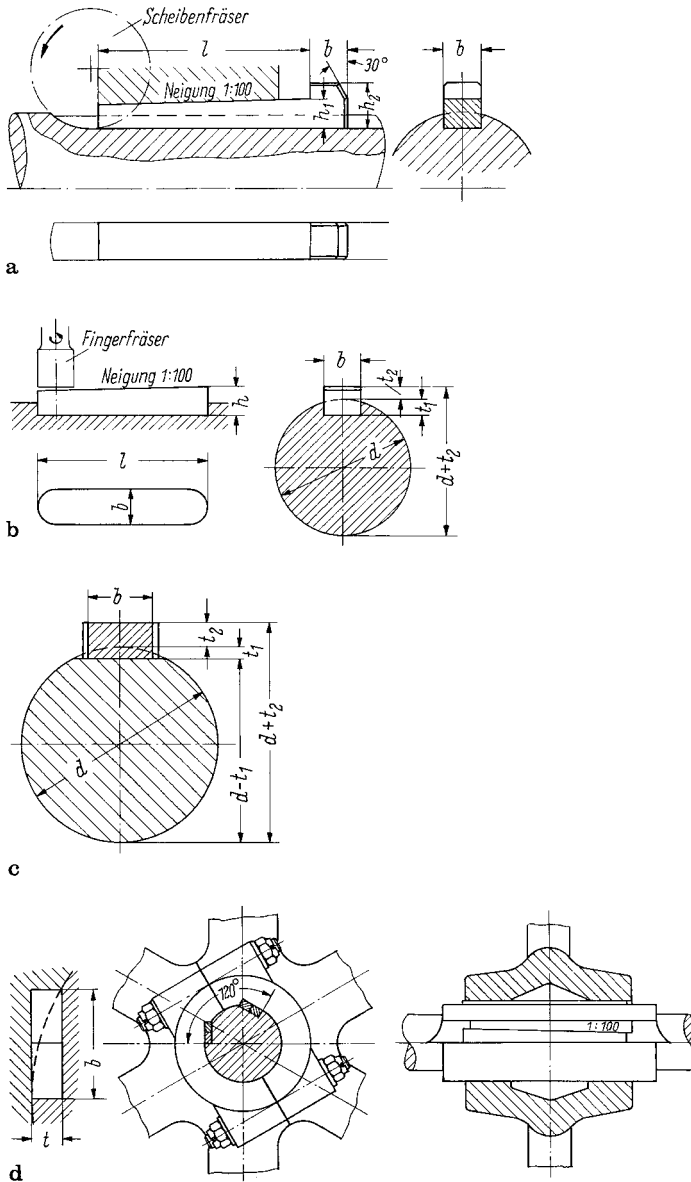
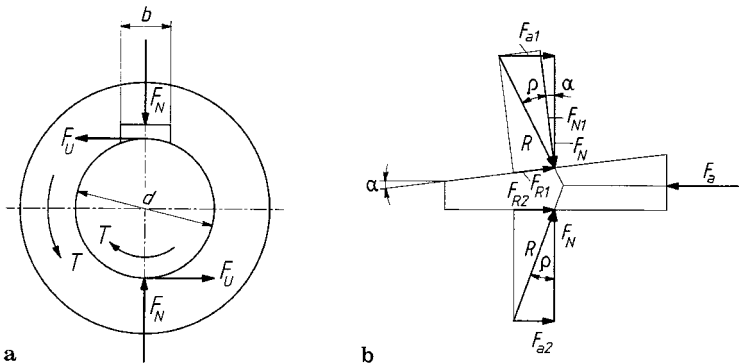


Abb. 2.35. Keilformen: a) Nasenkeil (DIN 6887); b) Einlegekeil (DIN 6886, Form A); c) Flachkeil (DIN 6883 und 6884), d) Tangentenkeil (DIN 271 und 268)

Tabelle 2.14. Abmessungen und Nuttiefen für Keile

Wellen- durchmesser d über	bis	Nutenkeile			Flachkeile			Hohlkeile	
		$b \times h$	t_1	t_2	$b \times h$	t_1	t_2	$b \times h$	t_2
10	12	4×4	2,5	1,2					
12	17	5×5	3,0	1,7					
17	22	6×6	3,5	2,2					
22	30	8×7	4,0	2,4	8×5	1,3	3,2	$8 \times 3,5$	3,2
30	38	10×8	5,0	2,4	10×6	1,8	3,7	10×4	3,7
38	44	12×8	5,0	2,4	12×6	1,8	3,7	12×4	3,7
44	50	14×9	5,5	2,9	14×6	1,4	4,0	$14 \times 4,5$	4,0
50	58	16×10	6,0	3,4	16×7	1,9	4,3	16×5	4,3
58	65	18×11	7,0	3,4	18×7	1,9	4,5	18×5	4,5
65	75	20×12	7,5	3,9	20×8	1,9	5,5	20×6	5,5
75	85	22×14	9,0	4,4	22×9	1,8	6,5	22×7	6,5
85	95	25×14	9,0	4,4	25×9	1,9	6,4	25×7	6,4
95	110	28×16	10,0	5,4	28×10	2,4	6,9	$28 \times 7,5$	6,9
110	130	32×18	11,0	6,4	32×11	2,3	7,9	$32 \times 8,5$	7,9
130	150	36×20	12,0	7,1	36×12	2,8	8,4	36×9	8,4
150	170	40×22	13,0	8,1	40×14	4,0	9,1		
170	200	45×25	15,0	9,1	45×16	4,7	10,4		

Keillängen l : 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400

**Abb. 2.36.** Kräfte am Hohlkeil

übertragbare Reibmoment ist durch die zulässige Flächenpressung der Werkstoffpaarung festgelegt, und berechnet sich nach Abb. 2.36b zu

$$T \leq T_R = 2 \mu_U F_N \frac{d}{2} = \mu_U d b l_t p_{zul}.$$

Daraus lässt sich die erforderliche Keillänge berechnen:

$$l_t \leq \frac{T}{\mu_U d b p_{zul}}.$$

Das übertragbare Moment und somit die Flächenpressung sind jedoch von der Eintreibkraft F_a abhängig. Die Mindesteintreibkraft ergibt sich nach Abb. 2.36b zu

$$F_a = F_{a1} + F_{a2} = F_N [\tan(\alpha + \varrho) + \tan \varrho].$$

Da der Keilwinkel sehr klein ist ($1:100 = 0,57^\circ$) kann mit ausreichender Genauigkeit

$$F_a \approx F_N 2 \tan \varrho$$

gesetzt werden. Für die *minimale Eintreibkraft* zur Übertragung des Drehmomentes T gilt dann:

$$F_a \geq \frac{2 T \tan \varrho}{\mu_U d}$$

und für die *maximale Eintreibkraft*, damit die Nabe nicht überbeansprucht wird, gilt

$$F_a \leq 2 \mu_a b l_t p_{zul}.$$

Da die Reibbeiwerte in tangentialer und in axialer Richtung unterschiedlich groß sein können, wird unterschieden in Reibbeiwerte in Umfangsrichtung μ_U und in axialer Richtung μ_a .

Für Flach- und Nutenkeilverbindungen werden die Kräfteverhältnisse etwas komplexer. Wegen der unsicheren Bestimmung der Eintreibkraft (Hammermontage), ist es jedoch völlig ausreichend, alle Längskeilverbindungen wie einen Hohlkeil zu berechnen.

Gestaltung. Häufig wird auf eine Berechnung auch ganz verzichtet. Die Bemessung erfolgt bei allen Keilverbindungen am besten mit folgenden Erfahrungswerten:

Nabenwerkstoff	Nabenlänge l	Nabenaußendurchmesser D	zulässige Flächenpressung p_{zul}
GG-Naben	$1,5 \cdot d \dots 2,0 \cdot d$	$2,0 \cdot d \dots 2,2 \cdot d$	50 N/mm ²
St-Naben	$1,0 \cdot d \dots 1,3 \cdot d$	$1,8 \cdot d \dots 2,0 \cdot d$	90 N/mm ²

2.4.2

Kegelsitz

Kegelsitze haben rotationssymmetrische Wirkflächen (Mantelflächen eines Kegelstrumpfes). Die notwendige Fugenpressung p wird dabei durch eine axiale Schraubenkraft F_a aufgebracht.

Der Kegelsitz (Abb. 2.37) eignet sich zur Übertragung dynamischer Kräfte und Momente. Er wird vorwiegend zur Befestigung von Bauteilen an Wellenenden angewendet. Als Vorteile können aufgeführt werden: nachspannbar, gut lösbar, keine Wellenschwächung sowie sehr gute Zentrierung (keine Unwucht). Nachteilig sind dagegen die hohen Herstellkosten und die fehlende Einstellbarkeit in axialer Richtung.

Nach DIN 406 und DIN 254 werden als Richtwerte folgende Kegelverhältnisse C angegeben:

- leicht lösbare Verbindung: $C = 1:5$,
- schwer lösbare Verbindung: $C = 1:10$,
- Werkzeugaufnahme für Wendelbohrer: $C = 1:20$ (Morsekegel und Metrische Kegel nach DIN 228).

Das Kegelverhältnis berechnet sich zu

$$C = \frac{d_1 - d_2}{l}$$

und der Kegelwinkel errechnet sich aus

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot l}.$$

Berechnung. Unter der Voraussetzung, daß eine genaue Übereinstimmung von Außenkegel (Welle) und Innenkegel (Nabe) vorliegt, ist die Fugenpressung p an allen Stellen gleich groß (konstante Flächenpressungsverteilung).

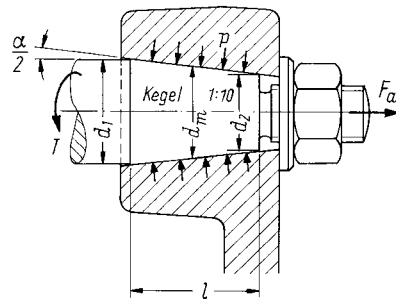
Das Reibmoment ergibt sich als Summe der Momente der Teilreibungskräfte $\Delta F_U = \mu_U p \Delta A$ in Umfangsrichtung nach Abb. 2.38 zu

$$T_R = \sum \Delta F_U r_x = \sum \mu_U p \Delta A r_x = \mu_U p \sum \Delta A r_x \approx \mu_U p A \frac{d_m}{2}$$

mit $A = d_m \pi l$ wird

$$T_R = \frac{1}{2} \mu_U p \pi d_m^2 l. \quad (2.5)$$

Abb. 2.37. Kegelsitz



Daraus ergibt sich die Bedingung für die Selbsthemmung:

$$\frac{\alpha}{2} \leq \varrho_a = \arctan \mu_a. \quad (2.9)$$

Gestaltung. Kegelsitzverbindungen sind möglichst selbsthemmend zu dimensionieren.

Auch selbsthemmende Kegelsitze, welche größere Drehmomente übertragen müssen, sind axial zu verspannen, da sich sonst die Verbindung schlagartig löst, wenn das übertragbare Drehmoment überschritten wird.

Ein richtig dimensionierter Kegelsitz sollte keine zusätzliche Paß- oder Scheibenfeder erhalten, weil dadurch die Eindeutigkeit des Übertragungsmechanismus verloren geht.

Als Richtwerte für die Festlegung der Nabenabmessungen können folgende Erfahrungswerte angegeben werden:

Nabenwerkstoff	Nabenlänge	Nabenaußendurchmesser
GG-Naben	$1,2 \cdot d_m \dots 1,5 \cdot d_m$	$2,2 \cdot d_m \dots 2,7 \cdot d_m$
St-Naben	$0,6 \cdot d_m \dots 1,0 \cdot d_m$	$2,0 \cdot d_m \dots 2,5 \cdot d_m$

2.4.3

Konische Spannelementverbindungen

Die konischen Spannelementverbindungen wirken ähnlich wie der Kegelsitz. Durch axiale Verspannung werden die Spannelemente in radialer Richtung gedehnt und somit eine Pressung zwischen Wellenoberfläche und Nabenbohrung erzeugt.

Der elementare Vorteil der Spannelemente liegt darin, daß mit ihrer Hilfe Naben, Zahnräder, Kupplungen und dgl. auf glatten Wellen reibschlüssig befestigt werden können. Sie sind, im Gegensatz zum Kegelsitz, axial und tangential frei einstellbar.

Kegelhülse. Zu den Kegelverbindungen gehören auch die Kegelhülsen, wie sie zur Befestigung von Wälzlager-Innenringen auf Wellen benutzt werden. Dazu zählen die Spannhülsen nach DIN 5415 und die Abziehhülsen nach DIN 5416 (Abb. 4.75f und g). Hier werden in zwei Fugen Pressungen erzeugt (zylindrische Fläche: Welle und kegelige Fläche: Lagerinnenring). Allerdings sind die Hülsen geschlitzt, so daß die Rotationssymmetrie (auch im Spannungsverlauf) unterbrochen ist.

Taper-Lock-Spannbuchse. Auch die Taper-Lock-Spannbuchse nach Abb. 2.40, die eine besonders einfache und rasche Montage von Keilriemenscheiben und dergleichen ermöglicht, ist eine geschlitzte, außen konische Hülse. Sie hat am Außenumfang zwei (bei größeren Abmessungen drei) zylindrische, jedoch nur zur Hälfte im Material der Buchse liegende achsparallele Sacklöcher a, denen

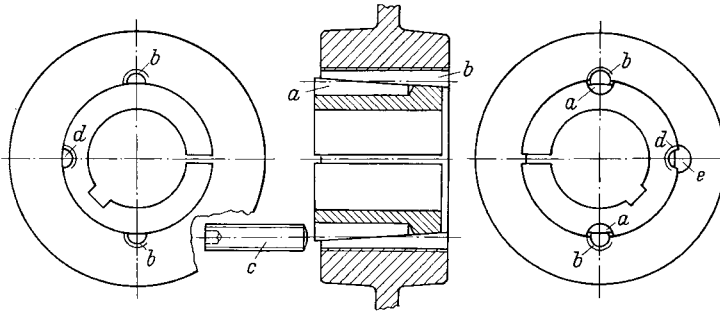


Abb. 2.40. Taper-Lock-Spannbuchse

in der ebenfalls konischen Nabenbohrung zwei (bzw. drei) durchgehende, auch nur zur Hälfte im Material liegende Gewindelöcher b gegenüberstehen. Das Einziehen der Buchse in die Nabe erfolgt mit Gewindestiften c mit Innensechskant. Zum Lösen der Verbindung werden die Gewindestifte aus a/b herausgeschraubt und ein Stift wird in d/e eingeschraubt, wobei jetzt d als durchgehende Halbgewindebohrung in der Buchse und e als Halbsackloch in der Nabe ausgebildet ist. Die vorhandene Paßfedernut ist nur für Fälle höchster Belastung vorgesehen (problematisch wegen Eindeutigkeit Reibschluß oder Formschluß!)

Ringfeder-Spannelemente. Die Spannelemente System Ringfeder benutzen dagegen geschlossene konische Ringe. Zu einem Spannelement nach Abb. 2.41a gehören ein Außenring mit Innenkonus und ein Innenring mit Außenkonus. Die Pressungen, die also nun in drei Fugen auftreten, werden durch axiale Schraubenkräfte erzeugt.

An einem Wellenende (Abb. 2.41 b) ist eine wellenseitige Verspannung möglich (bis $d = 36\text{ mm}$ mit einer zentralen Schraube oder Spannmutter, darüber mit drei oder mehr Spannschrauben). Bei durchgehenden Wellen erfolgt die Verspannung mit mehreren nabenseitig angeordneten Spannschrauben (Abb. 2.41 c).

Die zur Auslegung der Spannelemente erforderlichen Daten wie Abmessungen, übertragbares Drehmoment und Schraubenanzugsmoment sind den Herstellerkatalogen zu entnehmen. Bei Hintereinanderschaltung mehrerer Elemente nimmt die Pressung bei den nachgeschalteten Elementen ab (Abb. 2.42). Die Ursache liegt darin, daß infolge der axialen Reibkräfte, die in den Außenring des ersten Spannelementes eingeleitete Axialkraft $F_{a, a1}$ kleiner ist als die Abstützkraft $F_{a, i1}$ am Innenring. Dadurch wird das zweite Element weniger axial verspannt als das erste. Für einen Reibbeiwert von $\mu = 0,15$ ergeben sich folgende übertragbaren Drehmomente:

- bei zwei Spannelementen $T_2 = 1,5 T_1$,
- bei drei Spannelementen $T_3 = 1,75 T_1$,
- bei vier Spannelementen $T_4 = 1,875 T_1$.

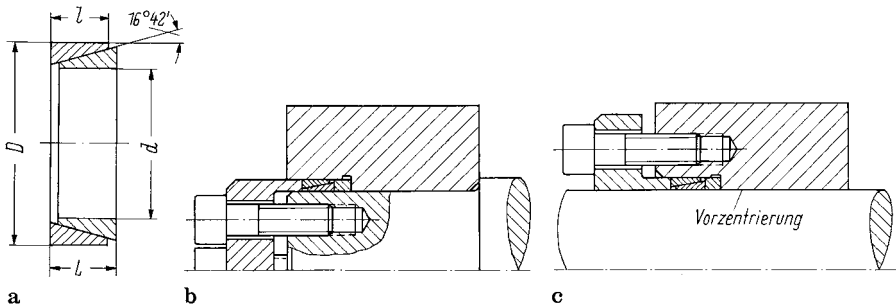


Abb. 2.41. System Ringfeder: a) Spannelement; b) wellenseitige Verspannung; c) nabenseitige Verspannung

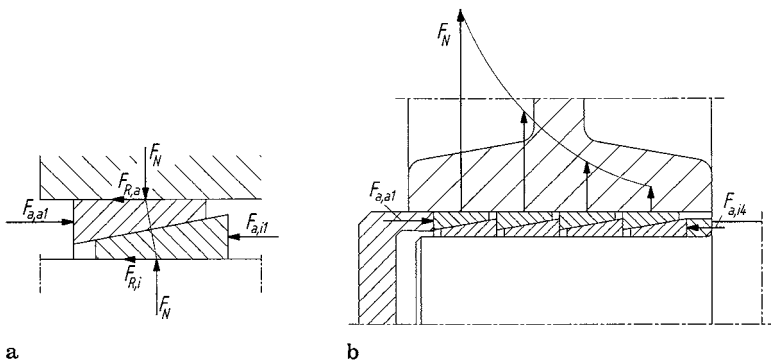
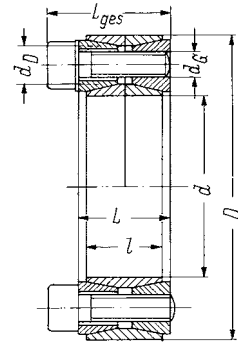


Abb. 2.42. Kräfte in einer Spannelementverbindung: a) Kräfte an einem Spannelement; b) Hintereinanderschaltung mehrerer Spannelemente

Daraus folgt, daß sich ein Hintereinanderschalten von mehr als drei Elementen nicht lohnt.

Ringfeder-Spannsatz. Die Spannsätze System Ringfeder (Abb. 2.43) bestehen jeweils aus zwei Außenringen mit Innenkonus und zwei Innenringen mit Außenkonus bzw. *einem* Außenring mit Doppelinnenkonus und *einem* Innenring mit Doppelaußenkonus, die durch zwei Druckringe mit Außen- und Innenkonus zusammengehalten werden und somit eine einbaufertige Einheit bilden. Zum Spannen werden die Druckringe durch eine große Anzahl von Spannschrauben (Zylinderschrauben mit Innensechskant) zusammengezogen, wobei die Innenringe radial an die Welle und die Außenringe radial an die Nabenbohrung gepreßt werden. An den zu verbindenden Bauteilen sind also keine Gewindelöcher erforderlich. Die Abmessungen, die übertragbaren Drehmomente, die Anzahl der Schrauben und die erforderlichen Schraubenanziehmomente sind den Herstellerkatalogen zu entnehmen.

Abb. 2.43. Ringfeder Spannsatz

Die Spannsätze sind besonders für schwere Teile und große Drehmomente geeignet. Spannelemente und Spannsätze gewährleisten hohe Rundlaufgenauigkeit, sie sind leicht lösbar, ermöglichen genaue und feine Einstellung in axialer und in Umfangsrichtung und sind auch besonders für Wechsel- und Stoßbeanspruchung geeignet.

Neben dem Ringfeder-Spannsatz gibt es auch Spannsätze von anderen Herstellern mit dem gleichen Wirkprinzip.

2.4.4

Verbindungen mit federnden Zwischengliedern

Die für den Reibschluß erforderlichen Normalkräfte können auch durch federnde Zwischenglieder erzeugt werden. Es handelt sich hierbei um elastische Rückstellkräfte, die durch die Verformung beim Einbau entstehen.

Druckhülsen. Die Druckhülsen Bauart Spieth (Abb. 2.44) erhalten ihre Elastizität durch die besondere Querschnittsform, die durch axial wechelseitig versetzte innere und äußere radiale Ausnehmungen entsteht. Die zylindrischen Innen- und Außenflächen sind genau konzentrisch und so toleriert, daß sie im unbelasteten Zustand die Elemente auf Wellen des Toleranzfeldes h6 (h5) und in

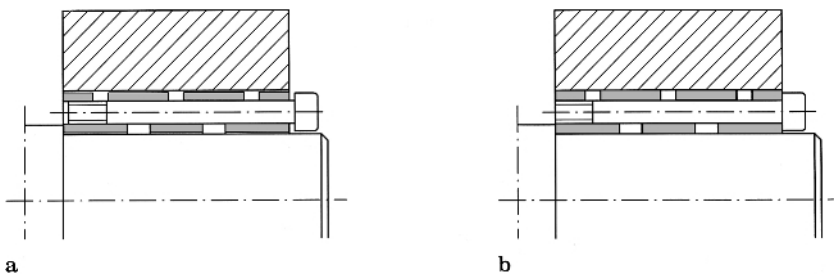
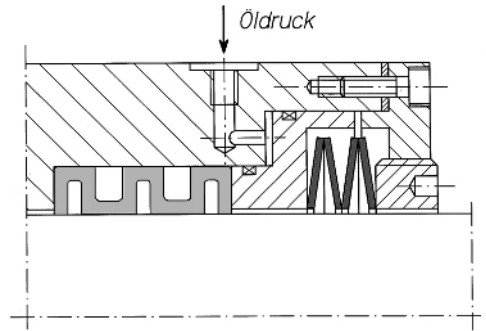


Abb. 2.44. Druckhülse (nach Spieth) als Welle-Nabe-Verbindung: a) ungespannt (bei Montage und Demontage); b) gespannt (in Betrieb)

Abb. 2.45. Kolbenstangenklemmung mit Druckhülse (nach Spieth). Nach Abfall bzw. Ausfall des Öldrucks wird die Kolbenstange geklemmt. Die axiale Spannkraft wird über Tellerfedern aufgebracht

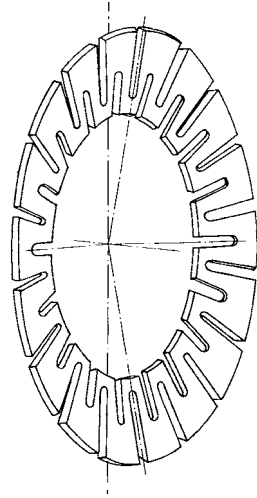
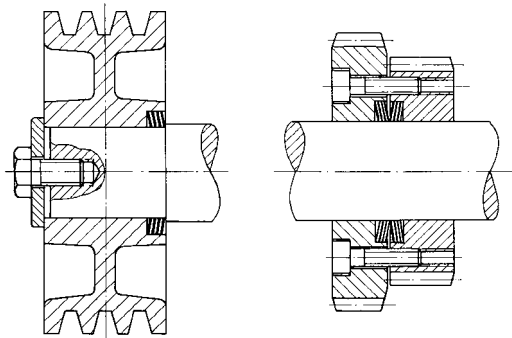


Bohrungen des Toleranzfeldes H7 (H6) leicht auf- bzw. einschieben lassen. Die zum Verspannen aufzubringenden Axialkräfte bewirken durch die Längsdeformation eine rotationssymmetrische Radialdehnung, d.h. der Außendurchmesser wird kreisförmig aufgeweitet, während sich gleichzeitig die Bohrung kreisförmig verengt. Nach Überwindung des Spiels erfolgt der Aufbau der zur reibschlüssigen Verbindung erforderlichen Radialkräfte. Die Verbindung ist durch Aufheben der axialen Spannkraft sofort und leicht wieder lösbar. Die Größe des übertragbaren Drehmomentes richtet sich nach der Anzahl der Glieder und der Höhe der Axialkraft. Druckhülsen werden verwendet wenn hohe Rundlaufgenauigkeit gefordert wird und die Verbindung einfach wieder demontierbar sein muß (Abb. 2.44). Sie eignen sich auch sehr gut zum Klemmen von axialverstellbaren Wellen oder Kolbenstangen.

Es werden ferner nach dem gleichen Prinzip einstellbare Führungsbuchsen, Lagerbuchsen und Gewindebuchsen hergestellt.

Sternscheiben. Die Sternscheiben (Abb. 2.46) sind, wie die Tellerfedern, dünnwandige, flachkegelige Ringscheiben aus gehärtetem Federstahl mit Radialschlitz. Durch diese Schlitz ist die Ringspannscheibe in bezug auf ihren Kegelwinkel elastisch verformbar und kann im Durchmesser zusammengedrückt oder ausgedehnt werden. Wird sie am Außenrand abgestützt, so verkleinert sich beim Flachdrücken ihr Innendurchmesser, wird sie am Innenrand abgestützt, so vergrößert sich beim Flachdrücken der Außendurchmesser. Die dabei auftretenden Radialkräfte, die je nach dem Kegelwinkel etwa fünfmal so groß sind wie die eingeleitete Axialkraft, werden für die reibschlüssige spielfreie Verbindung von Wellen mit aufgesetzten Rädern oder dgl. sowie zum präzisen Einspannen vorbearbeiteter Werkstücke auf Drehbänken und Schleifmaschinen für die Endbearbeitung benutzt. Das übertragbare Drehmoment hängt von der Größe des inneren Stützdurchmessers sowie von der eingeleiteten Axialkraft ab. Es wird begrenzt durch die Druckfestigkeit des Materials der zu verbindenden Teile sowie durch die Anzahl der Ringspannscheiben gemäß den Tabellen in den Druckschriften des Herstellers.

Einbaubeispiele zeigt Abb. 2.47. Weitere Anwendungsgebiete sind vor allem Spanndorne und Spannfutter im Werkzeugmaschinenbau, Schalt- und Schutzkupplungen und Sternfedern zum Axialspielausgleich bei Kugellagern.

Abb. 2.46. Sternscheibe**Abb. 2.47.** Einbaubeispiele mit Sternscheiben: a) Befestigung einer Keilriemenscheibe am Wellenende; b) Befestigung eines Räderblocks auf einer glatten Welle mit zwei Scheibenpaketen

Wellspannhülsen. Wellspannhülsen werden auch als *Toleranzringe* bezeichnet. Wie der Name sagt, sollen die Ringe auch größere Toleranzen an den Bauteilen ermöglichen. Der Star-Toleranzring aus Federstahl besitzt wellenförmiges Profil (Abb. 2.48 a). Er ist auf dem Umfang nicht geschlossen, damit er sich bei der Verformung in Umfangsrichtung ausdehnen und leicht in flache Ringnuten eingelegt werden kann. Die Radialkräfte F werden an den Anlageflächen der Wellen durch die Bauteile selbst erzeugt, indem – wie bei Längspreßsitzen – das Außenteil über den meist in eine Nut des Innenteils eingelegten Toleranzring geschoben wird (oder umgekehrt). Die Kraft F ist dem Maß Δ proportional, also dem Unterschied zwischen der ursprünglichen Wellenhöhe h und dem „Spalt“ $(D - d)/2$. Der Proportionalitätsfaktor ist von der Ringdicke, der Ringbreite, der Wellenteilung und dem Elastizitätsmodul abhängig. Das übertragbare Drehmoment ergibt sich bei z gleichmäßig tragenden Wellen zu $T = z \cdot \mu \cdot F \cdot d/2$. Die zur Übertragung eines bestimmten Drehmomentes erforderliche Ring-

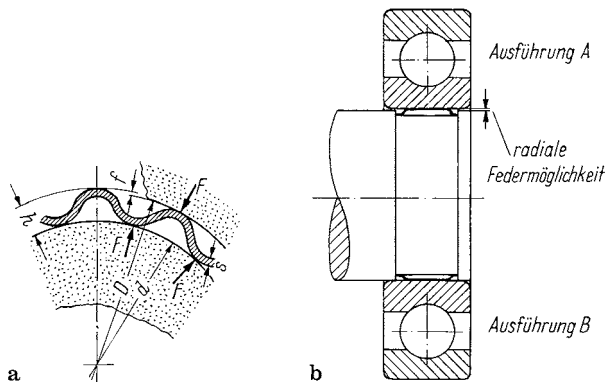


Abb. 2.48. Wellenspannhülse: a) Toleranzring; b) Einbaubeispiel

breite wird in den Druckschriften des Herstellers angegeben. Toleranzringe werden auch für den Einbau von Wälzlagern benutzt (Abb. 2.48b).

Hydraulische Hohlmantelspannbüchsen. Unter der Bezeichnung *ETP-Spannbuchsen* werden reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen mit zwei zylindrischen Wirkflächenpaaren in Form von doppelwandigen Hohlzylindern angeboten (Abb. 2.49).

So eine doppelwandige Buchse ist mit einem Fluid gefüllt, das über einen Ringkolben derart komprimiert wird, daß die Mantelflächen der Spannbuchse über ihre ganze Länge nach innen auf die Welle und nach außen auf die Nabenbohrung gedrückt werden.

Der dadurch entstehende Reibschluß kann recht große Drehmomente übertragen, die dem Herstellerkatalog zu entnehmen sind. Bei der Auslegung ist zu beachten, daß die Angaben zu den übertragbaren Drehmomenten sich auf Raumtemperatur (20 °C) beziehen. Infolge der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Druckmedium und Spannbuchse fällt das übertragbare Drehmoment bei niedrigeren Temperaturen ab, und steigt entsprechend bei höheren Temperaturen. ETP-Spannbuchsen sollten deshalb nicht über 70 °C Betriebstemperatur eingesetzt werden.

Die Einsatzmöglichkeiten sind sehr vielfältig. So werden heute ETP-Buchsen als Wellen-Naben-Verbindungen in Verpackungsmaschinen, Robotern, Werkzeugmaschinen und vieles mehr verwendet. Aber auch als Überlastschutz und zur Befestigung von Werkstückaufnahmedorne (z.B. an einer Fräsmaschine) sind sie geeignet.

2.4.5

Preßverbindungen (Zylindrische Preßverbände)

Bei einer Preßverbindung wird die erforderliche Flächenpressung durch die elastische Verformung von Welle und Nabe erzeugt, die durch eine Übermaß-

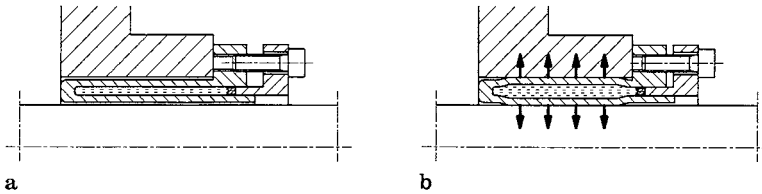


Abb. 2.49. ETP-Spannbuchse (nach LENZE): a) ungespannt (bei Montage und Demontage); b) gespannt (in Betrieb)

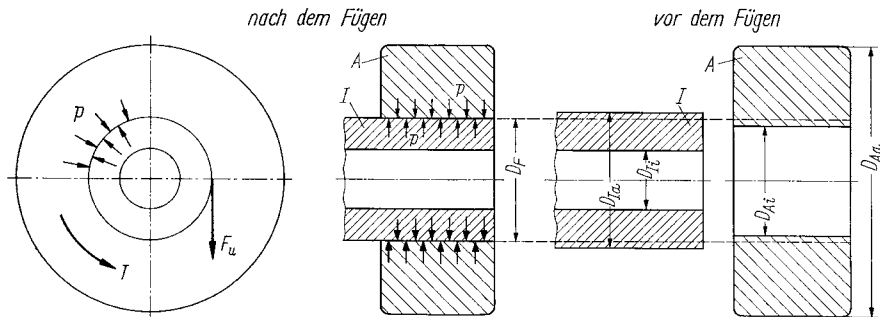


Abb. 2.50. Wirkprinzip einer Preßverbindung (I Innenteil [Welle]; A Außenteil [Nabe]; p = Fugenpressung; T = Drehmoment; F_u = Umfangskraft)

passung entsteht (Abb. 2.50). Unter Übermaßpassungen versteht man die Paarung von zylindrischen Paßteilen, die vor dem Fügen Übermaß besitzen (Kap 1.4.4). Sie werden häufig verwendet, da sie verhältnismäßig leicht herzustellen sind und auch stoßartige und wechselnde Drehmomente und Längskräfte übertragen können. Anwendungsbeispiele sind

- Zahnräder und Kupplungsnapen auf Wellen,
- Zahnkränze auf Radkörper,
- Gleitlagerbuchsen im Gehäuse,
- Schrumpfringe auf Naben geteilter Räder (z. B. große Schwungräder),
- Wälzlagerringe auf Welle oder in Gehäuse.

Die Wellen werden dabei nicht durch Nuten geschwächt, und die Nabe ist exakt auf der Welle zentriert. Voraussetzung für eine sichere Kraft- bzw. Momentübertragung ist die genaue Berechnung und die Einhaltung der recht engen Toleranzen bei der Fertigung.

Nach dem Fügeverfahren wird zwischen Längs- und Querpreßsitzen unterschieden.

Längspreßsitz. Beim Längspreßsitz erfolgt das Fügen von Innen- und Außenteil durch kaltes Aufpressen bei Raumtemperatur. Die dafür erforderlichen großen Einpreßkräfte werden meistens mit hydraulischen Pressen aufgebracht, deren

Einpressgeschwindigkeit 2 mm/s nicht überschreiten sollte. Beim Einpressvorgang werden die Oberflächen geglättet, indem die Oberflächenrauheiten plastisch verformt und teilweise abgeschert werden. Um ein zu starkes Schaben zu vermeiden, sind die Stirnkanten anzufasen.

Beim Einpressen von Stahlteilen, insbesondere bei ungehärteten Teilen, besteht die Gefahr, daß die Fügeteile fressen, also kaltverschweißen. Um dies zu vermeiden, werden die Fügeflächen geschmiert. Teile aus verschiedenen Werkstoffen können trocken gefügt werden.

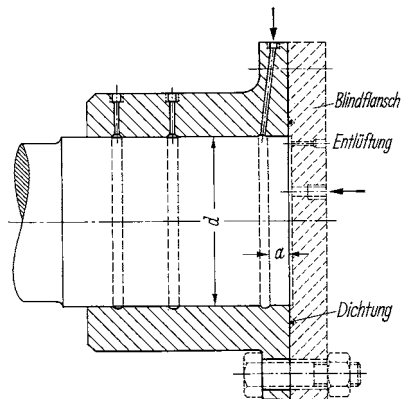
Querpreßsitz. Beim Querpreßsitz wird vor dem Fügen entweder das Außenteil durch Erwärmen aufgeweitet oder das Innenteil durch Unterkühlung im Durchmesser so verkleinert, daß sich die Teile kräftefrei fügen lassen. Die erforderliche Pressung in der Fuge tritt erst bei Raum- oder Betriebstemperatur infolge der gewünschten Durchmesseränderungen auf. Hierbei werden die Oberflächenrauheiten durch zum größten Teil plastische Verformungen eingeebnet.

Wird das Außenteil erwärmt, so daß es beim Abkühlen auf das Innenteil schrumpft, ergibt sich ein *Schrumpfsitz*. Kühlt man das Innenteil so, daß es sich beim Erwärmen auf Raumtemperatur dehnt, liegt ein *Dehnsitz* vor.

Das Aufwärmen der Außenteile erfolgt bis 100 °C auf Wärmeplatten, bis 370 °C im Ölbad, bis 700 °C im Muffelofen oder mit Heizflamme. Für die Demontage von Wälzlagering wird das elektrisch-induktive Anwärmen bevorzugt. Zum kühlen der Innenteile wird Trockeneis (CO₂: -70 bis -79 °C) oder flüssige Luft (-190 bis -196 °C) verwendet.

Das zum kräftefreien Fügen erforderliche Spiel kann aber auch mit Hilfe von Drucköl erzeugt werden. Man spricht dann von *Druckölpreßverband* oder *Hydraulikmontage* (Abb. 2.51). Dabei wird zwischen die Paßflächen Drucköl gepreßt, so daß sich Außen- und Innenteil leicht gegeneinander verschieben lassen. Bei schwach kegeligen Paßflächen (Kegel 1:30) ist das Aufziehen und Lösen möglich. Für Teile mit zylindrischen Wirkflächen wird das Druckölverfahren nur zum Lösen verwendet.

Abb. 2.51. Druckölpreßverband (Hydraulikdemontage)



Elastische Auslegung zylindrischer Preßverbindungen. Eine Preßverbindung muß so ausgelegt werden, daß

1. eine kleinste Flächenpressung $p_{\min}$ mindestens vorhanden ist, um sicher das größte auftretende Drehmoment $T_{\max}$ und/oder Axialkraft $F_{a,\max}$ zu übertragen und
2. eine größte Flächenpressung $p_{\max}$ nicht überschritten wird, damit Welle und Nabe nicht überbeansprucht werden.

Sind die Abmessungen und Werkstoffe von Welle und Nabe, sowie die äußeren Belastungen bekannt, so kann das Berechnungsziel folgendermaßen formuliert werden:

1. Das erforderliche Kleinstübermaß ermitteln, um einwandfreie Haftung zu gewährleisten: Die kleinste Flächenpressung resultiert aus dem Kleinstübermaß!
2. Das zulässige Größtübermaß ermitteln, damit keine Überbeanspruchung auftritt: Die größte Flächenpressung resultiert aus dem Größtübermaß!

Kleinste erforderliche Flächenpressung. Die kleinste erforderliche Flächenpressung $p_{\min}$ ergibt sich aus dem Drehmoment und/oder der Axialkraft, die unter Berücksichtigung einer Rutschsicherheit ($S_R = 2 \dots 4$) von der Preßverbindung übertragen werden müssen. Für die Berechnung wird angenommen, daß der Reibbeiwert μ in Umfangsrichtung und in axialer Richtung gleich groß ist (Tabelle 2.15).

Tabelle 2.15. Reibbeiwerte für Preßverbindungen

		Reibbeiwert μ	
		trocken	geschmiert
Längspreßsitz: Welle aus Stahl			
Außenteil (Nabe) aus: Stahl		0,07 ... 0,15	0,06 ... 0,10
G-AlSi 12 Cu		0,05 ... 0,09	0,04 ... 0,06
G-CuPb 10 Sn		0,05 ... 0,09	0,03 ... 0,06
Grauguß		0,10 ... 0,20	0,04 ... 0,08
Querpreßsitz: Stahl/Stahl-Paarung			
Druckölpreßverbände, normal gefügt mit Mineralöl:			0,08 ... 0,12
Druckölpreßverbände entfettet, mit Glyzerin gefügt:			0,14 ... 0,18
Schrumpfsitz, nach Erwärmung bis 300°C:			0,10 ... 0,16
Schrumpfsitz entfettet, nach Erwärmung bis 300°C:		0,15 ... 0,25	
Querpreßsitz: Stahl/Gußeisen-Paarung			
Druckölpreßverbände, normal gefügt mit Mineralöl:			0,08 ... 0,12
Druckölpreßverbände mit entfetteten Fügeflächen:		0,10 ... 0,16	
Querpreßsitz: Stahl/Leichtmetall-Paarung (trocken):		0,10 ... 0,15	
Querpreßsitz: Stahl/Schwermetall-Paarung (trocken):		0,17 ... 0,25	

Mit dem Fugendurchmesser D_F und der Nabenbreite b kann die erforderliche Flächenpressung in der Fügefläche, abhängig von der äußeren Belastung berechnet werden. Der Anwendungsfaktor K_A ist Tab. 6.4 zu entnehmen.

a) Zur Übertragung eines Drehmomentes T :

$$p_{\min} = \frac{2 T_{\text{nenn}} \cdot K_A}{\mu \pi D_F^2 b}, \quad (2.10)$$

b) zur Übertragung einer Axialkraft F_a :

$$p_{\min} = \frac{F_{a, \text{nenn}} \cdot K_A}{\mu \pi D_F b}, \quad (2.11)$$

c) zur Übertragung von T und F_a :

$$p_{\min} = \frac{\sqrt{F_{a, \text{nenn}}^2 + \frac{4 T_{\text{nenn}}^2}{D_F^2}}}{\mu \pi D_F b} K_A. \quad (2.12)$$

Größte zulässige Flächenpressung. Die Flächenpressung in der Fuge und die Spannungen im Innen- und Außenteil lassen sich aus elastizitätstheoretischen Betrachtungen am dickwandigen, unendlich langen Hohlzylinder ableiten. Das Innenteil ist ein Hohl- oder Vollzylinder unter Außendruck, das Außenteil ein Hohlzylinder unter Innendruck. Unter der Voraussetzung, daß ein ebener Spannungszustand vorliegt, können die Beanspruchungen in Innen- und Außenteil nach den Methoden der Festigkeitslehre berechnet werden.

Infolge der relativ kurzen Naben herrscht natürlich kein zwei- sondern ein dreidimensionaler Spannungszustand. Für den praktischen Gebrauch hat sich jedoch die zweidimensionale Betrachtungsweise als ausreichend genau erwiesen.

Der Verlauf der Spannungen in Welle und Nabe ist für eine Hohl- und Vollwellenpreßverbindung in Abb. 2.52 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, daß für Hohlwelle und Nabe die größten Spannungen am jeweiligen Innendurchmesser auftreten, hingegen bei einer Vollwelle die Spannungen in radialer Richtung

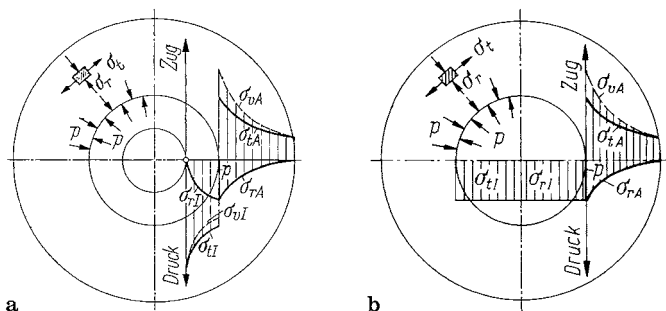


Abb. 2.52. Spannungsverlauf in einer Preßverbindung: a) Hohlwelle; b) Vollwelle

konstant sind. Da ein zweidimensionaler Spannungszustand vorliegt, müssen an den höchstbeanspruchten Stellen aus σ_r und σ_t die Vergleichsspannungen bestimmt werden. Infolge äußerer Belastungen bilden sich in der Fügefläche zusätzlich Schubspannungen aus. Als Vergleichsspannungshypothese empfiehlt DIN 7190 eine modifizierte Schubspannungshypothese (MSH), die gegenüber der Gestaltänderungshypothese (GEH) auf der sicheren Seite liegt. Die Abweichungen sind in den meisten Fällen aber nicht sehr groß, außerdem verringert sich der Berechnungsaufwand gegenüber der GEH.

Nach der MSH berechnet sich die Vergleichsspannung bei Berücksichtigung des zu übertragenden Torsionsmomentes

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{ti} - \sigma_{ri})^2 + 4 \tau_t^2}.$$

Die aus dem Torsionsmoment resultierende Schubspannung kann näherungsweise $\tau_t = \mu \cdot p$ gesetzt werden. Da die Reibbeiwerte für technische Oberflächen klein sind, können die Schubspannungen gegenüber den Normalspannungen vernachlässigt werden. Mit den Spannungsgleichungen am dickwandigen, offenen Hohlzylinder ist die größte Vergleichsspannung

$$\sigma_v = p \cdot \frac{2}{1 - Q^2}.$$

Dabei gilt für die Nabe: $Q = Q_A = D_F/D_{Aa}$,
und für die Welle: $Q = Q_I = D_{II}/D_F$.

Die Festigkeitsbedingung lautet nach der MSH

$$\sigma_v \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}.$$

Für die zulässige Werkstoffbeanspruchung wird $\sigma_{zul} = R_e/S_F$ bzw. für spröde Werkstoffe $\sigma_{zul} = R_m/S_B$ gesetzt, wobei die Sicherheit gegen plastische Verformungen $S_F \geq 1,2$ und gegen Bruch $S_B \geq 2$ sein sollte.

Als größte zulässige Flächenpressung ergibt sich dann für die Nabe am Durchmesser D_{Ai} :

$$p_{\max} = \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}, \quad (2.13)$$

für die Hohlwelle am Durchmesser D_{II} :

$$p_{\max} = \frac{1 - Q_I^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}. \quad (2.14)$$

für die Vollwelle:

$$p_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}. \quad (2.15)$$

Die Beanspruchung des Außenteils wird ausschließlich statisch betrachtet, auch wenn die äußeren Belastungen dynamischen Charakter aufweisen. Dage-

gen muß beim Festigkeitsnachweis einer dynamisch beanspruchten Welle die durch die Preßverbindung entstehende Kerbwirkung berücksichtigt werden (siehe Kap. 4.2).

Haftmaß. Die Flächenpressung in der Fuge ist abhängig vom nutzbaren Teil des Übermaßes der Welle gegenüber der Nabe, dem Haftmaß Z

$$Z = |\Delta d_{\text{la}}| + |\Delta d_{\text{Ai}}|.$$

Dieses Haftmaß ist gerade so groß wie die elastischen Durchmesseränderungen nach dem Fügen. Dabei wird die Nabe in Umfangsrichtung vergrößert und die Welle verkleinert. Gleichzeitig tritt in radialer Richtung bei der Nabe eine Querdehnung und bei der Welle eine Querverkürzung auf. Die Durchmesseränderungen sind somit vom Elastizitätsmodul E und von der Querkontraktionszahl ν abhängig (Tab. 2.16).

Durchmesser verkleinerung der Welle:

$$\Delta d_{\text{la}} = \frac{p}{E_1} D_F \left(\frac{1 + Q_1^2}{1 - Q_1^2} - \nu_1 \right).$$

Durchmesser vergrößerung der Nabe:

$$\Delta d_{\text{Ai}} = \frac{p}{E_A} D_F \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right).$$

Für die kleinste erforderliche Flächenpressung ergibt sich somit das Mindesthaftmaß:

$$Z_{\min} = p_{\min} D_F \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{1 + Q_1^2}{1 - Q_1^2} - \nu_1 \right) + \frac{1}{E_A} \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right) \right]. \quad (2.16)$$

Und für die größte zulässige Flächenpressung ein maximales Haftmaß

$$Z_{\max} = p_{\max} D_F \left[\frac{1}{E_1} \left(\frac{1 + Q_1^2}{1 - Q_1^2} - \nu_1 \right) + \frac{1}{E_A} \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right) \right]. \quad (2.17)$$

Übermaß. Beim Fügen werden die Oberflächen durch plastisches Einebnen der Rauigkeitsspitzen geglättet. Deshalb kann das gemessene Übermaß vor dem Fügen nicht voll in Verformungen der gefügten Teile umgesetzt werden. Das für die Pressung maßgebende Haftmaß ist somit das um die Glättung G verminderte Übermaß U

$$Z = U - \Delta U = U - G.$$

Eine genaue Bestimmung der Glättung ist wegen der komplexen Einflüsse äußerst schwierig. In der Praxis erfolgt daher die Berechnung des Übermaßverlustes überschlägig nach DIN 7190. Danach beträgt die Glättung jeder Oberfläche ca. 40 % der gemittelten Rauhtiefe R_z

$$G = 2 \cdot (0,4 \cdot R_{z1} + 0,4 \cdot R_{zA}).$$

Unter Berücksichtigung des Übermaßverlustes gilt dann für das erforderliche Mindestübermaß:

$$U_{\min} = Z_{\min} + 0,8 (R_{zI} + R_{zA}). \quad (2.18)$$

Die größte, gerade noch zulässige Flächenpressung wird mit dem maximalen Übermaß erzielt.

$$U_{\max} = Z_{\max} + 0,8 (R_{zI} + R_{zA}). \quad (2.19)$$

Für die Fertigung ist eine ISO-Passung anzugeben, die folgende Bedingungen erfüllt:

$$U_k \geq U_{\min} \quad \text{und} \quad U_g \leq U_{\max}.$$

Wird eine Passung gewählt, die diesen Anforderungen gerecht wird, ist sichergestellt, daß die äußeren Belastungen sicher übertragen werden und die Bauteile nicht überbeansprucht werden.

Abbildung 2.53 zeigt den Berechnungsablauf zur Bestimmung einer geeigneten Passung. Da in der Nabenbohrung die größten Spannungen auftreten, genügt es in der Regel, wenn nur die Nabe für die Berechnung berücksichtigt wird. Nur wenn die Festigkeitsgrenzwerte des Wellenwerkstoffes wesentlich niedriger sind als die der Nabe, müssen die maximalen Pressungen in der Welle berechnet werden. $Z_{\max}$ wird dann mit dem kleinsten auftretenden $p_{\max}$ -Wert ermittelt.

Außerdem kann die Aufgabe auch umgekehrt gelöst werden. Das heißt, bei gegebener Passung kann das übertragbare Drehmoment oder die Axialkraft bestimmt und die Bauteilsicherheiten berechnet werden (Abb. 2.54).

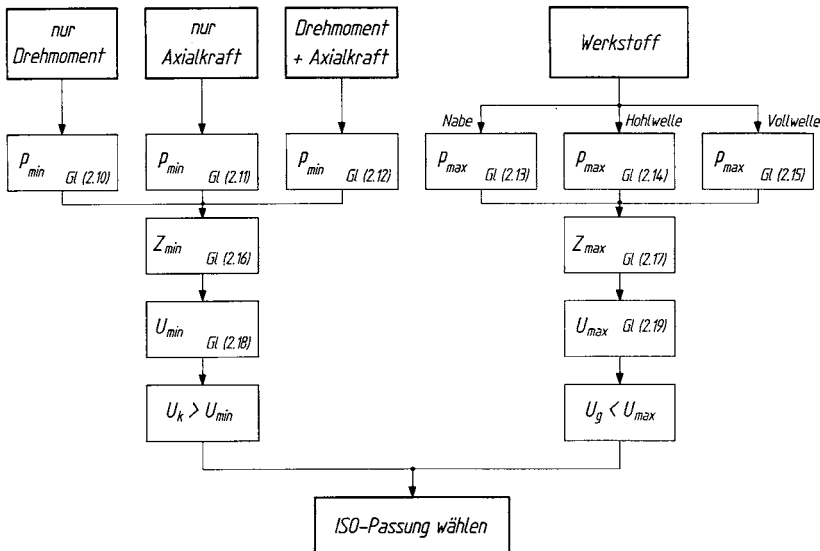


Abb. 2.53. Ablaufplan zur Bestimmung der Übermaße (gegeben: Belastungen und Werkstoff)

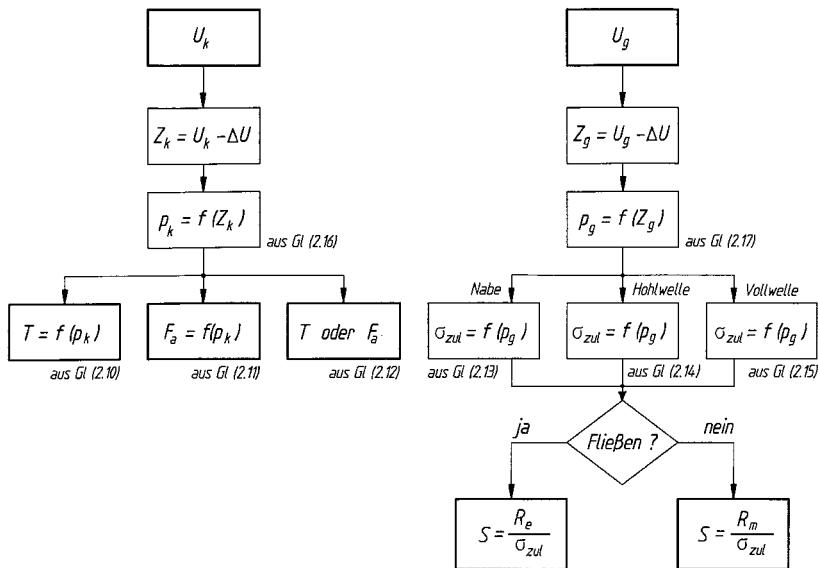


Abb. 2.54. Ablaufplan zur Bestimmung der übertragbaren Belastungen (gegeben: Passungen)

Preßkräfte bei Längspreßsitzen. Die zum Fügen notwendige axiale Einpreßkraft ist zu Beginn des Einpreßvorgangs Null und steigt dann etwa linear mit zunehmender Einpreßtiefe auf einen Maximalwert an, der annähernd der übertragbaren Axialkraft der Preßverbindung entspricht (Abb. 2.55). Für die gewählte Passung beträgt die größte Einpreßkraft

$$F_e = p_g \mu \pi D_F b. \quad (2.20)$$

Dabei ist p_g die größte Fugenpressung, die sich infolge des vorhandenen Größtübermaßes U_g der gewählten Passung einstellt.

Das Lösen einer Längspreßverbindung erfolgt mit umgekehrter Krafrichtung. Einen auf der sicheren Seite liegenden Wert für die Auspreßkraft ergibt sich, wenn mit dem Haftreibungskoeffizienten beim Lösen gerechnet wird.

Fügetemperaturen bei Querspreßsitzen. Um ein kräftefreies Fügen von Schrumpf- und Dehnpreßsitzen zu ermöglichen, ist ein Fügenspiel von 1‰ des Fugendurchmessers vorzusehen

$$\Delta D = 0,001 \cdot D_F.$$

Dieses Fügenspiel muß zusätzlich zum größten Übermaß U_g durch Erwärmen der Nabe oder Abkühlen der Welle berücksichtigt werden.

Schrumpfsitz. Die erforderliche Fügetemperatur des Außenteils errechnet sich aus

$$t_A = t_U + \frac{U_g + \Delta D}{\alpha_A D_F}$$

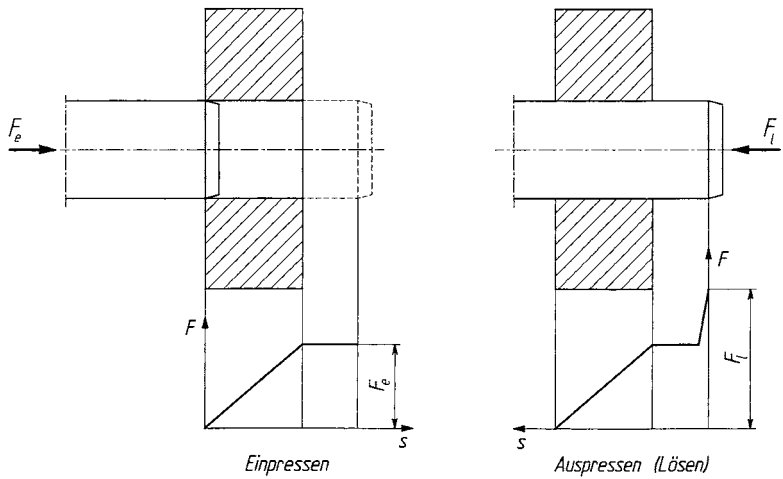


Abb. 2.55. Preßkräfte bei Längspresssitzen

Tabelle 2.16. Querkontraktionszahl, Elastizitätsmodul und linearer Wärmeausdehnungskoeffizient metallischer Werkstoffe

Werkstoffe	Querkontraktionszahl ν [-]	Elastizitätsmodul E [N/mm ²]	Längenausdehnungskoeffizient α [10 ⁻⁶ /K]	
			Erwärmen	Abkühlen
MgAl 8 Zn AlMgSi	0,3 0,34	65000 ... 75000	23	- 18
GG-10; GG-15	0,24	100000	10	- 8
GG-20; GG-25	0,24 ... 0,26	105000; 130000		
GGG-50	0,28 ... 0,29	170000		
Temperguß	0,25	90000 ... 100000	11	- 8,5
Stahl	0,3 ... 0,31	200000 ... 235000		
Bronze	0,35	110000 ... 125000	16	- 14
Rotguß	0,35 ... 0,36		17	- 15
CuZn 40 Pb 3	0,37	80000 ... 125000	18	- 16
CuZn 37	0,36			

wobei t_U die Umgebungstemperatur bzw. die Temperatur der Welle und α_A der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient des Nabenwerkstoffes sind (Tabelle 2.16).

Dehnsitz. Bei einem Dehnsitz muß das Innenteil auf die Temperatur t_I abgekühlt werden:

$$t_I = t_U - \frac{U_g + \Delta D}{|\alpha_I| D_F}.$$

Dabei ist t_U die Temperatur der Nabe, und α_I der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient des Wellenwerkstoffes (Tabelle 2.16).

1. Beispiel: Berechnung eines Preßsitzes nach Abb. 2.53.

Auf eine Vollwelle aus E360 (St 70) mit $D_{Ia} = 120$ mm soll ein schrägverzahntes Zahnrad aus 16MnCr5 mit $D_{Aa} = 240$ mm und einer Nabenbreite von $b = 120$ mm aufgeschumpft werden. Die Welle ist feingeschliffen ($R_{zA} = 4 \mu\text{m}$) und die Bohrung ausgerieben ($R_{zI} = 6 \mu\text{m}$). Die Welle-Nabe-Verbindung muß ein Drehmoment von $T = 700$ Nm und infolge der Schrägverzahnung eine zusätzliche Axialkraft von $F_a = 2000$ N bei einer Rutschsicherheit von $S_R = 2$ übertragen ($K_A = 1$).

$$Q_a = \frac{D_F}{D_{Aa}} = \frac{120}{240} = 0,5 \quad \text{und} \quad Q_I = \frac{D_{II}}{D_F} = \frac{0}{120} = 0$$

a) Mit $\mu = 0,1$ wird das erforderliche Kleinstübermaß:

$$\begin{aligned} \text{Gl. (2.12)} \quad p_{\min} &= \frac{S_R}{\mu \pi D_F b} \sqrt{F_a^2 + \frac{4 T^2}{D_F^2}} \\ &= \frac{2}{0,1 \cdot \pi \cdot 120 \cdot 120} \sqrt{2000^2 + \frac{4 \cdot (700 \cdot 10^3)^2}{120^2}} = 5,23 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gl. (2.16)} \quad Z_{\min} &= p_{\min} D_F \left[\frac{1}{E_I} \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1}{E_A} \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right) \right] \\ Z_{\min} &= 8 \mu\text{m} \end{aligned}$$

$$\text{Gl. (2.18)} \quad U_{\min} = Z_{\min} + 0,8 (R_{zI} + R_{zA}) = 8 + 0,8 \cdot 10 = \underline{16 \mu\text{m}}$$

b) Mit $R_e = 630$ N/mm² für die Nabe wird das zulässige Größtübermaß:

$$\text{Gl. (2.13)} \quad p_{\max} = \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_e}{S_F} = \frac{1 - 0,5^2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{630}{1,3} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Gl. (2.17)} \quad Z_{\max} = p_{\max} \cdot D_F [\] = 210 \cdot 120 \cdot [\] = 356 \mu\text{m}$$

$$\text{Gl. (2.19)} \quad U_{\max} = Z_{\max} + 0,8 (R_{zI} + R_{zA}) = 356 + 8 = \underline{364 \mu\text{m}}$$

c) Passung auswählen:

$$\varnothing 120_{\text{r6}}^{\text{H7}} \rightarrow U_{\text{k}} = 19 \mu\text{m} \quad \text{und} \quad U_{\text{g}} = 76 \mu\text{m}$$

$$\varnothing 120_{\text{s6}}^{\text{H7}} \rightarrow U_{\text{k}} = 44 \mu\text{m} \quad \text{und} \quad U_{\text{g}} = 101 \mu\text{m} \text{ (gewählt)}$$

d) Mit $\alpha_{\text{A}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ ist die erforderliche Erwärmung der Nabe:

$$t_{\text{A}} = t_{\text{u}} + \frac{U_{\text{g}} + \Delta D}{\alpha_{\text{A}} D_{\text{F}}} = 20^{\circ} + \frac{101 \cdot 10^{-3} + 0,001 \cdot 120}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 120} = 187^{\circ}\text{C}$$

gewählt: $t_{\text{A}} \approx 200^{\circ}\text{C}$.

2. Beispiel: Berechnung eines Preßsitzes nach Abb. 2.54.

Für die Befestigung einer Topfscheibe aus Grauguß auf eine senkrechte Welle aus Stahl ist eine Preßverbindung mit $\varnothing 50_{\text{H7}}^{\text{H7}}$ und $\varnothing 50_{\text{s6}}$ vorgesehen. Die axiale Belastung aus der Gewichtskraft beträgt $F_{\text{a}} = 0,4 \text{ kN}$ ($K_{\text{A}} = 1$).

Gegeben:

Welle (E 295 bzw. St 50-2)

Nabe (EN-GJL-200 bzw. GG-20)

$$R_{\text{ZI}} = 4 \mu\text{m}$$

$$R_{\text{ZA}} = 6 \mu\text{m}$$

$$\nu_{\text{I}} = 0,3$$

$$\nu_{\text{A}} = 0,25$$

$$E_{\text{I}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$E_{\text{A}} = 1,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

Gesucht wird das übertragbare Drehmoment und die Sicherheit gegen Überbeanspruchung in der Nabe.

$$Q_{\text{a}} = \frac{D_{\text{F}}}{D_{\text{Aa}}} = \frac{50}{70} = 0,71 \quad \text{und} \quad Q_{\text{I}} = \frac{D_{\text{II}}}{D_{\text{F}}} = \frac{0}{50} = 0$$

Aus $\varnothing 50_{\text{H7}}^{\text{H7}}$ und $\varnothing 50_{\text{s6}}$ folgt: $U_{\text{k}} = 18 \mu\text{m}$ und $U_{\text{g}} = 59 \mu\text{m}$

a) Mit $\mu = 0,1$ und der Nabenbreite $b = 60 \text{ mm}$ wird das übertragbare Moment:

$$Z_{\text{k}} = U_{\text{k}} - \Delta U = 18 - 0,8 \cdot 10 = 10 \mu\text{m}$$

$$\text{aus Gl. (2.16)} \quad p_{\text{k}} = \frac{Z_{\text{k}}}{D_{\text{F}} \left[\frac{1}{E_{\text{I}}} (1 - \nu_{\text{I}}) + \frac{1}{E_{\text{A}}} \left(\frac{1 + Q_{\text{A}}^2}{1 - Q_{\text{A}}^2} + \nu_{\text{A}} \right) \right]} = 5,7 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{aus Gl. (2.12)} \quad T = D_{\text{F}} \sqrt{\frac{(p_{\text{k}} \mu \pi D_{\text{F}} b)^2 - F_{\text{a}}^2}{4}}$$

$$T = 50 \sqrt{\frac{(5,7 \cdot 0,1 \cdot \pi \cdot 50 \cdot 60)^2 - 400^2}{4}} = 134 \text{ Nm}$$

b) Mit $R_m = 200 \text{ N/mm}^2$ für die Nabe ist die Sicherheit:

$$Z_g = U_g - \Delta U = 59 - 8 = 51 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\text{aus Gl. (2.17)} \quad p_g = \frac{Z_g}{D_F [\text{ }]} = \frac{51}{50 [\text{ }]} = 29 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{aus Gl. (2.13)} \quad \sigma_{zul} = \frac{\sqrt{3} p_g}{1 - Q_A^2} = \frac{\sqrt{3} \cdot 29}{1 - 0,71} = 101 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Sicherheit} \quad S = \frac{R_m}{\sigma_{zul}} = \frac{200}{101} = 2.$$

Elastisch-plastische Auslegung von Preßverbänden. Um die Festigkeit der Wellen- und Nabenwerkstoffe besser auszunützen, können unter bestimmten Umständen elastisch-plastische Beanspruchungen des Außen- und/oder Innenteils zugelassen werden. Das heißt, die Bauteile werden nicht nur elastisch, sondern über die Fließgrenze hinaus zum Teil auch plastisch verformt. Durch die dadurch entstehende größere Flächenpressung können natürlich auch größere äußere Belastungen übertragen werden. Voraussetzung dafür ist, daß sich die Werkstoffe auch über den elastischen Bereich hinaus duktil verhalten.

Da bei einer elastisch-plastischen Auslegung die kontinuumsmechanischen Grundlagen wesentlich komplizierter sind als bei einer rein elastischen Auslegung, muß in diesem Rahmen auf eine rechnerische Behandlung verzichtet werden. An dieser Stelle wird auf die DIN 7190 und auf [24] verwiesen.

Zu beachten ist, daß bei einer elastisch-plastisch beanspruchten zylindrischen Preßverbindung eine Demontage praktisch nicht mehr möglich ist. Die erforderlichen Auspreßkräfte werden sehr groß und eine schwere Beschädigung der Fügeflächen ist unvermeidbar.

Gestaltung von Preßverbindungen. Bei der elastischen Auslegung zylindrischer Pressverbände wurden gleiche Längen von Innen- und Außenteil angenommen, damit sich über der Fugenlänge ein konstanter Verlauf der Pressung sowie der Radial- und Tangentialspannungen einstellt. In der Praxis ragt meistens das Innenteil über das Außenteil hinaus (Welle länger als Nabe). Dadurch liegt kein gleichmäßiger Pressungs- und Spannungsverlauf mehr vor (Abb. 2.56). Die Spannungsspitzen können das zwei- bis dreifache der rechnerischen Fugenpressung betragen. Abb. 2.57 zeigt einige Beispiele, wie diese Spannungsspitzen reduziert werden können. Der Einfluß auf die Dauerfestigkeit der Welle kann mit der Kerbwirkungszahl β_k erfaßt werden (Tabelle 2.17).

Darüber hinaus sollten bei der Gestaltung von Preßverbindungen folgende Richtlinien beachtet werden:

1. Keine Nuten (z.B. Paßfedernuten) oder Einstiche innerhalb von Sitzen vorsehen.

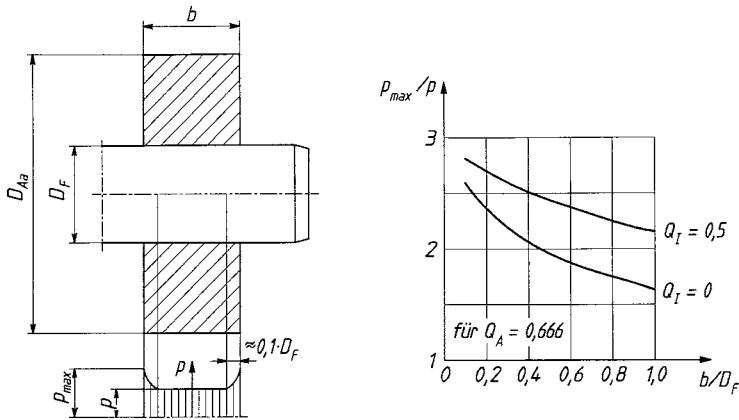


Abb. 2.56. Pressungsverteilung bei überstehenden Wellen

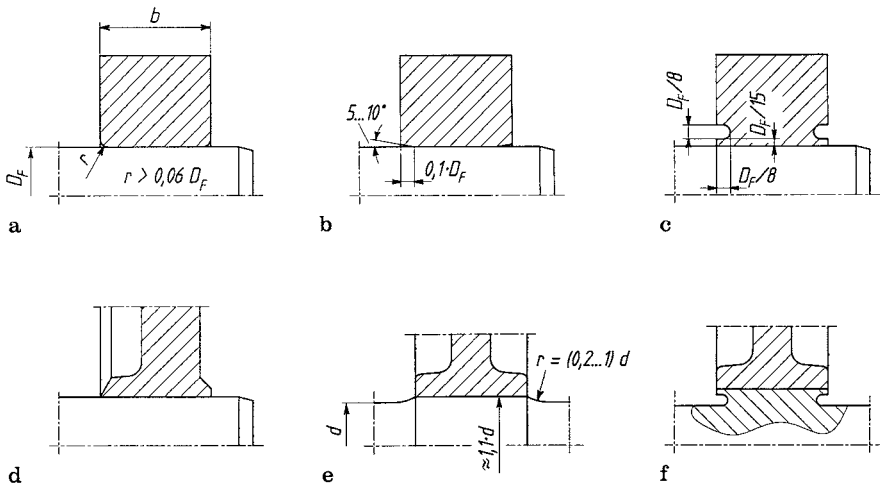


Abb. 2.57. Verringerung der Fugenpressung am Wellenende

2. Bei Längspreßsitzen sind die Stirnkanten der Wellen mit 5° auf einer Länge von

$$l_e \approx \sqrt[3]{D_F}$$

anzufasen.

3. Sacklöcher müssen entlüftet oder noch besser vermieden werden.

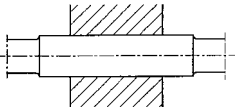
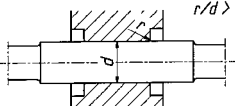
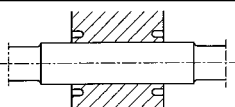
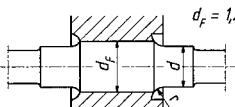
4. Als Richtwerte für die gemittelte Rauhtiefe können angegeben werden:

Längspreßsitz $R_z = 2,5 \dots 16 \mu\text{m}$,

Querspreßsitz $R_z = 6,3 \dots 16 \mu\text{m}$.

5. Zur Festlegung der Nabe können die Erfahrungswerte der Kegelsitzverbindung verwendet werden.

Tabelle 2.17. Kerbwirkungszahlen für Wellen mit Preßverbänden (nach Wächter)

Nabenform	Passung	Kerbwirkungszahl β_K					
		R_m [N/mm ²]	400	600	800	1000	1200
	H 8/u 8	Biegung	1,8	2,2	2,5	2,7	2,9
		Torsion	1,2	1,4	1,6	1,8	1,9
	H 8/u 8	Biegung	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3
		Torsion	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
	H 8/u 8	Biegung	1,5	1,7	1,9	2,1	2,2
		Torsion	1,0	1,1	1,3	1,4	1,5
	H 8/u 8	Biegung	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
		Torsion	1,0	1,0	1,1	1,2	1,2

2.4.6
Klemmverbindungen

Bei den Klemmverbindungen (Abb. 2.58) wird die erforderliche Flächenpressung in der Fügefläche durch äußere Kräfte, meist mittels Schrauben, erzeugt. Es werden Verbindungen mit geteilter oder geschlitzter Nabe ausgeführt. Bei geschlitzten Naben kann die Spannkraft auch von einem Exzenter aufgebracht werden (Abb. 2.58 d). Sie erlauben ein drehmomentfreies Spannen und können ohne Werkzeug schnell und sicher betätigt werden. Klemmverbindungen werden vorzugsweise zur Übertragung von kleineren und wenig schwankenden Drehmomenten und Axialkräften eingesetzt. Spannexzenter werden nicht nur für Klemmverbindungen eingesetzt, sondern auch für das Spannen beim Bearbeiten von Werkstücken. Ihr Vorteil besteht darin, daß die Nabenstellung sowohl in Längs- als auch in Umfangsrichtung leicht einstellbar ist. So lassen sich Räder, Hebel und dergleichen sehr einfach auf glatten Wellen befestigen.

Gelegentlich werden auch selbsthemmende Klemmringe eingesetzt (Abb. 2.59). Dabei werden durch die Kippkraft F_K Kantenpressungen in A und B erzeugt, die eine axiale Bewegung verhindern. Als typisches Anwendungsbeispiel hierzu sei die Schraubzwinde erwähnt.

Berechnung. Eine gleichmäßige Verteilung der Flächenpressung über die gesamte Fügefläche stellt sich in guter Näherung nur bei einer biegeweichen Nabe

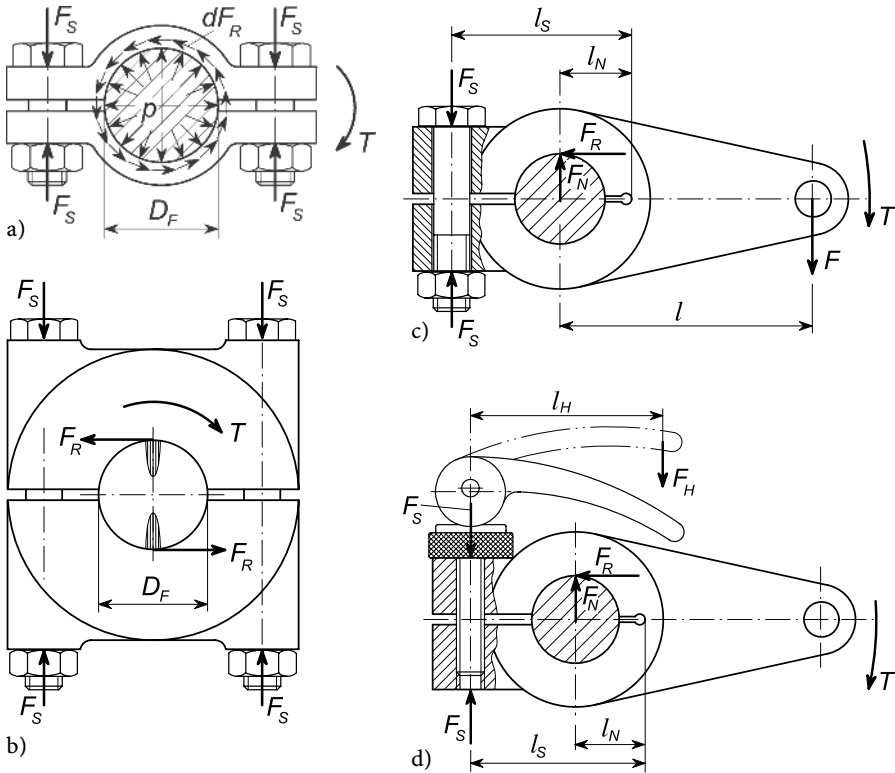
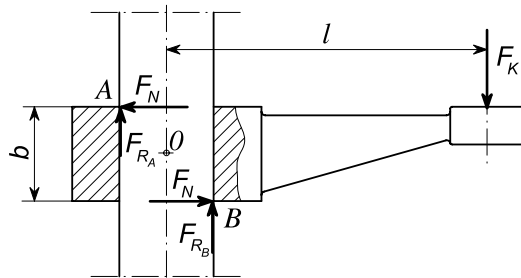


Abb. 2.58. Klemmverbindungen: a) mit geteilter, biegeweicher Nabe; b) mit geteilter, biegesteifer Nabe; c) mit geschlitzter Nabe und Schraube; d) geschlitzte Nabe mit Spannzenter

Abb. 2.59. Selbsthemmende Klemmverbindung



ein. Das heißt, die Nabe muß so gestaltet sein, daß sie sich vollständig an die Welle anschmiegt (dünn und elastisch).

Geteilte Nabe. Ist F_R die gesamte tangential wirkende Reibkraft und F_N die gesamte Normalkraft auf die Umfangsfläche, so gilt nach Abb. 2.58a für das Grenzreibungsmoment

$$T_R = \frac{D_F}{2} F_R = \frac{D_F}{2} F_N \mu$$

mit den über den Umfang verteilten Gesamtkräften

$$F_R = \int_{(U)} dF_R = \int_{(U)} \mu \cdot dF_N = \int_{\varphi=0}^{2\pi} \mu \cdot p \cdot b \cdot \frac{D_F}{2} \cdot d\varphi = \mu \cdot p \cdot b \cdot D_F \cdot \pi.$$

Die Spannkraft F_{Sp} wird von n Schrauben aufgebracht, die den konstanten Lochleibungsdruck

$$p = \frac{F_{Sp}}{b D_F} = \frac{n F_S}{b D_F}$$

hervorrufen (b = Nabenbreite).

Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich für eine biegeweiche Nabe (p = konst) das übertragbare Drehmoment

$$T \leq T_R = F_R \cdot \frac{D_F}{2} = n \cdot F_S \cdot \mu \cdot \frac{\pi}{2} \cdot D_F. \quad (2.21a)$$

Punkt- oder linienförmige Berührung zwischen Innen- und Außenteil, wie sie bei sehr biegesteifen Naben oder bei extremen Spielpassungen auftreten, sind zu vermeiden. Nach Abb. 2.58b errechnet sich das übertragbare Drehmoment einer biegesteifen Nabe zu

$$T \leq T_R = n \cdot F_S \cdot \mu \cdot D_F. \quad (2.21b)$$

Bei gleicher Vorspannung und identischen geometrischen Abmessungen kann eine Nabe mit gleichmäßiger Pressungsverteilung somit eine um den Faktor $\pi/2$ größeres Drehmoment übertragen. Da es sich bei beiden Rechenmodellen (biegeweich und biegesteif) um Extreme handelt, wird die Realität irgendwo dazwischen liegen. Die Berechnung der übertragbaren Drehmomente nach Gl. 2.21 mit dem Gleitreibungskoeffizienten ergibt konservative Werte.

Geschlitzte Nabe mit Schrauben. Zur Berechnung der erforderlichen Schraubenkräfte F_S denkt man sich im Schlitzgrund ein Gelenk und betrachtet die Nabhälften als Hebel (Abb. 2.58c). Bei n Schrauben gilt nach dem Hebelgesetz

$$n \cdot F_S = \frac{l_N}{l_S} F_{Sp}.$$

Analog zur geteilten Nabe wird bei konstanter Flächenpressung (biegeweiche Nabe) das übertragbare Drehmoment

$$T \leq T_R = n F_S \mu \frac{\pi}{2} D_F \frac{l_S}{l_N} \quad (2.22a)$$

und bei einer biegesteifen Nabe

$$T \leq T_R = n F_S \mu D_F \frac{l_S}{l_N}. \quad (2.22b)$$

Geschlitzte Nabe mit Spannexzenter. Als Rechenmodell für die Kraftübersetzung wird der Keil zugrunde gelegt. Der Keil entsteht als abgewinkelte Spirale des Exzenters. Durch Drehung des Grundkreises r_b wird der Keil verschoben. Aus

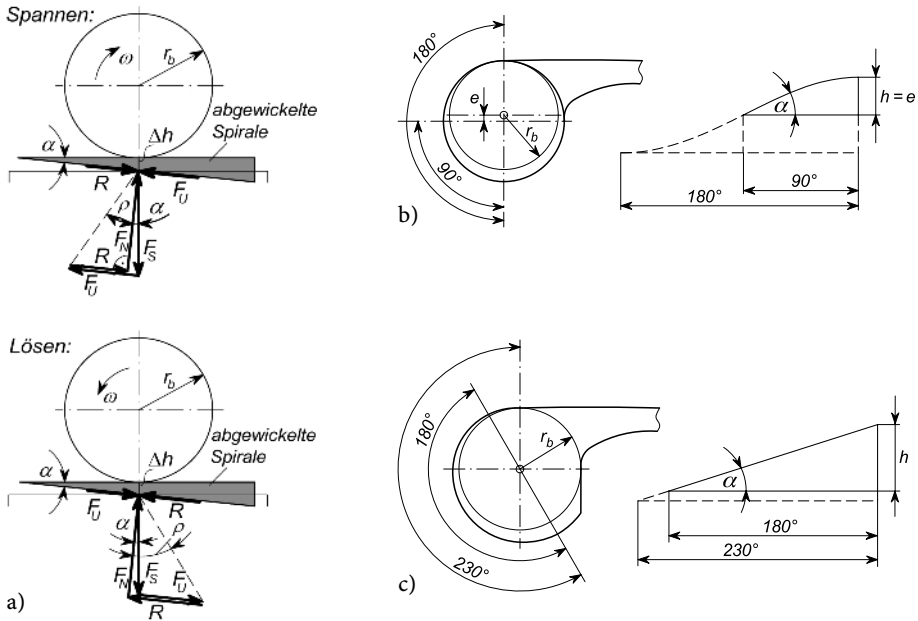


Abb. 2.60. Spannexzenter: a) Rechenmodell für Kräfte am Exzenter; b) Kreisexzenter; c) Spiralexzenter

dem Krafteck nach Abb. 2.60a ergibt sich beim Spannen die zum Verschieben erforderliche Umfangskraft

$$F_U = F_N \cdot \tan(\alpha + \rho) .$$

Für kleine Steigungswinkel α gilt mit ausreichender Genauigkeit

$$F_U = F_N \cdot \tan(\alpha + \rho) \approx F_S \cdot \tan(\alpha + \rho) .$$

Beim Kreisexzenter sind die Kraftverhältnisse etwas komplexer als beim Spiralexzenter da die Steigung über der Verdrehwinkel nicht konstant ist. Mit der Annahme einer konstanten Steigung erhält man jedoch ein für alle Exzenter ausreichend genaues Rechenmodell.

Vernachlässigt man, dass der Hebelarm für die Umfangskraft F_U nicht konstant ist, das heißt, $F_U \cdot (r_b + \Delta h) \approx F_U \cdot r_b$, kann das Verhältnis Spannkraft bzw. Schraubenkraft F_S am Exzenter zu Handkraft F_H einfach aus dem Momentengleichgewicht $F_U \cdot r_b = F_H \cdot l_H$ berechnet werden:

$$\frac{F_S}{F_H} = \frac{l_H}{r_b \cdot \tan(\alpha + \rho)} \quad (2.23)$$

Das übertragbare Drehmoment in Abhängigkeit von F_S kann nach Gl. 2.22a bzw. 2.22b berechnet werden.

Die vorhandene Schraubenkraft F_S am Exzenter ist abhängig vom Hub h des Exzenter, der wiederum die Längenänderung f_s des Schraubenbolzens be-

stimmt. Da es sich hierbei um eine vorgespannte Schraubenverbindung handelt, wird abhängig von den Steifigkeiten die Schraube um f_s gedehnt und gleichzeitig die verspannten Teile um f_p zusammengedrückt (Reihenschaltung). Deshalb ist f_s nicht gleich h . Sind die Steifigkeiten bzw. Nachgiebigkeiten von Schraube und verspannten Teilen (Nabe) bekannt, kann die Spannkraft F_s mit Hilfe des Verspannungsschaubildes nach Kap. 2.7.5.1 berechnet werden.

$$F_V = F_s = \frac{R_p \cdot R_s}{R_p + R_s} h \quad (2.24)$$

Um ein selbsttätiges Lösen des Spannexzenter zu vermeiden, muss Selbsthemmung vorliegen. Wie beim Kegelsitz und der Schraube liegt auch hier Selbsthemmung vor, wenn der Steigungswinkel α kleiner als der Reibungswinkel ρ ist. Aus Abb. 2.60a geht hervor, dass in diesem Fall zum Lösen eine Umfangskraft in Löserichtung notwendig ist. Für den Fall, dass $\rho < \alpha$ ist, muss die Kraft F_U entgegen der Löserichtung aufgebracht werden, damit die Verbindung sich nicht selbsttätig löst. Für die Selbsthemmungsbedingung gilt somit

$$\alpha > \rho = \arctan \mu$$

Analog zu Gl. 2.23 lässt sich dann die Handkraft zum Lösen des Spannexzenter berechnen:

$$F_{HL} = F_s \frac{r_b \cdot \tan(\alpha - \rho)}{l_H}$$

Liegt Selbsthemmung vor, wird die Handkraft F_{HL} somit negativ, für nicht selbsthemmende Exzenter dagegen positiv.

Kreisexzenter. Einfach und kostengünstig herstellbar sind Exzenter mit kreisförmigem Grundkörper (Abb. 2.60b). Der maximale Schwenkwinkel beträgt 180° . Da der Steigungswinkel α über den Schwenkwinkel nicht konstant ist, verändert sich sowohl die Selbsthemmung als auch die Kraftübersetzung über den Spannweg. Bei einem Kreisexzenter wird deshalb in der Regel nur der Bereich zwischen 90° und 180° als Spannweg genutzt. Als weiterer Nachteil ergibt sich dadurch auch ein geringerer Hub (Hub entspricht der Exzentrizität).

Spiralexzenter. Dagegen besitzt ein Spiralexzenter (Abb. 2.60c) wie eine Schraube nach Kap. 2.7.1 eine konstante Steigung. Kraftübersetzung und Selbsthemmung verändern sich also nicht über den Schwenkwinkel. Praktisch kann hier ein Schwenkwinkel von 180° ausgenutzt werden (meist zwischen 30° und 210°). Dadurch wird der erreichbare Hub größer als beim Kreisexzenter. Die Herstellung ist jedoch auf Grund des kostenintensiven Nachfräsens ungleich höher. Als Alternative bietet sich hier Spannschraubformstahl aus gezogenem Material 16MnCr5 an.

Selbsthemmende Klemmverbindung. Bei einer selbsthemmenden Kippkraft-Klemmverbindung nach Abb. 2.59 entstehen Reibkräfte, die entgegen der Bewegungsrichtung, also entgegen der Krafttrichtung F_K , wirken.

F_N und damit F_R sind abhängig von F_K und den Abständen b und l . Aus der Gleichgewichtsbedingung $\Sigma M_{(0)} = 0$ folgt:

$$F_N b = F_K l \rightarrow F_N = F_K \frac{l}{b}.$$

Für die Reibkraft gilt:

$$F_R = \mu F_N = \mu F_K \frac{l}{b}.$$

Selbsthemmung tritt dann ein, wenn die Summe der Haftreibungskräfte kleiner ist als die Haftgrenzkraft $F_{R \text{ Grenz}}$

$$F_{RA} + F_{RB} = F_K \leq F_{R \text{ Grenz}} = 2 \cdot \mu F_K \frac{l}{b}.$$

Daraus läßt sich leicht die Selbsthemmungsbedingung ableiten:

$$\frac{l}{b} \geq \frac{1}{2\mu}. \quad (2.25)$$

Mit $\mu = 0,1$ (St/St) ergibt sich $b < l/5$ als Bedingung für sicheres Klemmen.

2.5 Formschlußverbindungen

Bei den reinen Mitnehmerverbindungen erfolgt die Kraftübertragung allein durch Formschluß. Das heißt, über sich berührende Flächen, deren Kontakt durch die zu übertragenden Kräfte selbst aufrecht erhalten wird. Bei wechselnder Kraftrichtung müssen zusätzlich Flächenpaare angeordnet werden, was nicht immer spielfrei möglich ist und dann zum Lockern oder Ausschlagen der Verbindung führt.

Die Kräfte werden senkrecht zu den Berührflächen übertragen, wodurch vornehmlich Druck- und Scherspannungen entstehen.

Mittels Formschluß entstehen in der Regel leicht lösbare Verbindungen. Im Gegensatz zu reibschlüssigen Verbindungen sind jedoch häufig Relativverschiebungen möglich, die durch geeignete Elemente verhindert werden müssen (Kap 2.5.4).

2.5.1 Paß- und Scheibenfederverbindungen

Paßfederverbindungen sind formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen, bei denen sich die Nutenseitenflächen an die Paßfederseitenflächen anlegen. Im Gegensatz zur Keilverbindung ist zwischen dem Paßfederrücken und dem Nutgrund der Nabe ein Spiel (Rückenspiel) vorhanden. Das Drehmoment wird dadurch ausschließlich über die Flanken der Paßfeder übertragen. Deshalb sind die Paßfederbreite sowie die Nutenbreiten zu tolerieren

(Abb. 2.61). Paßfedern sind in DIN 6885 hinsichtlich ihrer Form und ihren Abmessungen, abhängig vom Wellendurchmesser, genormt (Abb. 2.62 und Tabelle 2.18).

Für die Paßfederbreite ist das Toleranzfeld h9 (Keilstahl nach DIN 6880) vorgesehen, für die Nutbreiten:

	bei festem Sitz	bei leichtem Sitz	bei Gleitsitz
in der Welle	P 9	N 9	H 8
in der Nabe	P 9	J 9	D 10

Ein Gleitsitz ist anzuwenden, wenn eine Nabe auf der Welle in Längsrichtung verschieblich sein soll. Hierbei ist die Paßfeder (Gleitfeder) in der Wellennut mittels Schrauben festzulegen. Nachteilig ist die hierdurch erhöhte Dauerbruchgefahr. Paßfederverbindungen werden verwendet, um Riemenscheiben, Zahnräder, Kupplungsflansche usw. mit Wellen fest zu verbinden.

Zur Festlegung einer bestimmten Stellung in Umfangsrichtung zwischen Welle und Nabe und zur Übertragung kleinerer Drehmomente dient vor allem im Werkzeugmaschinen- und Kraftfahrzeugbau die billigere Scheibenfeder nach DIN 6888 (Abb. 2.63), die mit der runden Seite in der Welle sitzt. Sie kann auch als Keil (Woodruff-Keil) verwendet werden, wobei sie sich mit der flachen Seite nach der Neigung der Nabennut einstellt. Die Schwächung der Welle begrenzt das Anwendungsgebiet ($\beta_k \approx 2 \dots 3$).

Berechnung. Bei genormten Wellenenden nach DIN 748 müssen Paßfedern nicht berechnet werden, da Form und Abmessungen der Paßfeder in der Norm festgelegt sind. Die bisher in der Literatur angegebenen einfachen Berechnungsvorschriften führten zu überdimensionierten Verbindungen. Als Folge umfangreicher Untersuchungen können heute die tatsächlichen Beanspruchungs- und Versagenskriterien wesentlich genauer berücksichtigt werden [DIN 6892].

In der Regel stellt bei Paßfederverbindungen die Welle das kritische Bauteil dar. Abscheren der Paßfeder oder Bruch der Nabe kommen äußerst selten vor. Das Versagen der Welle beruht auf Schwingungsverschleiß zwischen Paßfeder und Welle infolge Umlaufbiegung und/oder schwingender Torsion. DIN 6892

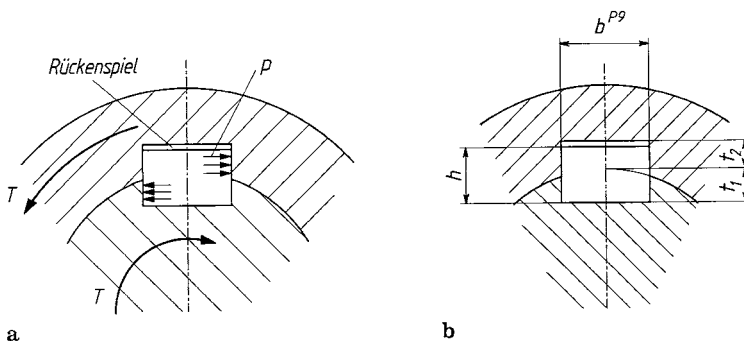


Abb. 2.61. Paßfederverbindung: a) Wirkprinzip; b) Bezeichnung und Toleranzen

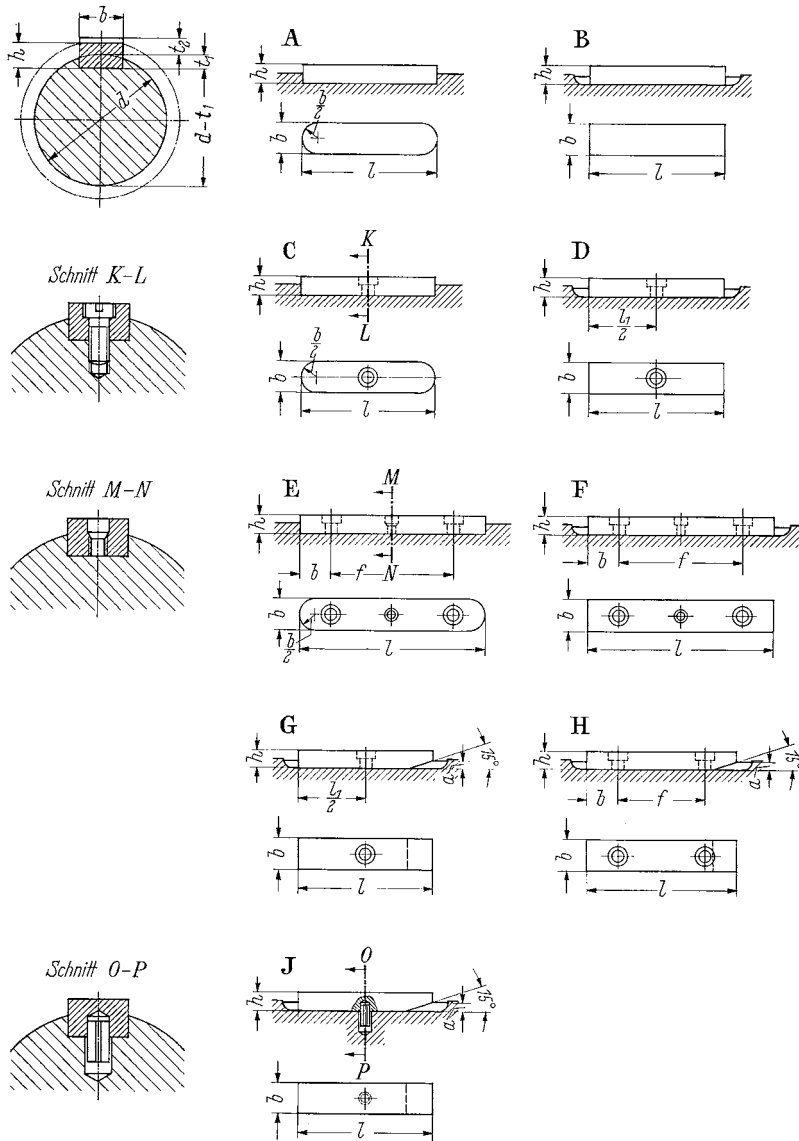


Abb. 2.62. Paßfederformen nach DIN 6885

sieht verschiedene Methoden für die Berechnung der Tragfähigkeit vor und bezeichnet sie mit A, B und C.

Methode A orientiert sich an experimentellen Untersuchungen, die das Auftreten von Schwingungverschleiß in der Paßfeder Verbindung berücksichtigen. Zur Zeit liegt jedoch noch keine Berechnungsvorschrift vor.

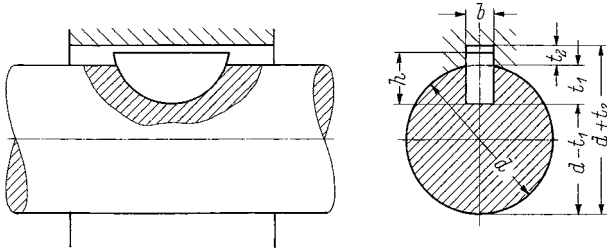
Methode B beruht auf der Berechnung der Flächenpressungen an den Kontaktstellen zwischen Welle, Paßfeder und Nabe unter Berücksichtigung der we-

Tabelle 2.18. Paßfederabmessungen

Wellendurchmesser d		Breite $\times$ Höhe $b \times h$	Hohe Form (nach DIN 6885 T 1)			Hohe Form für Werkzeugmaschinen (nach DIN 6885 T 2)		
über	bis		t_1	t_2	l	t_1	t_2	l
6	8	2×2	1,2	1,0	6 ... 20			
8	10	3×3	1,8	1,4	6 ... 36			
10	12	4×4	2,5	1,8	8 ... 45	3,0	1,1	10 ... 45
12	17	5×5	3,0	2,3	10 ... 56	3,8	1,3	12 ... 56
17	22	6×6	3,5	2,8	14 ... 70	4,4	1,7	16 ... 70
22	30	8×7	4,0	3,3	18 ... 90	5,4	1,7	20 ... 90
30	38	10×8	5,0	3,3	22 ... 110	6,0	2,1	25 ... 110
38	44	12×8	5,0	3,3	28 ... 140	6,0	2,1	32 ... 140
44	50	14×9	5,5	3,8	36 ... 160	6,5	2,6	40 ... 160
50	58	16×10	6,0	4,3	45 ... 180	7,5	2,6	45 ... 180
58	65	18×11	7,0	4,4	50 ... 200	8,0	3,1	50 ... 200
65	75	20×12	7,5	4,9	56 ... 220	8,0	4,1	56 ... 220
75	85	22×14	9,0	5,4	63 ... 250	10,0	4,1	63 ... 250
85	95	25×14	9,0	5,4	70 ... 280	10,0	4,1	70 ... 250
95	110	28×16	10,0	6,4	80 ... 320	11,0	5,1	80 ... 250
110	130	32×18	11,0	7,4	90 ... 360	13,0	5,2	90 ... 250
130	150	36×20	12,0	8,4	100 ... 400	13,7	6,5	100 ... 250
150	170	40×22	13,0	9,4	110 ... 400	14,0	8,2	110 ... 250
170	200	45×25	15,0	10,4	125 ... 400			
200	230	50×28	17,0	11,4	140 ... 400			

Paßfederlängen l : 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400

Abb. 2.63. Scheibenfeder nach DIN 6888



sentlichen Einflußgrößen. Diese Berechnungsvorschrift gilt auch für wechselnde Drehmomente. Der Festigkeitsnachweis für die Welle ist nach DIN 743 (Kap. 4.2) zu führen.

Methode C dient zur überschlägigen Dimensionierung von Paßfederverbindungen unter der Annahme konstanter Flächenpressung über Nutlänge und Nutwandhöhe. Außerdem werden Fasen und Radien nicht berücksichtigt. Die Anwendung der Methode C ist begrenzt auf tragende Paßfederlängen $l_{tr} \leq 1,3 \cdot d$ (da eine darüber hinausgehende Länge keinen nennenswerten Beitrag zur

Drehmomentübertragung mehr leistet) und auf eine Paßfederanzahl $i \leq 2$. Sie ist außerdem nicht für wechselnde Torsionsmomente geeignet.

Unter der Annahme konstanter Flächenpressungsverteilung berechnet sich die maximale Pressung näherungsweise zu

$$p = \frac{F_t}{(h - t_1) \cdot l_{tr}} \quad \text{mit} \quad F_t = \frac{T}{d/2}.$$

Aus der Bedingung $p \leq p_{zul}$ läßt sich dann die erforderliche tragende Paßfederlänge l_{tr} berechnen:

$$l_{tr} \geq \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d \cdot (h - t_1) \cdot i \cdot \varphi \cdot p_{zul}}. \quad (2.26)$$

Bei rundstirnigen Paßfedern (Form A) wird die Paßfederlänge $l = l_{tr} + b$, bei geradstirnigen (Form B) $l = l_{tr}$. Für die zulässige Flächenpressungen gibt die Norm $p_{zul} = 0,9 \cdot R_{e,min}$ an, wobei $R_{e,min}$ das Minimum der Streckgrenzen von Wellen-, Naben- oder Paßfederwerkstoff ist. Als Werkstoff für Paßfedern wird normalerweise kaltgezogener Blankstahl nach DIN EN 10277 verwendet; andere Werkstoffe sind ebenfalls möglich. Für Graugußnaben ist R_m anstelle von R_e zu verwenden. Bei einer Paßfeder ($i = 1$) wird der Traganteil mit $\varphi = 1$ und bei zwei Paßfedern ($i = 2$) mit $\varphi = 0,75$ berücksichtigt. Der Anwendungsfaktor K_A ist Tabelle 6.4 zu entnehmen. Infolge der konstruktiven Randbedingungen ist für den Konstrukteur eine überschlägige Dimensionierung häufig ausreichend.

Gestaltung. Durch die Verdrehung (Verdrillung) der Welle bei Torsionsbeanspruchung entsteht eine ungleichmäßige Pressungsverteilung entlang der Paßfederlänge. Naben sollten deshalb nicht zu lang und nicht zu Verdrillsteif ausgelegt werden. Für eine überschlägige Auslegung von Nabenlänge L und Nabenaußendurchmesser D kann auf folgende Erfahrungswerte zurückgegriffen werden:

	Nabenlänge L	Nabenaußendurchmesser D
GG-Naben	$1,8 d \dots 2,0 d$	$1,8 d \dots 2,0 d$
GS- oder St-Naben	$1,6 d \dots 1,8 d$	$1,6 d \dots 1,8 d$

Die Paßfeder wird in der Regel etwas kürzer als die Nabenlänge sein, damit keine Überlagerung von Kerben (Wellenabsatz + Wellennut) auftritt und die

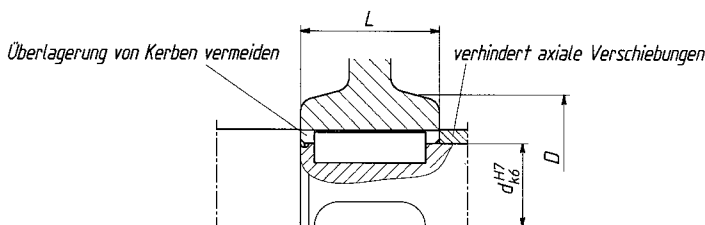


Abb. 2.64. Gestaltung einer Paßfederverbindung

Nabe gegen axiales Verschieben gesichert werden kann (Abb. 2.64). Soll die Nabe auf der Welle verschiebbar sein (Gleitzsitz), wird eine Spielpassung (H7/g6), bei einem Festsitz eine Übergangspassung (H7/k6, m6) gewählt.

2.5.2

Profilwellenverbindungen

Anstatt in Wellennuten mehrere Paßfedern einzusetzen, kann man auch unmittelbar den Wellenquerschnitt als Profil ausbilden und den Nabenquer-

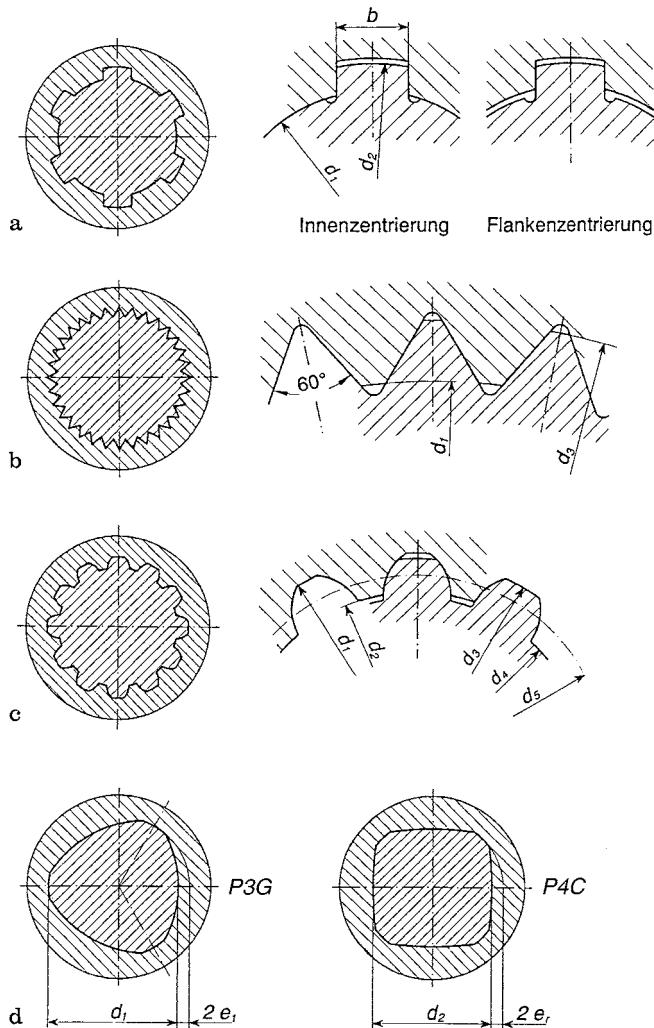


Abb. 2.65. Profilwellen: a) Keilwelle (DIN ISO 14, DIN 5464); b) Zahnwelle mit Kerbverzahnung (DIN 5481); c) Zahnwelle mit Evolventenverzahnung (DIN 5480 und 5482); d) Polygonprofil P3G (DIN 32711) und P4C (DIN 32712)

schnitt entsprechend gestalten. Bevorzugt werden symmetrische Profile mit parallelen Mitnehmern. Geeignete Profile stellen aber auch die Unrundprofile, Polygonprofile genannt, dar (Abb. 2.65).

Vorteil der Profilwellenverbindungen ist, daß keine zusätzlichen Zwischenelemente wie Paßfeder oder Keil zur Übertragung des Dehmomentes benötigt werden. Daher können große und auch wechselnde Drehmomente übertragen werden. Nachteilig ist, mit Ausnahme der Polygonverbindungen, die recht hohe Kerbwirkung der Verbindungen.

Keil- und Zahnwellenverbindungen. Profilwellen und -naben zeichnen sich durch hohe Präzision, insbesondere bezüglich der Zentrierung, aus. Die Wellen werden meist im Abwälzverfahren, die Naben durch Räumen hergestellt. Die Abmessungen sind der Tabelle 2.19 zu entnehmen.

Tabelle 2.19. Abmessungen von Keil- und Zahnwellenprofilen

a) Keilwellen nach DIN ISO 14 (i = Anzahl der Keile)

d_1	Leichte Reihe				Mittlere Reihe			
	Bezeichnung	i	d_2	b	Bezeichnung	i	d_2	b
16					$6 \times 16 \times 20$	6	20	4
18					$6 \times 18 \times 22$	6	22	5
21					$6 \times 21 \times 25$	6	25	5
23	$6 \times 23 \times 26$	6	26	6	$6 \times 23 \times 28$	6	28	6
26	$6 \times 26 \times 30$	6	30	6	$6 \times 26 \times 32$	6	32	6
28	$6 \times 28 \times 32$	6	32	7	$6 \times 28 \times 34$	6	34	7
32	$8 \times 32 \times 26$	8	36	6	$8 \times 32 \times 38$	8	38	6
36	$8 \times 36 \times 40$	8	40	7	$8 \times 36 \times 42$	8	42	7
42	$8 \times 42 \times 46$	8	46	8	$8 \times 42 \times 48$	8	48	8
46	$8 \times 46 \times 50$	8	50	9	$8 \times 46 \times 54$	8	54	9
52	$8 \times 52 \times 58$	8	58	10	$8 \times 52 \times 60$	8	60	10
56	$8 \times 56 \times 62$	8	62	10	$8 \times 56 \times 65$	8	65	10
62	$8 \times 62 \times 68$	8	68	12	$8 \times 62 \times 72$	8	72	12

b) Kerbverzahnung nach DIN 5481

Bezeichnung	Nennmaß Nabe d_1 A 11	Nennmaß Welle d_3 a 11	Zähnezahl
$d_1 \times d_3$			z
10×12	10,1	12	30
12×14	12	14,2	31
15×17	14,9	17,2	32
17×20	17,3	20	33
21×24	20,8	23,9	34
26×30	26,5	30	35
30×34	30,5	34	36
36×40	36	39,9	37

Tabelle 2.19 (Fortsetzung)

c) Evolventenverzahnung nach DIN 5480

Bezugs- durchmesser	Zähne- zahl z	Modul m	Teil- kreis d_5	Welle		Nabe	
				d_3	d_4	d_2	d_1
20	12	1,5	18,0	19,7	16,7	17	20
22	13	1,5	19,5	21,7	18,7	19	22
25	15	1,5	22,5	24,7	21,7	22	25
26	16	1,5	24,0	25,7	22,7	23	26
28	14	1,75	24,5	27,65	24,15	24,5	28
30	16	1,75	28,0	29,65	26,15	25,5	30
32	17	1,75	29,75	31,65	28,15	28,5	32
35	16	2	32	34,6	30,6	31	35
37	17	2	34	36,6	32,6	33	37
40	18	2	36	39,6	35,6	36	40
42	20	2	40	41,6	37,6	38	42
45	21	2	42	44,6	40,6	41	45
48	22	2	44	47,6	43,6	44	48
50	24	2	48	49,6	45,6	46	50

Bei den *Keilwellen* unterscheidet man noch zwischen Innenzentrierung auf dem Durchmesser d_1 und Flankenzentrierung über die parallelen Seitenflächen der Mitnehmer. Da mit Innenzentrierung ein sehr genauer Rundlauf erzielt wird, verwendet man sie vorzugsweise im Werkzeugmaschinenbau. Die Flankenzentrierung gewährleistet ein kleines Verdrehspiel und ist daher besonders für wechselnde und stoßartige Drehmomente geeignet.

Profile mit *Kerb- und Evolventenverzahnung* zentrieren in den Flanken. Durch die verhältnismäßig hohen Zähnezahlen kann die tragende Höhe der Zahnflanken klein gehalten werden. Dadurch werden die Kerbwirkungszahlen kleiner als bei Keilwellen ($\beta_k \approx 1,5$). Ein weiterer Vorteil der hohen Zähnezahl ist die feinstufige Versetzungsmöglichkeit in Umfangsrichtung.

Berechnung. Die tatsächlichen Beanspruchungsverhältnisse in Profilwellen sind so komplex, daß sie durch ein einfaches Berechnungsmodell nur unzureichend erfaßt werden [24]. Eine genaue Berechnung ist bei richtiger Gestaltung in der Regel jedoch nicht notwendig. Nur bei kurzen Naben ist eine überschlägige Berechnung der Flächenpressung sinnvoll. Analog zur Paßfederauslegung gilt:

$$p = \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d_m \cdot h_t \cdot \varphi \cdot i \cdot L} \leq p_{\text{zul}}$$

mit d_m : mittlerer Profildurchmesser

h_t : tragende Höhe der Keil- oder Zahnflanken

φ : Traganteil

- Keilwelle mit Innenzentrierung $\varphi = 0,75$
 - Keilwelle mit Flankenzentrierung $\varphi = 0,9$
 - Kerbverzahnung $\varphi = 0,5$
 - Evolventenverzahnung $\varphi = 0,75$
- i*: Anzahl der Mitnehmer (Keile oder Zähne)
L: Nabenlänge bzw. tragende Keillänge

Für die zulässige Flächenpressung können die Werte der Paßfederauslegung verwendet werden.

Gestaltung. Da eine genaue Berechnung der Profilwellenverbindung sehr aufwendig ist und daher meistens nicht durchgeführt wird, kommt insbesondere der Nabengestaltung große Bedeutung zu. Für die Nabenabmessungen liegen folgende Erfahrungswerte vor:

Verbindungsart		Nabenlänge <i>L</i>	Nabenaußendurchmesser <i>D</i>
GG-Nabe	fest	$0,8 \cdot d_1 \dots 1,0 \cdot d_1$	$1,8 \cdot d_1 \dots 2,0 \cdot d_1$
GG-Nabe	Gleitsitz	$2,0 \cdot d_1 \dots 2,2 \cdot d_1$	$1,8 \cdot d_1 \dots 2,0 \cdot d_1$
St- oder GS-Nabe	fest	$0,6 \cdot d_1 \dots 0,8 \cdot d_1$	$1,6 \cdot d_1 \dots 1,8 \cdot d_1$
St- oder GS-Nabe	Gleitsitz	$1,8 \cdot d_1 \dots 2,0 \cdot d_1$	$1,6 \cdot d_1 \dots 1,8 \cdot d_1$

Je nachdem, ob ein Gleit- oder ein Festsitz zwischen Nabe und Welle vorhanden sein soll, sind die Toleranzen nach Tabelle 2.20 zu wählen.

Polygonverbindungen. Polygonprofile sind besonders günstige Querschnittsformen hinsichtlich der Kerbwirkung. Es werden hauptsächlich genormte Drei- und Vierkantprofile verwendet (Abb. 2.65d). Die Herstellung der Wellen erfolgt mit sehr hoher Präzision auf Polygonschleifmaschinen, die Naben müssen geräumt werden.

Die Polygonprofile sind selbstzentrierend, das heißt sie gleichen schon bei geringer Belastung das Spiel symmetrisch aus. P4C-Profile lassen sich unter Drehmomentbelastung axial verschieben, P3G-Profile jedoch nicht. Für sehr hohe Belastungen sind meist gehärtete Oberflächen notwendig. Die Bearbeitung nach dem Härten ist jedoch nur bei dem innenschleifbaren P3G-Profil möglich.

Tabelle 2.20. Toleranzen für Keilwellenprofile nach DIN ISO 14

Toleranzen für die Nabe behandelt unbehandelt				Toleranzen für die Welle			Einbauart
<i>d</i> ₁	<i>b</i>	<i>d</i> ₁	<i>b</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>b</i>	
H 7	H 9	H 7	H 11	f 7	a 11	d 10	Gleitsitz
				g 7	a 11	f 9	Übergangssitz
				h 10	a 11	h 10	Festsitz

Berechnung. Die Festigkeitsberechnung der Wellen erfolgt mit den Trägheits- und Widerstandsmomenten der einbeschriebenen Kreisquerschnitte und den Kerbwirkungszahlen $\beta_{kb} = \beta_{kt} = 1$.

Der Festigkeitsnachweis für die Nabe ist nicht einfach. Die näherungsweise Nachrechnung des übertragbaren Drehmoments kann jedoch nach DIN 32 711 und 32 712 mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden.

Für das P3G Profil gilt:

$$T \approx p_{zul} L \left(0,75 \pi e_1 d_1 + \frac{d_1^2}{20} \right).$$

Für das P4C-Profil gilt:

$$T \approx p_{zul} L \left(\pi e_r d_r + \frac{d_r^2}{20} \right), \quad \text{mit } d_r = d_2 + 2e_r$$

Für die zulässige Flächenpressung sind die Werte der Paßfederauslegung und für L ist die Nabenlänge einzusetzen, die übrigen geometrischen Größen sind aus Abb. 2.65 ersichtlich.

Gestaltung. Für die Gestaltung der Naben können folgende Richtwerte angegeben werden:

	Nabenlänge L	Nabenaußendurchmesser D
GG-Nabe	$1,8 \cdot d \dots 2,0 \cdot d$	$1,6 \cdot d \dots 1,8 \cdot d$
St- oder GS-Nabe	$1,6 \cdot d \dots 1,8 \cdot d$	$1,3 \cdot d \dots 1,6 \cdot d$

Als Passung kommt üblicherweise das System Einheitsbohrung zur Anwendung. Die Wellen können in einer Qualität bis IT 6, die Naben bis IT 7 hergestellt werden. Bei Polygonverbindungen sind folgende Toleranzen üblich:

Verbindungsart	Profil	Wellen- toleranz d_1	Bohrungs- toleranz d_4
fest	P3G	k6	H7
fest	P4C	k6	H7
axial verschiebbar unter Drehmoment	P4C	g6	H7
axial verschiebbar ohne Drehmoment	P3G	g6	H7

Spielpassungen sollten jedoch möglichst vermieden werden, da kleine Relativbewegungen (Selbstzentrierung) die Ursache von Reibrostbildung (Passungsrost) sein können.

2.5.3

Bolzen- und Stiftverbindungen

Mit Bolzen und Stiften werden zwei oder mehrere Bauteile einfach und billig miteinander verbunden. Sie zählen zu den ältesten Verbindungen und sind weitestgehend genormt.

Bolzenverbindungen. Die Bolzen nach Abb. 2.66 werden hauptsächlich für Gelenkverbindungen von Gestängen, Laschen, Kettengliedern, Schubstangen, aber auch als Achsen für die Lagerung von Laufrädern, Rollen, Hebeln und dergleichen verwendet. Bei einer Bolzenverbindung ist somit mindestens ein Teil beweglich. Splintlose Gelenkverbindungen für Kupplungs-, Brems- und Bediengestänge können mit Gabelköpfen nach DIN 71752 und einteiligen, mit Klemmfeder versehenen Sicherungsbolzen rasch und ohne Werkzeuge hergestellt werden (Abb. 2.67).

Stiftverbindungen. Stifte nach Abb. 2.68 finden Anwendung zur festen Verbindung von Naben, Hebeln, Stellringen auf Wellen oder Achsen, ferner zur genauen Lagesicherung zweier Maschinenteile und auch als Steckstifte zur Befestigung von Laschen, Stangen, Federn u. a. (Abb. 2.69). Sie werden als Längspreßsitze mit Übermaß in die Bohrungen eingeschlagen.

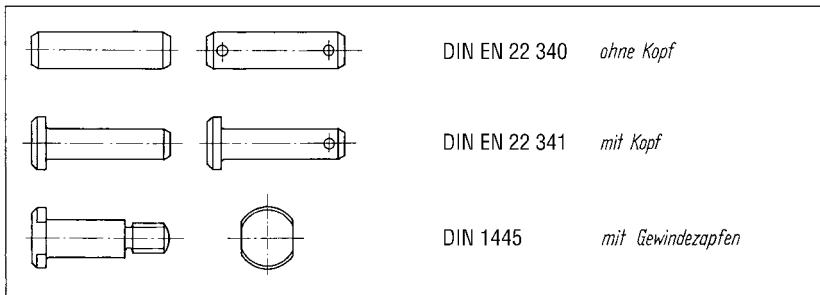
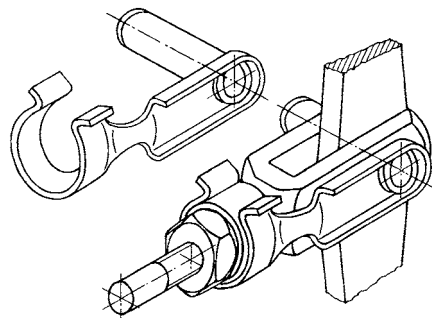


Abb. 2.66. Genormte Bolzen

Abb. 2.67. Sicherungsbolzen mit Klemmfeder



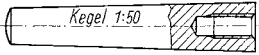
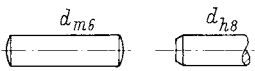
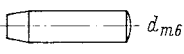
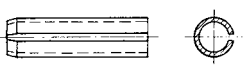
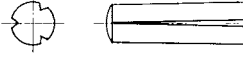
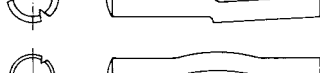
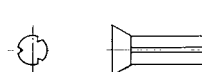
	DINEN 22339	Kegelstift
	DINEN 28737	Kegelstift m. Gewindezapfen
	DINEN 28736	Kegelstift mit Innengewinde
	ISO 2338	Zylinderstifte
	ISO 8734	Zylinderstifte, gehärtet
	ISO 8752	Spannhülse, schwer
	ISO 1337	Spannhülse, leicht
	—	Connex-Spannhülse
	ISO 8744	Kegelkerbstift
	ISO 8745	Passkerbstift
	ISO 8740	Zylinderkerbstift
	ISO 8741	Steckkerbstift
	ISO 8742	Knebelkerbstift
	DIN 1469	Passkerbstift mit Hals
	ISO 8746	Halbrundkerbnagel
	ISO 8747	Senkkerbnagel

Abb. 2.68. Genormte Stifte

Die beste Lagesicherung erhält man – auch bei beliebig häufigem Lösen – mit *Kegelstiften*, die allerdings genau konisch aufgeriebene Bohrungen erfordern und daher in der Herstellung teuer sind. Die Kegelstifte mit Gewindezapfen und mit Innengewinden sind für Sacklöcher vorgesehen, damit die Verbindung mittels Abdrückmutter oder Ausschlagdorn wieder gelöst werden kann.

Zylinderstifte werden mit verschiedenen Toleranzfeldern hergestellt. Die Kennzeichnung erfolgt durch die Ausbildung der Stiftenden: *m6* mit Linsenkuppe, *h8* mit Kegelkuppe und *h11* ohne Kuppe.

Die geschlitzten *Spannhülsen* aus Federstahl ermöglichen infolge ihrer Elastizität einen festen Sitz in nur gebohrten Löchern (Toleranzfeld *H12*). Sie werden als Spannstifte und in Verbindung mit Schrauben bei großen Querkraften als Scherhülsen verwendet.

Die *Kerbstifte* besitzen drei um 120° versetzte, durch Einwalzen oder Einrücken hergestellte Längskerben, an deren Seiten jeweils Kerbwulste entstehen, die über den Nenndurchmesser herausragen. Beim Einschlagen in nur gebohrte Löcher (bis $\varnothing 3$ mm *H9*, über 3 mm *H11*) werden die Kerbwulste in die Kerbfurche zurückgedrängt, wobei die für die Verspannung erforderlichen Pressungen wirksam werden. Kerbstifte sind mehrfach wieder verwendbar und zeichnen sich durch hohe Sitz- und Rüttelfestigkeit, sowie für viele Fälle ausreichende Passungsgenauigkeit aus. Sie finden wegen ihrer Wirtschaftlichkeit vielseitige Anwendung als Befestigungs-, Sicherheits- und Paßstifte, aber auch als Gelenk- und Lagerbolzen sowie als Steckstifte für Anschläge, Federbefestigung, Knebel u. dgl.

Berechnung. Bei Bolzen- und Stiftverbindungen sind die Berührungsflächen Zylindermäntel und die Belastungsrichtung steht im allgemeinen senkrecht auf der Zylinderachse. Es entstehen Pressungen zwischen den Auflageflächen, also den Halbzylindern des Bolzens und der Lochwand. Man spricht daher auch von Lochleibungsdruck. Bei Annahme einer gleichmäßigen Pressungsverteilung auf dem Halbzylinder ergibt sich aus Abb. 2.70, daß sich die Horizontalkomponenten ($p \cdot dA \cdot \cos \varphi$) gegenseitig aufheben und die Summe der Vertikalkomponenten ($p \cdot dA \cdot \sin \varphi$) gleich F sein muß. Es gilt also

$$F = \int_0^\pi p b r d\varphi \sin \varphi = p b r \cdot 2 = p b d,$$

daraus ergibt sich der Lochleibungsdruck zu

$$p = \frac{F}{b \cdot d}.$$

Der Lochleibungsdruck p kann also auch aufgefaßt werden als die auf die projizierte Fläche $b \cdot d$ gleichmäßig verteilte Pressung. Der Tatsache, daß $p_{\max}$ größer ist als p , wird durch entsprechend niedrigere p_{zul} -Werte Rechnung getragen. Ferner ist bei den p_{zul} -Werten zu beachten, ob es sich um Festsitz oder Gleitsitz handelt. Richtwerte enthält Tabelle 2.21.

Je nach Verwendung und Einbau werden Bolzen und Stifte noch auf Biegung und Abscheren beansprucht. Richtwerte für die zulässigen Spannungen siehe

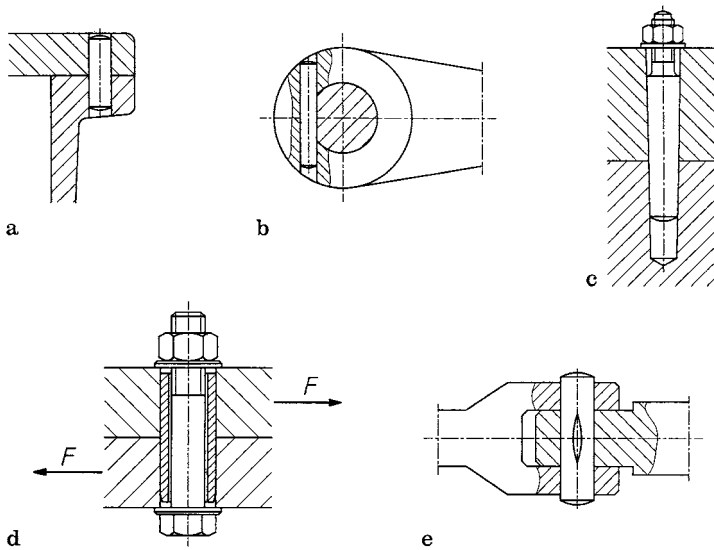


Abb. 2.69. Beispiele für Stiftverbindungen: a) Deckelzentrierung; b) Hebelbefestigung; c) Kegelstiftverbindung; d) Spannhülse als Scherhülse; e) Kerbstiftverbindung

Tabelle 2.22. Die Scherfestigkeit kann für Scherstifte zu $\tau_B \approx 0,8 \cdot R_m$ angenommen werden.

Bei *Gelenkverbindungen* nach Abb. 2.71 wird die Größe des Biegemomentes wesentlich durch die Einspannbedingungen des Bolzens bestimmt. Durch die Wahl der Passungen im Gelenk ergeben sich unterschiedliche Einbaufälle:

a) *Bolzen mit Spiel in Gabel und Stange.* Durch das Spiel kann sich der Bolzen verformen. Im Ersatzmodell werden die Gabelwangen als Auflager (2 Stützen), die Belastung durch die Stange als Streckenlast abgebildet.

Das maximale Biegemoment tritt in der Bolzenmitte auf

$$M_{b \max} = \frac{F(b + 2b_1)}{8}. \quad (2.27)$$

Abb. 2.70. Pressung bei Bolzen- und Stiftverbindungen

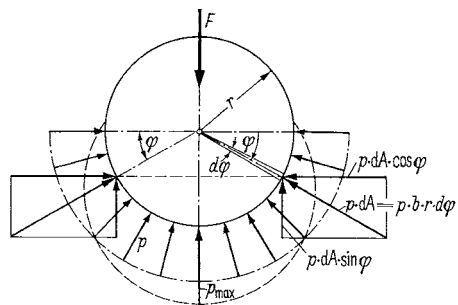


Tabelle 2.21. Zulässige Flächenpressungen für Bolzen- und Stiftverbindungen (Kerbstifte etwa 70%)

Festsitze				Gleitsitze	
Werkstoff ^a	p_{zul} [N/mm ²]			Werkstoff-paarung	p_{zul}^b [N/mm ²]
	ruhend	schwellend	wechselnd		
Rg; Bz	30	20	15	St/GG	5
GG	70	50	30	St/GS	7
GS	80	60	40	St/Rg, Bz	8
St 37 (S 235 JR)	85	65	50	St geh./Rg, Bz	10
St 50 (E 295)	120	90	60	St geh./St geh.	15
St 60 (E 335)	150	105	65		
St 70 (E 360)	180	120	70		

^a Bei Paarung verschiedener Werkstoffe ist jeweils der kleinere Wert zu nehmen.
^b Bei kurzfristigen Lastspitzen sind höhere Werte zulässig.

Tabelle 2.22. Zulässige Spannungen für Bolzen und Stifte (Kerbstifte etwa 70%)

Werkstoff	$\sigma_{b\ zul}$ [N/mm ²]			$\tau_{s\ zul}$ [N/mm ²]		
	ruhend	schwellend	wechselnd	ruhend	schwellend	wechselnd
St 37 (S 235 JR)	80	55	35	50	35	25
St 50 (E 295)	110	80	50	70	50	35
St 60 (E 335)	130	95	60	85	60	42
St 70 (E 360)	150	110	68	100	68	48

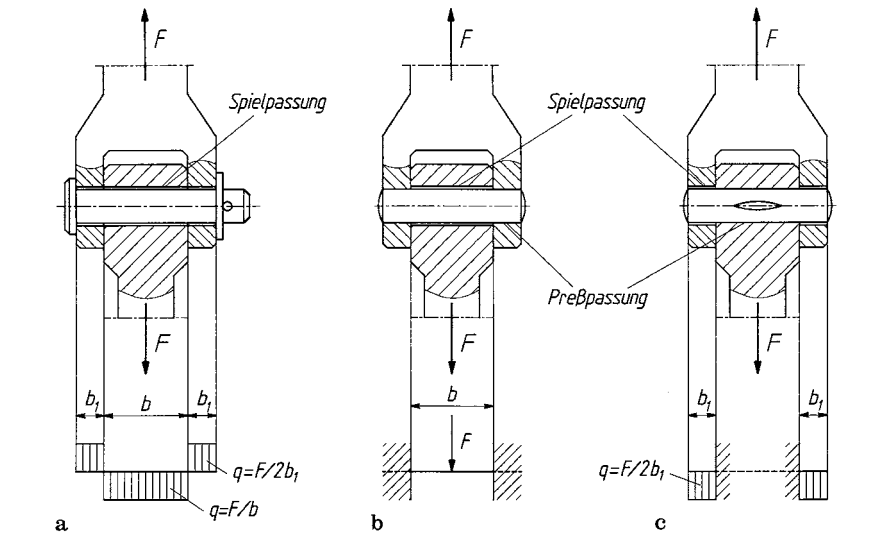


Abb. 2.71. Gelenkverbindungen

b) *Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel.* Im Ersatzmodell wird der Bolzen als eingespannter Träger in den Gabelwangen dargestellt. Die Stangenkraft F wird als Einzellast angesetzt. Dieser ungünstige Belastungsfall berücksichtigt, daß die Gabelwangen nicht unendlich starr, sondern nachgiebig sind.

Für das maximale Biegemoment gilt dann:

$$M_{b \max} = \frac{(F b)}{8}. \quad (2.28)$$

c) *Bolzen mit Übermaßpassung in der Stange.* Da der Bolzen in der Stange eingespannt ist, bilden die herausragenden Bolzenenden sogenannte Kragträger.

Das maximale Biegemoment an der Einspannstelle ist dann

$$M_{b \max} = \frac{(F b_1)}{4}. \quad (2.29)$$

Für den Festigkeitsnachweis wird üblicherweise keine Vergleichsspannung gebildet, sondern die durch die einzelnen Beanspruchungen entstandenen Spannungen überprüft. Für eine Bolzenverbindung sind folgende Nachweise zu führen:

Flächenpressung Gabel:
$$p = \frac{F}{2 \cdot b_1 d} \leq p_{\text{zul}}, \quad (2.30)$$

Flächenpressung Stange:
$$p = \frac{F}{b d} \leq p_{\text{zul}}, \quad (2.31)$$

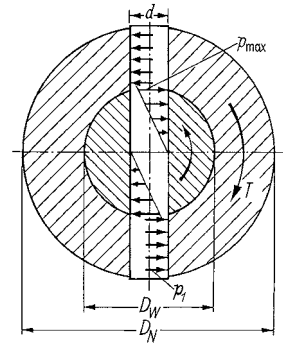
Biegespannung:
$$\sigma_{b \max} = \frac{M_{b \max}}{W_b} \leq \sigma_{b \text{ zul}}, \quad (2.32)$$

Scherspannung:
(i = Scherflächen)
$$\tau_s = \frac{F}{i \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{s \text{ zul}}. \quad (2.33)$$

Bei der *Querstiftverbindung* zur Drehmomentübertragung nach Abb. 2.72 werden die Pressungen $p_{\max}$ in der Welle und p_1 in der Nabe bestimmt und der Stift auf Abscheren berechnet:

Pressung in der Wellenbohrung
(Annahme: linearer Anstieg):
$$p_{\max} = \frac{6 \cdot T}{d \cdot D_W^2}, \quad (2.34)$$

Pressung in der Nabenbohrung:
$$p_1 = \frac{4 \cdot T}{d (D_N^2 - D_W^2)}, \quad (2.35)$$

Abb. 2.72. Querstiftverbindung zur Drehmomentübertragung

Scherspannung im Stift:

$$\tau_s = \frac{F_U/2}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot T}{D_W \pi d^2} \cdot \frac{4}{4} \quad (2.36)$$

Bei einem auf Biegung beanspruchten *Steckstift* nach Abb. 2.73 gilt für

die maximale Pressung:

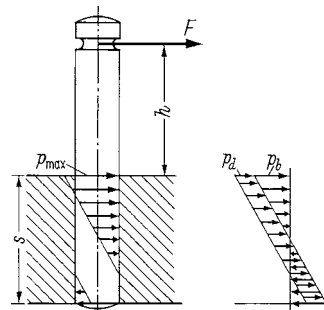
$$p_{\max} = p_b + p_d = \frac{F}{d s} \left(1 + 6 \frac{h + s/2}{s} \right), \quad (2.37)$$

die Biegespannung in der Einspannstelle:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F h}{\frac{\pi d^3}{32}}, \quad (2.38)$$

die Scherspannung in der Einspannstelle:

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}. \quad (2.39)$$

Abb. 2.73. Auf Biegung beanspruchter Steckstift

Beispiel: Steckkerbstift mit Hals KS7 aus E 295 mit $\sigma_{b\text{ zul}} = 0,7 \cdot 80 = 56 \text{ N/mm}^2$ und $\tau_{s\text{ zul}} = 0,7 \cdot 50 = 35 \text{ N/mm}^2$ (Tabelle 2.22) bei schwellender Last und $p_{\text{zul}} = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ N/mm}^2$ für Festsitz in Stahlguß (Tabelle 2.21).

Gesucht: zulässige Kraft F bei gegebenen Abmessungen: $d = 20 \text{ mm}$; $s = 25 \text{ mm}$; $h = 40 \text{ mm}$.

Aus $p_{\text{max}} \leq p_{\text{zul}}$ folgt [Gl. (2.37)]

$$F \leq \frac{p_{\text{zul}} d s}{4 + 6 \cdot h/s} = \frac{42 \text{ N/mm}^2 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}}{4 + 6 \cdot 40/25} = 1550 \text{ N}$$

Aus $\sigma_b \leq \sigma_{b\text{ zul}}$ folgt [Gl. (2.38)]

$$F \leq \frac{\sigma_{b\text{ zul}}}{h} \frac{\pi d^3}{32} = \frac{56 \text{ N/mm}^2}{40 \text{ mm}} \cdot 785 \text{ mm}^3 = 1100 \text{ N}$$

Aus $\tau_s \leq \tau_{s\text{ zul}}$ folgt [Gl. (2.39)]

$$F \leq \tau_{s\text{ zul}} \cdot \frac{\pi d^3}{4} = 35 \text{ N/mm}^2 \cdot 314 \text{ mm}^2 = 11000 \text{ N}$$

Hier ist also der kleinere Wert aus der Biegespannung maßgebend. Die Scherspannung ist, wie die Rechnung zeigt, in der Regel vernachlässigbar.

Gestaltung. Bolzen- und Stiftverbindungen sind so zu gestalten, daß sie möglichst Biegespannungen und Flächenpressung in gleichem Maße ausnutzen. Für *Bolzenverbindungen* können hinsichtlich der Abmessungen folgende Richtwerte angegeben werden:

- Stangenkopf: $b/d = 1,5 \dots 1,7$,
- Gabel/Lasche: $b_1/b = 0,3 \dots 0,5$.

Querstiftverbindungen nach Abb. 2.72 können nach folgenden Erfahrungswerten ausgelegt werden:

- Stiftdurchmesser: $d \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot D_W$,
- Nabendurchmesser: $D_N \approx 2,0 \cdot D_W$ für St-Naben,
 $D_N \approx 2,5 \cdot D_W$ für GG-Naben.

2.5.4

Elemente zur axialen Lagesicherung

Die meisten formschlüssigen Verbindungen müssen axial fixiert werden. Sicherungselemente nach Abb. 2.74 verhindern unerwünschte axiale Verschiebungen von Naben, Ringen (Wälzlagering), Buchsen, Hebeln, Laschen usw. auf Achsen und Wellen oder in Bohrungen. Dabei können mehr oder weniger große Axialkräfte durch Formschluß übertragen werden. Sie werden oft auch nur als Führungselemente zur Begrenzung oder zum Ausgleich axialen Spiels verwendet.

Splinte sichern bei Gelenkverbindungen die Bolzen gegen Herausrutschen und bei Schraubverbindungen die Kronenmuttern gegen Losdrehen.

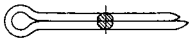
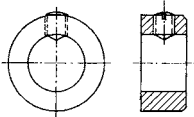
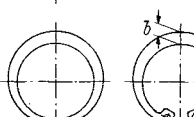
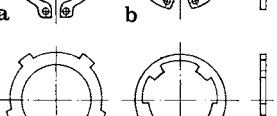
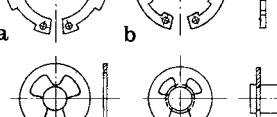
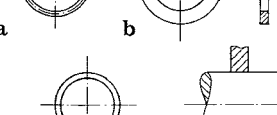
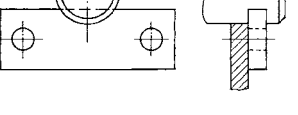
		DIN EN 21 234	<i>Splint</i>
		DIN 703	<i>Stellring (schwer)</i>
		DIN 705	<i>Stellring (leicht)</i>
	a	DIN 471	<i>Sicherungsring (Welle)</i>
	b	DIN 472	<i>Sicherungsring (Bohrung)</i>
	a	DIN 983	<i>Sicherungsring (Welle)</i>
	b	DIN 984	<i>Sicherungsring (Bohrung)</i>
		DIN 6799	<i>Sicherungsscheibe (Welle)</i>
	a	DIN 9045	<i>Sprengring</i>
	b	DIN 5417	<i>Sprengring für Wälzlager</i>
		DIN 15058	<i>Achshalter (Kranbau)</i>
		DIN EN 82 242	<i>Achshalter (Schiffbau)</i>

Abb. 2.74. Genormte Sicherungselemente

Stellringe werden auf Wellen oder Achsen durch einen Gewindestift oder einen Kegelstift befestigt.

Sicherungsringe (Seeger-Ringe) sind geschlitzte federnde Ringe, die in Wellen- oder Bohrungsnuten eingelegt werden. Für den Einbau sind Ösen mit Löchern vorgesehen, in die Montagezangen eingreifen. Es ist darauf zu achten, daß sowohl bei Montage als auch bei Demontage ausreichend Platz für die Zangen vorhanden ist. Die Nuten sind scharfkantig auszuführen, damit die für die axiale Belastbarkeit maßgebende Nutfläche möglichst groß ist und die Ringe sich im Nutgrund satt anlegen. Die übertragbaren Axialkräfte können jedoch nur dann voll genutzt werden, wenn die andrückenden Maschinenteile scharfkantig sind oder nur sehr kleine Abrundungsradien haben. Bei größeren Abrundungsradien oder Fasen und zum axialen Spielausgleich sind scharfkantige Stütz- oder Paßscheiben nach DIN 988 zwischenzulegen (Abb. 2.75).

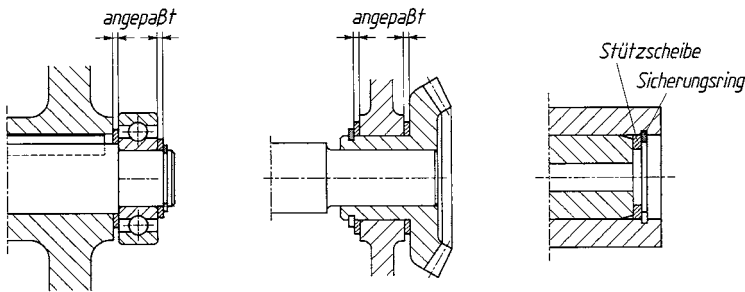


Abb. 2.75. Anwendungsbeispiele für Sicherungsringe mit Stütz- und Paßscheiben

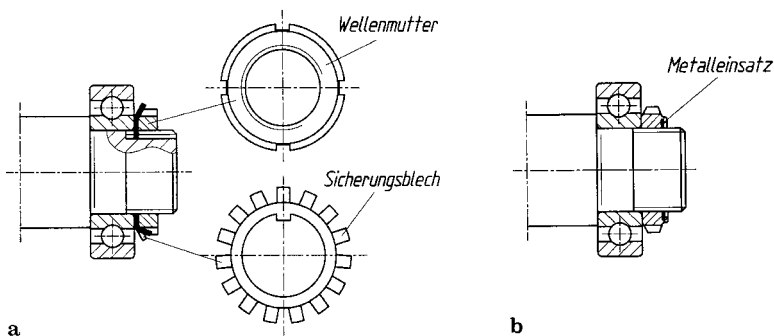


Abb. 2.76. Axiale Festlegung mit Wellenmutter: a) Wellenmutter nach DIN 981 mit Sicherungsblech; b) Wellenmutter mit Metalleinsatz, der sich im Gewinde verspannt (nach Wieloch-Technik)

Sicherungsscheiben für Wellen nach DIN 6799 sind radial und ohne Spezialwerkzeuge montierbar. Sie greifen ebenfalls in Nuten ein und werden vorwiegend für kleinere Durchmesser (max. 30 mm) verwendet.

Sprengringe besitzen konstanten Querschnitt und können ohne Spezialwerkzeug montiert werden, sind aber aus Bohrungen meist nur sehr schwer wieder auszubauen.

Achshalter nach DIN 15058 sichern durch Eingreifen in eine Flachnut Bolzen und Achsen sowohl gegen Verschiebung als auch gegen Verdrehung. Sie sind so anzuordnen, daß die Befestigungsschrauben durch den Achsdruck nicht beansprucht werden.

Wellenmuttern dienen zur einfachen, spielfreien axialen Befestigung von Naben, Lagern und anderen Maschinenteilen (Abb. 2.76a). Kleinere Wellenmuttern werden meist mit Sicherungsblechen, die größeren mit Sicherungsbügeln formschlüssig gegen Losdrehen gesichert. Dafür muß allerdings in der Welle eine Nut vorhanden sein, wodurch die Herstellkosten steigen. Eine wirtschaftlichere Alternative stellt die Wellenmutter nach Abb. 2.76b dar.

2.6 Nietverbindungen

Die Nietverbindungen sind je nach Herstellung und Wirkungsweise entweder Kraftschluß- oder Formschlußverbindungen. Der erste Fall tritt bei warmgeschlagenen Nieten, vornehmlich im Kesselbau, ein. Es entstehen durch das Schrumpfen des Nietschafts beim Erkalten Normalspannungen und somit Pressungen zwischen den zu verbindenden Blechen, die den erforderlichen Reibungswiderstand, auch Gleitwiderstand genannt, gegen das Verschieben der Bleche erzeugen. Kaltgeschlagene Nieten wirken dagegen wie Bolzen und Stifte durch Formschluß. Die Bauteile legen sich bei Belastung mit den Lochwandungen an den Nietschaft an, so daß an den Berührungsstellen Beanspruchung auf Lochleibung und im Nietschaft auf Abscheren entsteht.

Die *Anwendungsgebiete* für klassische Nietverbindungen im Stahl- und Kesselbau sind durch das Schweißen und Kleben stark eingeschränkt worden. Im Leichtmetallbau und für Blechverbindungen werden Nietverbindungen in der Serienfertigung jedoch zunehmend wirtschaftlich eingesetzt. Vor allem das Stanznieten und das Durchsetzfügen (ohne Zusatzelement) stellen in bestimmten Bereichen eine interessante Alternative zum Schweißen und Kleben dar. Mit Nietverbindungen lassen sich unlösbar hochfeste Verbindungen von Bauteilen mit gleichen und unterschiedlichen Werkstoffen herstellen. Auch das Verbinden unterschiedlicher Materialstärken ist ohne weiteres möglich.

2.6.1 Herstellung und Gestaltung von Nietverbindungen

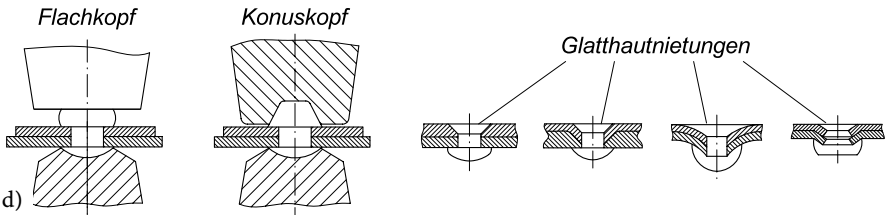
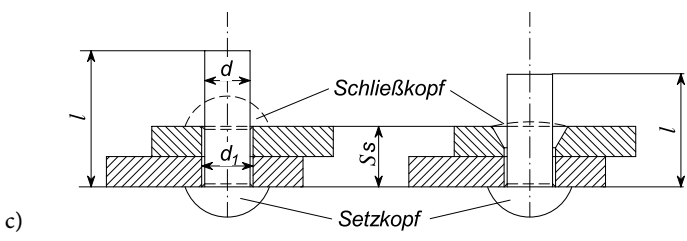
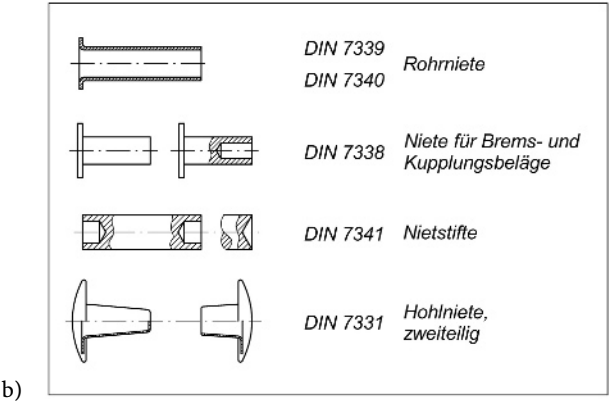
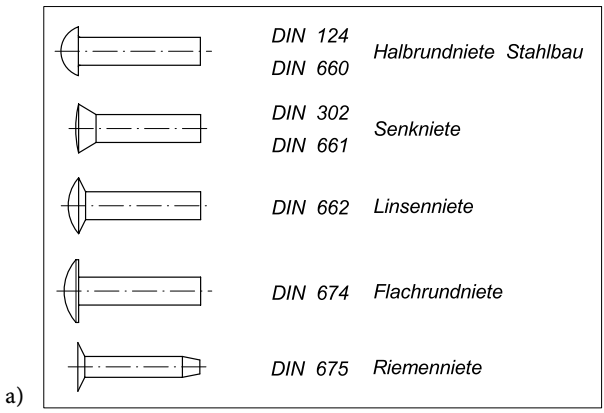
Genormte Niete. Der Niet besteht im Anlieferungszustand aus dem Schaft mit dem angestauchten *Setzkopf*. Die wichtigsten genormten Nietformen sind mit ihren Benennungen in Abb. 2.77 a und b zusammengestellt. Der *Schließkopf* wird bei Herstellung der Nietverbindung mit Hilfe des Schellhammers oder Schließkopfdöppers gebildet (Abb. 2.77 c). Die erforderliche Schlagenergie wird mit einem Handhammer, Preßlufthammer oder mit Nietpressen, die mechanisch, pneumatisch oder hydraulisch betrieben werden, aufgebracht. Es werden heute auch halb- oder vollautomatische Nietmaschinen verwendet, die alle Arbeitsgänge einschließlich Bohren bzw. Stanzen der Löcher durchführen. Die gebräuchlichsten Schließkopfformen sind der Halbrund-, der Senk-, der Flachrund- und der Linsenkopf. In Abb. 2.77 d sind einige im Leichtmetallbau angewandte Sonderformen dargestellt.

Blindniete. Für nur einseitig zugängliche Verbindungsstellen sind u. a. die in Abb. 2.78 angeführten Blindnietverfahren entwickelt worden. Begriffe und Definitionen für Blindniete sind in DIN EN ISO 14 588 genormt.

Bei dem Thermoniet (Sprengniet) Abb. 2.78 a wird der Schließkopf dadurch gebildet, daß eine im hohlen Nietschaft befindliche Sprengstoffladung, die durch eine Lackschicht gegen Herausfallen und Witterungseinflüsse geschützt ist, zur Explosion gebracht wird. Die erforderliche Erwärmung von ca. 130 °C wird durch einen elektrisch beheizten Nietkolben aufgebracht.

Abb. 2.77. Nietverbindungen:

- a) Vollniete;
- b) Hohlните;
- c) Stahlniete;
- d) Leichtmetallniete



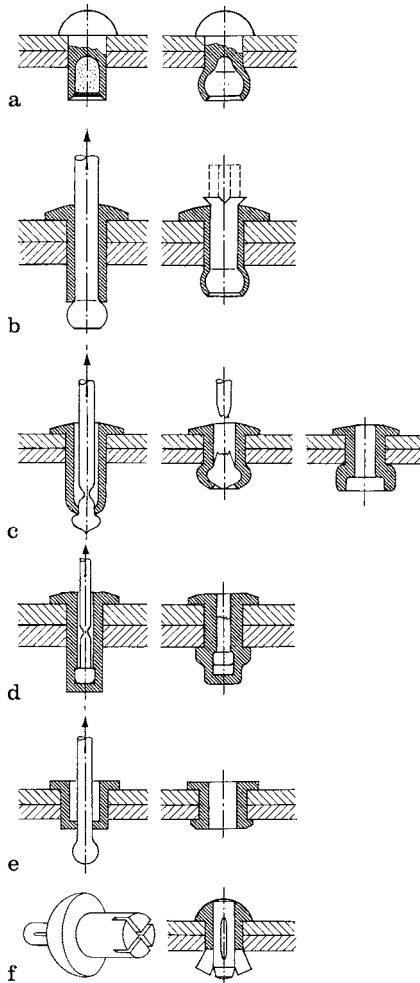


Abb. 2.78. Blindniete: a) Thermoniet;
b) Dornniet; c) Pop-Niet; d) Imex-Becherniet;
e) Chorbert-Hohlriet; f) Kerpin-Blindniet

Beim Dornniet (Abb. 2.78 b) erfolgt die Schließkopfbildung durch einen mit einer Verdickung versehenen Dorn, der in der Endstellung außen eingekerbt und abgezwickt wird. Da dieser Dorn den hohlen Schaft ausfüllt, können fast so große Kräfte wie beim Vollniet übertragen werden.

Ähnlich wird der Pop-Niet (Abb. 2.78 c) verarbeitet, bei dem ein Nietnagel in einem Arbeitsgang nach außen gezogen und an der Sollbruchstelle im Schaft oder am Kopf abgerissen wird. Im ersten Fall verbleibt eine Art Dichtstopfen im Hohlriet, im zweiten Fall fällt der Nietnagelkopf auf der Schließkopfseite heraus.

Beim Imex-Becherniet (Abb. 2.78 d) ist die Schließkopfseite vollkommen geschlossen und daher absolut dicht.

Eine Hohlrietverbindung entsteht auch bei dem Chobert-Verfahren (Abb. 2.78 e), bei dem ein Hilfsdorn innen hindurchgezogen wird.

Beim Kerpin-Blindniet (Abb. 2.78f) wird in den Hohl­niet von außen ein Kerbstift eingeschlagen, der die geschlitzten Segemente am Fußende des Niets auseinanderspreizt.

Stanznieten. Während beim Vollnieten und Blindnieten eine Vorlochung erforderlich ist, entfällt diese beim Stanznieten. Dafür wird ein Niete­lement (Hilfs­fügeteil) verwendet, das gleichzeitig als Stempel dient. In einem kombinierten Stanz- und Umformvorgang werden die Fügeteile durchgestanzt und gefügt. Voraussetzung ist allerdings, dass beide Seiten des Bauteils zugänglich sind. Grundsätzlich wird zwischen den Stanznietverfahren mit Halbhohl­nieten und Vollnieten unterschieden (Abb. 2.79).

Hohl­nieten durchstanzen die Fügeteile bis unter die Oberfläche des untersten Fügeteils, das in einer Matrize verformt, jedoch nicht durchbrochen wird. Dadurch ermöglichen Hohl­nieten die Herstellung von gas- und wasserdichten Nietverbindungen. Der Halbhohl­niet wird dabei selbst verformt. Nach Erreichen einer eingestellten Maximalkraft (kraftgesteuert) bzw. eines vorgegebenen Weges (weggesteuert) erfolgt der Rückhub. Das Niete­lement erhält im plas­tisch umgeformten unteren Blechteil über eine Kragenbildung seinen Schließ­kopf. Der aus dem oberen Blechteil ausgestanzte Stanzbutzen füllt den hohlen Nietschaft aus und wird darin eingeschlossen. Das Erreichen einer großen Ver­spreizung des Nietschaftes ist eine wichtige geometrische Kenngröße. Sie hat wesentlichen Einfluss auf die übertragbaren Scherzug- und Kopfzugkräfte. Durch die Stauchung des Stanznietes wird ein spaltfreier Formschluss der Fügeteile erreicht. Da der Stanzniet während des Fügevorgangs axial und radial verspannt wird, entsteht zusätzlich ein Kraftschluss in der Verbindung.

Vollnieten durchstanzen die Fügeteile komplett und das ausgestanzte Material wird als Stanzbutzen ausgeworfen. Das Stanznieten mit Vollniet ist ein kombi­nierter Stanz- und Umformvorgang, bei dem der Niet selbst nicht umgeformt wird. Die Fügeteile müssen aufeinandergepresst fixiert werden. Anschließend wird der Vollniet zugeführt, positioniert und vom Nietstempel mit Kraft-Weg-Überwachung durch die Fügeteile gepresst, wodurch ein kreisrunder Stanzbutzen ausgestanzt wird. Der Pressdruck und die Geometrie von Stempel und Matrize bewirken gleichzeitig eine plastische Umformung des Werkstoffs, der in den Raum fließt, den der konkav geformte Nietschaft freigibt. Wesentliche

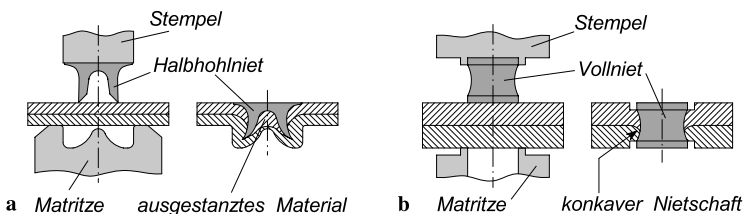


Abb. 2.79. Stanzniete a) Halbhohl­niet; b) Voll­niet

Bedingung für eine feste Verbindung bei unterschiedlichen Belastungsrichtungen ist beim Stanznieten mit Vollniet die kontrollierte, vollständige Füllung des Freiraumes, der durch die konkave Geometrie des Nitelementes vorgegeben wird. Erst dadurch wird eine kraft- und formschlüssige Verbindung erzielt.

Typische Einsatzbereiche sind das Fügen von mehrschichtigen Bauteilen in Sandwichbauweise oder die Herstellung von Leichtbaukonstruktionen aus galvanisiertem oder hochfestem Stahl, Aluminium und Kunststoffen. Anwendungsbranchen sind z. B. die Automobilzuliefer- und Automobilindustrie.

Herstellung. Die Nietlöcher können gestanzt oder gebohrt werden, stärkere Bleche sollten nur gebohrt werden, weil beim Stanzen leicht Risse und Riefen in der Lochwand entstehen. Die Nietlöcher sollen gut übereinander passen, was durch gemeinsames Bohren oder noch besser durch Aufreiben ermöglicht wird. Bei Stahlnieten ab 10 mm Durchmesser ist der Lochdurchmesser d_1 jeweils 1 mm größer als der Rohnietschaftdurchmesser d . Für die zeichnerische Darstellung und auch für die Berechnung wird der Durchmesser des geschlagenen Niets gleich dem Lochdurchmesser angenommen, obwohl sich bei Warmnietung der Schaft nach dem Erkalten etwas zusammenzieht. Stahlniete unter 10 mm Durchmesser und die Leichtmetall- und Kupferniete werden kaltgeschlagen. Dabei soll der Lochdurchmesser nur 0,1 mm (bei $d < 10$ mm) bis 0,2 mm (bei $d > 10$ mm) größer sein als der Nenndurchmesser d . Die Lochränder müssen gut entgratet werden.

Die Größe der Niet- bzw. Nietlochdurchmesser richtet sich in erster Linie nach der Dicke der zu verbindenden Bauteile, die sich aus der Festigkeitsrechnung ergibt. Für die Wahl des Nietdurchmessers und die Anzahl der Niete sind aber auch die konstruktive Ausbildung der Verbindungsstelle und die Fertigungsmöglichkeiten (Platz für Nietwerkzeuge, Döpper, Blechschließer u. dgl.) ausschlaggebend. Anhaltswerte für die Zuordnung zwischen Niet- bzw. Nietlochdurchmesser und kleinster Bauteil- bzw. Blechdicke enthält Tabelle 2.23.

Tabelle 2.23. Zuordnung zwischen Niet- bzw. Nietlochdurchmesser und kleinster Blechdicke

Leichtmetallbau		Stahlbau	
Nietdurchmesser d [mm]	Blechdicke s [mm]	Nietlochdurchmesser d_1 [mm]	Blechdicke s [mm]
2	bis 1,3	13	4 ... 6
2,6	1,2 ... 1,8	15	5 ... 7
3	1,4 ... 2,0	17	6 ... 8
4	1,8 ... 2,5	19	7 ... 9
5	2,0 ... 3,2	21	8 ... 11
6	2,5 ... 4,0	23	10 ... 14
8	3,2 ... 5,0	25	13 ... 17
9	4,0 ... 6,0	28	16 ... 21
10	4,5 ... 7,0	31	20 ... 26
12	5,0 ... 8,0		
16	7,0 ... 10,0		

Die Schaftlänge l des Rohniets ist von der Klemmlänge, also der Summe der Blechdicken, der Schließkopfform, dem Durchmesser der Nietlochbohrung und ihrer etwaigen Erweiterung beim Schlagen des Niets sowie von der Maßhaltigkeit des Nietdöppers abhängig. Es kann mit folgenden Richtwerten gerechnet werden (d = Rohnietdurchmesser; Σs = Klemmlänge).

Stahlniete:

Stahlbauniete nach DIN 124 $l \approx 1,2 \cdot \Sigma s + 1,2 \cdot d$.

Leichtmetallniete:

Halbrundkopf $l \approx \Sigma s + 1,4 \cdot d$,

Flachrundkopf $l \approx \Sigma s + 1,8 \cdot d$,

Tonnenkopf $l \approx \Sigma s + 1,9 \cdot d$,

Kegelstumpfkopf $l \approx \Sigma s + 1,6 \cdot d$.

Gestaltung. Die konstruktive Gestaltung der Nietverbindungen (Abb. 2.80) wird vom Verwendungszweck, der Größe der zu übertragenden Kräfte und den räumlichen Gegebenheiten beeinflusst. Man unterscheidet ein-, zwei- und mehrreihige Nietverbindungen. Bei zwei- und mehrreihigen können die Niete in Zickzack- oder in Parallellform angeordnet werden. Nach der Lage der Bauteile kann es sich um Überlappungs- oder um Laschen- (meist Doppellaschen) Nietungen handeln. Ferner bezeichnet man eine Nietverbindung noch als ein- oder zweischnittig, je nachdem ein Nietschaft in einem oder in zwei Querschnitten bei Überlastung abgesichert würde. Die Schnittzahl ist gleichbedeutend mit der Zahl der Berührungsflächenpaare je Niet.

Die Nietteilungen und die Randabstände werden im allgemeinen nach Erfahrungswerten gewählt. Sie sind für den Leichtmetallbau und den Stahlbau in Tabelle 2.24 zusammengestellt.

Bezüglich der Werkstoffwahl ist besonders darauf hinzuweisen, daß Bauteile und Nietwerkstoffe gleichartig sein sollen, da sonst die Gefahr der Lockerung

Abb. 2.80. Nietteilungen und Randabstände im Leichtmetall- und Stahlbau

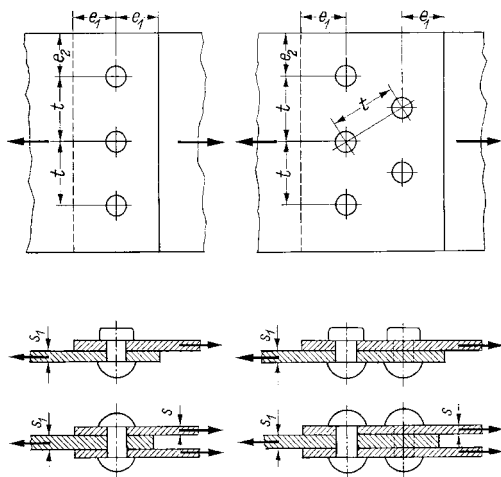


Tabelle 2.24. Nietteilungen t und Randabstände e_1 und e_2

	Leichtmetallbau		Stahlbau	
	Mindestwert	Höchstwert	Mindestwert	Höchstwert
Nietteilung t				
Kraftniete	$2,5 d$	$6 d$	$3 d_1$	$8 d_1$ oder $15 s^a$
Heftniete		$7 d$ oder $15 s$	$3 d_1$	$12 d_1$ oder $25 s$
Randabstand				
in Kraftrichtung e_1	$2 d$ oder $4 s^b$		$2 d_1$	$3 d_1$ oder $6 s$
$\perp$ Kraftrichtung e_2	$2 d$ oder $4 s$		$1,5 d_1$	$3 d_1$ oder $6 s$

^a s ist die Dicke des dünnsten, außenliegenden Teils.

^b In zweischnittigen Nietungen kann am beidseitig gehaltenen dickeren Blech e_1 minimal $1,5 d$ sein.

infolge verschiedener Wärmeausdehnung oder Korrosionsschäden infolge elektrochemischer Potentialdifferenz auftreten. Müssen verschiedenartige Bauteile, z. B. Stahl mit Aluminium, miteinander verbunden werden, dann sind die Bauteile durch neutrale Lackanstriche, Isolierkitte, Zink- oder Kadmiumfolien, mit Leinöl oder Bitumen getränkte Streifen usw. zu isolieren, ausgenommen die Oberflächen der Lochwandungen und Nietschäfte.

2.6.2

Berechnen von Nietverbindungen

Zuerst erfolgt nach den Regeln der Festigkeitslehre die Berechnung bzw. Bemessung der Bauteile wobei besonders zu beachten ist, daß die gefährdeten Querschnitte durch die Nietlöcher geschwächt sind.

Die Berechnung der Niete erfolgt im Leichtmetall- und Stahlbau wie bei Bolzen und Stiften auf Formschluß, also auf Abscheren und auf Lochleibung. Nach Ermittlung des Nietdurchmessers mit Hilfe der Tabelle 2.23, der gefundenen Bauteildicke entsprechend, und nach Wahl des geeigneten Nietwerkstoffs bleibt dann nur noch übrig, die erforderliche Nietzahl zu berechnen. Wird die Schnittzahl, die Anzahl der Scherflächen je Niet, mit i bezeichnet, ferner der Nietlochdurchmesser mit d_1 und die kleinste tragende Blechdicke mit $s_{\min}$, so ergibt sich für die Nietanzahl bei Berechnung auf Abscheren

$$n_s = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4} i \tau_{s \text{ zul}}}$$

und auf Lochleibung

$$n_l = \frac{F}{d_1 s_{\min} \sigma_{l \text{ zul}}}$$

Tabelle 2.25. Zulässige Spannungen in Nietverbindungen

Bauteil- Werkstoff	Niet- Werkstoff	$\tau_{s \text{ zul}}$ [N/mm ²]	$\sigma_{1 \text{ zul}}$ [N/mm ²]
AlCuMg 1 F 40	AlCuMg 1 F 40	105	264
AlMgSi 1 F 28	AlMgSi 1 F 28	64	160
St 37 (S 235 JR)	TU St 34	140	280
St 52 (S 355 JO)	MR St 44	210	420

Werte für $\tau_{s \text{ zul}}$ und $\sigma_{1 \text{ zul}}$ enthält Tabelle 2.25. Von den beiden Ergebnissen ist der größere Wert aufzurunden. Die Mindestnietzahl beträgt bei Kraftstäben zwei, die Höchstnietzahl in einer Reihe hintereinander fünf. Bei $n > 5$ soll der Anschluß mit Beinwinkeln erfolgen. Weitere Einzelheiten und Vorschriften für Stahlbauten enthält DIN 18 800.

Die Berechnung einer Nietverbindung im Kesselbau wird als Reibschlußverbindung durchgeführt.

2.6.3

Durchsetzfügen

Seit Mitte der 80er-Jahre des vorigen Jahrhunderts wird auch genietet ohne Nieten. Mit dem Durchsetzfügen (Abb. 2.81) lassen sich Bleche ohne Zusatzelement verbinden. Beim Durchsetzfügen, auch *Clinchen* genannt, wird keine Vorlochung benötigt. Aufgrund geringer Kerbwirkung bei nicht schneidenden Verbindungen und nicht vorhandener Wärmeeinflusszone ist die Dauerfestigkeit höher als bei Punktschweißverbindungen. Besonders wenn unterschiedliche Blechstärken verbunden werden müssen bietet das Clinchen großes Potential. Wenn die Fügerichtung „Dick in Dünn“ eingehalten wird, sind statische Festigkeiten, die das 1,5 fache der Festigkeit einer Punktschweißverbindung übersteigen, möglich. Durchsetzfügen können mit und ohne Schneidanteil ausgeführt werden.

Beim *Clinchen mit Schneidanteil* wird ein Streifen Material durch das Blech gedrückt und anschließend gestaucht (Abb. 2.81a). Diese Verbindung hat eine Verdrehsicherung, ist aber nicht in allen Richtungen gleich belastbar. Der Balkenpunkt kann für Gesamtblechdicken bis max. 5 mm verwendet werden. Da die Verbindung an zwei Seiten eingeschnitten wird, ist die Gasdichtheit nicht mehr gegeben. Dafür können aber auch hochfeste Werkstoffe miteinander verbunden werden.

Beim *Clinchen ohne Schneidanteil* werden die Bleche wie beim Tiefziehen durch einen Stempel plastisch verformt und in eine Matrize gedrückt. Rundpunkte nach Abb. 2.81b sind konstruktiv einfach in einem Arbeitsgang zu realisieren. Wenn die Erhebung des fertigen Rundpunktes stört, kann in einem zweiten Arbeitsgang die Erhebung zurückgedrückt werden. Beim Flachpunkt ist eine Seite der Verbindung eben. Die hohen Scher- und Kopfbzugwerte des ursprünglichen Rundpunktes bleiben dabei nahezu erhalten. Durch nicht

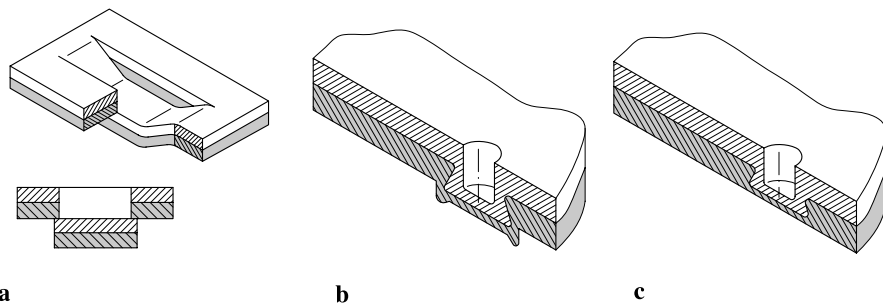


Abb. 2.81. Durchsetzfugen: a) Balkenpunkt (schneidend); b) Rundpunkt (nicht schneidend); c) Flachpunkt (nicht schneidend)

schneidendes Clinchen lassen sich Bleche bis zu einer Gesamtdicke von 11 mm (je nach Werkstoff) miteinander verbinden. Da die Bleche nicht durchbrochen werden, ist damit eine gasdichte Verbindung möglich.

2.7 Schraubenverbindungen

Die Schraube zählt zu den ältesten und am häufigsten verwendeten Maschinenelementen. Schon bei Archimedes (ca. 250 v. Chr.) finden wir die „Archimedische Schraube“, die sich in einem schräg stehenden Rohr drehte und Wasser auf ein höheres Niveau förderte. Wohl ebenso alt dürfte die Schraube als Verbindungselement sein, die damals vorwiegend zur Herstellung von Schmuck und Gebrauchsgegenständen diente.

Nach ihrem Verwendungszweck unterscheidet man heute die Schrauben in:

Schraubenart	Funktion/Aufgabe	Anwendungsbeispiel
Befestigungsschraube	Bauteile verbinden	Deckelbefestigung
Bewegungsschraube	Bewegungs- und Kraftübertragung	Spindelpresse
Meßschraube	Meßweg übersetzen	Mikrometer
Stellschraube	Abstand einstellen	Abstandshalter
Verschlussschraube	Hohlräume abdichten	Ölablaßschraube

In einer Bewegungsschraube findet eine Bewegungs- und Kraftübertragung statt, so daß sie eigentlich zu den Antriebselementen zählt. Da die Kräfte- und Momentenverhältnisse sowie die Wirkungsgradbetrachtungen bei Bewegungs- und Befestigungsschrauben identisch sind, werden sie hier auch gemeinsam behandelt.

Die Stell- und Verschlussschrauben können als Verbindungselemente betrachtet werden. Mit dem Verbindungselement „Schraube“ lassen sich sichere

und beliebig oft lösbare Verbindungen herstellen. Sie zählen daher auch heute noch zu den wichtigsten Verbindungselementen.

2.7.1

Definition der Schraube; Bestimmungsgrößen

Bei den bisher behandelten Reib- und Formschlußverbindungen erfolgt die Kraftübertragung über einfache ebene oder gewölbte Flächen. Die zum Fügen auszuführenden Bewegungen sind Translations- oder Drehbewegungen. Das Kennzeichen einer Schraubbewegung hingegen ist die Überlagerung von Translations- und Drehbewegung. Eine Schraubenlinie (Abb. 2.82) entsteht, wenn sich ein Punkt mit konstanter Geschwindigkeit auf der Geraden H bewegt und gleichzeitig mit konstanter Winkelgeschwindigkeit um die z -Achse dreht. Die Schraubenlinie ist demnach eine räumliche Kurve, die auf einer Zylindermantelfläche liegt. Der Betrag P der axialen Verschiebung bei einer vollen Umdrehung heißt Ganghöhe oder auch Steigung. Die Abwicklung der Schrau-

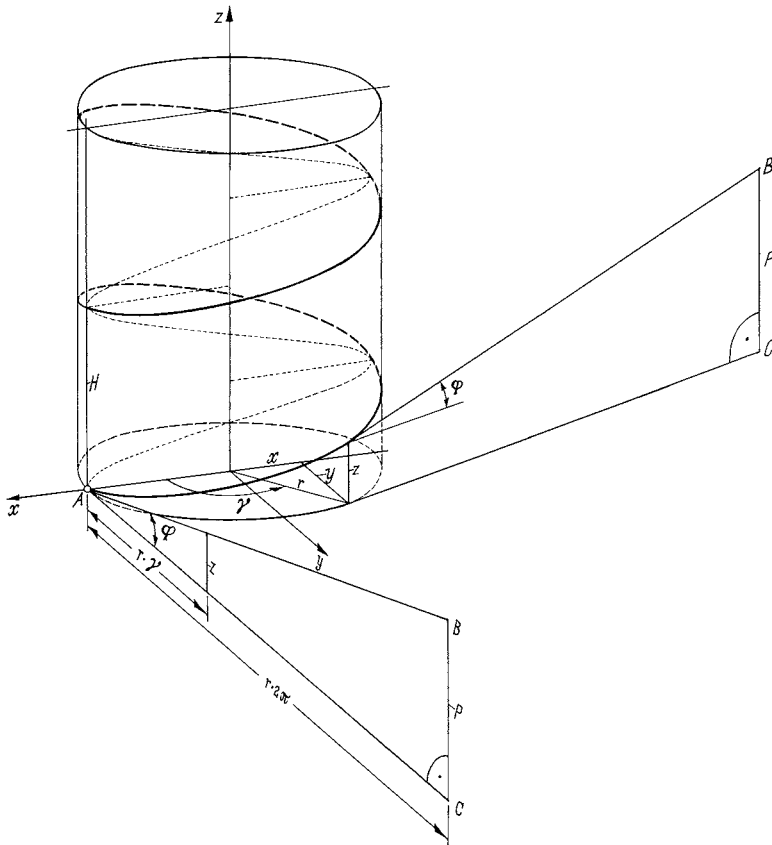


Abb. 2.82. Entstehung der Schraubenlinie

benlinie in eine Tangentialebene an den Zylinder ergibt eine geneigte Gerade mit dem Steigungswinkel φ . Aus dem abgewickelten Steigungsdreieck kann leicht die Beziehung abgelesen werden:

$$\tan \varphi = \frac{P}{r \cdot 2 \pi}.$$

Die dargestellte Schraubenlinie ist rechtsgängig, da sie in Richtung der z-Achse gesehen, von links nach rechts steigt. Im entgegengesetzten Fall ist sie linksgängig.

Die kraftübertragenden Flächen entstehen nun dadurch, daß längs der Schraubenlinie mit verschiedenen Profilen Rillen erzeugt werden. Sie bilden beim Innenteil, der eigentlichen Schraube, das Außengewinde und beim Außenteil, der Mutter das Innengewinde (Abb. 2.83). Alle Punkte des gewählten Profils beschreiben Schraubenlinie, die jedoch nur dann gleich sind, wenn sie auf demselben Zylindermantel liegen. Da für alle Schraubenlinien die Steigung P gleich groß sein muß, ergeben sich für Schraubenlinien auf verschiedenen Zylindermänteln verschiedene Steigungswinkel.

$$\tan \varphi_1 = \frac{P}{\pi d} \quad (\text{Außendurchmesser } d),$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{P}{\pi d_2} \quad (\text{Flankendurchmesser } d_2),$$

$$\tan \varphi_3 = \frac{P}{\pi d_3} \quad (\text{Kerndurchmesser } d_3).$$

Es ist also $\varphi_1 < \varphi_2 < \varphi_3$. Für die Berechnungen wird der mittlere Steigungswinkel, bezogen auf den Flankendurchmesser, zugrundegelegt:

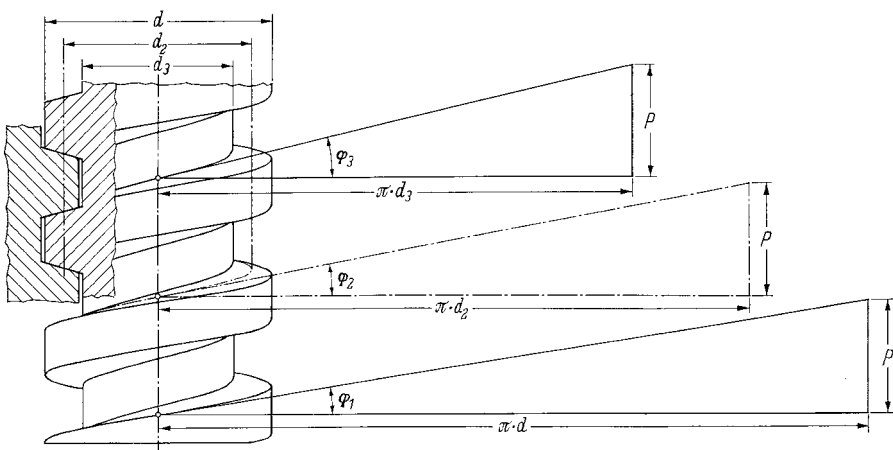


Abb. 2.83. Steigungswinkel

$$\varphi = \varphi_2 = \arctan \frac{P}{\pi d_2} \quad (2.40)$$

Wird die Schraube als Verbindungselement verwendet, sind kleine Steigungswinkel günstig. Die Gewindereibung soll das selbsttätige Lösen der Verschraubung verhindern (Selbsthemmung). In Schraubgetrieben bevorzugt man Bewegungsgewinde mit großen Steigungswinkeln, um nicht zu schlechte Wirkungsgrade zu erhalten. Dafür werden auch mehrgängige Gewinde verwendet (Abb. 2.84). Bezeichnet man die Teilung, das ist der Abstand zweier benachbarter gleichgerichteter Flanken, mit P und die Gangzahl mit n , so ist die Steigung eines mehrgängigen Gewindes

$$P_h = n \cdot P.$$

Befestigungsschrauben werden grundsätzlich eingängig ausgeführt. Das heißt, Steigung und Teilung sind gleich groß

$$P_h = P.$$

2.7.2 Gewindearten

Die Wahl des Gewindeprofils richtet sich nach dem Verwendungszweck. So eignen sich Spitzgewinde wegen der größeren Reibung für Befestigungsschrauben, hingegen Trapez- und Sägegewinde als Bewegungsschrauben eingesetzt werden (Abb. 2.85).

Das metrische ISO-Spitzgewinde ist in DIN 13, das Trapezgewinde in DIN 103 genormt. Die Bezeichnungen sind in Abb. 2.86 dargestellt. Das rechts-

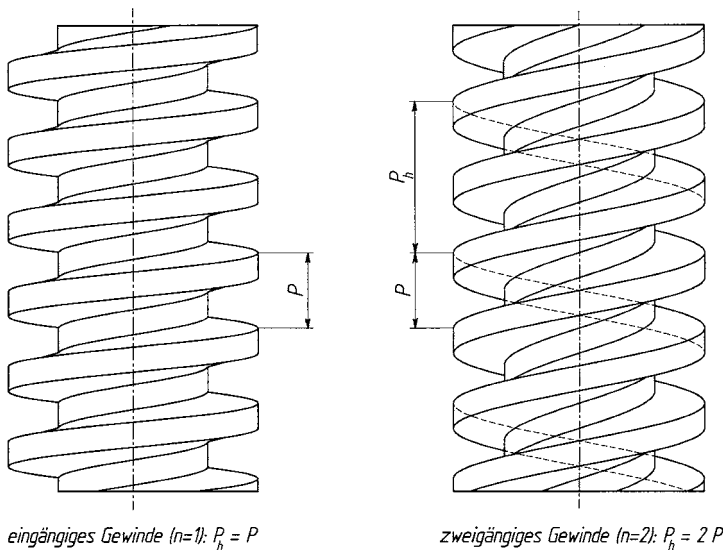


Abb. 2.84. Gangzahl bei Gewinden

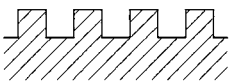
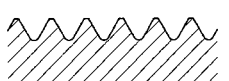
Gewindeart	Verwendung	Normen
Flachgewinde 	<i>technisch keine Bedeutung mehr</i> - keine Zentrierung - ersetzt durch Trapezzgewinde	—
Trapezzgewinde 	Bewegungsgewinde - für große Wege (große Steigungen durch mehrgängige Gewinde möglich) - unbestimmte Lastrichtung	DIN 103
Sägewinde 	Bewegungsgewinde - für große, einseitig wirkende Kräfte	DIN 513 DIN 2781
Spitzgewinde 	Befestigungsgewinde - wichtigstes Verbindungselement	DIN 13
Rundgewinde 	Elektrogewinde (Glühbirne) Befestigungsgewinde (Fahrzeugkupplungen) - unempfindlich gegen Schmutz	DIN 405 DIN 20400 DIN 70156 DIN 40400

Abb. 2.85. Gewindeformen

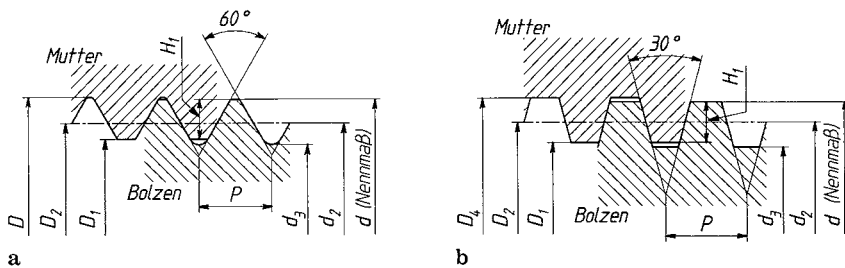


Abb. 2.86. Gewindebezeichnungen: a) Spitzgewinde nach DIN 13; b) Trapezzgewinde nach DIN 103

gängige Regelgewinde (Tabelle 2.26) ist allgemein einsetzbar und wird mit dem Symbol M (Spitzgewinde) bzw. Tr (Trapezzgewinde) und dem Gewindedurchmesser bezeichnet. Bei Trapezzgewinden wird auch die Steigung angegeben (Beispiele: M10 oder Tr 32 × 6).

Feingewinde besitzen kleinere Steigungen als die Regelgewinde. Um die Anzahl der möglichen Kombinationen einzuschränken, sollten die Auswahlreihen

Tabelle 2.26. Gewindeabmessungen (Auswahl)

Metrisches ISO-Regelgewinde (nach DIN 13)						
Nenn- durch- messer d	Steigung P	Kerndurchmesser		Flanken- durch- messer $d_2 = D_2$	Spannungs- quer- schnitt A_s [mm ²]	tragende Gewinde- tiefe H_1
		d_3	D_1			
3	0,5	2,387	2,459	2,675	5,03	0,271
4	0,7	3,141	3,242	3,545	8,78	0,379
5	0,8	4,019	4,134	4,480	14,2	0,433
6	1	4,773	4,917	5,350	20,1	0,541
8	1,25	6,466	6,647	7,188	36,6	0,677
10	1,5	8,160	8,376	9,026	58,0	0,812
12	1,75	9,853	10,106	10,863	84,3	0,947
14	2	11,546	11,835	12,701	115	1,083
16	2	13,546	13,835	14,701	157	1,083
20	2,5	16,933	17,294	18,376	245	1,353
24	3	20,319	20,752	22,051	353	1,624
30	3,5	25,706	26,211	27,727	561	1,894
36	4	31,093	31,670	33,402	817	2,165
42	4,5	36,479	37,129	39,077	1121	2,436
48	5	41,866	42,587	44,752	1473	2,706
Metrisches ISO-Feingewinde (nach DIN 13)						
8	1	6,773	6,917	7,35	39,2	0,542
10	1,25	8,466	8,647	9,188	61,2	0,677
12	1,25	10,466	10,647	11,188	92,1	0,677
16	1,5	14,160	14,376	15,026	167	0,812
20	1,5	18,160	18,376	19,026	272	0,812
24	2	21,546	21,835	22,701	384	1,083
30	2	27,546	27,835	28,701	621	1,083
36	3	32,319	32,752	34,051	865	1,624
42	3	38,319	38,752	40,051	1206	1,624
48	3	44,319	44,752	46,051	1604	1,624
Metrisches ISO-Trapezgewinde (nach DIN 103)						
8	1,5	6,2	6,5	7,25	35,5	0,75
10	2	7,5	8,0	9,0	53,5	1,0
12	3	8,5	9,0	10,5	70,9	1,5
16	4	11,5	12,0	14,0	127,7	2,0
20	4	15,5	16,0	18,0	220,5	2,0
24	5	18,5	19,0	21,5	314	2,5
28	5	22,5	23,0	25,5	452	2,5
32	6	25,0	26,0	29,0	573	3,0
36	6	29,0	30,0	33,0	755	3,0
40	7	32,0	33,0	36,5	920	3,5
44	7	36,0	37,0	40,5	1150	3,5
48	8	39,0	40,0	44,0	1350	4,0
52	8	43,0	44,0	48,0	1625	4,0
60	9	50,0	51,0	55,5	2185	4,5
70	10	59,0	60,0	65,0	3020	5,0
80	10	69,0	70,0	75,0	4070	5,0

beachtet werden. Bei der Bezeichnung eines Feingewindes muß zusätzlich die Steigung angegeben werden (Beispiel: $M10 \times 1,25$).

Die Bezeichnung einer mehrgängigen Schraube enthält Teilung und Steigung (Beispiel: $Tr32 \times 12$ (P6) bedeutet: Steigung $P_h = 12$ mm, Teilung $P = 6$ mm und Gangzahl $n = P_h/P = 12/6 = 2$)

Für spezielle Anwendungen ist unter Umständen ein linksgängiges Gewinde erforderlich. Linksgewinde werden durch ein der Maßangabe nachgesetztes LH gekennzeichnet (Beispiel: $M10$ LH).

2.7.3

Genormte Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben

Die Normen für Schrauben, Muttern und Zubehör sind im DIN-Taschenbuch 10 zusammengestellt. Insbesondere sei auf DIN 267, Technische Lieferbedingungen für Schrauben, Muttern und ähnliche Gewinde- und Formteile, hingewiesen. Über die eigentlichen Benennungen gibt DIN 918 Auskunft. Die Bezeichnungen und zusätzlichen Bestellangaben sind in DIN 962 genormt. Über die Ausführung der Schraubenenden enthält DIN 78 nähere Angaben (Abb. 2.87) und der Gewindeauslauf oder die Gewinderillen sind nach DIN 76 zu gestalten.

Schrauben. Die wichtigsten Ausführungsformen von Schrauben sind in den Abbildungen 2.88 bis 2.90 mit Angaben der Normen und der Benennungen dargestellt.

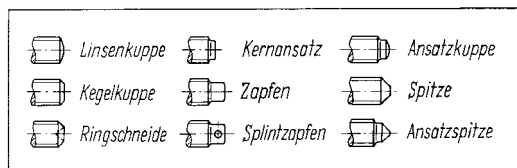
Kopfschrauben sind die am häufigsten eingesetzten Schrauben. Sie werden mit metrischem Gewinde für Durchsteck- oder Einschraubverbindungen verwendet (Abb. 2.92). Für hohe dynamische Belastungen werden häufig Schrauben mit dünnem Schaft (Dehn- oder Dünnschaftsschrauben) eingesetzt. Die wichtigsten Hauptmaße können Tabelle 2.27 entnommen werden.

Blechschraben werden zum Verbinden von Blechen und dünnwandigen Profilen verwendet. Sie werden im allgemeinen einsatzgehärtet und weisen keine nennenswerte Dehnung auf. Bei dynamischen Belastungen besteht die Gefahr, daß sich die Schrauben lösen. Deshalb sollten sie nicht für beanspruchte Verbindungen verwendet werden.

Gewindeschneidende Schrauben werden hauptsächlich in Kunststoff, *gewindefurchende* in Leichtmetall geschraubt, wenn aus kostengründen auf das Gewindeschneiden verzichtet wird.

Stiftschrauben werden vorwiegend für Gehäuseverschraubungen verwendet, da insbesondere bei weichen Werkstoffen wie GG oder Al die Gefahr besteht, daß durch häufiges Anziehen und Lösen der Verbindung das Gewinde be-

Abb. 2.87. Ausführungen der Schraubenenden nach DIN 78



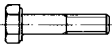
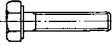
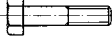
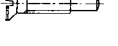
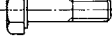
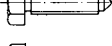
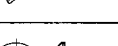
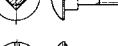
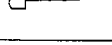
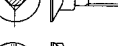
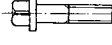
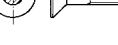
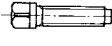
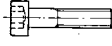
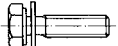
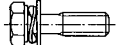
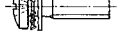
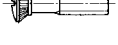
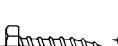
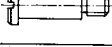
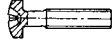
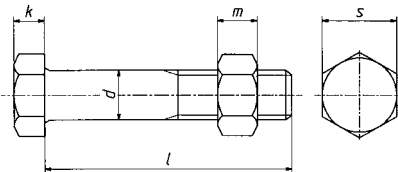
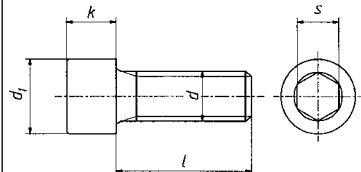
 ISO 4014 <i>Sechskantschrauben mit Schaft</i>	 ISO 10642 <i>Senkschraube mit Innensechskant</i>
 ISO 4017 <i>Sechskantschrauben Gewinde bis Kopf</i>	 ISO 2009 <i>Senkschrauben mit Schlitz</i>
 ISO 4016 <i>Sechskantschrauben für Stahlbau</i>	 DIN 925 <i>Senkschrauben mit Schlitz und Zapfen</i>
 ISO 8676 <i>Sechskantschrauben mit Feingewinde</i>	 DIN 7969 <i>Senkschrauben mit Schlitz (für Stahlkonstruktionen)</i>
 ISO 8765 <i>Sechskantschrauben mit Feingewinde</i>	 ISO 7046 <i>Senkschrauben mit Kreuzschlitz</i>
 DIN 561 <i>Sechskantschrauben mit Zapfen</i>	 ISO 2010 <i>Linsensenkschrauben mit Schlitz</i>
 DIN 564 <i>Sechskantschrauben mit Ansatzspitze</i>	 DIN 924 <i>Linsensenkschrauben mit Schlitz und Zapfen</i>
 DIN 7964 <i>Sechskantschrauben mit dünnem Schaft</i>	 ISO 7047 <i>Linsensenkschrauben mit Kreuzschlitz</i>
 DIN 609 <i>Sechskant-Paßschrauben</i>	 ISO 8677 <i>Flachrundschrauben mit Vierkantansatz</i>
 DIN 7968 <i>Sechskant-Paßschrauben für Stahlkonstruktionen</i>	 DIN 607 <i>Halbrundschrauben mit Nase</i>
 DIN 479 <i>Vierkantschrauben mit Kernansatz</i>	 DIN 605 <i>Senkschrauben mit Vierkantansatz</i>
 DIN 478 <i>Vierkantschrauben mit Bund</i>	 DIN 608 <i>Senkschrauben mit Vierkantansatz</i>
 DIN 480 <i>Vierkantschrauben mit Bund und Ansatzkuppe</i>	 DIN 604 <i>Senkschrauben mit Nase</i>
 ISO 4762 DIN 6912 DIN 7984 <i>Zylinderschrauben mit Innensechskant</i>	 DIN 404 <i>Kreuzlochschrauben mit Schlitz</i>
 ISO 1207 <i>Zylinderschrauben mit Schlitz</i>	 ISO 10644 <i>Kombi-Schrauben mit Scheibe</i>
 ISO 1580 <i>Flachkopfschrauben mit Schlitz</i>	 DIN 6900-2 <i>Kombi-Schrauben mit Federscheibe</i>
 DIN 920 <i>Desgl. mit kleinem Kopf</i>	 <i>Kombi-Schrauben mit Zahnscheibe</i>
 DIN 921 <i>Desgl. mit großem Kopf</i>	 DIN 6900-4 <i>Kombi-Schrauben mit Fächerscheibe</i>
 DIN 922 <i>Desgl. mit kleinem Kopf und Zapfen</i>	 ISO 1479 <i>Blechschraben</i>
 DIN 923 <i>Desgl. mit Ansatz</i>	 DIN 7513 DIN 7516 <i>Gewinde-Schneid-schrauben</i>
 ISO 7045 <i>Flachkopfschrauben mit Kreuzschlitz</i>	 DIN 571 <i>Holzschrauben</i> (95 ... 97, 7995 ... 7997)

Abb. 2.88. Genormte Kopfschrauben

Tabelle 2.27. Abmessungen für Schrauben und Muttern

										
Sechskantschrauben				Muttern		Zylinderschrauben				Durchgangsloch
ISO	4014 und 4017			4032	4035	4762				
DIN EN	24014 und 24017			24032	24035	20273				
DIN	(931 und 933)			(934)	(439)	(912)				
d	s	k	l	m	m	d ₁	k	s	l	d _h (mittel)
M 3	5,5	2	6 ... 30	2,4	1,8	5,5	3	2,5	5 ... 30	3,5
M 4	7	2,8	8 ... 40	3,2	2,2	7	4	3	6 ... 40	4,5
M 5	8	3,5	10 ... 50	4,7	2,7	8,5	5	4	8 ... 50	5,5
M 6	10	4	12 ... 60	5,2	3,2	10	6	5	10 ... 60	6,6
M 8	13	5,3	16 ... 80	6,8	4	13	8	6	12 ... 80	9,0
M 10	16	6,4	20 ... 100	8,4	5	16	10	8	16 ... 100	11,0
M 12	18	7,5	25 ... 120	10,8	6	18	12	10	20 ... 120	13,5
M 14 ¹⁾	21	8,8	30 ... 140	12,8	7	21	14	12	25 ... 140	15,5
M 16	24	10	30 ... 200	14,8	8	24	16	14	25 ... 160	17,5
M 20	30	12,5	40 ... 200	18	10	30	20	17	30 ... 200	22,0
M 24	36	15	50 ... 200	21,5	12	36	24	19	40 ... 200	26,0
M 30	46	18,7	60 ... 200	25,6	15	45	30	22	45 ... 200	33,0

¹⁾ Möglichst vermeiden (keine Vorzugsgröße).

schädigt wird. Dies läßt sich leicht vermeiden, wenn beim Lösen der Verschraubung die Mutter abgeschraubt wird. Dafür ist jedoch ein fester Sitz des Einschraubgewindes erforderlich, der durch Verspannen im Gewindeauslauf oder im Bohrungsgrund erzielt wird.

Muttern. Die Formen der *Muttern* (Abb. 2.91) richten sich in erster Linie nach den Bedienungsmöglichkeiten. Für das Anziehen von Hand sind die Flügel- und Rändelmutter brauchbar. Mit üblichen Schraubenschlüsseln werden die Sechskant-, Vierkant-, Hut- und Kronenmutter angezogen. Schlitz-, Zweiloch-, Kreuzloch und Nutmutter (Wellenmutter) sind für den Einbau bei beschränkten Platzverhältnissen geeignet. Eine Sechskantmutter nach ISO 4032 hat eine Mutterhöhe von $m \geq 0,8 \cdot d$. Bei richtiger Werkstoffwahl (siehe Kap. 2.7.4) ist dadurch sichergestellt, daß das Gewinde nicht ausreißt, sondern bei Überbeanspruchung die Schraube abreißt. Flache Mutter, wie die Sechskantmutter nach ISO 4035 oder Nutmutter eignen sich nicht zum Übertragen von großen Kräften.

Abb. 2.89. Genormte Stift- und Schafschrauben

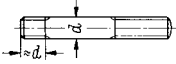
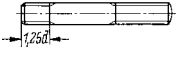
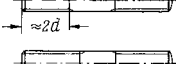
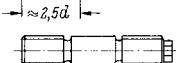
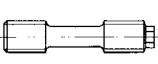
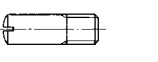
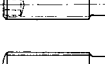
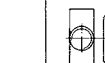
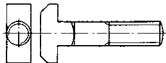
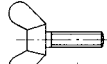
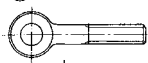
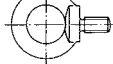
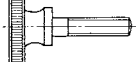
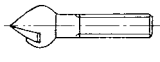
	DIN 938	Stiftschraube für Stahl
	DIN 939	Stiftschraube für GG
	DIN 835	Stiftschraube für Al
	DIN 940	Stiftschraube für Weichmetall
	DIN 2509	Schraubenbolzen
	DIN 2510	Schraubenbolzen mit Dehnschaft
	DIN 427	Schafschraube mit Schlitz
	DIN EN ISO 4026 DIN EN ISO 4027 DIN EN ISO 4029	Schafschrauben mit Innensechskant
	DIN EN ISO 4028	Schafschraube mit Zapfen
	DIN EN ISO 7435	Gewindestift mit Zapfen
	DIN EN ISO 4766 DIN EN ISO 7434 DIN EN ISO 7436	Gewindestifte

Abb. 2.90. Verschiedene genormte Ausführungsformen

	DIN 186 188 261 7992	Hammerschrauben
	DIN 316	Flügelschraube
	DIN 444	Augenschraube
	DIN 580	Ringschraube
	DIN 464 465 653	Rändelschrauben
	DIN 529	Steinschraube
	DIN 797	Ankerschraube
	DIN 1478 1479 1480	Spannschloß
	DIN 910 7604 DIN 908	Verschußschraube mit Bund und Außen- bzw. Innensechskant
	DIN 909 DIN 906	Verschußschraube mit Außen- bzw. Innensechskant

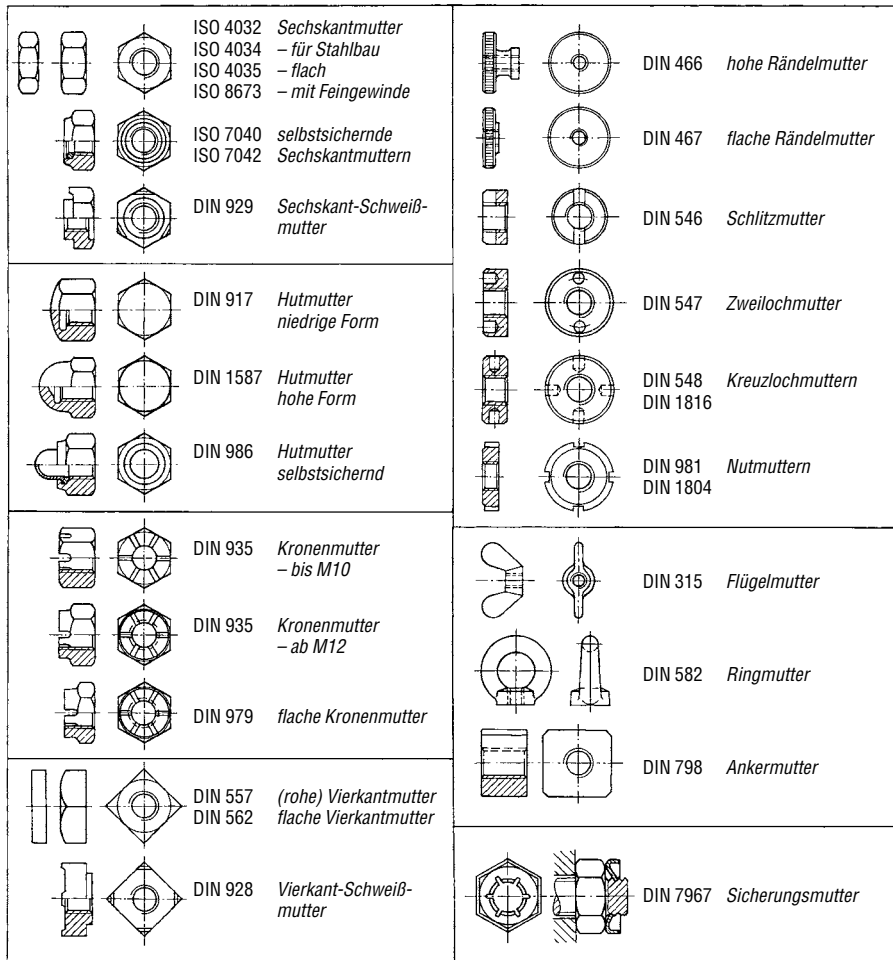


Abb. 2.91. Genormte Muttern

Unterlegscheiben. Bei großen Durchgangslöchern und bei Langlöchern werden Unterlagsscheiben nach Abb. 2.93 benötigt. Auch wenn die Auflage weicher als die Mutter ist oder nicht senkrecht zur Schraubenachse steht, z. B. an den Flanken von U-Stahl und I-Trägern, sind Scheiben erforderlich.

2.7.4

Werkstoffe und Festigkeitswerte

Schrauben und Muttern mit Regelgewinde. Für Schrauben und Muttern, die aus unlegiertem oder niedriglegiertem Stahl hergestellt sind und keinen speziellen Anforderungen unterliegen, sind in DIN EN ISO 898 besondere Kurzbezeichnungen für verschiedene Festigkeitsklassen vorgesehen (Tabelle 2.28).

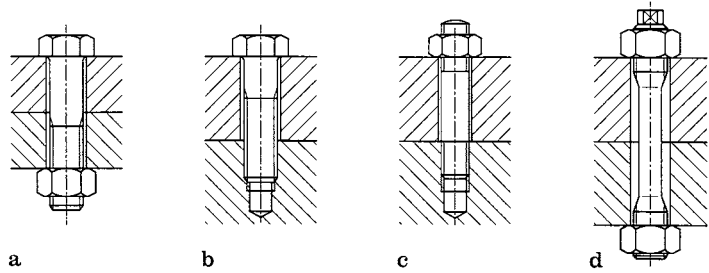


Abb. 2.92. Schraubenverbindungen: a) Durchsteckverbindungen; b) Einschraubverbindung; c) Einschraubverbindung mit Stiftschraube; d) Dehnschraubenverbindung

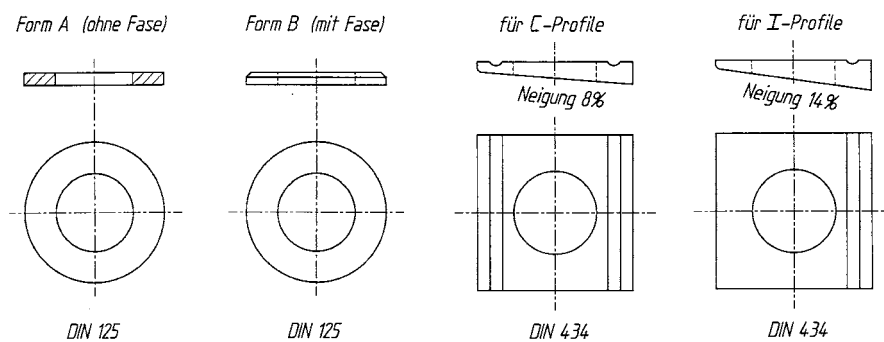


Abb. 2.93. Unterlegscheiben

Tabelle 2.28. Festigkeitsklassen für Schrauben und Muttern

Schrauben (DIN EN ISO 898)			Muttern (DIN EN 20 898-2)	
Festigkeits- klasse	Zugfestigkeit	Mindest- Streckgrenze R_e bzw. $R_{p\,0,2}$ [N/mm ²]	Festigkeits- klasse	Prüfspannung (größenabhängig) [N/mm ²]
	R_m [N/mm ²]			
3.6	330	192	5	520 ... 610
4.6	400	240		
4.8	420	340		
5.6	500	300	6	600 ... 700
5.8	520	420		
6.8	600	480	8	800 ... 920
8.8	800	640		
10.9	1040	940	10	1040 ... 1060
12.9	1220	1100		
			12	1150 ... 1200

Bei *Schrauben* besteht die Bezeichnung aus zwei Zahlen, die durch einen Punkt getrennt sind. Die erste Zahl ist gleich 1/100 der Mindestzugfestigkeit in N/mm², die zweite gibt das 10fache des Verhältnisses der Streckgrenze zur Zugfestigkeit an. Die Multiplikation beider Zahlen ergibt also 1/10 der Mindeststreckgrenze in N/mm².

Beispiel: 8.8

$$1. \text{ Zahl} = 8 = \frac{R_m}{100} \quad \rightarrow \quad R_m = 800 \text{ N/mm}^2.$$

$$2. \text{ Zahl} = 8 = \frac{R_e}{R_m} \cdot 10 \quad \rightarrow \quad R_e = R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2.$$

Die Festigkeitsklassen von Muttern werden mit einer Zahl entsprechend 1/100 der Prüfspannung in N/mm² bezeichnet.

Beispiel: 8

$$\text{Zahl} = 8 = \frac{\text{Prüfspannung}}{100} \quad \rightarrow \quad \text{Prüfspannung} = 800 \text{ N/mm}^2.$$

Diese Prüfungsspannung entspricht der Mindestzugfestigkeit in N/mm² einer Schraube, mit der die Mutter gepaart werden kann. Das heißt, eine Schraube der Festigkeitsklasse 10.9 sollte mit einer Mutter der Festigkeitsklasse 10 kombiniert werden, damit eine optimale Werkstoffausnutzung erzielt wird.

Blechschauben. Sie werden meistens aus Einsatzstahl oder aus nichtrostendem austenitischen Chrom-Nickel-Stahl hergestellt. Für besondere Einsatzfälle werden auch warm ausgehärtete Al-Legierungen verwendet. Die Festigkeitswerte für Blechschauben aus Einsatzstahl sind in Tabelle 2.29 zusammengefaßt.

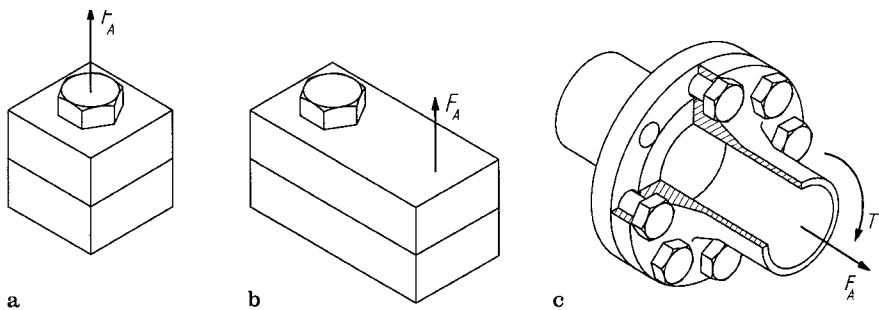
2.7.5

Berechnen von Schraubenverbindungen

Die VDI 2230 bildet die Grundlage für die Berechnung hochbelasteter Schraubenverbindungen. Die nachfolgend erläuternden Berechnungsgänge und die dabei verwendeten Bezeichnungen erfolgen in Anlehnung an diese VDI-Richtlinie. Danach läßt sich eine zylindrische Einschraubenverbindung, die als Ausschnitt aus einer sehr biegesteifen Mehrschraubenverbindung betrachtet werden kann, einfach und ausreichend genau berechnen. Komplexe Mehrschraubenverbindungen können in vielen Fällen wie Einschraubenverbindungen berechnet werden. Voraussetzung dafür ist, daß die Schraubenachsen parallel zueinander und senkrecht zur Trennfläche liegen. Außerdem wird elastisches Verhalten der Bauteile vorausgesetzt. Weiter ist noch darauf hinzuweisen, daß hier nur zentrisch vorgespannte und zentrisch belastete Verbindungen betrachtet werden. Für große exzentrische Belastungen, die zu einem Auseinanderklaffen der Trennfuge führen können, wird auf VDI 2230 verwiesen (Abb. 2.94).

Tabelle 2.29. Mechanische Eigenschaften für einsatzgehärtete Blechschrauben

Nenn- durchmesser	2,2	2,9	3,5	3,9	4,2	4,8	5,5	6,3	8
Mindebruch- drehmoment $M_{B\min}$ [Ncm]	45	150	280	340	450	650	1000	1400	3100
Mindestschub- bruchkräfte F_S [N]	800	2000	2900	3600	4200	5400	7100	9200	
Einsatzhärtungs- tiefe [mm]	0,04 ...0,1	0,05 ... 0,18			0,10 ... 0,23			0,15 ... 0,28	
min. Randhärte [HV 0,3]	450								
Kernhärte [HV 0,3]	270 ... 390								

**Abb. 2.94.** Schraubenverbindungen: a) zentrisch belastete Einschraubenverbindung; b) exzentrisch belastete Einschraubenverbindung; c) Mehrschraubenverbindung

2.7.5.1

Verspannungsschaubild

Schraubenverbindungen sind vorgespannte Verbindungen, bei denen durch das Anziehen der Schraube oder Mutter die Schraube gedehnt und die zu befestigenden Teile (Platten) zusammengedrückt werden. Die jeweiligen Verformungen sind von den Abmessungen (Querschnitt und Länge) und von den Werkstoffen (Elastizitätsmodul) abhängig. Sie sind nach dem Hookeschen Gesetz im elastischen Bereich proportional zur auftretenden Längskraft. Das Verhältnis von Längenänderung f und Kraft F ist die „elastische Nachgiebigkeit“ δ und entspricht dem Kehrwert der Federrate R bei technischen Federn:

$$\delta = \frac{f}{F} = \frac{l}{E \cdot A} = \frac{1}{R}.$$

Zwecks der besseren Anschaulichkeit wird im folgenden mit den Federraten R und nicht mit den elastischen Nachgiebigkeiten δ gerechnet. Der Grund liegt einfach darin, daß Schraubenverbindungen als elastische Bauteile betrachtet werden und somit die Gesetzmäßigkeiten der technischen Federn (Kap. 2.8) direkt übertragen werden können.

Für eine vorgespannte Schraubenverbindung mit der Vorspannkraft F_V gilt daher:

$$\text{Federrate der Schraube: } R_s = \frac{F_V}{f_s},$$

$$\text{Federrate der Platten: } R_p = \frac{F_V}{f_p}.$$

In Abb. 2.95 sind die Schrauben durch eine Zugfeder und die verspannten Teile durch eine Druckfeder dargestellt. Nach der Montage stellt sich ein Kräftegleichgewicht derart ein, daß die Schraubenvorspannkraft F_{SV} gleich der Vorspannkraft der verspannten Teile F_{PV} ist. Die Darstellung der Federkennlinien von Schrauben und Platten im verspannten Zustand nennt man Verspannungsschaubild.

Betriebszustand. Greift an der Mutterauflage eine zusätzliche äußere Betriebskraft F_A in Richtung der Schraubenachse an, so wird die Schraube dadurch noch weiter um f_A verlängert. Gleichzeitig wird die Zusammendrückung der verspannten Teile um den gleichen Betrag verringert. Die Schraube erfährt dadurch eine zusätzliche Belastung um F_{SA} während die verspannten Teile um F_{PA} entlastet werden.

Aus dem Verspannungsschaubild kann bezüglich des Kräftegleichgewichts leicht abgelesen werden:

$$\text{Betriebskraft: } F_A = F_{SA} + F_{PA}, \quad (2.41)$$

$$\text{max. Schraubenkraft: } F_S = F_V + F_{SA}, \quad (2.42)$$

$$\text{Klemmkraft: } F_K = F_V - F_{PA} = F_S - F_A \quad (2.43)$$

$$\text{mit: } R_s = \frac{F_{SA}}{f_A} \quad (2.44) \quad \text{und} \quad R_p = \frac{F_{PA}}{f_A} \quad (2.45)$$

$$\text{ergibt sich: } F_A = (R_s + R_p) \cdot f_A. \quad (2.46)$$

Aus der Division der Gl. (2.44) bzw. Gl. (2.45) mit Gl. (2.46) folgt:

$$\text{Schraubenzusatzkraft: } F_{SA} = \frac{1}{1 + R_p/R_s} \cdot F_A = \Phi \cdot F_A, \quad (2.47)$$

$$\text{Plattenzusatzkraft: } F_{PA} = \frac{1}{R_s/R_p + 1} \cdot F_A = (1 - \Phi) \cdot F_A. \quad (2.48)$$

Das Verhältnis $F_{SA}/F_A = \Phi$ wird als Kraftverhältnis bezeichnet.

Wirken Betriebskräfte senkrecht zur Schraubenachse, so müssen diese durch Reibung in den Bauteilfugen übertragen werden. Das heißt, es liegt eine

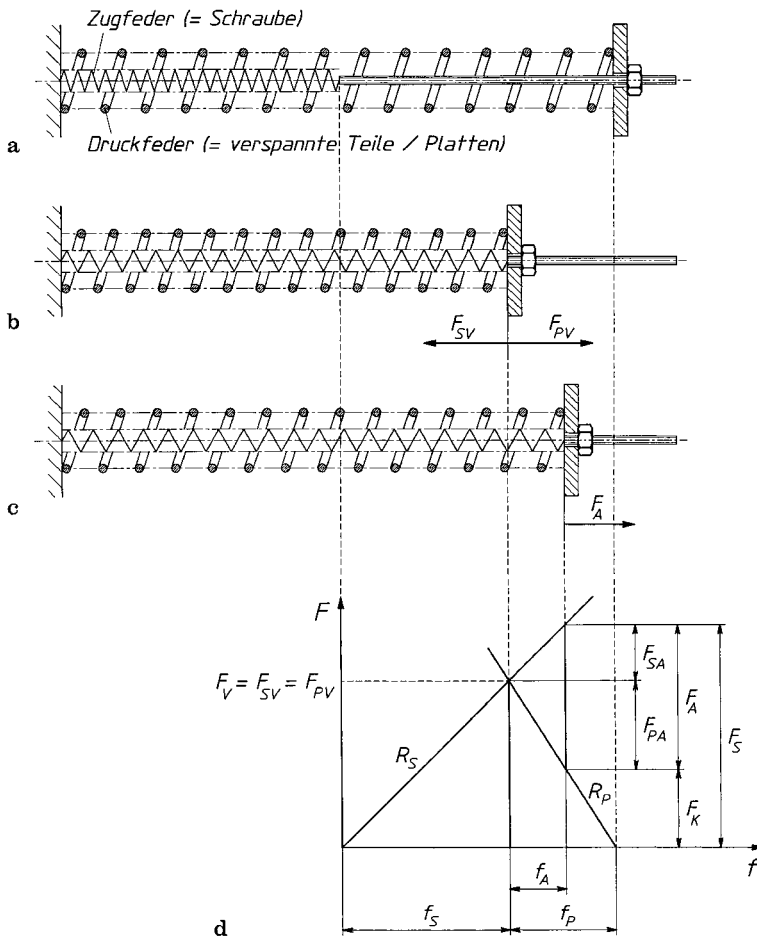


Abb. 2.95. Ersatzmodell und Verspannungsschaubild: a) unbelastet; b) vorgespannt (Montage); c) mit zusätzlicher axialer Betriebskraft F_A belastet; d) Verspannungsschaubild

reine Reibschlußverbindung vor, bei der die Schrauben so fest angezogen werden müssen, daß die dadurch entstehenden Reibkräfte größer als die auftretenden Betriebskräfte sind. Der Verspannungszustand der Schraubenverbindung wird dann durch das Einwirken der Betriebskräfte nicht verändert.

Einfluß der Federraten. Wie aus Gl. (2.47) und Gl. (2.48) ersichtlich, ist die zusätzliche Schraubenkraft F_{SA} bei Angriff einer axialen Betriebskraft F_A an der Mutter- bzw. Schraubenkopfauflage abhängig vom Verhältnis der Federraten. So wird F_{SA} , und dadurch auch die maximale Schraubenkraft F_S , um so kleiner, je „weicher“ die Schraube ist (Abb. 2.96). Praktisch läßt sich eine weiche Schraube in Form einer Dünnschaft- oder Dehnschraube realisieren, die einen dünnen und langen Schaft besitzt. Da die Elastizität einer Schraube, wie weiter

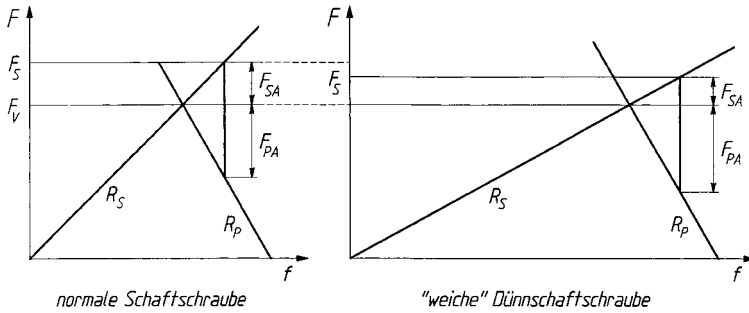


Abb. 2.96. Verspannungsschaubilder von Schraubenverbindungen mit unterschiedlichen Federraten R_S

hinten noch gezeigt wird, proportional zum Querschnitt und umgekehrt proportional zur Länge des Schaftes ist, lassen Dehnschrauben relativ große Verformungen in axialer Richtung zu.

Besonders bei dynamischen Betriebskräften, wie sie z. B. am Zylinderkopf eines Motors auftreten, ist es wichtig, den dynamischen Anteil der Schraubenkraft möglichst gering zu halten. Wie aus Abb. 2.97 hervorgeht, schwankt die Schraubenkraft bei schwellender Betriebskraft zwischen F_V und F_S .

Ermittlung der Federraten. Die Federkonstanten von Schrauben können leicht und mit hinreichender Genauigkeit für elastische Verformungen nach dem Hookeschen Gesetz berechnet werden. Danach ist die Längenänderung f proportional zur Kraft F und der Ausgangslänge l und umgekehrt proportional zum Elastizitätsmodul E :

$$f = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}.$$

Eine Dehnschraube mit abgesetzten Querschnitten (Abb. 2.98) entspricht einer Reihenschaltung von Federelementen, deren Gesamtverlängerung f_S bei einer Belastung mit der Kraft F_S gleich der Summe der Einzelverlängerungen der Abschnitte ist:

$$f_S = f_{K_0} + f_1 + \dots + f_5 + f_{GM},$$

daraus folgt analog zur Reihenschaltung von technischen Federn:

$$\delta_S = \frac{1}{R_S} = \frac{1}{R_{K_0}} + \frac{1}{R_1} + \dots + \frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_{GM}} = \delta_{K_0} + \delta_1 + \dots + \delta_5 + \delta_{GM}.$$

Versuche zeigten, daß auch außerhalb der Klemmlänge l_K befindliche Bereiche wie Kopf l_{K_0} (δ_{K_0}) und Gewindeeinschraubbereich l_{GM} (δ_{GM}) die Gesamtnachgiebigkeit δ_S der Schraube beeinflussen. δ_{GM} setzt sich dabei aus der Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindeteils δ_G und der Nachgiebigkeit des Mut-

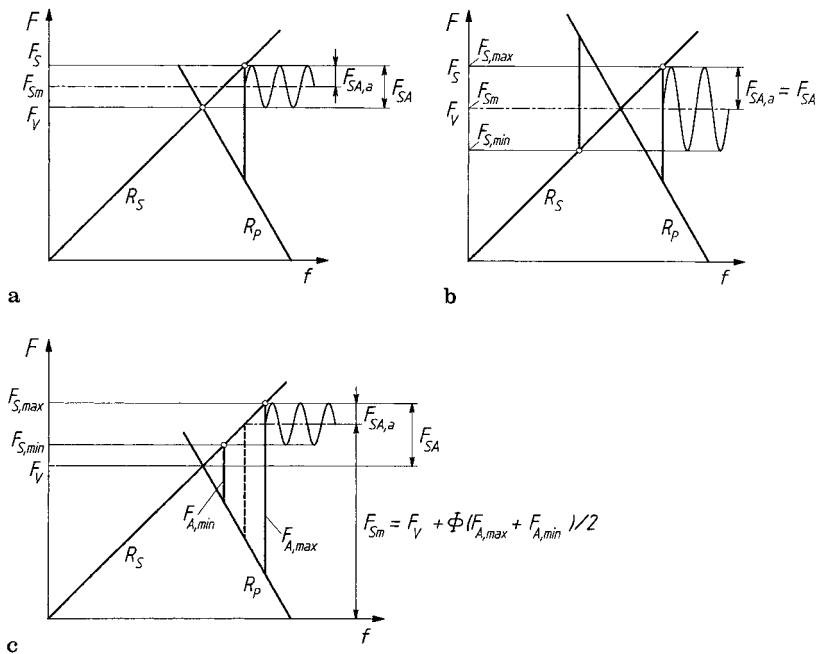
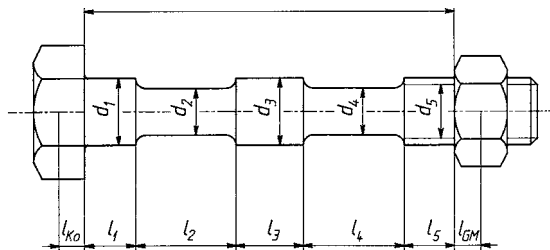


Abb. 2.97. Schraubenverbindungen mit zeitlich veränderlichen Betriebskräften F_A (mit F_{Sm} = mittlere Schraubenkraft und $F_{SA,a}$ = Schraubenausschlagskraft)

Abb. 2.98. Dehnschraube mit abgesetzten Querschnitten



ter- bzw. Einschraubgewindebereichs δ_M zusammen. Mit $\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M$ kann die Nachgiebigkeit der Schraube folgendermaßen berechnet werden:

$$(2.49) \quad \delta_S = \frac{1}{E_S} \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \dots + \frac{l_5}{A_{d3}} + \frac{l_G}{A_{d3}} \right) + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N}.$$

Nach VDI 2230 werden folgende Erfahrungswerte angesetzt:

$$\begin{aligned} l_{Ko} &= 0,5 \cdot d && \text{für Sechskantschrauben} \\ l_{Ko} &= 0,4 \cdot d && \text{für Innensechskantschrauben} \end{aligned}$$

$l_G = 0,5 \cdot d$
 $l_M = 0,4 \cdot d$ und $E_M = E_S$ für Durchsteckverbindungen
 $l_M = 0,33 \cdot d$ und $E_M = E_p$ für Einschraubverbindungen
 $A_N = d^2 \cdot \pi/4$ (Nennquerschnitt) und $A_{d3} = d_3^2 \cdot \pi/4$ (Kernquerschnitt)
 E_S : E-Modul der Schraube und E_p : E-Modul der verspannten Teile.

Die Federkonstanten der verspannten Teile sind wegen des dreidimensionalen Spannungs- und Verformungszustandes rechnerisch nur schwer zu erfassen.

Nur für den Fall, daß eine Hülse mit Außendurchmesser $D_A \leq d_w$ vorliegt (Abb. 2.99a), kann die Nachgiebigkeit δ_p bzw. die Federrate R_p exakt berechnet werden:

$$\delta_p = \frac{1}{R_p} = \frac{l_K}{E_p \cdot A_H}. \quad (2.50a)$$

Der Querschnitt für die Hülse berechnet sich zu

$$A_H = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_h^2).$$

Werden die Abmessungen der verspannten Teile wesentlich größer als die Kopfauffläche, (z. B. bei Flanschen oder Platten), stellt sich eine Druckspannungsverteilung ein, die vom Schraubenkopf zur Trennfuge zunimmt (Abb. 2.99b). Zur näherungsweisen Bestimmung der Nachgiebigkeit wird daher ein Ersatz-Verformungskörper definiert.

Für $d_w < D_A < (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi)$ besteht dieser Ersatz-Verformungskörper aus Kegel und Hülse. Mit $w = 1$ für Durchsteckverbindungen und $w = 2$ für Einschraubverbindungen kann die Nachgiebigkeit berechnet werden:

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi} \right]}{E_p \cdot \pi} \quad (2.50b)$$

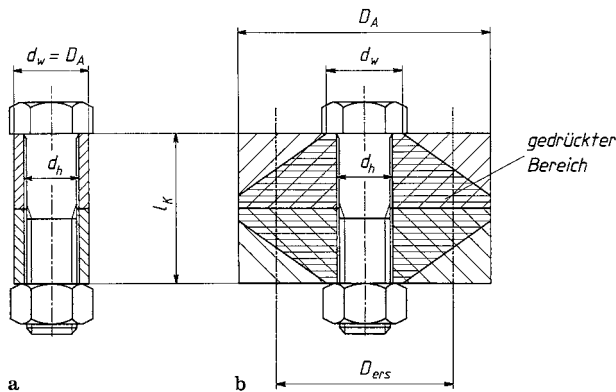


Abb. 2.99. Ersatzverformungskörper für elastisch verspannte Bauteile

Für $D_A \geq (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi)$ besteht der Ersatz-Verformungskörper nur aus einem Kegel und die Nachgiebigkeit berechnet sich zu

$$\delta_p = \frac{2 \cdot \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \quad (2.50c)$$

Der (fiktive) Winkel φ des Ersatz-Verformungskörpers ist nicht konstant. Für Durchsteckverbindungen gilt:

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \cdot \ln (\beta_L/2) + 0,153 \cdot \ln y$$

und für Einschraubverbindungen:

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y$$

Dabei wird für $\beta_L = l_K/d_w$ und für $y = D_A/d_w$ gesetzt.

Einfluß der Krafteinleitung. In den bisherigen Betrachtungen wurde die Einleitung einer axialen Betriebskraft direkt unter der Kopf- bzw. Mutterauflage angenommen. In der Praxis erfolgt jedoch die Krafteinleitung zwischen Kopf- bzw. Mutterauflagefläche und der Trennfuge der verspannten Teile (Abb. 2.100). Die Berechnung des Krafteinleitungsfaktors n , der die Lage der Krafteinleitung festlegt, ist mit einfachen Mitteln nicht möglich. Näherungsweise kann der Faktor n nach VDI 2230 bestimmt werden, indem die Verschraubung einem Verbindungstyp SV1 bis SV6 (Abb. 2.100c) zugeordnet wird. Aus der Geometrie der Verbindung müssen die Höhe h , der Abstand a_K sowie die Länge l_A bestimmt werden (Abb. 2.100b). Wenn die verspannten Teile den gleichen E-Modul besitzen, gilt für den Krafteinleitungsfaktor n :

$\frac{l_A}{h}$	0,00	0,10	0,20	0,30
$\frac{a_K}{h}$	0,00 0,10 0,30 0,50	0,00 0,10 0,30 0,50	0,00 0,10 0,30 0,50	0,00 0,10 0,30 0,50
SV1	0,70 0,55 0,30 0,13	0,52 0,41 0,22 0,10	0,34 0,28 0,16 0,07	0,16 0,14 0,12 0,04
SV2	0,57 0,46 0,30 0,13	0,44 0,36 0,21 0,10	0,30 0,25 0,16 0,07	0,16 0,14 0,12 0,04
SV3	0,44 0,37 0,26 0,12	0,35 0,30 0,20 0,09	0,26 0,23 0,15 0,07	0,16 0,14 0,12 0,04
SV4	0,42 0,34 0,25 0,12	0,33 0,27 0,16 0,08	0,23 0,19 0,12 0,06	0,14 0,13 0,10 0,03
SV5	0,30 0,25 0,22 0,10	0,24 0,21 0,15 0,07	0,19 0,17 0,12 0,06	0,14 0,13 0,10 0,03
SV6	0,15 0,14 0,14 0,07	0,13 0,12 0,10 0,06	0,11 0,11 0,09 0,06	0,10 0,10 0,08 0,03

Bei Durchsteckverbindungen ist $h = l_K$, bei Einschraubverbindungen wird für h die Höhe der oberen Platte eingesetzt.

Wie aus dem Beispiel in Abb. 2.100 ersichtlich, wird bei $n < 1$ nur ein Teil der verspannten Teile entlastet, während der restliche Anteil zusätzlich belastet wird. Das heißt, R_p wird härter, da die Klemmlänge kürzer wird. Der Anteil, der zusätzlich belastet wird kann der Schraube zugeschlagen werden, die infolge der dadurch größer werdenden Klemmlänge weicher wird. Dadurch kann, wie bei einer Dehnschraube, die Schraubenzusatzkraft F_{SA} reduziert werden.

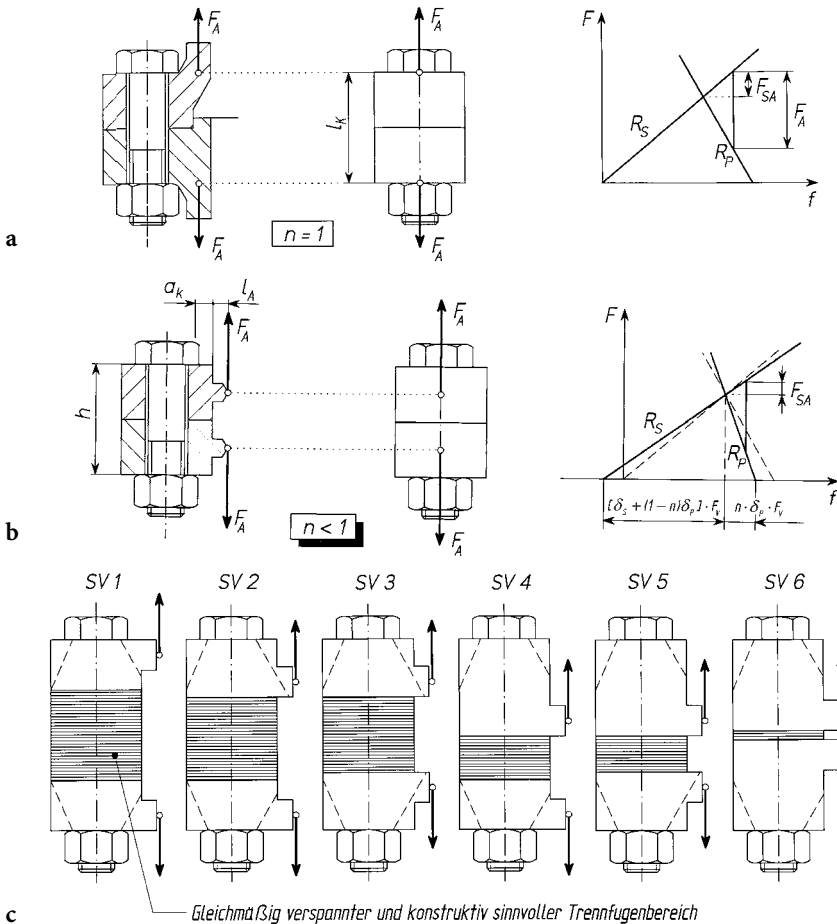


Abb. 2.100. Krafteinleitung in die Schraubenverbindung: a) Krafteinleitung am Schraubenkopf ($n=1$); b) Krafteinleitung bei $n < 1$; c) Verbindungstypen nach DIN 2230

Im Extremfall $n=0$, das entspricht einer Krafteinleitung in der Trennfuge, wird $F_{SA} = 0$. Die Hülse wird dann als absolut starr betrachtet und eine axiale Betriebskraft F_A wird von der Schraube solange nicht „bemerkt“, bis $F_A = F_V$ ist. Für $F_A \geq F_V$ ist jedoch keine Klemmkraft mehr vorhanden, was zu einem Auseinanderklaffen der Verbindung führt. In Tabelle 2.30 sind die Gleichungen der Schrauben- und Klemmkraft, abhängig von der Krafteinleitung, zusammengestellt.

2.7.5.2

Gewindekräfte und -momente

Die Kraftverhältnisse in einer Schraubenverbindung können am einfachsten dargestellt werden, indem die auf alle Gewindegänge verteilte Flächenkraft auf ein Mutterelement konzentriert wird. Dieses Mutterelement bewegt sich beim

Tabelle 2.30. Schrauben- und Klemmkräfte abhängig von der Krafteinleitung

Krafteinleitung	Schraubenkraft	Klemmkraft
Schraubenkopf $n = 1$	$F_S = F_{SV} + \frac{R_S}{R_P + R_S} F_A$ $F_S = F_{SV} + \Phi \cdot F_A$	$F_K = F_{SV} - \frac{R_P}{R_S + R_P} F_A$ $F_K = F_{SV} - (1 - \Phi) F_A$
beliebig $0 < n < 1$	$F_S = F_{SV} + n \cdot \Phi \cdot F_A = F_{SV} + \Phi_n \cdot F_A$	$F_K = F_{SV} - (1 - \Phi_n) \cdot F_A$
Trennfuge $n = 0$	$F_S = F_{SV}$	$F_K = F_S - F_A$

Anziehen und Lösen entlang dem Bolzengewinde, das in abgewickelter Form eine schiefe Ebene – oder einen Keil – darstellt.

Anziehen einer Schraubenverbindung. Nach Abb. 2.101 wird das Element durch die Schraubenlängskraft F_S belastet und von der Umfangskraft F_U beim Anziehen keilaufwärts verschoben. Die dadurch entstehende Normalkraft F_N bewirkt nach COULOMB eine Reibkraft F_R , die entgegen der Bewegungsrichtung wirkt und den Reibwinkel ϱ einschließt. Da jedoch alle genormten Gewindeprofile geneigte Gewindeflanken aufweisen, erscheint im Kräfteplan nur die Komponente F'_N , die abhängig vom Flankenwinkel α ist:

$$F'_N = F_N \cdot \cos \alpha/2.$$

Für die Reibkraft gilt dann:

$$F_R = F_N \cdot \mu_G = F'_N \cdot \mu'_G.$$

Damit F_R aus dem Kräfteplan, der parallel zur Schraubenachse liegt, berechnet werden kann, wird ein scheinbarer Reibbeiwert μ'_G eingeführt, der berechnet werden kann zu

$$\mu'_G = \frac{\mu_G}{\cos \alpha/2} = \tan \varrho'.$$

Aus dem Kräfteplan nach Abb. 2.101 ergibt sich also für das Anziehen bis zur Vorspannkraft $F_S = F_V$ eine Umfangskraft von:

$$F_U = F_V \tan (\varphi + \varrho').$$

Wenn die Umfangskraft am Flankendurchmesser d_2 angreift (siehe Definition Steigungswinkel), so wird das Gewindemoment:

$$M_G = F_V \frac{d_2}{2} \tan (\varphi + \varrho'). \quad (2.51)$$

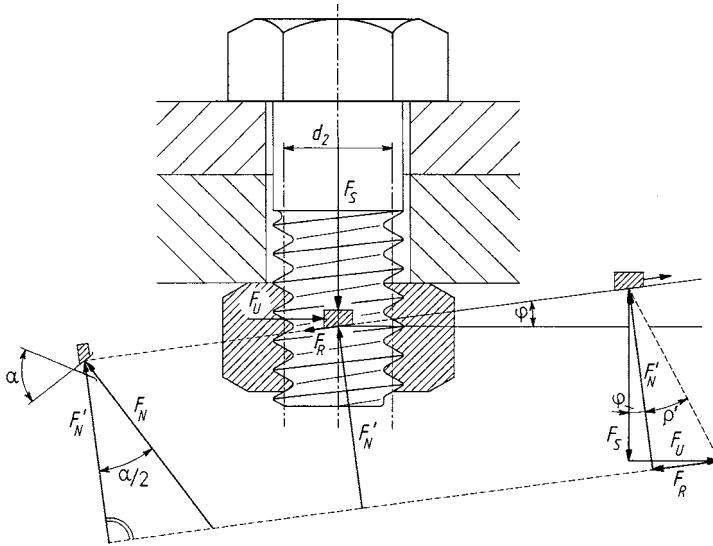


Abb. 2.101. Kräfte beim Anziehen einer Schraubenverbindung

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, daß sich das Gewindemoment aus dem Nutzdrehmoment ($M_{\text{GSt}} = F_V \cdot r_2 \cdot \tan \varphi$) und dem Gewindereibungsmoment ($M_{\text{GR}} = F_V \cdot r_2 \cdot \tan \varphi'$) zusammensetzt. Das Nutzdrehmoment resultiert aus der Keilwirkung, die durch die Gewindesteigung hervorgerufen wird und erzeugt die Vorspannkraft in der Schraube. Das Gewindereibungsmoment muß zur Überwindung der Reibung zwischen den Gewindeflanken von Schraube und Mutter aufgebracht werden.

Montage einer Schraubenverbindung. Um eine Schraube auf die Schraubenvorspannkraft F_{SV} anzuziehen, ist zusätzlich zum Gewindemoment M_{G} ein Kopfreibmoment M_{KR} erforderlich, um die Reibung zwischen Kopf- bzw. Mutterauflage zu überwinden. Unter der Annahme, daß zwischen Kopf- und Auflage ein Reibbeiwert von μ_{K} vorhanden ist und die dadurch entstehende Reibkraft im mittleren Reibdurchmesser D_{Km} angreift (Abb. 2.102), gilt für das Kopfreibmoment:

$$M_{\text{KR}} = F_V \mu_{\text{K}} \frac{D_{\text{Km}}}{2}.$$

Das bei der Montage aufzubringende Schraubenanzugsmoment ist dann

$$M_{\text{A}} = M_{\text{G}} + M_{\text{KR}} = F_V \left[\frac{d_2}{2} \tan (\varphi + \varphi') + \mu_{\text{K}} \frac{D_{\text{Km}}}{2} \right]. \quad (2.52)$$

Die Reibbeiwerte im Gewinde μ_{G} bzw. μ_{G}' und in der Kopfauflage μ_{K} weisen große Streuungen auf, da sie von vielen Faktoren abhängig sind, wie z.B. den Werkstoffpaarungen, der Oberflächenbeschaffenheit (Rauhtiefe, blank oder

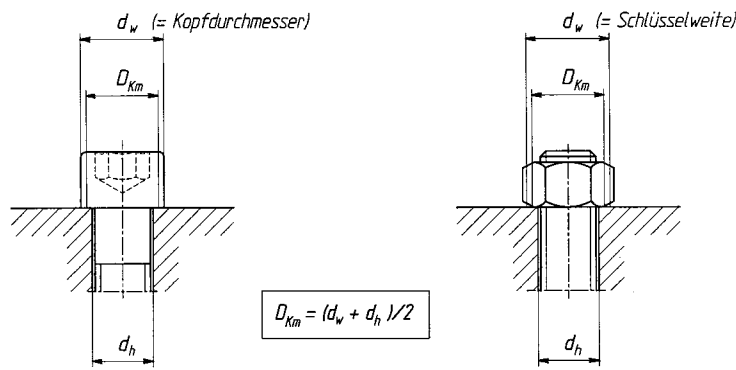


Abb. 2.102. Wirksamer Durchmesser D_{Km} für das Kopfreibmoment

beschichtet) und der Art der Schmierung. Versuche ergaben etwa folgende Streubereiche für die μ_G und μ_K :

Oberflächen- beschaffenheit	Ohne besondere Schmierung	Schmierung mit Öl	Schmierung mit Molykote
Blank	0,14 ... 0,24	0,08 ... 0,16	0,04 ... 0,10
Phosphatiert			
Vergütungsschwarz	0,20 ... 0,35	0,14 ... 0,24	0,08 ... 0,16
Galvanisch verzinkt			
Feuerverzinkt			

Um die Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen zu gewährleisten, müssen bei der Montage die erforderlichen Vorspannkkräfte möglichst exakt aufgebracht werden, weil eine zu geringe Vorspannkraft die geforderte Funktion (z. B. Dichtheit) nicht erfüllt und eine zu hohe Montagevorspannkraft zu einer Überbeanspruchung der Schrauben führt. Die zum Anziehen einer Schraubenverbindung üblichen Montagethoden sind:

Anziehverfahren	Anziehfaktor α_A	Streuung in %
Anziehen von Hand	–	–
Streckgrenzgesteuertes Anziehen	1,2 ... 1,4	$\pm 9 \dots \pm 17$
Drehwinkelgesteuertes Anziehen	1,2 ... 1,4	$\pm 9 \dots \pm 17$
Hydraulisches Anziehen	1,2 ... 1,6	$\pm 9 \dots \pm 23$
Drehmomentgesteuertes Anziehen		
– mit Drehmomentschlüssel	1,4 ... 1,6	$\pm 17 \dots \pm 23$
– mit Drehschrauber	1,7 ... 2,5	$\pm 26 \dots \pm 43$
Impulsgesteuertes Anziehen		
– mit Schlagschrauber	2,5 ... 4,0	$\pm 43 \dots \pm 60$

Eine *Handmontage* ist nur für untergeordnete Verbindungen geeignet, da das Schraubenanzugsmoment und somit auch die Vorspannkraft nur vom Gefühl des Monteurs abhängig ist. Das *streckgrenzgesteuerte Anziehen* basiert auf der Tatsache, daß im elastischen Bereich ein linearer Zusammenhang zwischen Anziehmoment und Drehwinkel besteht und der Anziehvorgang beim Erreichen der Streckgrenze abgebrochen wird. Beim *drehwinkelgesteuerten Anziehen* wird die Vorspannkraft indirekt durch Verlängerungsmessung bestimmt, indem die lineare Beziehung zwischen Vorspannkraft und Anziehdrehwinkel ausgenutzt wird. Zum Anziehen größerer Schrauben (Großmaschinenbau) dienen auch *hydraulische Anzugsgeräte*, indem der Schraubenbolzen an seinem freien, über die Mutter hinausstehenden Ende gefaßt und in axialer Richtung gelängt wird, bis die Montagevorspannkraft erreicht ist. Danach wird die Mutter nur leicht von Hand angezogen. Zum *drehmomentgesteuerten Anziehen* benötigt man einen Drehmomentschlüssel oder einen Drehschrauber, die das aufgebrachte Drehmoment anzeigen oder bei Erreichen des eingestellten Drehmoments abschalten. Schlagschrauber geben die Motorenergie als Drehimpuls an den Schraubenkopf oder die Mutter ab, so daß die Schraube ruckweise angezogen wird.

Bei allen Montageverfahren ergeben sich infolge der Gewindereibung und der Ungenauigkeit der Anzugsmethode eine Streuung der Montage-Vorspannkraft F_M . Diese Montageunsicherheit wird bei der Dimensionierung durch einen aus Versuchen ermittelten Anziehungsfaktor α_A berücksichtigt:

$$\alpha_A = \frac{F_{V \max}}{F_{V \min}} = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}}. \quad (2.53)$$

Lösen einer Schraubenverbindung. Beim Lösen ändert die Reibkraft F_R gegenüber dem Anziehen ihre Richtung, so daß sich ein Kräfteplan nach Abb. 2.103 ergibt. Die in der Verschraubung wirkende Schraubenkraft F_S ist gleich der Vorspannkraft F_V . Das Gewindelösemoment, ohne Berücksichtigung des Kopfreibmoments M_{KR} , kann aus dem Kräfteplan abgelesen werden:

$$M_{GL} = F_V \frac{d_2}{2} \tan(\varphi - \varphi'). \quad (2.54)$$

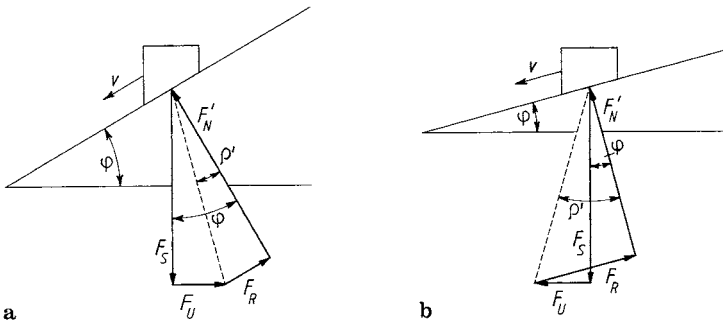


Abb. 2.103. Kräfte beim Lösen einer Schraubenverbindung: a) $\varphi > \varphi'$; b) $\varphi < \varphi'$

Für den Fall $\varphi > \varrho'$ ist eine Umfangskraft entgegen der Bewegungsrichtung „Lösen“ erforderlich, damit das System im Gleichgewicht bleibt. Wird $\varphi < \varrho'$, ist eine Umfangskraft in Bewegungsrichtung notwendig, um die Schraubenverbindung zu lösen. Man spricht dann von einem selbsthemmenden Gewinde, weil zum Lösen ein Moment in Löserichtung oder entgegen der Anziehrichtung aufgebracht werden muß (M_{GL} wird negativ). Daraus ist ersichtlich, daß Befestigungsschrauben immer selbsthemmend sein müssen, weil mit nicht selbsthemmenden Schrauben ein Verspannen nicht möglich ist. Das erforderliche Schraubenlösemoment ergibt sich unter Berücksichtigung des Kopfreibmoments zu

$$M_L = F_V \left[\frac{d_2}{2} \tan(\varphi - \varrho') - \mu_K \frac{D_{Km}}{2} \right]. \quad (2.55)$$

Bei der Berechnung der Anzieh- und Lösemomente ist für F_V immer die maximale Montagevorspannkraft $F_{M \max}$ einzusetzen.

2.7.5.3

Spannungen in Schraubenverbindungen; Bemessungsgrundlagen

Die tatsächliche Spannungsverteilung in Schrauben und Muttern ist bei den räumlich gewundenen Begrenzungsflächen und infolge der Kerbwirkungen sehr komplex und rechnerisch kaum zu erfassen. Schon bei rein statischer Zugbeanspruchung treten im Gewindegrund Spannungsspitzen auf, die bei verformungsfähigen Werkstoffen zwar abgebaut werden, bei spröden Werkstoffen jedoch die Tragfähigkeit stark vermindern. Schrauben werden beim Anziehen infolge des Gewindemoments außerdem auf Torsion beansprucht, so daß die Normal- und die Schubspannungen zu einer Vergleichsspannung zusammengesetzt werden müssen. Bei dynamischer Beanspruchung sind Kerbstellen immer gefährlich, so daß die Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen nur sehr gering ist. Zusätzlich spielt die Art der Kraftübertragung zwischen Schraube und Mutter eine große Rolle. Bei normalen Schraubenverbindungen ist die Lastverteilung auf die einzelnen Gewindegänge sehr ungleichmäßig. Die gefährdetste Stelle liegt am Eintritt der Schraube in die Mutter, da der erste Gewindegang allein 50 bis 60 % der Gesamtlast überträgt.

Zur Bemessung von Schraubenverbindungen werden im allgemeinen vereinfachende Berechnungsmodelle und Erfahrungswerte zugrunde gelegt.

1. *Mutterhöhe oder Einschraubtiefe.* Unter der Annahme, daß alle Gewindegänge z gleichmäßig tragen, kann die erforderliche Mutterhöhe oder Einschraubtiefe m aus der zulässigen Flächenpressung berechnet werden. Mit der tragenden Gewindetiefe H_1 und dem Flankendurchmesser d_2 wird die gesamte tragende Fläche gleich $z \pi d_2 H_1$, die Flächenpressung also

$$p = \frac{F_s}{z \pi d_2 H_1} \leq p_{zul}.$$

Hieraus folgt mit der Steigung P die Mutterhöhe oder Einschraubtiefe

$$m = z \cdot P \geq \frac{F_s P}{\pi d_2 H_1 p_{zul}}. \quad (2.56)$$

Tabelle 2.31. Empfohlene Mindest-Einschraubtiefen für Sacklochgewinde

Festigkeitsklasse	8.8		10.9	
	< 9	≥ 9	< 9	≥ 9
Gewindefeinheit d/P				
AlCuMg 1 F 40	$1,1 \cdot d$	$1,4 \cdot d$	$1,4 \cdot d$	–
EN-GJL-200 (GG-20)	$1,0 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,4 \cdot d$
S 235 (St 37)	$1,0 \cdot d$	$1,25 \cdot d$	$1,25 \cdot d$	$1,4 \cdot d$
E 295 (St 50)	$0,9 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	$1,2 \cdot d$
C 45 V	$0,8 \cdot d$	$0,9 \cdot d$	$0,9 \cdot d$	$1,0 \cdot d$

Die Gewindegänge können auch auf Biegung und Abscheren nachgerechnet werden. Von Feingewinden abgesehen sind jedoch meistens die Biege- und Scherspannungen gering, oder es tritt nur im ersten Gewindegang eine plastische Verformung und somit eine gleichmäßigere Verteilung auf die übrigen Gänge ein. In der Praxis werden Verbindungsschrauben so dimensioniert, daß sie bei Überbeanspruchung nicht durch Ausreißen der Gewindegänge versagen, sondern durch Bruch des zylindrischen Schraubenbolzens. Die dafür üblichen Mindesteinschraubtiefen sind Tabelle 2.31 zu entnehmen.

2. *Montagebeanspruchung.* Beim Anziehen auf die Vorspannkraft F_V wird die Schraube auf Zug und infolge des Gewindemoments M_G zusätzlich auf Torsion beansprucht. Da die Reibung im Gewinde ein Zurückdrehen der Schraube verhindert, wirkt die Torsionsbeanspruchung auch nach dem Anziehen. Die gleichzeitig wirkende Zug- und Torsionsbeanspruchung wird nach der Gestaltungsenergie-Hypothese als Vergleichsspannung dargestellt:

$$\sigma_V = \sigma_{\text{red}, M} = \sqrt{\sigma_{z, M}^2 + 3\tau_t^2} \leq \nu \cdot R_{p0,2}. \quad (2.57)$$

Die Zug- und Torsionsspannungen werden berechnet zu

$$\sigma_{z, M} = \frac{F_{V \max}}{A_s} = \frac{\alpha_A \cdot F_V}{A_s} \quad \text{und} \quad \tau_t = \frac{M_{G \max}}{W_t} = \frac{16 \cdot \alpha_A F_V d_2 \tan(\varphi + \varrho')}{2 \cdot \pi d_3^3}.$$

A_s ist bei normalen Schaftschrauben nach DIN 13 der Spannungsquerschnitt $A_s = \pi/4 \cdot ((d_2 + d_3)/2)^2$ und bei Dünnschaft- oder Taillenschrauben der Schaftquerschnitt ($A_s = A_T = \pi d_T^2/4$). $W_t = d_3^3 \cdot \pi/16$ ist das Torsionswiderstandsmoment des Kernquerschnittes, bei Dünnschaftschrauben wird mit dem Taillien-durchmesser gerechnet ($d_3 = d_T$).

In der Regel werden Schrauben bei der Montage nicht bis zur Streckgrenze angezogen. Dies wird mit dem Ausnutzungsgrad ν berücksichtigt. Mit $\nu = 0,9$, das entspricht einer 90%igen Ausnutzung der genormten Mindest-Streckgrenze $R_{p0,2}$ nach ISO 898-1, kann aus den obenstehenden Gleichungen die zulässige Vorspannkraft berechnet werden. Für Schrauben mit Regelgewinde

können aus Tabelle 2.32 die zulässigen Vorspannkräfte und Anziehmomente entnommen werden.

3. *Statische Beanspruchung.* Eine axiale Betriebskraft F_A erhöht die Zugspannung in der Schraube. Im Betriebszustand ist die Torsionsbeanspruchung jedoch geringer als im Montagezustand. Die Torsionsspannung τ_t (nach Gl. 2.57) wird daher bei der Ermittlung der Vergleichsspannung nicht in voller Höhe berücksichtigt. Wenn die Streckgrenze im Betriebszustand nicht überschritten werden darf, gilt nach VDI 2230:

$$\sigma_{\text{red, B}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(0,5 \cdot \tau_t)^2} < R_{p0,2} \quad (2.58)$$

Die Zugspannung berechnet sich zu

$$\sigma_z = \frac{F_{S \max}}{A_s} = \frac{F_{V \max} + F_{SA}}{A_s}$$

mit $A_s = ((d_2 + d_3)/2)^2 \pi/4$ für Schaftschrauben und $A_s = A_T = d_T^2 \pi/4$ für Dünnschraubschrauben.

4. *Schwingbeanspruchung.* Bei einer schwingenden Betriebskraft F_A darf der Spannungsausschlag σ_a , der sich aus der Schwingkraftamplitude $F_{SA, a}$ (Abb. 2.97) ergibt, die zulässige Ausschlagspannung σ_A nicht überschreiten:

$$\sigma_a = \frac{F_{SA, a}}{A_s} = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2 \cdot A_s} = \frac{F_{S, \max} - F_{S, \min}}{2 \cdot A_s} \leq \sigma_A.$$

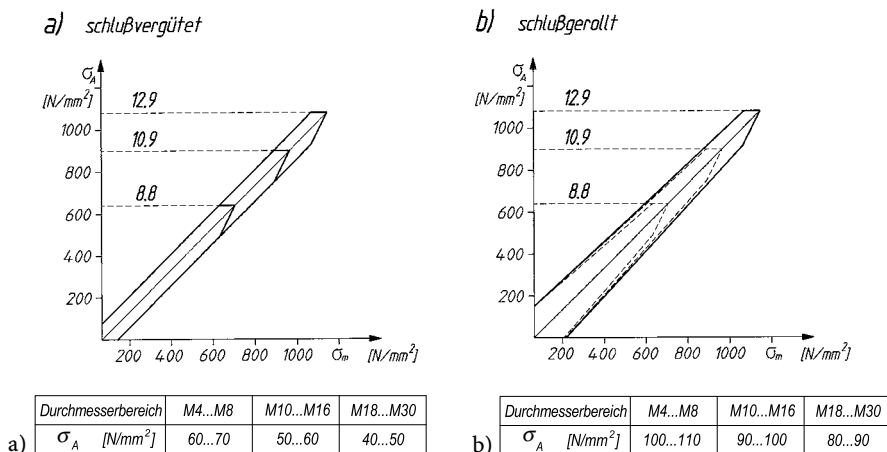


Abb. 2.104. Zulässige Ausschlagspannungen für Schraubenverbindungen

a) σ_A für schlußvergütete Schrauben (Gewinde geschnitten);

b) σ_A für schlußgerollte Schrauben (Gewinde eingewalzt)

Tabelle 2.32. Zulässige Vorspannkraft und Anziehmomente für Regelschrauben (nach VDI 2230)

Montagevorspannkraft für unterschiedliche Reibbeiwerte μ_G im Gewinde				Anziehmoment mit Gewindereibung $\mu_G = 0,12$							
F_V in N für $\mu_G = 0,1$		F_V in N für $\mu_G = 0,2$		M_A in Nm mit $\mu_K = 0,1$		M_A in Nm mit $\mu_K = 0,2$					
8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9			
M4	4500	6700	7800	5700	6700	2,6	3,9	4,5	4,1	6,0	7,0
M5	7400	10800	12700	9400	11000	5,2	7,6	8,9	8,1	11,9	14,0
M6	10400	15300	17900	13200	15500	9,0	13,2	15,4	14,1	20,7	24,2
M8	19100	28000	32800	24300	28400	21,6	31,8	37,2	34,3	50,3	58,9
M10	30300	44500	52100	38600	45200	43	63	73	68	100	116
M12	44100	64800	75900	56300	65800	73	108	126	117	172	201
M14	60600	88900	104100	77200	90400	117	172	201	187	274	321
M16	82900	121700	142400	106100	124100	180	264	309	291	428	501
M18	104000	149000	174000	129000	151000	259	369	432	415	592	692
M20	134000	190000	223000	166000	194000	363	517	605	588	838	980
M22	166000	237000	277000	207000	242000	495	704	824	808	1151	1347
M24	192000	274000	320000	239000	279000	625	890	1041	1011	1440	1685
M27	252000	359000	420000	314000	367000	915	1304	1526	1498	2134	2497
M30	307000	437000	511000	382000	447000	1246	1775	2077	2931	2893	3386

Richtwerte für die Ausschlagspannung (zulässige Spannungsamplitude) können Abb. 2.104 entnommen werden. Nach VDI 2230 ist σ_A von der Festigkeitsklasse weitgehend unabhängig. Die zulässige Ausschlagspannung wird hauptsächlich vom Nenndurchmesser bestimmt.

5. Querbelastete Schraubenverbindungen. Vorgespannte Durchsteckschrauben werden auch zur Übertragung von Querkraften durch Reibschluß benutzt (Abb. 2.105 a). Dabei werden durch die Vorspannkraft F_V in den Berührungsflächen der zu verbindenden Teile Reibkräfte erzeugt, die größer sein müssen als die wirkende Querkraft F_Q . Mit n = Anzahl der Schrauben, i = Anzahl der Berührungsflächenpaare und S_R = Sicherheit gegen Durchrutschen gilt für die erforderliche Mindestklemmkraft:

$$F_{K, \min} = F_V \geq \frac{S_R F_Q}{\mu_T n i} \quad (2.59)$$

Die Reibbeiwerte sind stark vom Oberflächenzustand abhängig. Als Richtwerte für den Maschinenbau können angegeben werden:

$\mu_T = 0,1 \dots 0,15$ (für glatte, nicht fettfreie Trennflächen)
 $S_R = 1,2 \dots 2,0$

Dynamische Querkraften können den Reibschluß zwischen den Berührungsflächen teilweise aufheben. Dadurch wird der Schraubenbolzen auf Scherung beansprucht und infolge der Kerbwirkung die Tragfähigkeit stark beeinträchtigt. Deshalb werden in diesen Fällen häufig formschlüssige Verbindungen verwendet (Abb. 2.105 b und c).

6. Flächenpressung zwischen Kopf- und Mutterauflage. Bei großen Vorspannkraften ist sowohl bei statischen als auch bei dynamischen Betriebskräften die Flächenpressung an den Schraubenkopf- und Mutterauflageflächen zu überprüfen. Zu

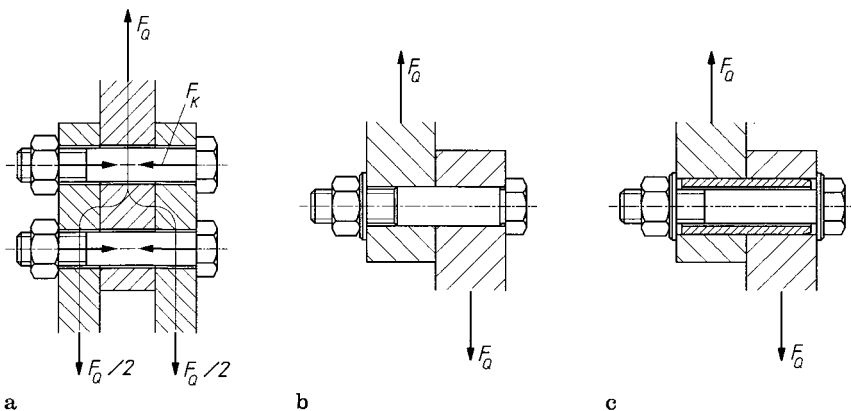


Abb. 2.105. Querbelastete Schraubenverbindungen: a) reibschlüssig, mit $n = 2$ Schrauben und $i = 2$ Berührungsflächenpaare; b) formschlüssig mit Paßschraube; c) formschlüssig mit Scherschülse

Tabelle 2.33. Grenzflächenpressungen (nach VDI 2230)

Werkstoff	Grenzflächenpressung p_G [N/mm ²]
S 235 J	490
E 295	710
34 CrNiMo 6	1080
16 MnCr 5	900
EN-GJL-250	850
EN-GJS-400	600
EN-GJS-600	900
GD-AlSi 9 Cu 3	290

große Flächenpressungen führen zu plastischen Verformungen, wobei durch Kriechvorgänge die Vorspannung der Schraubenverbindung reduziert wird.

Die aus der maximalen Schraubenkraft $F_{S,\max}$ errechnete Flächenpressung sollte deshalb die Grenzflächenpressung p_G des verspannten Werkstoffs nicht überschreiten:

$$p = \frac{F_{S,\max}}{A_p} \leq p_G. \quad (2.60)$$

Dabei errechnet sich die Auflagefläche nach Abb. 2.102 zu

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2).$$

In Tabelle 2.33 sind experimentell ermittelte Werte für Grenzflächenpressungen angegeben.

1. Beispiel: Auslegung einer Befestigungsschraube

Eine Augenschraube mit der Festigkeitsklasse 4.6 ($R_e = 240 \text{ N/mm}^2$) wird nach Abb. 2.106a mit einer ruhenden Last von $F = 37\,000 \text{ N}$ belastet. Welcher Gewindedurchmesser ist erforderlich, wenn mit einer Sicherheit von $S_F = 2$ gerechnet werden soll?

Da die Schraube nicht vorgespannt ist, wird sie nur auf Zug beansprucht. Für den erforderlichen Spannungsquerschnitt gilt somit:

$$A_s \geq \frac{F \cdot S_F}{R_e} = \frac{37\,000 \text{ N} \cdot 2}{240 \text{ N/mm}^2} = 308 \text{ mm}^2$$

Ein geeignetes Regelgewinde wäre nach Tabelle 2.26: $M\,24$ mit $A_s = 353 \text{ mm}^2$.

2. Beispiel: Berechnung einer vorgespannten Dehnschraube.

Die untere Deckelschraube eines unter $\alpha = 45^\circ$ schräg geteilten Dieselmotorenpleuels (Abb. 2.106b) ist für die schwellende Betriebskraft $F_A = 6000 \text{ N}$ nachzurechnen. Die Vorspannkraft wird zur Sicherung gegen Lockern hoch gewählt: $F_V = 4,5 \cdot F_A = 27\,000 \text{ N}$. Als Schraube ist eine

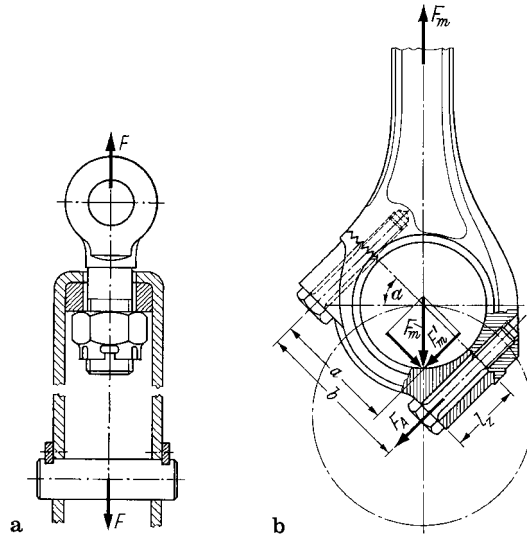


Abb. 2.106. Berechnungsbeispiele Befestigungsschraube: a) Augenschraube mit ruhender Last; b) vorgespannte Dehnschraube mit schwellender Beanspruchung

Dünnschaftschraube M12 mit der Festigkeitsklasse 12.9 vorgesehen (Schaftdurchmesser $d_T = 0,9 \cdot d_3 = 8,8$ mm). Für die Berechnung wird die Krafteinleitung am Schraubenkopf angenommen (Klemmlänge $l_K = l_z = 45$ mm).

Federrate der Schraube nach Gl. (2.49) mit $E_M = E_S$:

$$\delta_S = \frac{1}{R_S} = \frac{1}{E_S} \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_1}{A_T} + \frac{l_G}{A_{d3}} + \frac{l_M}{A_N} \right)$$

$$\delta_S = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{0,5 \cdot 12}{113} + \frac{45}{61} + \frac{0,5 \cdot 12}{76} + \frac{0,4 \cdot 12}{113} \right) = 0,43 \cdot 10^{-5} \text{ mm/N}$$

daraus folgt:

$$R_S = \frac{1}{\delta_S} = 0,23 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Federrate der verspannten Teile nach Gl. (2.50b):

Mit $d_w = s = 18$ mm; $d_h = 13,5$ mm und $D_A \approx 22$ mm (aus Geometrie der Verschraubung) wird

$$\delta_P = \frac{1}{R_P} = \frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi_E} \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi_E} \right]$$

$$= \frac{2}{2 \cdot 13,5 \cdot \tan 21,7^\circ} \ln \left[\frac{(18 + 13,5) \cdot (22 - 13,5)}{(18 - 13,5) \cdot (22 + 13,5)} \right] + \frac{4}{22^2 - 13,5^2} \left[45 - \frac{22 - 18}{2 \cdot \tan 21,7^\circ} \right]$$

$$= \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi}$$

$$\delta_p = 0,0952 \cdot 10^{-5} \text{ mm/N}$$

daraus folgt:

$$R_p = \frac{1}{\delta_p} = 1,05 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Die Schraubenzusatzkraft ist dann nach Gl. (2.47):

$$F_{SA} = \frac{1}{1 + R_p/R_s} F_A = \frac{1}{1 + 4,565} \cdot 6000 \text{ N} = 1080 \text{ N}$$

Gewindemoment:

Mit $d_2 = 10,86 \text{ mm}$ und $P = 1,75 \text{ mm}$ wird $\tan \varphi = P/(\pi d_2) = 0,051$ oder $\varphi = 2,94^\circ$ und mit $\mu_G = 0,1$ wird $\tan \varrho' = \mu_G/\cos(\alpha/2) = 0,115$ oder $\varrho' = 6,58^\circ$.

$$M_G = F_v \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \varrho') = 27000 \frac{10,86}{2} \tan 9,52^\circ = 24590 \text{ Nmm}$$

Erforderliches Schraubenanzugsmoment (mit $\mu_K = 0,15$):

$$M_A = M_G + M_{KR} = M_G + F_v \mu_K \frac{D_{Km}}{2}$$

$$= 24590 + 27000 \cdot 0,15 \cdot \frac{18 + 13,5}{2 \cdot 2} = 56.484 \text{ Nmm}$$

Beim Anziehen mit einem Drehmomentschlüssel muß ein Anziehfaktor $\alpha_A = 1,5$ berücksichtigt werden, so daß sich nach Gl. (2.53) als maximale Vorspannkraft ergibt:

$$F_{V \max} = F_v \alpha_A = 27000 \text{ N} \cdot 1,5 = 40500 \text{ N}$$

Nach Tabelle 2.32 ist die zulässige Montagevorspannkraft:

$$F_{V \text{ zul}} = 75900 \text{ N} > F_{V \max} = 40500 \text{ N}$$

Die maximal auftretenden Spannungen im Betrieb sind:

$$\sigma_z = \frac{F_{S \max}}{A_T} = \frac{F_{V \max} + F_{SA}}{A_T} = \frac{40500 + 1000}{61} = 680 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_t = \frac{M_{G \max}}{W_t} = \frac{M_G \cdot \alpha_A}{W_t} = \frac{24590 \cdot 1,5 \cdot 16}{8,8^3 \cdot \pi} = 275 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_V = \sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(0,5 \cdot \tau_t)^2} = 720 \text{ N/mm}^2$$

Daraus ergibt sich eine ausreichende Sicherheit gegen Fließen von

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_V} = \frac{1100}{720} = 1,5.$$

Die Ausschlagsspannung σ_A der schwellenden Beanspruchung ist

$$\sigma_a = \frac{F_{SA,a}}{A_T} = \frac{F_{SA}/2}{A_T} = \frac{500}{61} = 8,2 \text{ N/mm}^2$$

Nach Abb. 2.104 ist die zulässige Ausschlagsspannung $\sigma_A = 50 \text{ N/mm}^2$. Damit ergibt sich eine Sicherheit gegen Dauerbruch von

$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 6.$$

2.7.6

Schraubensicherungen

Eine ausreichend dimensionierte und konstruktiv richtig gestaltete Schraubenverbindung benötigt bei einer zuverlässigen Montage in der Regel keine zusätzlichen Sicherungselemente. Trotzdem können Schraubenverbindungen, vor allem bei dynamischen Belastungen, durch Lockern und/oder selbsttätiges Losdrehen der Schrauben versagen. Das selbsttätige Lösen einer Schraubenverbindung ist auf einen vollständigen oder teilweisen Verlust der Vorspannkraft zurückzuführen, der durch Setzvorgänge (Lockern) oder durch Relativbewegungen in der Trennfuge (Losdrehen) hervorgerufen wird (Abb. 2.107).

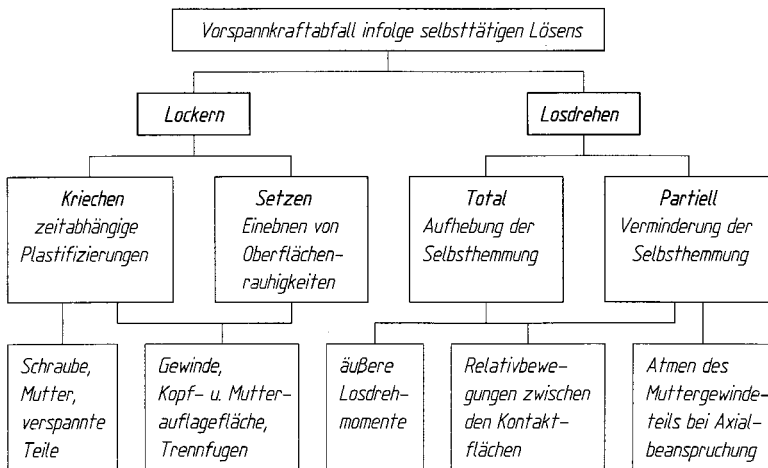
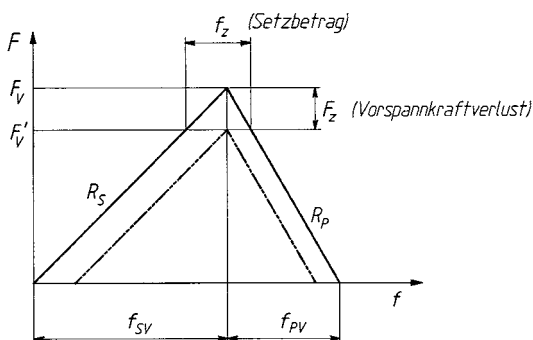


Abb. 2.107. Ursachen für den Vorspannkraftabfall in dynamisch beanspruchten Schraubenverbindungen

Abb. 2.108. Setzen einer Schraubenverbindung

Lockern. In einer Schraubenverbindung treten neben den elastischen Verformungen auch Setzerscheinungen auf, die überwiegend durch das plastische Einebnen von Oberflächenrauigkeiten bedingt sind. Der durch den Setzbetrag f_z verursachte Vorspannkraftverlust F_z in Abb. 2.108 ist

$$F_z = \frac{f_z}{f_{SV} + f_{PV}} \cdot F_V = \frac{f_z}{\delta_S + \delta_P} = \frac{R_P R_S}{R_P + R_S} \cdot f_z.$$

Untersuchungen haben gezeigt, daß die Setzbeträge, entgegen früheren Annahmen, doch von Anzahl und Oberflächenbeschaffenheit der Trennfugen abhängig sind. Für massive Verbindungen aus Stahl gelten nach VDI 2230 folgende Richtwerte für f_z in μm :

Oberfläche	Belastung	in Gewinde	je Kopf oder Mutterauflage	je Trennfuge
$R_z < 10$	Zug/Druck	3,0	2,5	1,5
	Schub	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Zug/Druck	3,0	3,0	2,0
	Schub	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Zug/Druck	3,0	4,0	3,0
	Schub	3,0	6,5	3,5

Der gesamte Setzbetrag ist gleich der Summe der einzelnen Anteile. Die so ermittelten Setzbeträge gelten jedoch nur für den Fall, daß die Grenzflächenpressungen der druckbelasteten Oberflächen nicht überschritten werden. Wesentlich größere Vorspannkraftverluste treten auf, wenn bereits bei der Montage oder durch die wirksame Betriebskraft plastische Verformungen in den Schraubenkopf- oder Mutterauflageflächen, in den Gewindeflanken oder in den Trennfugen der verspannten Teile auftreten.

Sicherungsmaßnahmen. Sicherungen gegen Lockern sollen den Vorspannkraftverlust infolge der Setzerscheinungen möglichst klein halten. Dies kann durch folgende Maßnahmen erreicht werden:

- *hohe Vorspannkraft*
 - durch Verwendung hochfester Schrauben und kontrollierter Anziehverfahren,
- *elastische Schrauben*
 - durch Mitverspannen federnder Elemente,
 - durch Schrauben und/oder Muttern mit speziell geformtem Kopf,
- *geringe Flächenpressung*
 - durch große Auflageflächen,
 - durch ausreichende Einschraubtiefe,
- *geringe Anzahl von Trennfugen,*
- *keine plastischen oder quasielastischen Elemente (Dichtungen) mitverspannen.*

Selbsttätiges Losdrehen. Infolge dynamischer Beanspruchungen kann es vorkommen, daß Schrauben sich trotz ausreichender Vorspannkraft selbsttätig losdrehen. Die Ursachen für partielles Losdrehen liegt darin, daß bei axialer Schwingbeanspruchung der Reibschluß zwischen den Gewindeflanken und in der Kopf- oder Mutterauflagenfläche stark herabgesetzt wird. Treten Belastungen senkrecht zur Schraubenachse auf, können zwischen den verspannten Teilen kleinste Relativbewegungen (Schlupf) entstehen, die bei voller Vorspannkraft zum vollständigen Losdrehen der Schrauben führen können.

Sicherungsmaßnahmen. Sicherungen gegen Losdrehen sorgen dafür, daß beim Auftreten von Querverschiebungen infolge dynamischer Belastungen senkrecht zur Schraubenachse die Funktion der Schraubenverbindung, d. h. eine ausreichend große Vorspann- und Restklemmkraft, gewährleistet bleibt. Geeignete Maßnahmen sind:

- *Querkraftverschiebungen vermeiden*
 - durch Formschluß in der Trennfuge (Stifte, Verzahnungen),
 - durch Paßschrauben,
 - durch gewindeformende Schrauben ohne Gewindenspiel,
- *hohe Vorspannkraft*
 - durch Verwendung hochfester Schrauben und kontrollierter Anziehverfahren,
- *elastische Schrauben*
 - durch große Klemmlängen (Dünnschaftschrauben),
- *geeignete Sicherungselemente*
 - durch sperrende Elemente,
 - durch klebende Elemente.

Sicherungselemente. Entsprechend ihren Aufgaben werden Sicherungselemente eingeteilt in

- *Setzsicherungen* (Lockern),
- *Losdrehsicherungen,*
- *Verliersicherungen.*

Die zahlreichen Sicherungselemente stellen in den meisten Fällen nicht gleichzeitig eine Sicherung gegen alle oben aufgeführten Sicherungsaufgaben dar. Deshalb ist bei der Verwendung von Sicherungselementen die Kenntnis der Versagensursache sehr wichtig. Eine Übersicht über die Anwendung von unterschiedlichen Sicherungselementen ist in Tabelle 2.34 zusammengestellt.

Mitverspannte federnde Elemente. Sie stellen nur dann wirksame Sicherungen dar, wenn sie die Nachgiebigkeit der Schraubenverbindung im gesamten Vorspannkraftbereich vergrößern. Dies ist jedoch nur dann der Fall, wenn die Federelemente nach Aufbringen der Vorspannkraft noch nicht auf Block zusammengedrückt sind. Sie können daher nur im unteren Festigkeitsbereich (≤ 6.8) als Setzsicherungen verwendet werden. Das Losdrehen infolge von Querverschiebungen können sie nicht verhindern.

Sperrende Elemente. Schraubensicherungen wie Sperrzahnschrauben weisen eine sehr gute Sicherung gegen Losdrehen auf, indem sie das Losdrehmoment blockieren und somit einen Abfall der Vorspannkraft verhindern.

Klemmende Elemente. Viele Sicherungselemente benutzen Reibschlußwirkungen, die durch Verformungen oder Verklemmungen hervorgerufen werden. Hier sei besonders auf die selbstsichernden Muttern verwiesen, bei denen der Reibschluß durch Kunststoffeinlagen oder deformierten Muttergewinden, erzielt wird. Das verbleibende Klemm-Moment ist stark von der Vibration (insbesondere bei Kunststoffeinlagen) abhängig und bieten daher vorrangig nur Sicherheit gegen Verlieren.

Tabelle 2.34. Wirksamkeit von Schraubensicherungen

Ursache des Lösens	Wirksamkeit	Funktion	Beispiele
Lockern durch Setzen	Setzsicherung	Mitverspannte federnde Elemente	Tellerfedern Spannscheiben
Losdrehen durch Aufhebung der Selbsthemmung	Verliersicherung	Formschlüssige Elemente	Kronenmuttern Schrauben mit Splintloch Drahtsicherung Scheibe mit Außennase
		Klemmende Elemente	Metallmutter mit Klemmteil Mutter mit Kunststoffeinsatz Schraube mit Kunststoffstreifen im Gewinde Gewindefurchende Schrauben
	Losdrehsicherung	Sperrende Elemente	Sperrzahnschraube Sperrzahnmutter
		Klebende Elemente	Mikroverkapselter Klebstoff Flüssig-Klebstoff

Klebende Elemente. Durch Applikation von Klebstoff werden Querbewegungen wegen der vollständigen Füllung der Hohlräume eliminiert. Gleichzeitig wird die Gewindereibung nach dem Aushärten des Klebstoffs durch Stoffschluß erhöht.

2.7.7

Gestalten von Schraubenverbindungen

Beanspruchungsgerechte Gestaltung. Schrauben sind aufgrund der starken Kerbwirkung, die durch die Formgebung des Gewindes entsteht, besonders dauerbruchgefährdet. Zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen werden verschiedene Mittel angewandt, die im wesentlichen alle darauf hinauslaufen, die Spannungen gleichmäßiger zu verteilen oder die Belastung der Schraube (Spannungsausschlag) zu reduzieren (Abb. 2.109).

Fertigungs- und montagegerechte Gestaltung. Um die Funktion einer Schraubenverbindung zu gewährleisten, müssen auch fertigungs- und montagetechnische Belange berücksichtigt werden (Abb. 2.110).

Sonderausführungen. Zum bequemen und sicheren Verspannen von zwei oder drei Bauteilen können Schrauben oder Muttern mit Differenzgewinden verwendet werden (Abb. 2.111). Die beiden Gewinde besitzen die gleiche Gangrichtung, aber verschiedene Steigungen ($P_1 > P_2$), so daß sich die zu verspannenden Teile axial gegeneinander verschieben, und zwar bei einer Umdrehung um die Differenz der beiden Gewindesteigungen $P_1 - P_2$. Das Gewindemoment kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$M_G = \frac{F_V}{2} [d_{21} \tan(\varphi_1 + \varrho') - d_{22} \tan(\varphi_2 - \varrho')].$$

Die gegenseitige Verspannung wird also um so größer, je geringer der Steigungsunterschied ist.

2.7.8

Bewegungsschraube

Mit Bewegungsschrauben werden meistens Drehbewegungen in Längsbewegungen (oder umgekehrt) gewandelt, wobei häufig gleichzeitig eine Kraftübersetzung (Handkraft in Preß- oder Spannkraft) stattfindet. Über die vielfältigen Anwendungs- und Variationsmöglichkeiten von Schraubtrieben gibt Abb. 2.112 einen Überblick. Es handelt sich dabei nur um vereinfachte Prinzipskizzen und die Auswahl erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Einfachschraubgetriebe. Die Einfachschraubgetriebe besitzen jeweils ein Schraub-, ein Dreh- und ein Schubgelenk und ermöglichen je nach Anordnung die Umwandlung einer Drehung in eine Schiebung (und umgekehrt).

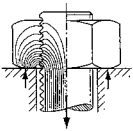
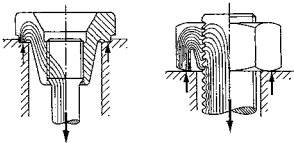
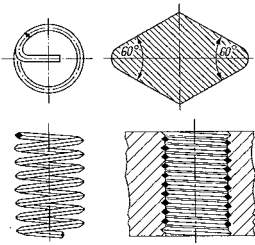
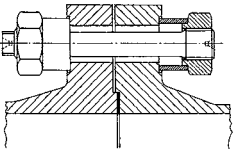
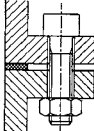
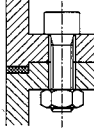
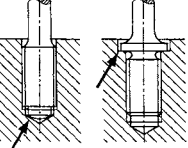
Problem	bessere konstruktive Lösung	Bemerkungen
ungleichmäßige Belastung der Gewindegänge 		Günstigerer Kraftlinienfluß durch Zugmutter bzw. Entlastungskerbe und somit bessere Verteilung der Belastung auf mehrere Gewindegänge.
Schrauben in weichen Werkstoffen besitzen geringe Festigkeit		Verschleißfestes, maßhaltiges Muttergewinde durch Heli-Coil-Einsatz. Gleichmäßige Lastverteilung durch Aufhebung von Steigungs- und Winkelfehlern.
Dauerbruchgefahr durch dynamische Belastung		Schraubenzusatzkraft wird reduziert durch „weiche“ Schraube.
Vorspannkraftverlust durch Dichtungen 		Keine plastischen oder quasielastischen Elemente im Hauptschluß mitverspannen.
Dauerbruchgefahr, wenn der letzte Gewindegang verklemmt ist 		Abhilfe durch Dünnschaftausführungen, die gegen den Bohrungsgrund oder über einen Bund verspannt werden.

Abb. 2.109. Beanspruchungsgerechte Gestaltungsbeispiele von Schraubenverbindungen

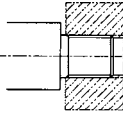
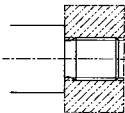
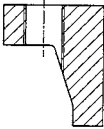
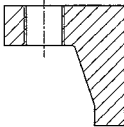
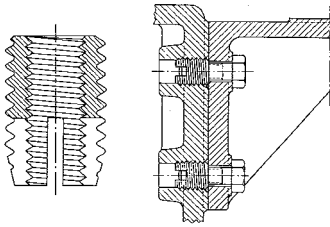
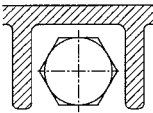
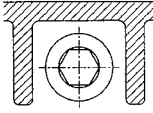
Problem	bessere konstruktive Lösung	Bemerkungen
Mutter läßt sich nicht ganz aufschrauben 		Gewindefreistich gewährleistet ein vollständiges Einschrauben.
Gewinde nicht zentrisch oder Gewindebohrer bricht 		Gewindebohrungen so anordnen, daß das Werkzeug beim Austreten nicht einseitig belastet wird.
Gewinde in weichen Werkstoffen können bei öfterem Lösen zerstört werden		Die Einsatzbuchse „Ensat“ zeichnet sich durch hohe Auszugs- und Verschleißfestigkeit aus.
Wenig Platz für Schraubenkopf vorhanden 		Zylinderschrauben benötigen weniger Platz als Sechskantschrauben.

Abb. 2.110. Fertigungs- und montagegerechte Gestaltungsbeispiele von Schraubenverbindungen

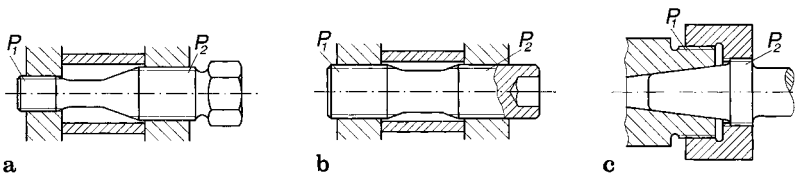


Abb. 2.111. Differenzgewinde ($P_1 > P_2$) a) durchsteckbare Schraube; b) Schraube mit gleichen Durchmessern; c) Mutter mit Differenzgewinde

Tabelle 2.35. Anhaltswerte für zulässige Flächenpressungen bei Bewegungsschrauben

Werkstoffpaarung		p_{zul} [N/mm ²]
Spindel	Mutter	
Stahl	Gußeisen	3 ... 7
	Stahl	10
	Bronze	7 ... 10
Stahl gehärtet	Bronze	15
Stahl	Kunststoff	2 (bis 30 m/min)
		5 (bis 10 m/min)

Berechnung. Für die Bewegungsschraube gelten bezüglich der Gewindekräfte und -momente dieselben Gesetzmäßigkeiten wie bei der Befestigungsschraube. So können die Kräfte und Momente nach den Gleichungen (2.51) und (2.54) berechnet werden. Dabei entspricht das Heben einer Last dem Anziehen und das Senken einer Last dem Lösen einer Befestigungsschraube.

Eine Festigkeitsberechnung des Gewindes auf Abscheren der Gewindegänge ist in der Regel nicht erforderlich. Die Dimensionierung erfolgt nur auf Flächenpressung im Gewinde. Nach Gl (2.56) kann die erforderliche Mutterhöhe berechnet werden. Tabelle 2.35 können zulässige Flächenpressungen für Dauerbetrieb entnommen werden. Für seltenen Betrieb können diese Werte bis 100 % erhöht werden.

Wirkungsgrad. Ganz allgemein ist der Wirkungsgrad als Nutzenergie am Ausgang zu der am Systemeingang aufgewendeten Arbeit definiert.

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}}$$

a) *Umwandlung Drehmoment in Längskraft.* Die Nutzarbeit (Abb. 2.113 a) beim Heben einer Last F_S ist für eine Umdrehung gleich $F_S \cdot P$, die aufzuwendende Arbeit ist gleich Umfangskraft mal Umfang, also $F_U \cdot d_2 \cdot \pi$, so daß mit Gl. (2.40) für den Wirkungsgrad gilt

$$\eta_H = \frac{F_S P}{F_U d_2 \pi} = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \varrho')} \quad (2.61)$$

b) *Umwandlung einer Längskraft in ein Drehmoment.* Bei der Bewegungsumkehr, also bei der Umwandlung einer Längskraft in ein Drehmoment (Abb. 2.113 b), das dem Senken einer Last entspricht, ist die Nutzarbeit gleich $F_U \cdot d_2 \cdot \pi$, und der Aufwand $F_S \cdot P$ so daß gilt:

$$\eta_S = \frac{F_U d_2 \pi}{F_S P} = \frac{\tan(\varphi - \varrho')}{\tan \varphi} \quad (2.62)$$

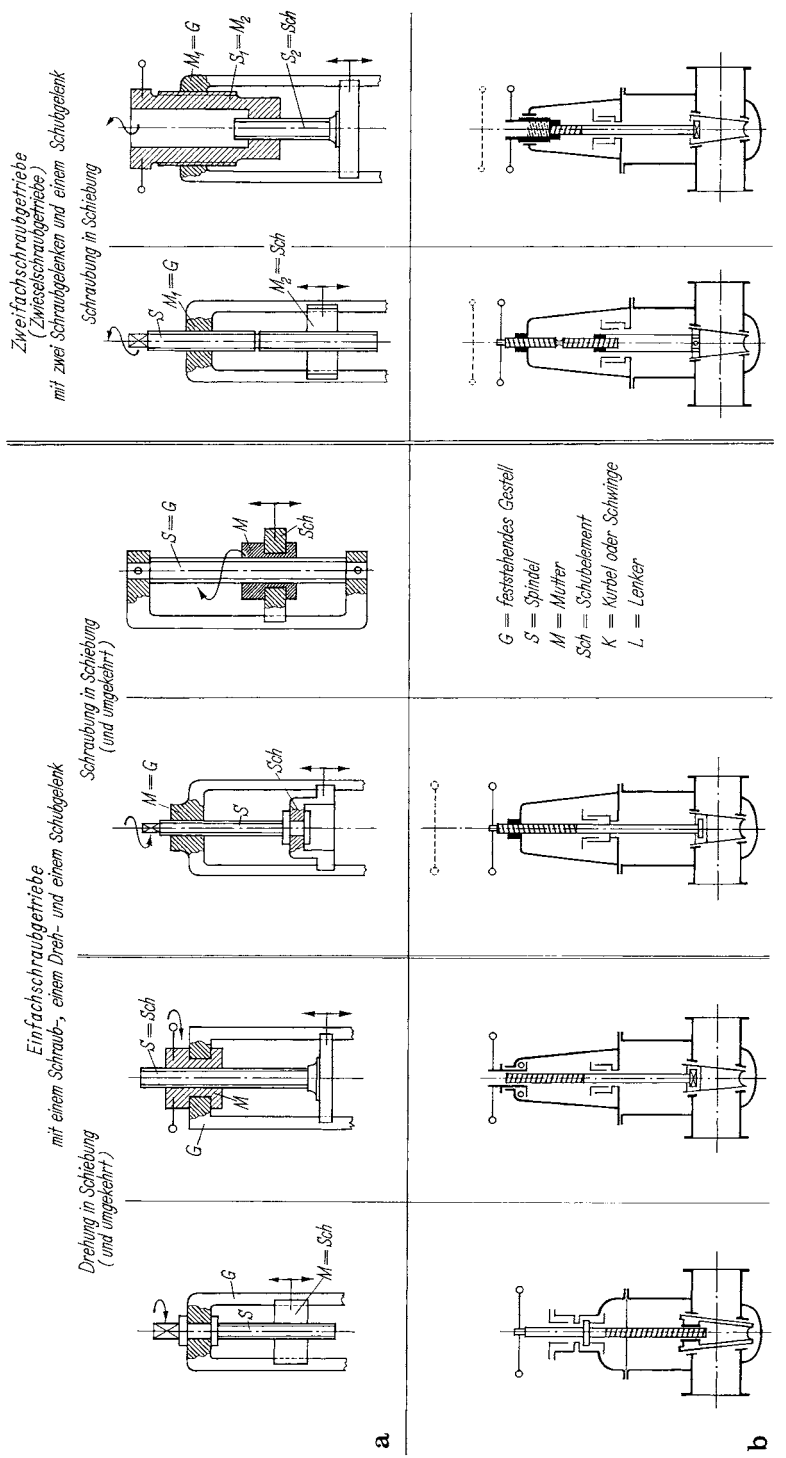


Abb. 2.112. Übersicht über Schraubtriebe: a) Prinzipskizzen von Einfach- und Zweifachschraubgetrieben; b) Anwendungsbeispiele; c) Kombination von Lenkergetrieben

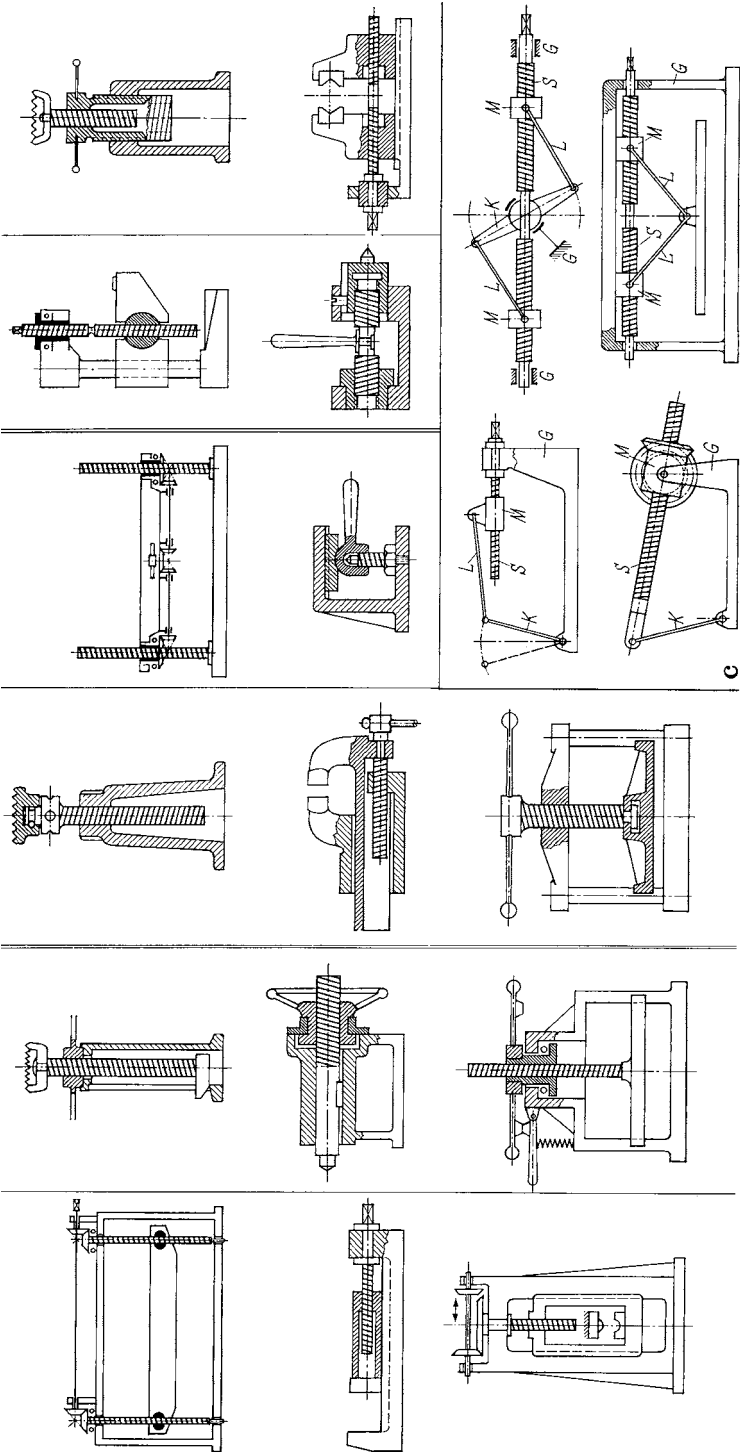


Abb. 2.112 (Fortsetzung)

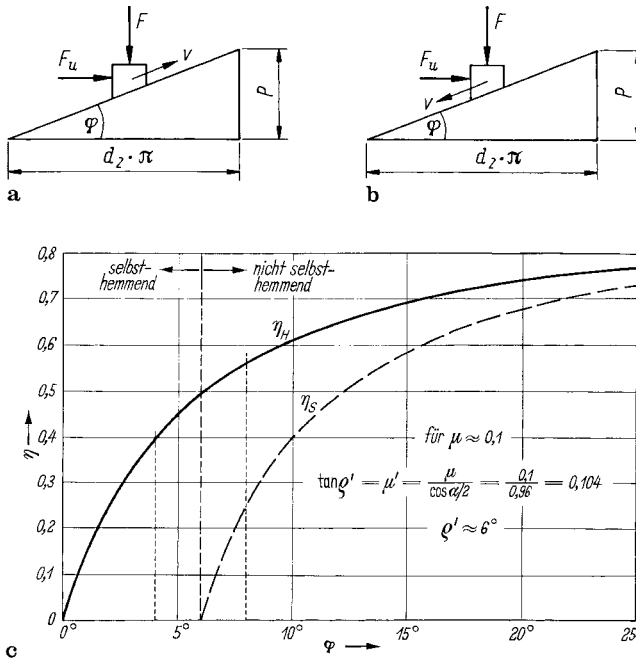


Abb. 2.113. Wirkungsgrad von Schraubgetrieben: a) Heben einer Last (= Umwandlung Drehmoment in Längskraft); b) Senken einer Last (= Umwandlung Längskraft in Drehmoment)

Im Abb. 2.113 sind die Wirkungsgrade in Abhängigkeit vom Steigungswinkel φ für $\varphi' = 6^\circ$ ($\mu \approx 0,1$) aufgetragen. Man erkennt daraus, daß eine Bewegungsumkehr (Längskraft in Drehmoment) nur für $\varphi > \varphi'$ (nicht selbsthemmend) möglich ist. Außerdem ist ersichtlich, daß der Wirkungsgrad selbsthemmender Schraubtriebe kleiner als 0,5 ist.

Zweifachschraubgetriebe. Die dargestellten Zweifachschraubgetriebe bestehen aus zwei gleichachsigen Schraubgelenken und einem Schubgelenk. Bei gleichsinnigen, aber verschiedenen großen Steigungen ist bei einer Umdrehung der Spindel der Weg des Schubelementes gleich der Differenz der Steigungen, bei gegensinnigen Steigungen ist der Verschiebeweg gleich der Summe der Steigungen.

Für Differenzgetriebe (gleichsinnige Steigungen $P_1 > P_2$) gilt:

$$M_G = \frac{F_{SV}}{2} [d_{21} \tan(\varphi_1 + \varphi') - d_{22} \tan(\varphi_2 - \varphi')],$$

$$\eta = \frac{P_1 - P_2}{\pi [d_{21} \tan(\varphi_1 + \varphi') - d_{22} \tan(\varphi_2 - \varphi')]}.$$

Für Summengetriebe (gegensinnige Steigungen) gilt:

$$M_G = \frac{F_{SV}}{2} [d_{21} \tan(\varphi_1 + \varphi') + d_{22} \tan(\varphi_2 + \varphi')],$$

$$\eta = \frac{P_1 + P_2}{\pi [d_{21} \tan(\varphi_1 + \varrho') + d_{22} \tan(\varphi_2 + \varrho')]}.$$

Dabei sind d_{21} und d_{22} die jeweiligen Flankendurchmesser d_2 von Gewinde 1 und 2.

Beispiel: Bewegungsschraube (Vergleich von ein- und zweigängigem Trapezzgewinde). Mit der Anordnung nach Abb. 2.114 soll die Last $F = 1000 \text{ N}$ mit der konstanten Hubgeschwindigkeit $v_H = 2,4 \text{ m/min}$ gehoben werden. Es wird a) ein eingängiges Trapezzgewinde $\text{Tr } 20 \times 4$ und b) ein zweigängiges Trapezzgewinde $\text{Tr } 20 \times 8 \text{ P4}$ vorgesehen. Die Reibung in Führung und Wälzlager sei vernachlässigbar.

Gesucht sind mit $\mu \approx 0,1$ ($\varrho' = 6^\circ$) jeweils im Fall a) und b)

1. das erforderliche Gewindemoment M_G ,
2. der Wirkungsgrad η ,
3. die Spindeldrehzahl n und
4. die erforderliche Antriebsleistung P_{an} .

Fall a)

$d_2 = 18 \text{ mm}$; $P = 4 \text{ mm}$

$$\tan \varphi = \frac{P}{\pi d_2} = \frac{4}{\pi \cdot 18} = 0,0707$$

$$\varphi = 4,05^\circ < \varrho'$$

selbsthemmend!

Fall b)

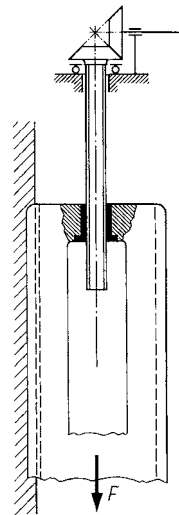
$P_h = 8 \text{ mm}$

$$\tan \varphi = 0,1414$$

$$\varphi = 8,05^\circ > \varrho'$$

nicht selbsthemmend!

Abb. 2.114. Beispiel Bewegungsschraube



$$M_G = F \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi + \varrho') = 10000 \text{ N} \cdot 0,009 \text{ m} \cdot \tan 10,05^\circ = 15,95 \text{ Nm} \quad M_G = 22,5 \text{ Nm}$$

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \varrho')} = \frac{\tan 4,05^\circ}{\tan 10,05^\circ} = 0,40 \quad \eta = 0,566$$

$$n = \frac{v_H}{P} = \frac{2400 \text{ mm/min}}{4 \text{ mm}} = 600 \text{ min}^{-1} \quad n = 300 \text{ min}^{-1}$$

$$P_{\text{an}} = \frac{P_{\text{Nutz}}}{\eta} = \frac{F v_H}{\eta} = \frac{10000 \text{ N} \cdot 0,04 \text{ m/s}}{0,40} = 1000 \text{ W} \quad P_{\text{an}} = 707 \text{ W}$$

2.8

Elastische Verbindungen (Federn)

Elastische Elemente, auch Federn genannt, zeichnen sich durch die Fähigkeit aus, Arbeit auf einem verhältnismäßig großen Weg aufzunehmen, zu speichern und auf Wunsch ganz oder teilweise wieder abzugeben. Außerdem kann die gespeicherte Energie zur Aufrechterhaltung einer Kraft zur Verfügung gestellt werden. Dementsprechend erstreckt sich die Anwendung von Federn auf

- die Aufnahme und Dämpfung von Stößen: Stoßdämpfer, Pufferfedern,
- die Speicherung potentieller Energie: Uhrenfedern, Federmotoren, Ventildfedern, Rückholfedern,
- die Herstellung von Kraftschluß und Kraftverteilung: Kontaktfedern, Federn in Kupplungen und Bremsen,
- den Einsatz in der Schwingungstechnik: Federn in Resonanzschwingern für Förderer, Rüttler, Schwingtische usw,
- und zur Kraftmessung und Kraftbegrenzung: Federwaage, Rutschkupplung.

In vielen Fällen ist für die Anwendung die Dämpfungsfähigkeit, das ist die Umsetzung eines Teiles der aufgenommenen Energie in Wärme infolge innerer oder äußerer Reibung, von Bedeutung.

Nach ihrem physikalischen Wirkprinzip unterscheidet man mechanisch, pneumatisch oder hydraulisch wirkende Federn. Mechanische Federn werden weiter nach ihrem Werkstoff in Metall- und Gummifedern unterschieden. Eine weitere Unterteilung kann nach der Gestalt (Blattfeder, Schraubenfeder, Tellerfeder) und nach der Art der Belastung in zug/druck-, biege- und torsionsbeanspruchte Federn vorgenommen werden.

2.8.1

Kennlinie und Arbeit; Dämpfung; allgemeine Dimensionierungsgrundlagen

Über das Verhalten einer Feder gibt die Federkennlinie Aufschluß (Abb. 2.115). Man versteht darunter die Abhängigkeit der Federkraft bzw. des Federmoments von der Verformung (Längenänderung bzw. Verdrehwinkel). Die Kennlinien kön-

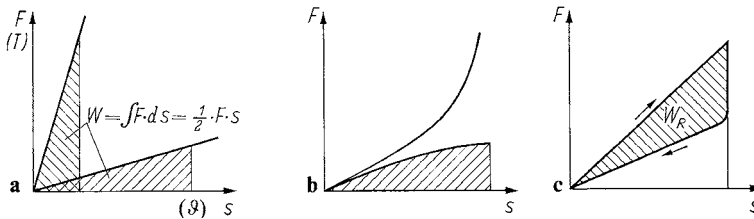


Abb. 2.115. Federkennlinien: a) lineare Kennlinie; b) gekrümmte Kennlinie; c) Kennlinienverlauf bei Dämpfungsfedern

nen gerade oder gekrümmt sein. In jedem Fall stellt die Fläche unter der Kurve bei Belastung die aufgenommene und bei Entlastung die abgegebene Arbeit dar:

$$W = \int F \cdot ds \quad \text{bzw.} \quad W = \int T \cdot d\vartheta.$$

Die Steigung der Kennlinie wird Federrate R genannt.

$$\text{Bei Translation gilt: } R = \tan \alpha = \frac{dF}{ds},$$

$$\text{Bei Rotation gilt: } R_t = \tan \alpha = \frac{dT}{d\vartheta}.$$

Lineare Kennlinien. Bei geraden Kennlinien, wie sie die meisten Metallfedern aufweisen, berechnet sich die Federrate

$$R = \frac{F}{s} \quad \text{bzw.} \quad R_t = \frac{T}{\vartheta}. \quad (2.63)$$

Weiche Federn haben flache Kennlinien und niedrige R -Werte, harte Federn dagegen steile Kennlinien und hohe R -Werte. Die Arbeitsaufnahme ist durch den Flächeninhalt des Dreiecks gegeben:

$$W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot s = \frac{1}{2} \cdot R \cdot s^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{F^2}{R}, \quad (2.64a)$$

$$W = \frac{1}{2} \cdot T \cdot \vartheta = \frac{1}{2} \cdot R_t \cdot \vartheta^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{T^2}{R_t}. \quad (2.64b)$$

Gekrümmte Kennlinien. Bei nichtlinearen Kennlinien unterscheidet man

- *progressive Kennlinien*, bei denen die Federrate mit dem Federweg stärker zunimmt und
- *degressive Kennlinien* mit abnehmender Federrate, d.h. die Feder wird mit zunehmender Belastung weicher.

Federn mit progressiver Kennlinie werden im Fahrzeugbau bevorzugt, damit die Eigenfrequenzen des voll beladenen und des leeren Wagens etwa gleich sind. Flache degressive Kennlinien sind bei Stoß- und Pufferfedern angebracht, damit bei gleicher Stoßarbeit (Energieaufnahme) die Stoßkraft möglichst niedrig bleibt (Abb. 2.115b).

Dämpfung. Bei Dämpfungsfedern ist der Kennlinienverlauf (Abb. 2.115 c) bei Be- und Entlastung verschieden. Die in Wärme umgesetzte Reibungsarbeit W_R ist die von beiden Kennlinien umschlossene Fläche. Die Dämpfung ist vom Werkstoff (innere Reibung) abhängig. Der Dämpfungsfaktor $\psi = W_R/W$ liegt für Metallfedern zwischen $0 < \psi < 0,4$ und für Gummifedern zwischen $0,5 < \psi < 3$. Sie kann aber auch durch die Anordnung von Reibflächen bei geschichteten Blatt- und Tellerfedern und bei konischen Ringfedern (äußere Reibung) beeinflusst werden. Das Dämpfungsverhalten dynamisch belasteter Federn ist bei drehelastischen Kupplungen sehr wichtig und wird deshalb in Kap. 4.4.4 (Elastische Kupplungen) behandelt.

Resonanz schwingender Systeme. Für die Lösung schwingungstechnischer Probleme ist die Ermittlung der Eigenfrequenz erforderlich. Sei es, um die Erregerfrequenz der Eigenfrequenz anzunähern zwecks Ausnutzung der Resonanz (z.B. Schwingtisch) oder sei es, um zur Schwingungsisolierung den Unterschied zwischen Erreger- und Eigenfrequenz möglichst groß zu machen. Für ein einfaches Feder-Masse-System (Abb. 2.116) mit der Masse m und der Federrate R oder dem Massenträgheitsmoment θ und der Drehfederrate R_t beträgt die Eigenfrequenz ohne Berücksichtigung der Eigenmasse der Feder:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{R}{m}} \quad \text{bzw.} \quad \omega_e = \sqrt{\frac{R_t}{\theta}}. \quad (2.65)$$

Stoßvorgang. Trifft ein Gegenstand (z.B. Eisenbahnwagen) mit der Auftreffgeschwindigkeit v auf eine Feder mit linearer Kennlinie (z.B. Puffer), so ergibt sich aus der kinetischen Energie $W = \frac{1}{2}mv^2$ aus Gl. (2.64) die maximale Stoßkraft:

$$F_{\max} = \sqrt{2 \cdot R \cdot W} = v \cdot \sqrt{m \cdot R} \quad (2.66)$$

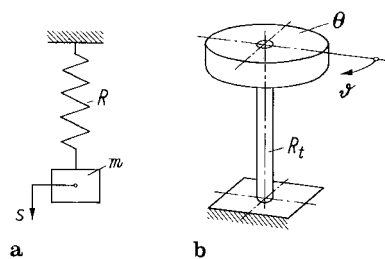
und aus Gl. (2.63) der maximale Federweg:

$$s_{\max} = \frac{F_{\max}}{R} = v \cdot \sqrt{\frac{m}{R}}. \quad (2.67)$$

Die Gln. (2.65) bis (2.67) lassen klar die große Bedeutung der Federrate erkennen: Je größer R , um so höher liegt die Eigenfrequenz, um so größer wird die Stoßkraft und um so geringer der Federweg bei gleicher Arbeitsaufnahme.

Abb. 2.116. Feder-Masse-System:

a) Längsschwingungen; b) Drehschwingungen



Dimensionierung. Für die Auslegung von Federn sind drei Gesichtspunkte ausschlaggebend:

1. die *Tragfähigkeit* $F_{\max}$ bzw. $T_{\max}$, die von Bauart, Abmessungen und zulässigen Spannungen abhängig ist,
2. die *Verformung* s bzw. ϑ , die außer von der Bauart und den Abmessungen von der Belastung und dem Elastizitäts- bzw. Gleitmodul abhängig ist,
3. die *Arbeitsaufnahme* W , die von zulässiger Spannung, Elastizitäts- bzw. Gleitmodul und vor allem von der Bauart und dem Federvolumen abhängig ist.

Die wirtschaftlichste Auslegung von Federn, d.h. die Ermittlung der im Hinblick auf Sicherheit, Lebensdauer, Kosten, Gewicht und Raum günstigsten Abmessungen, erfordert meist mehrere Rechnungsgänge. Der Grund liegt darin, daß sich viele Größen gegenseitig beeinflussen. Es müssen zunächst Annahmen (z.B. über die Werkstoffkenngrößen oder den Platzbedarf) getroffen werden, die vom Ergebnis, den Abmessungen, aber auch von dem Herstellungsverfahren abhängig sind.

2.8.2

Federschaltungen

Oft ist es sehr schwierig oder unmöglich, mit *einer* Feder eine gestellte Aufgabenstellung zu erfüllen. So müssen unter Umständen aus konstruktiven Gründen Kräfte auf mehrere Federn verteilt werden. Durch das Zusammenschalten mehrerer Federn lassen sich auch die verschiedensten nichtlinearen Federkennlinien realisieren. Grundsätzlich können Federn parallel oder hintereinander angeordnet werden. Aber auch eine Kombination aus Parallel- und Hintereinanderschaltung ist möglich.

Parallelschaltung. Werden Federn nebeneinander, oder parallel, angeordnet, so verteilt sich die äußere Belastung anteilmäßig auf die einzelnen Federn. Die Auslenkung (Federweg s) ist jedoch für alle Federn gleich groß. Für die Federanordnung nach Abb. 2.117 gilt somit:

$$\begin{aligned} \text{Federweg:} \quad s &= s_1 = s_2 = s_3, \\ \text{Federkraft:} \quad F &= F_1 + F_2 + F_3, \\ \text{oder:} \quad R \cdot s &= R_1 \cdot s_1 + R_2 \cdot s_2 + R_3 \cdot s_3. \end{aligned}$$

Da die Federwege gleich groß sind, können sie aus der Kräftegleichung einfach gekürzt werden. Somit ergibt sich die Federrate des gesamten Federsystems als Addition der Einzelfederraten:

$$R = R_1 + R_2 + R_3. \quad (2.68)$$

Hintereinanderschaltung. Bei Federn, die hintereinander angeordnet sind, greift die äußere Belastung F an jeder einzelnen Feder an. Die Federkräfte sind also in allen Federn gleich groß. Die Federwege sind jedoch entsprechend ihren

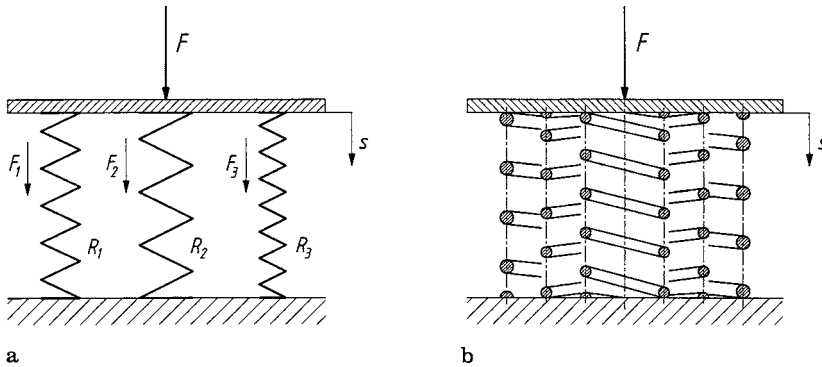


Abb. 2.117. Parallelschaltung von Federn

Einzelfederraten unterschiedlich. Für die Federanordnung nach Abb. 2.118 gilt somit:

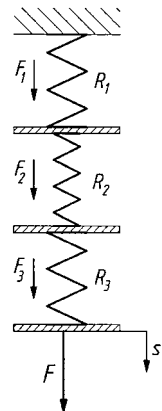
$$\begin{aligned} \text{Federkraft:} \quad & F = F_1 = F_2 = F_3, \\ \text{Federweg:} \quad & s = s_1 + s_2 + s_3, \\ \text{oder:} \quad & F/R = F_1/R_1 + F_2/R_2 + F_3/R_3. \end{aligned}$$

Hier sind die Kräfte gleich groß und können gekürzt werden, so daß sich eine resultierende Federrate des gesamten Federsystems ergibt:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}. \quad (2.69)$$

Mischschaltung. Federn können in einem System auch gemischt aus Parallel- und Hintereinanderschaltungen angeordnet werden. Abb. 2.119 zeigt ein Beispiel aus den theoretisch unendlich vielen Anordnungsmöglichkeiten.

Abb. 2.118. Hintereinanderschaltung (Reihenschaltung) von Federn



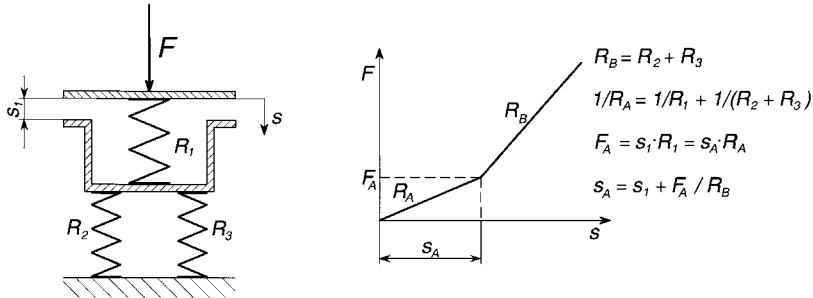


Abb. 2.119. Federsatz als Parallelschaltung von Feder 2 und Feder 3 in Reihe mit Feder 1

2.8.3

Metallfedern

Die meisten technischen Federn im Maschinenbau werden aus metallischen Werkstoffen hergestellt. Zu beachten ist, daß Metall, im Gegensatz zu den Elastomeren, nur eine sehr geringe Materialdämpfung (innere Reibung) aufweist.

Federwerkstoffe. Die gebräuchlichsten Federwerkstoffe sind mit einigen Hinweisen auf die Verwendung und Angabe der Normblätter in Tabelle 2.36 zusammengestellt. Die Festigkeitswerte sind neben der Verarbeitung und Wärmebehandlung noch stark von den Abmessungen abhängig. So nimmt die z.B. die Zugfestigkeit von patentiert-gezogenen Stahldrähten bei größeren Abmessungen bis auf die Hälfte ab. Ähnlich verhält es sich mit der Dauerfestigkeit, die durch besondere Wärmebehandlungen, durch Schleifen und Polieren der Oberfläche und besonders durch Kugelstrahlen wesentlich gesteigert werden kann.

Bauformen. Die Einteilung der Metallfedern wird üblicherweise nach der Beanspruchung vorgenommen. Danach sind heute folgende Bauformen üblich:

Beanspruchung	Bauformen
Zug- und druckbeanspruchte Federn	Zugstabfeder, Ringfeder
Biegebeanspruchte Federn	Blattfeder, Spiralfeder, Drehfeder, Tellerfeder
Drehbeanspruchte Federn	Drehstabfeder, Schraubenfeder

Zugstabfeder. Die einfachste, aber praktisch nicht verwendete *Zugfeder* ist der gewöhnliche längsbelastete Stab mit konstantem Querschnitt (z.B. Draht mit $A = d^2 \pi / 4$). Er wird hier nur erwähnt, weil seine elastische Formänderungsarbeit als Vergleichswert für andere Federn benutzt wird. Die Grundgleichungen lauten:

Tabelle 2.36. Federwerkstoffe

Normblatt	Bezeichnung	Verwendung
Warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn nach DIN EN 10089	38 Si 7 54 SiCr 6 60 SiCr 7 55 Cr 3 50 CrV 4 51 CrMoV 4	Federringe Blattfedern f. Schienenfahrzeuge Fahrzeugblattfedern, Tellerfedern Hochbeanspruchte Fahrzeugfedern Höchstbeanspruchte Blatt- und Schraubenfedern, Tellerfedern Höchstbeanspruchte Blatt-, Schrauben- und Drehstabfedern mit großen Abmessungen
Kaltgewalzte Stahlbänder als Qualitätsstähle nach DIN EN 10132	C 55 C 60 C 67 C 75 55 Si7	Federn und federnde Teile der verschiedensten Art
Kaltgewalzte Stahlbänder als Edelstähle nach DIN EN 10132	Ck 55, Ck 60, Ck 67, Ck 75, Ck 85, Ck 101, 71 Si 7, 67 SiCr 5, 50 CrV 4	Hochbeanspruchte Zugfedern
Patentiert-gezogene Federstahldrähte nach DIN EN 10270-1	Drahtsorte SL Drahtsorte SM Drahtsorte DM Drahtsorte SH Drahtsorte DH	Federn mit geringer statischer Beanspruchung Federn mit mittlerer statischer und geringer dynamischer Beanspruchung Federn mit mittlerer dynamischer Beanspruchung Federn mit hoher statischer und geringer dynamischer Beanspruchung Federn mit hoher statischer und mittlerer dynamischer Beanspruchung
Vergütbare Federstahldrähte nach DIN EN 10270-2	Drahtsorte FDC Drahtsorte TDC Drahtsorte VDC	Federn mit statischer Beanspruchung Federn mit mittleren dynamischen Beanspruchungen Federn mit hohen dynamischen Beanspruchungen
Nichtrostende Stähle nach DIN EN 10151	X 12 CrNi 17 7 X 7 CrNiAl 17 7 X 5 CrNiMo 18 10	Federn unter korrodierenden Einflüssen
Federdrähte aus Kupferlegierungen nach DIN EN 12166	CuZn 36 F 70 CuSn 6 F 95 CuNi 18 Zn 20 F 83 CuBe 2, CuCoBe	Federn aller Art stromführende Federn Relaisfedern Federn aller Art

$$F_{\max} = A \cdot \sigma_{\text{zul}},$$

$$s = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}, \quad R = \frac{F}{s} = \frac{E \cdot A}{l}, \quad s_{\max} = \frac{l}{E} \cdot \sigma_{\text{zul}},$$

$$W = \frac{1}{2} \cdot F_{\max} \cdot s_{\max} = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \sigma_{\text{zul}} \cdot \frac{l}{E} \cdot \sigma_{\text{zul}} = \frac{\sigma_{\text{zul}}^2}{2E} \cdot A \cdot l = \frac{\sigma_{\text{zul}}^2}{2E} \cdot V.$$

Wird die Federarbeit allgemein

$$W = \eta \cdot \frac{\sigma_{\text{zul}}^2}{2E} \cdot V \quad \text{bzw.} \quad W = \eta \cdot \frac{\tau_{\text{t zul}}^2}{2G} \cdot V$$

gesetzt, so kann η als Volumenausnutzungsfaktor aufgefaßt werden, der nur bei gleichmäßiger Spannungsverteilung über alle Volumenelemente gleich 1 wird. Er ist von den Werkstoffgrößen (σ_{zul} und E bzw. $\tau_{\text{t zul}}$ und G) unabhängig. Er stellt also lediglich eine Kennzahl für Bauart und Form dar. Der Raumbedarf wird wegen der verschiedenartigen Gestaltungs- und Anordnungsmöglichkeiten durch η nicht erfaßt.

Ringfeder. Die *Ringfedern* bestehen aus geschlossenen Innenringen mit äußerem Doppelkegel und Außenringen mit innerem Doppelkegel (Abb. 2.120). Bei axialer Belastung F entstehen in den Berührungsflächen Pressungen p , die in den Außenringen Zug- und in den Innenringen Druckspannungen und dementsprechende Durchmesseränderungen hervorrufen. Der Federweg s ist proportional der Belastung und der Anzahl der Berührungsflächen. Beim Zusammenschieben der Ringe tritt beachtliche Reibung auf, so daß eine qualitative Federkennlinie nach Abb. 2.115 c entsteht und mehr als die Hälfte der aufgenommenen Arbeit in Wärme umgesetzt wird. Aus diesem Grund werden Ringfedern hauptsächlich als Pufferfedern (Abb. 2.121), aber auch als Überlastsicherungen und Dämpfungselemente in Pressen, Hämmer und Werkzeugen verwendet. Der Kegelwinkel α muß, um Selbsthemmung zu vermeiden, größer als der Reibungswinkel ϱ sein, wobei diese Werte zwischen $\alpha = 12 \dots 15^\circ$ und $\varrho = 7 \dots 9^\circ$ liegen. Da die zulässige Zugspannung niedriger ist als die zuläs-

Tabelle 2.37. Wichtige Kennwerte für die Federberechnung

warmgeformte Stähle	DIN EN 10089	$E = 196\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 78\,500 \text{ N/mm}^2$
kaltgewalzte Stähle	DIN EN 10132	$E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 78\,500 \text{ N/mm}^2$
Federstahldraht (kaltgezogen)	DIN EN 10270-1	$E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 81\,500 \text{ N/mm}^2$
Federstahldraht (vergütet)	DIN EN 10270-1	$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 79\,500 \text{ N/mm}^2$
nichtrostende Stähle	DIN EN 10151	$E = 195\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 73\,000 \text{ N/mm}^2$
Zinnbronze	DIN EN 12166	$E = 115\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 42\,000 \text{ N/mm}^2$
Kupfer-Zink-Legierung	DIN EN 12166	$E = 110\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 39\,000 \text{ N/mm}^2$
Kupfer-Berillium-Legierung	DIN EN 12166	$E = 120\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 47\,000 \text{ N/mm}^2$
Cu Co Be-Legierung	DIN EN 12166	$E = 130\,000 \text{ N/mm}^2$	$G = 48\,000 \text{ N/mm}^2$

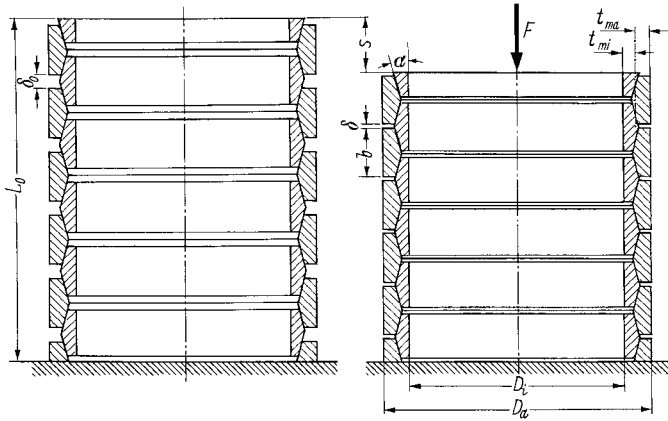
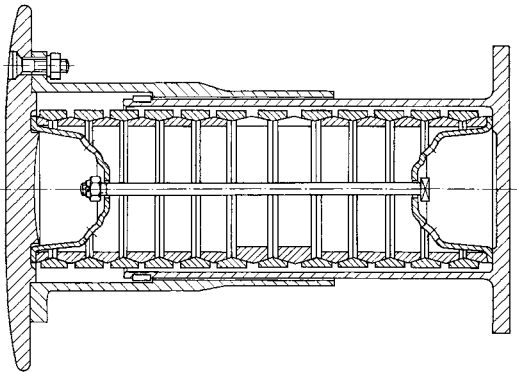


Abb. 2.120. Ringfeder

Abb. 2.121. Ringfeder als Pufferfeder



sige Druckspannung, werden die Außenringe stärker ausgeführt als die Innenringe.

Berechnung. Da die Ringfedern nicht genormt sind, erfolgt die Dimensionierung am besten nach Herstellerangaben.

Blattfedern. Die wichtigsten biegebeanspruchten Federn sind Blattfedern, die sowohl mit einseitiger Einspannung als auch mit drehbarer Lagerung an den Enden, manchmal auch mit beidseitiger Einspannung verwendet werden. Die Durchfederung (Durchbiegung) und die Arbeitsaufnahme sind bei konstanter Dicke stark von der Form abhängig (Tabelle 2.38).

Am günstigsten verhält sich die einseitig eingespannte Dreiecksfeder, bei der die maximale Biegespannung in jedem Querschnitt gleich und daher die Biegelinie ein Kreisbogen ist. Die Federarbeit ist bei gleichem Volumen dreimal so groß wie bei der Rechteckfeder. Praktisch läßt sich diese Form jedoch

kaum anwenden, so daß in der Regel auf die Trapezfeder zurückgegriffen wird.

Der Beiwert ψ ist von b/b_0 abhängig (Abb. 2.122). Für eine Blattfeder mit konstantem Rechteckquerschnitt ($b_0 = b$) ist $\psi = 1$ und der Volumenausnutzungsfaktor $\eta = 1/9$. Für eine Dreiecksfeder ($b = 0$) ist $\psi = 1,5$ und $\eta = 1/3$.

Bei Trapezfedern mit drehbar gelagerten Federenden verhält sich jede Federhälfte wie ein einseitig eingespannter Träger, so daß in die Gleichungen für die eingespannte Trapezfeder jeweils nur F durch $F'/2$ und l durch $l'/2$ zu ersetzen sind.

Die *geschichtete Blattfeder* (Abb. 2.123) kann als eine in Streifen geschnittene Trapezfeder aufgefaßt werden. Die einzelnen Blätter werden in der Mitte durch Federbund oder durch Spannplatten zusammengehalten. Um Querverschiebungen zu vermeiden, wird gerippter Federstahl (z.B. nach DIN EN 10092-2) verwendet. Eine Fixierung in Längsrichtung erfolgt durch eingepreßte Mittelwarzen (DIN 1571). Eingesetzt werden geschichtete Blattfedern z.B. in Schwimffahrzeugen und im Lastfahrzeugbau.

Ohne Berücksichtigung der Reibung gelten dieselben Gleichungen wie bei der drehbar gelagerten Trapezfeder:

$$b_0 = i \cdot b' \quad \text{und} \quad b = i' \cdot b'$$

mit i = Anzahl aller Blätter (im Beispiel $i = 7$), i' = Anzahl der bis zu den Enden durchgeführten Blätter (im Beispiel $i' = 2$) und b' = Blattbreite.

Im Fahrzeugbau werden zur Annäherung an eine progressive Kennlinie häufig gestufte Blattfedern verwendet. Das heißt, nach einem bestimmten Weg werden Zusatzfedern wirksam.

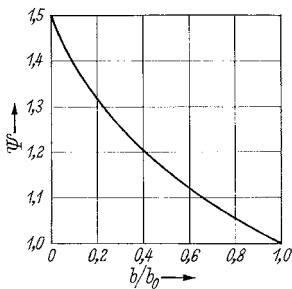


Abb. 2.122. Beiwert ψ

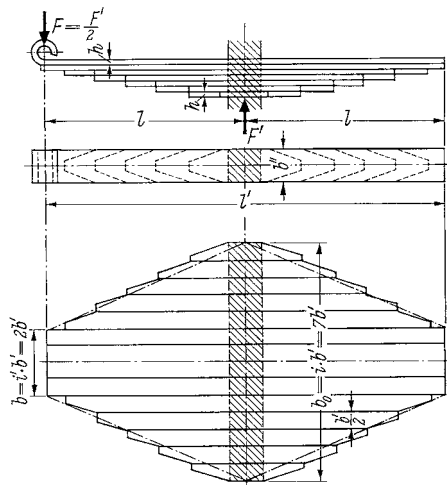


Abb. 2.123. Geschichtete Blattfeder

Tabelle 2.38. Blattfedern

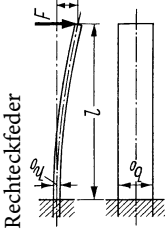
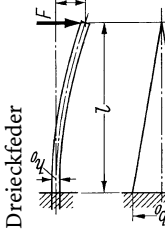
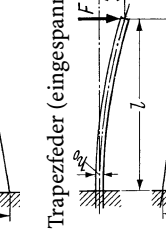
Bauformen	max. Belastung	Durchbiegung	Federhärte	Federarbeit
Rechteckfeder 	$F_{\max} = \frac{b_0 h_0^2}{6 l} \sigma_{b \text{ zul}}$	$s = \frac{4 F l^3}{E b_0 h_0^3}$	$R = \frac{3 E I_b}{l^3}$	$W = \frac{1}{9} \frac{\sigma_{b \text{ zul}}^2}{2 E} b_0 h_0 l$
Dreieckfeder 	$F_{\max} = \frac{b_0 h_0^2}{6 l} \sigma_{b \text{ zul}}$	$s = \frac{6 F l^3}{E b_0 h_0^3}$	$R = \frac{2 E I_{b0}}{l^3}$	$W = \frac{1}{3} \frac{\sigma_{b \text{ zul}}^2}{2 E} b_0 h_0 l$
Trapezfeder (eingespannt) 	$F_{\max} = \frac{b_0 h_0^2}{6 l} \sigma_{b \text{ zul}}$	$s = \psi \frac{4 F l^3}{E b_0 h_0^3}$	$R = \frac{3 E I_{b0}}{\psi l^3}$	$W = \frac{1}{9} \psi \frac{2}{1 + \frac{b}{b_0}} \frac{\sigma_{b \text{ zul}}^2}{2 E} V$ $V = \frac{b_0 + b}{2} h_0 l$

Tabelle 2.38 (Fortsetzung)

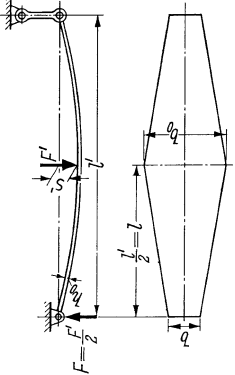
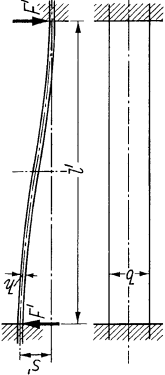
Bauformen	max. Belastung	Durchbiegung	Federrate	Federarbeit
Trapezfeder (drehbar gelagert) 	$F'_{\max} = \frac{2}{3} \frac{b_0 h_0^2}{l'} \sigma_{b\text{ zul}}$	$s' = \psi \frac{F' l'^3}{4 E b_0 h_0^3}$		$W' = \frac{1}{9} \psi \frac{2}{1 + \frac{b}{b_0}} \frac{\sigma_{b\text{ zul}}^2}{2 E} V'$ $V' = \frac{b_0 + b}{2} h_0 l'$
beidseitig eingespannte Rechteckfeder 	$F'_{\max} = \frac{b h^2}{3 l'} \sigma_{b\text{ zul}}$	$s' = \frac{F' l'^3}{E b h^3}$		$W' = \frac{1}{9} \frac{\sigma_{b\text{ zul}}^2}{2 E} b h l'$

Tabelle 2.39. Zulässige Biegespannungen für Blattfedern

Werkstoff	statische Beanspruchung σ_{bzul} [N/mm ²]	dynamische Beanspruchung $\sigma_{bzul} = \sigma_m \pm \sigma_{A,zul}$ [N/mm ²]
Federstahl nach DIN EN 10089 vergütet	960	
Stahlbänder nach DIN EN 10132 kaltgewalzt, gehärtet und angelassen	1000	
einzelne Blätter geschliffen		500 ± 320
einzelne Blätter mit Walzhaut		500 ± 100
geschichtete Blätter mit Walzhaut		500 ± 80

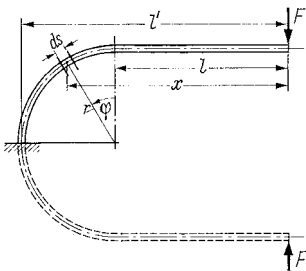
Werkstoffkennwerte. Blattfedern werden meistens aus Federstahl nach DIN EN 10089, DIN EN 10092-1 oder als gerippter Federstahl nach DIN EN 10092-2 hergestellt. Die zulässigen Spannungen können Tabelle 2.39 entnommen werden.

Spiralfeder, Drehfeder. Gekrümmte Biegefedern finden vielfach in elektrischen und feinmechanischen Geräten als Kontakt-, Bügel- oder Klammerfedern Verwendung. Für das Beispiel nach Abb. 2.124 ergibt sich bei konstantem Querschnitt

$$F_{\max} = \sigma_{zul} \cdot \frac{W_b}{l'},$$
$$s = \frac{F}{E I_b} \cdot \left[\frac{l^3}{3} + r l^2 \frac{\pi}{2} + 2 \cdot r^2 l + r^3 \frac{\pi}{4} \right].$$

Bei gewundenen Biegefedern (Abb. 2.125) wie der ebenen *Spiralfeder* und der räumlich nach einer Schraubenlinie geformten *Drehfeder*, auch Schenkelfeder genannt, werden bei Auslenkung Rückstellmomente um die Drehachse erzeugt. Spiralfedern finden Anwendung in Meßinstrumenten und Uhren, Drehfedern als Scharnierfedern zum Rückholen oder Andrücken von Hebeln, Rasten und dergleichen.

Abb. 2.124. Gekrümmte Biegefeder



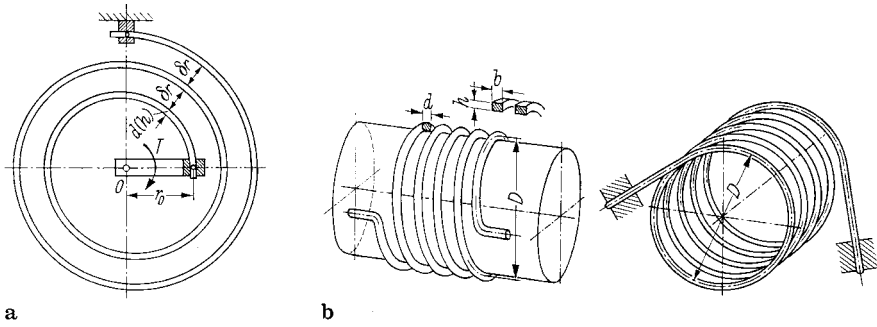


Abb. 2.125. Gewundene Biegefedern: a) Spiralfeder; b) Drehfeder (Schenkelfeder)

Berechnung. Werden die Federenden fest eingespannt, dann werden alle Feder-elemente gleichmäßig auf Biegung beansprucht. Ohne Berücksichtigung der Spannungserhöhung infolge der Drahtkrümmung an der Innenseite des Querschnittes gilt:

Allgemein	Kreisquerschnitt	Rechteckquerschnitt (b parallel zur Drehachse)
$T_{\max} = M_{b \max} = W_b \sigma_{b \text{ zul}}$	$T_{\max} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{b \text{ zul}}$	$T_{\max} = \frac{b h^2}{6} \sigma_{b \text{ zul}}$
$\hat{\alpha} = \frac{T l}{E I_b} ; \quad \hat{\alpha}_{\max} = \frac{W_b l \sigma_{b \text{ zul}}}{I_b E}$	$\hat{\alpha}_{\max} = \frac{2 l \sigma_{b \text{ zul}}}{d E}$	$\hat{\alpha}_{\max} = \frac{2 l \sigma_{b \text{ zul}}}{h E}$
$W = \frac{1}{2} T_{\max} \hat{\alpha}_{\max}$	$W = \frac{1}{4} \frac{\sigma_{b \text{ zul}}^2}{2 E} V$	$W = \frac{1}{3} \frac{\sigma_{b \text{ zul}}^2}{2 E} V$
	$V = \frac{\pi d^2}{4} l$	$V = b h l$

Hierbei bedeutet l die gestreckte Drahtlänge. Mit n = Windungszahl gilt:

archimedische Spirale: $l \approx 2 \pi n [r_0 + \frac{1}{2} n (d + \delta_r)]$,

Drehfeder: $l \approx \pi D n$.

Die zulässige Biegebeanspruchung kann für den häufig verwendeten Federdraht nach DIN EN 10270-1, T1 Abb. 2.126 entnommen werden. Durch die Krümmung der Draht- oder Stabachse tritt beim Belasten von gewundenen Biegefedern an der Innenseite eine Spannungserhöhung auf, die um so größer ist, je kleiner das Wickelverhältnis $w = D/d$ ist. Wird σ_i als idelle Biegespannung bezeichnet, so ergibt sich die größte Biegespannung immer zu

$$\sigma_{\max} = \sigma_q = \sigma_i \cdot q.$$

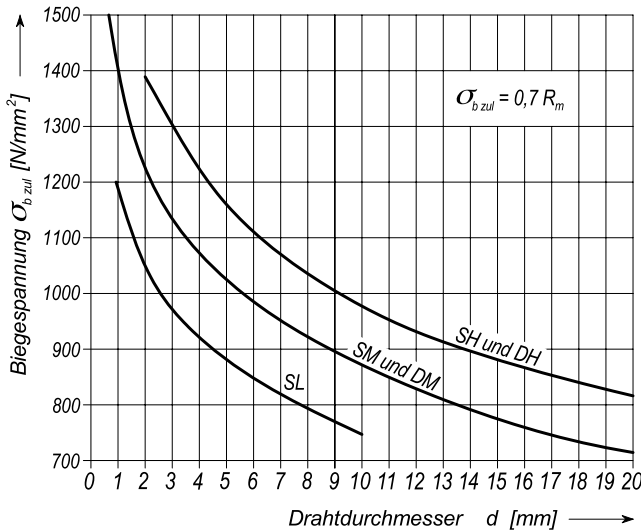


Abb. 2.126. Zulässige Biegespannung für Drehfedern bei statischer und quasistatischer Belastung aus patentiert-gezogenen Federstahldrähten nach DIN EN 10270-1

Der Spannungsbeiwert q ist Abb. 2.127 zu entnehmen. Für D ist bei der Spiralfeder das Doppelte des kleinsten mittleren Krümmungshalbmessers zu nehmen.

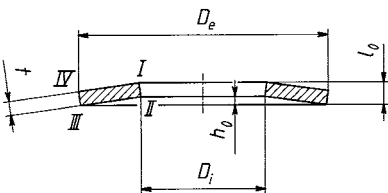
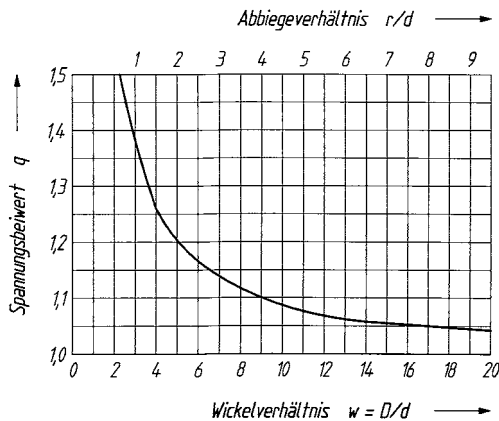
Tellerfedern. Die Tellerfedern (Abb. 2.128) sind Kegelringscheiben, die als Einzelfedern oder kombiniert zu Federpaketen und Federsäulen sowohl ruhend als auch schwingend belastet werden. Bei gleichmäßig verteilter Belastung über dem inneren und äußeren Umfang werden Tellerfedern vorwiegend auf Biegung beansprucht. Sie werden mit und ohne Auflageflächen hergestellt.

Je nach Abmessungen ergeben sich nahezu lineare oder degressive Kennlinien (Abb. 2.129). Einen progressiven Kennlinienverlauf erhält man durch wechselseitig aneinandergereihte Einzelteller verschiedener Dicke oder durch wechselseitige Anordnung von Federpaketen mit verschiedener Anzahl von Tellern gleicher Dicke (Abb. 2.130).

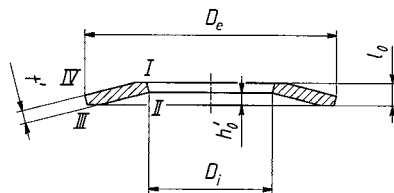
Den Kombinationsmöglichkeiten entsprechend ist das Anwendungsgebiet der Tellerfeder sehr groß. Sie werden besonders wegen ihres geringen Platzbedarfs bei großen Kräften und kleinen Federwegen, aber auch als Federsäulen mit weicher Charakteristik verwendet. Beispiele sind Puffer- und Stoßdämpferfedern, für Auswerfvorrichtungen der Stanz-, Schnitt- und Ziehtechnik, für Federbeine, Ventile, für Längen- und Toleranzausgleich, für Spielausgleich und Geräuschminderung bei Kugellagern, zur Aufrechterhaltung der Vorspannung in Schraubenverbindungen usw. Weitere Anwendungsbeispiele enthalten die Kataloge der Hersteller (Abb. 2.131).

Bei gleichsinnig geschichteten Einzeltellern (Federpakete) tritt noch Reibung zwischen den Auflageflächen und somit eine gewisse Dämpfung auf.

Abb. 2.127. Spannungsbeiwert q zur Ermittlung der maximalen Biegespannung



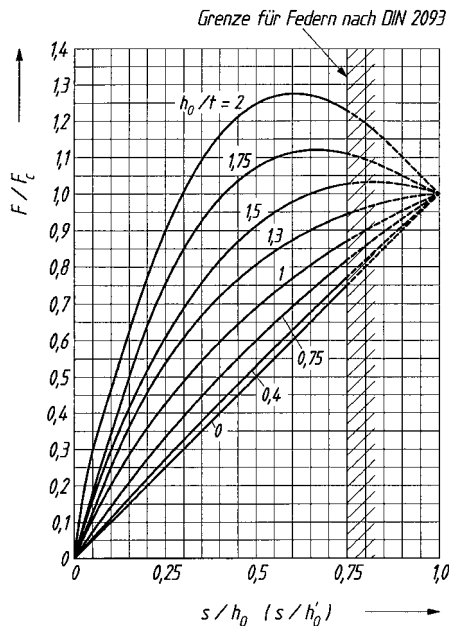
a



b

Abb. 2.128. Tellerfeder nach DIN 2093; a) ohne Auflagefläche; b) mit Auflagefläche

Abb. 2.129. Berechnete Federkennlinie einer Tellerfeder nach DIN 2092



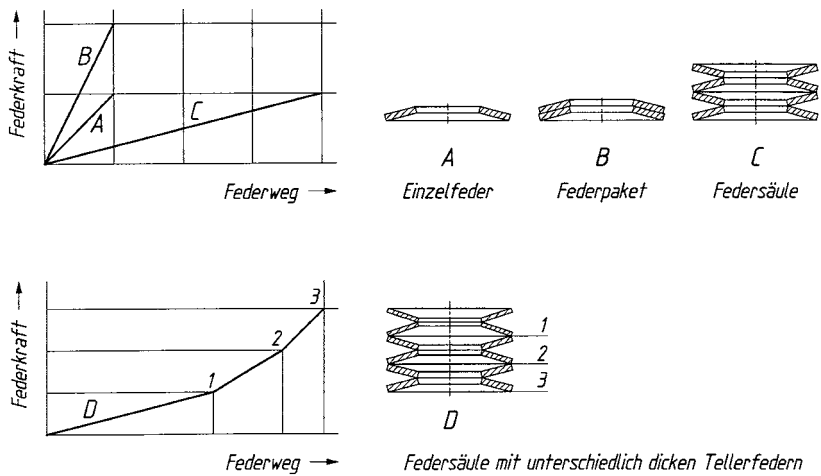


Abb. 2.130. Kombination von Tellerfedern
Annahme: Die Federkennlinien seien über den gesamten Federweg h_0 linear.

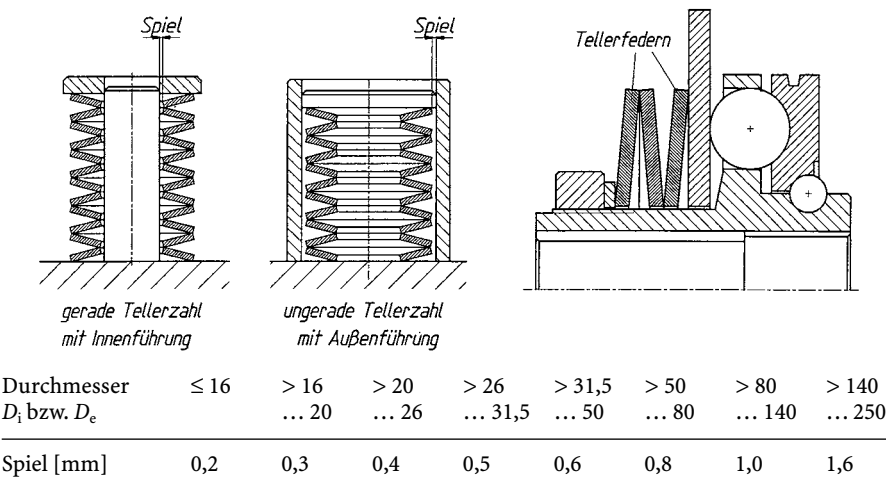


Abb. 2.131. Einbaubeispiele für Tellerfedern

Berechnung. Die Berechnung von Tellerfedern erfolgt nach den Näherungsformeln von Almen und Laszlo, die auch DIN 2092 zugrunde gelegt sind. Für die Einzeltellerfeder ohne Auflagefläche gelten folgende Beziehungen:

Federkräfte des Einzeltellers:

$$F = \frac{4E}{1 - \nu^2} \frac{t^4}{K_1 D_e^2} \frac{s}{t} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right],$$

$$F_c = F_{(s=h_0)} = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^3 h_0}{K_1 D_e^2} \quad (\text{plattgedrückt}),$$

Federrate:

$$R = \frac{dF}{ds} = \frac{4E}{1-\nu^2} \frac{t^3}{K_1 D_e^2} \left[\left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_0}{t} \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right],$$

Federungsarbeit:

$$W = \int F ds = \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{t^5}{K_1 D_e^2} \left(\frac{s}{t} \right)^2 \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right)^2 + 1 \right].$$

In diesen Gleichungen ist ν die Querkontraktionszahl und E der Elastizitätsmodul des Federwerkstoffes. Für den Faktor K_1 gilt:

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta} \right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta}} \quad \text{mit} \quad \delta = \frac{D_e}{D_i}.$$

Nach DIN 2092 lassen sich auch die Spannungen an den Stellen I bis IV berechnen. Für die empfohlene maximale Durchfederung von $s_{\max} = 0,75 \cdot h$ sind in DIN 2093 für genormte Tellerfedern die maximalen Kräfte und Spannungen angegeben.

Für Tellerfedern mit *statischer Beanspruchung* (kleiner 10^4 Lastspiele) ist ein Festigkeitsnachweis nicht erforderlich, wenn die maximale Kraft $F_{\max}$ bei $s = 0,75 \cdot h_0$ nicht überschritten wird. Ansonsten darf die Spannung auf der Oberseite σ_{OM} bei Planlage der Feder die Streckgrenze nicht überschreiten.

Wechselt die Beanspruchung dauernd zwischen dem Vorspannweg s_1 und dem Federweg s_2 , so liegt eine *schwingende Beanspruchung* vor. Schwingungsbrüche entstehen an der Tellerunterseite an den Stellen II oder III, weil dort die größten Zugspannungen auftreten. Für den Festigkeitsnachweis ist demnach die größte rechnerische Zugspannung maßgebend, wobei die Hubspannung σ_h kleiner als die Dauerhubfestigkeit sein muß:

$$\sigma_h = \sigma_o - \sigma_u < \sigma_H = \sigma_o - \sigma_U$$

Die Dauerhubfestigkeit ist für Werkstoffe nach DIN 2093 Abb. 2.132 zu entnehmen.

Drehstabfeder. Die gerade Drehstabfeder wird durch das Drehmoment T belastet. Der Endquerschnitt verdreht sich gegenüber dem Einspannquerschnitt um den Winkel ϑ . Die Federrate (Verdrehfederkonstante) ist demnach

$$R_t = \frac{T}{\vartheta} \quad [\text{Nmm}/^\circ] \quad \text{bzw.} \quad \hat{R}_t = \frac{T}{\hat{\vartheta}} \quad [\text{Nmm}/\text{rad}].$$

Meist wird ein Kreisquerschnitt gewählt. Es gibt aber auch (sogar geschichtete) Rechteckdrehstabfedern (Abb. 2.133), bei denen jedoch die Torsions-

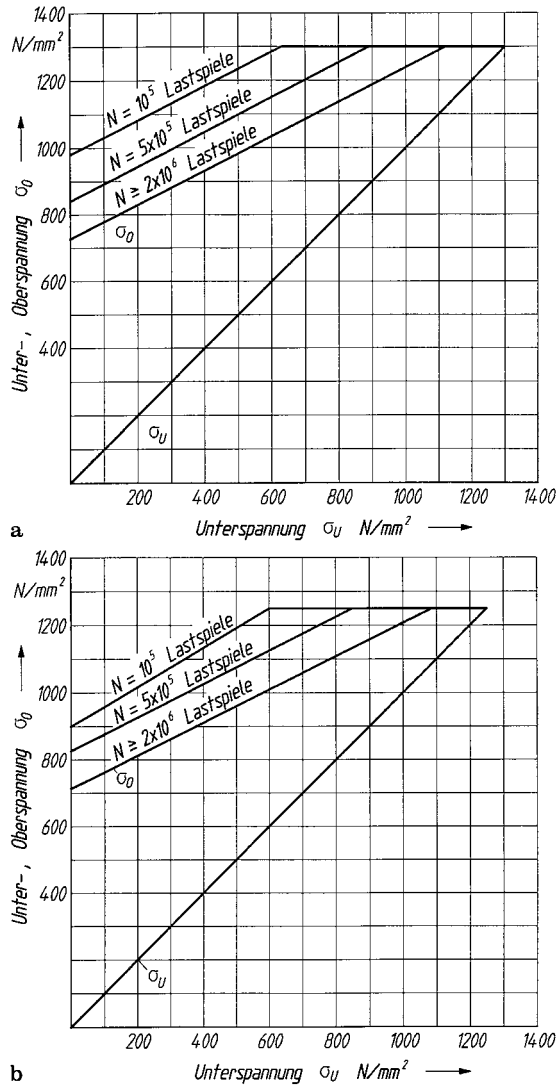


Abb. 2.132. Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubild für nicht kugelgestrahlte Tellerfedern: a) für Federdicken $t < 1,25$ mm; b) für Federdicken $t = 1,25 \dots 6$ mm

spannungen sehr ungleichmäßig verteilt sind. Drehstabfedern werden hauptsächlich im Fahrzeugbau (z.B. für Achskonstruktionen) aber auch in Drehkraftmessern und in nachgiebigen Kupplungen verwendet. Drehstabfedern mit Kreisquerschnitt sind in DIN 2091 genormt. Außer der Berechnung sind auch die Abmessungen der Stabköpfe und der Übergänge angegeben (Abb. 2.134).

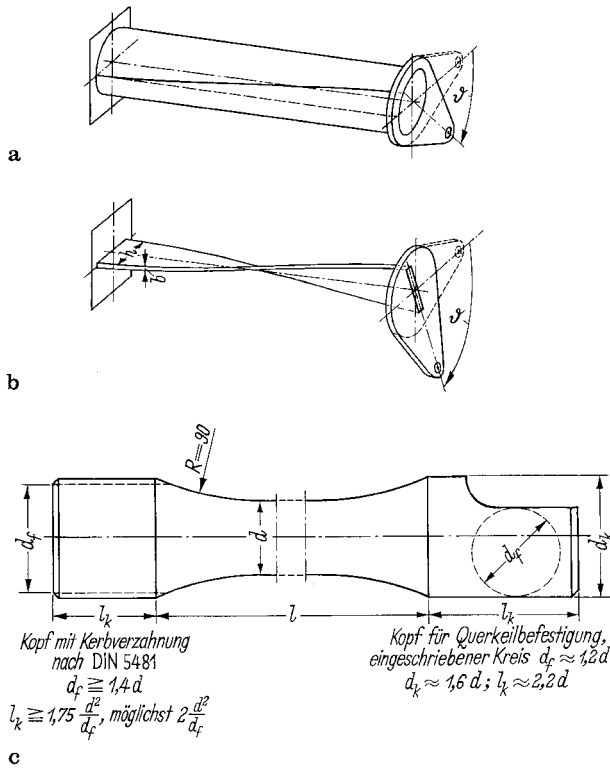


Abb. 2.133. Drehstabfedern: a) mit Kreisquerschnitt; b) mit Rechteckquerschnitt; c) Drehstabfeder nach DIN 2091

Berechnung. Für die Berechnung von Drehstabfedern gelten folgende Grundgleichungen:

Allgemein	Kreisquerschnitt	Rechteckquerschnitt (b parallel zur Drehachse)
$T_{\max} = W_t \tau_{t, \text{zul}}$	$T_{\max} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \tau_{t, \text{zul}}$	$T_{\max} = \eta_1 b^2 h \tau_{t, \text{zul}}$
$\vartheta = \frac{T l_f}{G \cdot I_t}; \quad \hat{R}_t = \frac{T}{\vartheta} = \frac{G I_t}{l_f}$	$\vartheta = \frac{T l_f 32}{G \pi d^4}$	$\vartheta = \frac{T l_f}{G \eta_2 b^3 h}$
$\vartheta_{\max} = \frac{W_t l_f}{I_t} \frac{\tau_{t, \text{zul}}}{G}$	$\vartheta_{\max} = \frac{2 l_f}{d} \frac{\tau_{t, \text{zul}}}{G}$	$\vartheta_{\max} = \frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{l_f}{b} \frac{\tau_{t, \text{zul}}}{G}$
$W = \frac{1}{2} \cdot T_{\max} \vartheta_{\max}$	$W = \frac{1}{2} \frac{\tau_{t, \text{zul}}^2}{2 G} V_f$	$W = \frac{\eta_1^2}{\eta_2} \frac{\tau_{t, \text{zul}}^2}{2 G} V_f$

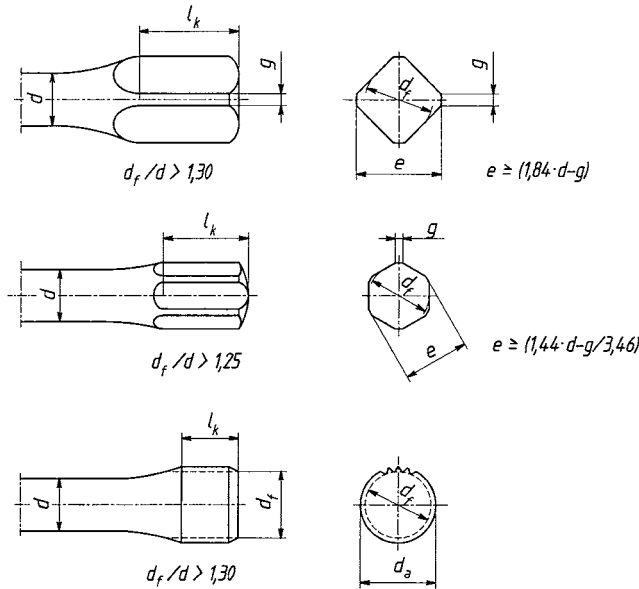


Abb. 2.134. Drehstabköpfe nach DIN 2091

Dabei ist l_f die federnde Länge und V_f das federnde Volumen des Drehstabes. Die η_1 und η_2 -Werte sind Abb. 2.135 zu entnehmen.

Der Volumenausnutzungsfaktor für Drehstabfedern mit Kreisquerschnitt ist mit $\eta = 0,5$ gegenüber dem der Biegefedern sehr groß. Ein Vergleich der Arbeitsaufnahme einer Drehstabfeder mit Kreisquerschnitt und der günstigsten Biegefeder, die Dreiecksfeder mit $\eta = 0,33$, liefert mit $\tau_{t,zul} \approx 0,75 \sigma_{b,zul}$ und $G \approx 0,38E$

$$\frac{W_{\text{Drehstab}}}{W_{\text{Biegefeder}}} = \frac{\frac{1}{2} \frac{\tau_{t,zul}^2}{2G} V_f}{\frac{1}{3} \frac{\sigma_{b,zul}^2}{2E} V_f} = \frac{3}{2} \cdot \frac{9}{16} \cdot \frac{1}{0,38} = 2,2.$$

Das heißt, bei gleichem Volumen kann die Drehstabfeder mit Kreisquerschnitt mehr als das Doppelte an Arbeit aufnehmen als die beste Biegefeder. Aus diesem Grund werden Drehstabfedern vorzugsweise im Fahrzeugbau eingesetzt.

Noch günstigere Verhältnisse erhält man beim Kreisringquerschnitt, für den die Grundgleichungen mit $Q = d/D$ lauten:

$$T_{\max} = \frac{\pi D^3}{16} (1 - Q^4) \tau_{t,zul},$$

$$\hat{\vartheta} = \frac{T l_f 32}{G \pi D^4 (1 - Q^4)}; \quad \hat{\vartheta}_{\max} = \frac{2 l_f}{D} \frac{\tau_{t,zul}}{G},$$

$$W = \frac{1}{2} (1 + Q^2) \frac{\tau_{t,zul}^2}{2G} V \quad \text{also} \quad \eta = \frac{1}{2} (1 + Q^2).$$

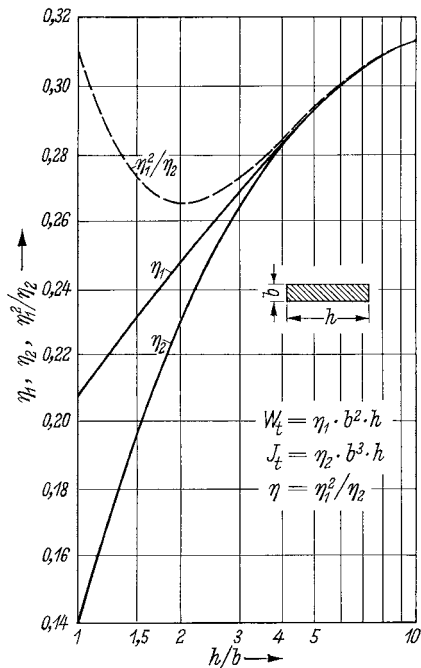


Abb. 2.135. Beiwerte für Rechteckquerschnitt

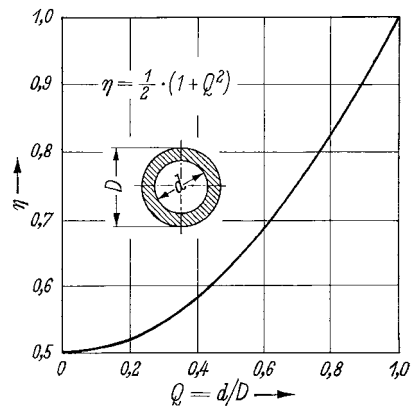


Abb. 2.136. Volumenausnutzungsfaktor beim Kreisringquerschnitt

Wie aus Abb. 2.136 ersichtlich, werden die η -Werte mit zunehmendem d/D deutlich größer als 0,5.

Beispiel: Drehstabfeder

Gegeben: $T_{\max} = 800 \text{ Nmm}$; $\vartheta_{\max} = 23^\circ = 0,4 \text{ rad}$; $\tau_{t, \text{zul}} = 300 \text{ N/mm}^2$; $G = 80\,000 \text{ N/mm}^2$. Gesucht: Erforderliche Abmessungen a) bei Kreisquerschnitt und b) bei Kreisringquerschnitt mit $d/D = 0,6$.

a) Kreisquerschnitt

$$\frac{\pi d^3}{16} = \frac{T_{\max}}{\tau_{t, \text{zul}}} = \frac{800 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{300 \text{ N/mm}^2} = 2660 \text{ mm}^3; d^3 = 13\,600 \text{ mm}^3; d \approx 24 \text{ mm},$$

$$l_f = \frac{\vartheta_{\max} d G}{2 \tau_{t, \text{zul}}} = \frac{0,4 \cdot 24 \text{ mm} \cdot 80\,000 \text{ N/mm}^2}{2 \cdot 300 \text{ N/mm}^2} = 1280 \text{ mm},$$

$$V_f = \frac{\pi d^2}{4} l_f = 570 \text{ cm}^3; \quad \eta = 0,5.$$

b) Kreisringquerschnitt

$$\frac{\pi D^3}{16} = \frac{T_{\max}}{(1 - Q^4) \tau_{t, \text{zul}}} = \frac{2,66 \cdot 10^3 \text{ Nmm}^3}{0,8704} = 3060 \text{ mm}^3; D^3 = 15,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^3;$$

$$D = 25 \text{ mm}; d = 0,6 \cdot D = 15 \text{ mm};$$

$$l_f = \frac{\hat{\vartheta}_{\max} D G}{2 \tau_{t, \text{zul}}} = 1330 \text{ mm};$$

$$V_f = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l = 419 \text{ cm}^3; \quad \eta = 0,68.$$

Zylindrische Schraubenfedern. Eine zylindrische Schraubenfeder kann in erster Näherung als schraubenförmig gewundene Drehstabfeder aufgefaßt werden. Sie entsteht dadurch, daß ein Federdraht auf einen Dorn gewickelt wird. Kleine Drahtdurchmesser (bis max. 17 mm) werden kalt verformt, Schraubenfedern mit großen Drahtdurchmessern (8 bis 60 mm) werden durch Warmverformung hergestellt. Sie werden mit Kreisquerschnitten meist vollautomatisch und in großen Stückzahlen hergestellt. Zylindrische Schraubenfedern mit Rechteckquerschnitt werden wegen Herstellungsschwierigkeiten nur selten verwendet. Die Berechnungsgrundlagen sind in DIN 2090 zusammengestellt.

Das Anwendungsspektrum ist außerordentlich vielfältig. Schraubenfedern werden axial mit einer Druckkraft (Druckfedern nach DIN 2095 und 2096) oder Zugkraft (Zugfedern nach DIN 2097) beaufschlagt. Sie ermöglichen große Federwege und besitzen ein hohes Arbeitsvermögen. Außerdem lassen sich Schraubenfedern sehr einfach zu Federsätzen (Federschaltungen) kombinieren.

Schraubendruckfedern. Druckfedern bestehen aus wirksamen Federwindungen n und nichtfedernden Endwindungen. Um ein möglichst axiales Einfedern zu erreichen, werden die Federenden angelegt und meistens plangeschliffen. Kaltgeformte Federn bestehen aus mindestens 2 wirksamen Windungen ($n > 2$) und 2 Endwindungen. Bei warmgeformten Druckfedern sollte $n \geq 3$ sein und als nichtfedernde Endwindungen werden jeweils nur 3/4 einer Windung an jedem Federende angenommen. Daraus ergibt sich die Gesamtanzahl der Windungen

bei kaltgeformten Druckfedern: $n_t = n + 2$

bei warmgeformten Druckfedern: $n_t = n + 1,5$

Außerdem müssen die Federenden einander gegenüberliegen, d.h. um 180° versetzt sein, um eine einseitige Belastung zu vermeiden. Daraus folgt, daß die Gesamtanzahl der Windungen ein Vielfaches einer halben Windung sein muß:

$$n_t = 4,5; n_t = 5,5; n_t = 6,5; n_t = 7,5; \text{ usw.}$$

Um die Funktion der Feder nicht zu beeinträchtigen, dürfen sich die federnden Windungen auch bei maximaler Belastung nicht berühren (Druckfedern dürfen nie auf Block zusammengedrückt werden). Das Maß S_a stellt nach Abb. 2.137 die Summe der Mindestabstände zwischen den einzelnen federnden Windun-

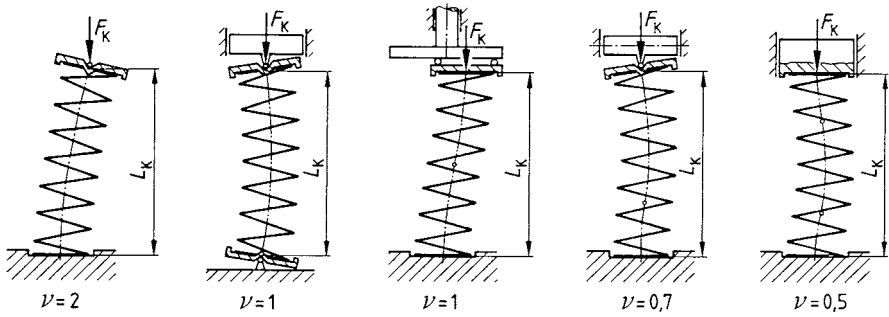


Abb. 2.138. Lagerungsarten und entsprechende Lagerungsbeiwerte von axial beanspruchten Schraubendruckfedern

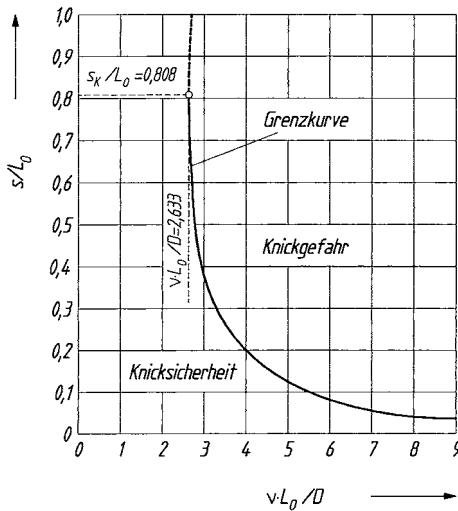


Abb. 2.139. Theoretische Knickgrenze von Schraubendruckfedern

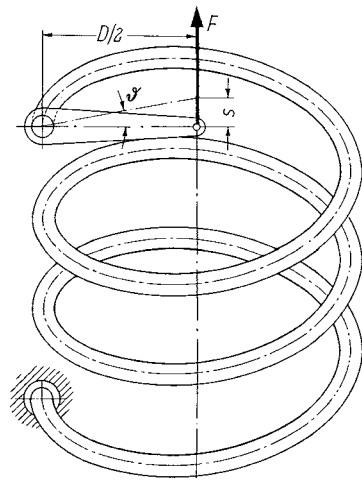


Abb. 2.140. Verformung der zylindrischen Schraubendruckfedern

stante Drehmoment $T = F \cdot D/2$ belastet. Die maximale Torsionsspannung ergibt sich somit zu

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_t} = \frac{F \cdot D/2}{W_t}$$

Sie muß kleiner als τ_{zul} sein, so daß die Gleichung für die Tragfähigkeit lautet:

$$F_{\max} = \frac{2 W_t}{D} \tau_{\text{zul}}. \quad (2.70)$$

Für die Ermittlung der Verformungsgleichung wird die in Abb. 2.140 dargestellte Feder als unten eingespannt betrachtet, an dessen oberem Ende ein starrer Hebel für den zentrischen Angriff der Kraft F befestigt ist. Jedes Stabelement von der Länge Δl wird durch das Drehmoment T um den Winkel

$$\Delta \vartheta = \frac{F(D/2) \Delta l}{G I_t}$$

verdrehen, so daß sich der Gesamtverdrehwinkel mit $\Sigma \Delta l = l \approx \pi \cdot D \cdot n$ angenähert zu

$$\vartheta = \frac{F D n \pi D}{2 G I_t}$$

und der Gesamtfederweg zu

$$s = \vartheta \frac{D}{2} = \frac{\pi D^3}{4 G I_t} n F \quad (2.71)$$

ergibt. Aus Gl. (2.70) und (2.71) folgt für die maximale Energie, die in der Feder elastisch gespeichert werden kann:

$$W = \frac{1}{2} F_{\max} s_{\max} = \frac{W_t^2}{I_t A} \frac{\tau_{t, \text{zul}}^2}{2 G} \pi D n A. \quad (2.72)$$

Für den am meisten verwendeten Kreisquerschnitt ergeben sich dann folgende Grundgleichungen:

$$F_{\max} = \frac{\pi}{8} \frac{d^3}{D} \tau_{t, \text{zul}} \quad (2.73)$$

$$s = \frac{F}{R} = \frac{8}{G} \frac{D^3 n}{d^4} F \quad \text{und} \quad s_{\max} = \frac{D^2}{d} \pi n \frac{\tau_{t, \text{zul}}}{G}, \quad (2.74)$$

$$W = \frac{1}{2} F s = \frac{1}{2} \frac{\tau_{t, \text{zul}}^2}{2 G} \cdot V \quad \text{mit} \quad V = \frac{\pi d^2}{4} \pi D n. \quad (2.75)$$

Nach DIN 2089 wird die Torsionsspannung ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung als ideale Torsionsspannung τ_i bezeichnet. Infolge der Drahtkrümmung ist die Schubspannung über den Umfang des Drahtes jedoch nicht gleichmäßig verteilt. Insbesondere treten auf der Innenseite Spannungserhöhungen auf, die durch einen Spannungsbeiwert k berücksichtigt werden (Abb. 2.141). Die korrigierte Torsionsspannung wird damit

$$\tau_t = \tau_k = k \cdot \tau_i = k \frac{8}{\pi} \frac{D}{d^3} F.$$

Bei statischer Beanspruchung und Lastspielzahlen bis 10^4 Lastwechsel kann der Einfluß der Drahtkrümmung vernachlässigt und die zulässigen Torsionsspannungen aus Abb. 2.142 entnommen werden. Bei dynamischer Beanspruchung begünstigt die Spannungserhöhung den Dauerbruch. Die auftretende maxi-

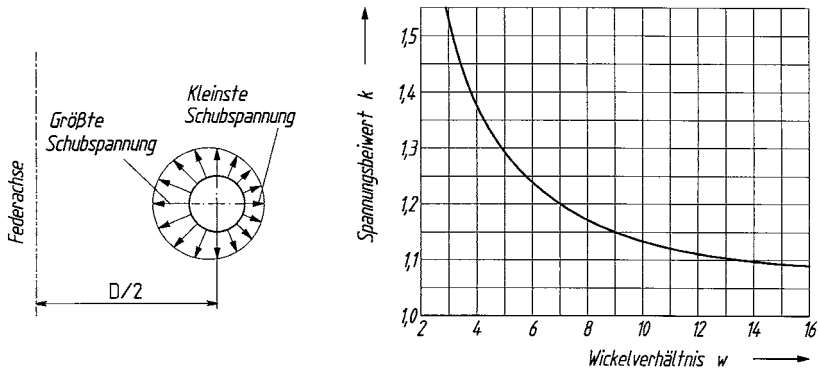


Abb. 2.141. Schubspannungsverteilung im Drahtquerschnitt und Spannungsbeiwert k , abhängig vom Wickelverhältnis $w = D/d$

male Hubspannung muß deshalb kleiner sein als die zulässige Dauerhubfestigkeit τ_{KH} nach Abb. 2.143:

$$\tau_{\text{KH}} = \tau_{\text{K2}} - \tau_{\text{K1}} = k \frac{8}{\pi} \frac{D}{d^3} (F_2 - F_1) \leq \tau_{\text{KH}}.$$

Bei statischer und dynamischer Beanspruchung muß zusätzlich überprüft werden, ob die Torsionsspannung bei Blocklänge L_c die zulässige Torsionsspannung $\tau_{\text{c, zul}}$ (Abb. 2.144 bzw. Abb. 2.142 b) nicht überschreitet:

$$\tau_{\text{c}} = \frac{8}{\pi} \frac{D}{d^3} F_{\text{c}} \leq \tau_{\text{c, zul}}.$$

Für die praktische Dimensionierung zylindrischer Schraubendruckfedern sind die gegebenen Randbedingungen maßgebend, wie z. B.

- Einbaubedingungen Federdurchmesser (innen und außen), Federlänge, Federwege
- Federkräfte Vorspannkraft F_1 und Maximalkraft F_2
- Federkenngrößen Federrate, Wickelverhältnis, Windungszahl.

In der Regel sind zu Beginn einer Federberechnung nicht alle Größen gegeben, so daß zunächst einige Annahmen getroffen werden müssen, deren Gültigkeit später wieder überprüft werden muß. Das folgende Beispiel versucht aufzuzeigen, durch welche Parameter Federn beeinflusst werden können.

Beispiel: Sicherheitsventil.

Für ein Sicherheitsventil mit Druckanzeige (Abb. 2.145) ist eine kaltgeformte Druckfeder (Drahtsorte B) vorgesehen. Ab einem Überdruck von 3 bar soll der Kolben sich nach oben bewegen und ab 10 bar entlüftet werden.

Erforderliche Vorspannkraft ($p_1 = 3$ bar):

$$F_1 = p_1 A = 0,3 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{6^2 \cdot \pi}{4} \text{ mm}^2 = 8,5 \text{ N}.$$

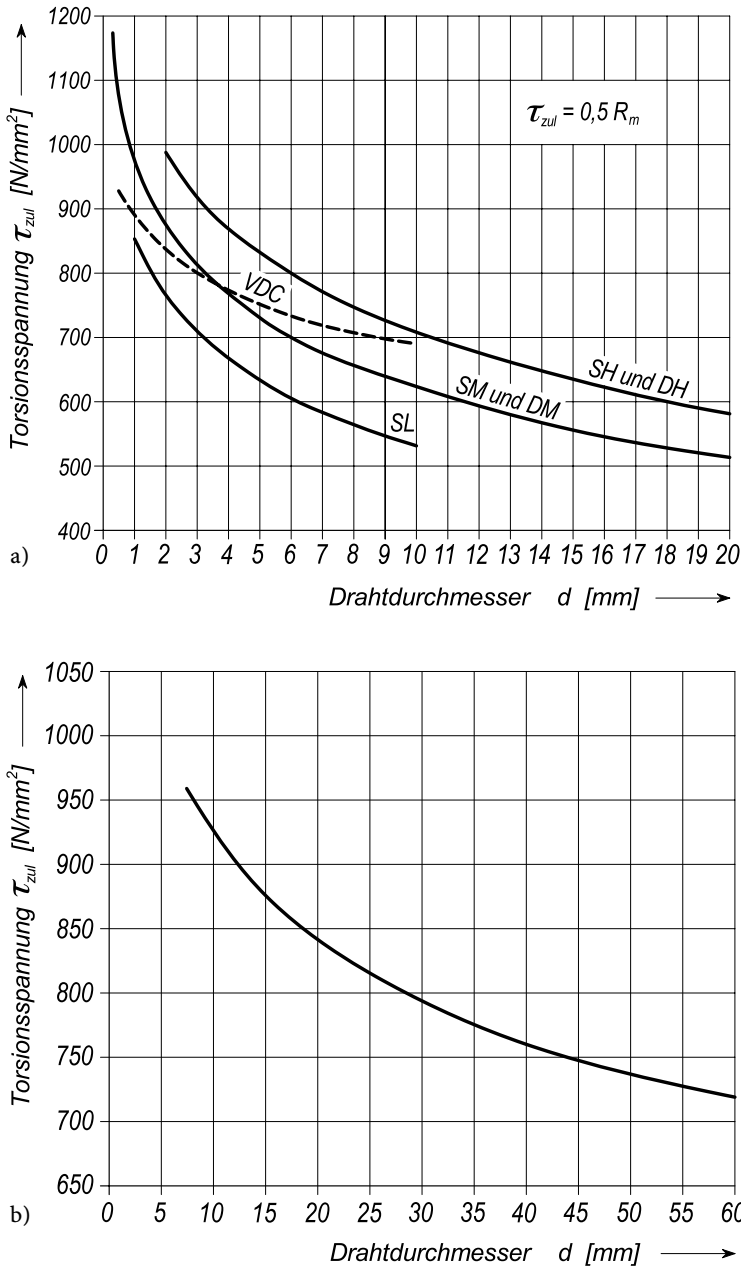


Abb. 2.142. Zulässige Torsionsspannung für Schraubendruckfedern bei statischer Beanspruchung: a) kaltgeformt aus patentiert-gezogenen Federstahldrähten (SL, SM, DM, SH, DH) nach DIN EN 10270-1 und Ventulfederstahl (VDC) nach DIN EN 10270-2; b) warmgeformt aus Federstählen nach DIN EN 10089 bei Blocklänge ($\tau_{zul} = \tau_{c\ zul}$)

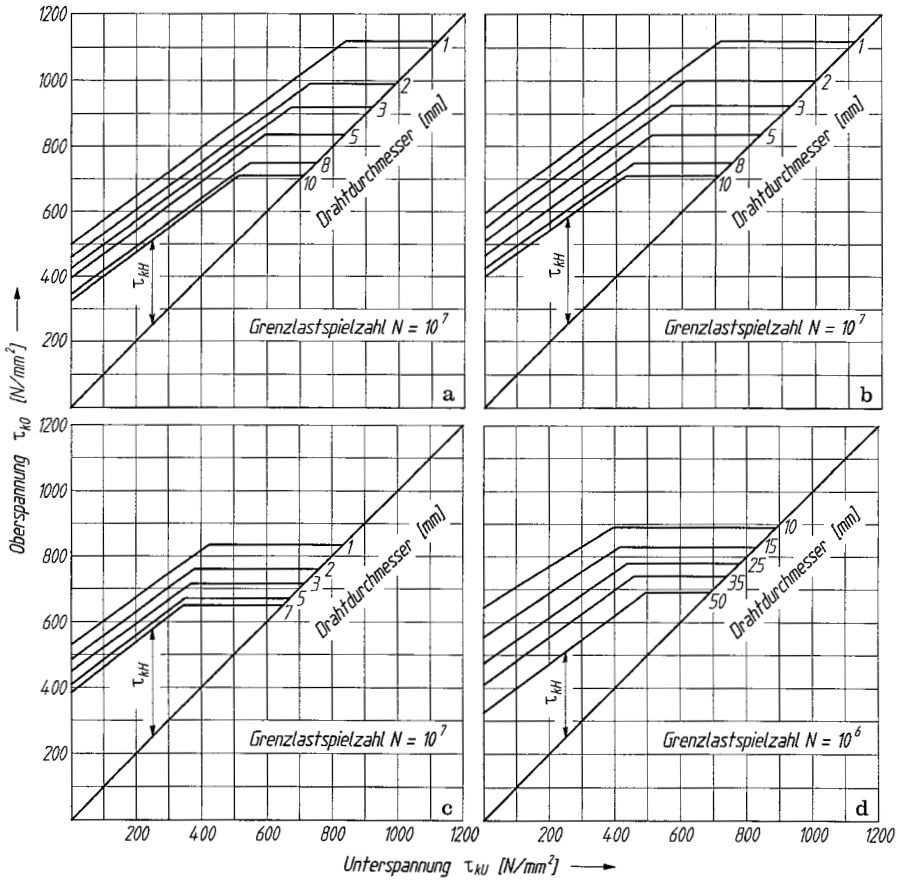


Abb. 2.143. Dauerfestigkeitsschaubilder für Schraubendruckfedern: a) für nicht kugelgestrahlte und b) für kugelgestrahlte kaltgeformte Federn aus patentiert-gezogenen Federstahldrähten (SH, DH) nach DIN EN 10270-1; c) für kaltgeformte Federn aus Ventilderstahldracht (VDC) nach DIN EN 10270-2; d) für warmgeformte Federn aus Federstahl nach DIN EN 10089

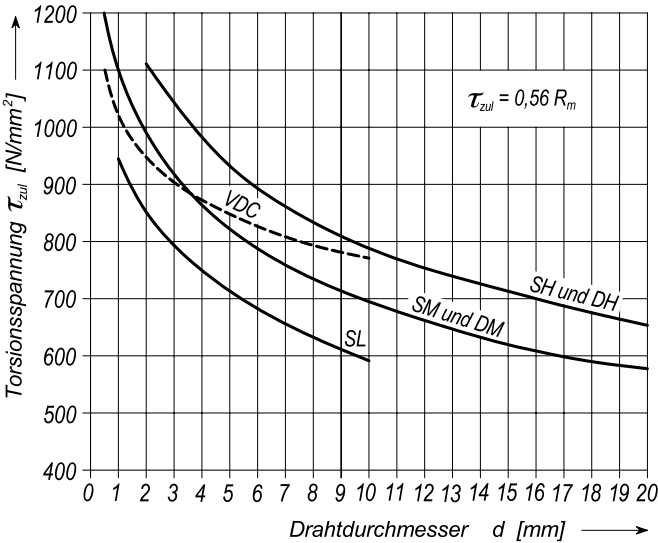


Abb. 2.144. Zulässige Torsionsspannung bei Blocklänge L_c für kaltgeformte Schraubendruckfedern

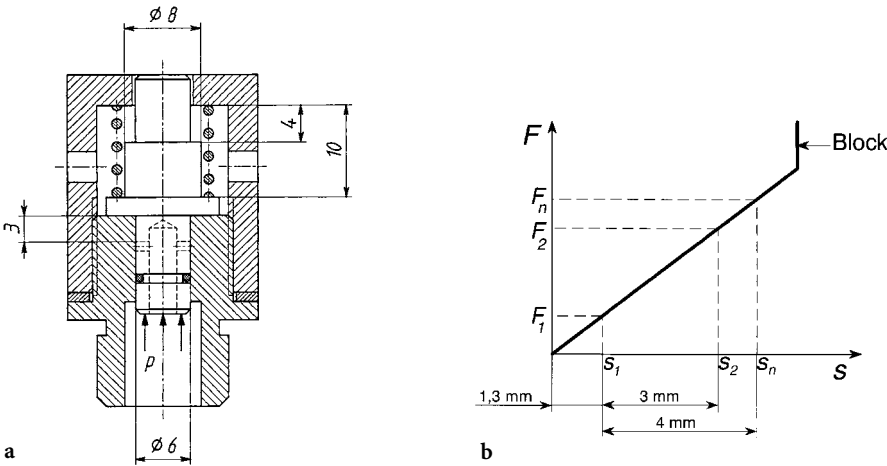


Abb. 2.145. Beispiel Sicherheitsventil: a) Schnittzeichnung; b) Federkennlinie

Notwendige Kraft zum Entlüften ($p_2 = 10 \text{ bar}$):

$$F_2 = p_2 A = 1 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{6^2 \cdot \pi}{4} \text{ mm}^2 = 28,3 \text{ N.}$$

Theoretische Federrate:

$$R = \frac{F_1 - F_2}{h} = \frac{28,3 \text{ N} - 8,5 \text{ N}}{3 \text{ mm}} = 6,6 \text{ N/mm.}$$

Federwege:

$$s_1 = \frac{F_1}{R} = \frac{8,5 \text{ N}}{6,6 \text{ N/mm}} = 1,3 \text{ mm,}$$

$$s_2 = s_1 + h = 1,3 \text{ mm} + 3 \text{ mm} = 4,3 \text{ mm,}$$

$$s_{\max} = s_n = s_1 + 4 \text{ mm} = 5,3 \text{ mm.}$$

Maximale Federkraft (bei $s_{\max}$):

$$F_{\max} = F_n = R s_{\max} = 6,6 \text{ N/mm} \cdot 5,3 \text{ mm} = 35 \text{ N.}$$

Federabmessungen:

Aus Abb. 2.142 a wird $\tau_{\text{zul}} = 950 \text{ N/mm}^2$ abgelesen (entspricht $d = 1 \dots 2 \text{ mm}$). Mit $D = 10 \text{ mm}$ (angenommen) und $k = 1$ (statische Beanspruchung) ist der Mindestdrahtdurchmesser nach Gl. (2.73):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 F_n D}{\pi \tau_{\text{zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 35 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm}}{\pi \cdot 950 \text{ N/mm}^2}} = 0,97 \text{ mm} \quad \text{gewählt: } \underline{d = 1 \text{ mm}}$$

$$D = 8 \text{ mm} + d + \text{Spiel} = 8 + 1 + 0,5 = \underline{9,5 \text{ mm}} \quad (\text{gewählt})$$

$$\text{Wickelverhältnis: } w = \frac{D}{d} = 9,5 \text{ mm}$$

Zahl der Windungen [aus Gl. (2.74)]:

$$n = \frac{G d^4}{8 R D^3} = \frac{83\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 1^4 \text{ mm}^4}{8 \cdot 6,6 \text{ N/mm} \cdot 9,5^3 \text{ mm}^3} = 1,8 \quad \text{gewählt: } \underline{n = 2,5}$$

$$n_t = n + 2 = 4,5.$$

Mit den bisher festgestellten Federabmessungen d , D und n ergibt sich eine tatsächliche Federrate von

$$R_{\text{ist}} = \frac{G d^4}{8 D^3 n} = \frac{83\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 1^4 \text{ mm}^4}{8 \cdot 9,5^3 \text{ mm}^3 \cdot 2,5} = 4,8 \text{ N/mm.}$$

Der tatsächliche Öffnungsdruck liegt dann bei

$$p_{2 \text{ ist}} = \frac{R_{\text{ist}} s}{A} = \frac{4,8 \text{ N/mm} \cdot 4,3 \text{ mm}}{6^2 \cdot \pi / 4} = 0,73 \text{ N/mm}^2 = 7,3 \text{ bar.}$$

Die Feder wird optimiert, indem die Werte d und D variiert werden. Mit $d = 1,1$ mm und $D = 9,7$ mm wird

$$R' = 6,66 \text{ N/mm und } p'_2 = 10,00 \text{ bar!}$$

Kontrolle der Einbauverhältnisse:

$$L_0 = 10 \text{ mm} + s_1 = 10 \text{ mm} + 1,3 \text{ mm} = 11,3 \text{ mm}$$

$$L_{0 \min} = L_c + S_a + s_n = 4,95 + 0,6 + 5,3 = 10,85 \text{ mm} < L_0 \quad (\text{ausreichend})$$

$$L_c + S_a = 4,95 \text{ mm} + 0,6 \text{ mm} = 5,5 \text{ mm} < 10 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \quad (\text{ausreichend})$$

Kontrolle der Tragfähigkeit:

$$\tau = \frac{d G s_n}{\pi D^2 n} = \frac{1,1 \cdot 83\,000 \cdot 5,3}{\pi 9,7^2 \cdot 2,5} = 655 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{zul}} \quad (\text{ausreichend})$$

$$\tau_c = \frac{d G s_c}{\pi D^2 n} = \frac{1,1 \cdot 83\,000 \cdot (11,3 - 4,95)}{\pi 9,7^2 \cdot 2,5} = 785 \text{ N/mm}^2 < \tau_{c \text{ zul}} = 1090 \text{ N/mm}^2.$$

Schraubenzugfedern. Für Zugfedern enthält die DIN EN 13 906-2, Teil 2, Hinweise auf Berechnung und Konstruktion. Die Federenden werden nach DIN 2097 bei Zugfedern als Ösen ausgebildet oder mit eingerollten oder eingeschraubten Endstücken versehen. Von den Ösenausführungen ist die sogenannte „ganze deutsche Öse“ nach Abb. 2.146 zu bevorzugen. Eingeschraubte Endstücke (Abb. 2.147) sind vor allem für kaltgeformte Zugfedern mit schwingender Belastung zu empfehlen (von warmgeformten Zugfedern mit schwingender Belastung wird abgeraten). Wegen des starken Einflusses der Form der Ösen oder Endstücke auf die Lebensdauer ist es bei Zugfedern nicht möglich, allgemeingültige Dauerfestigkeitswerte anzugeben.

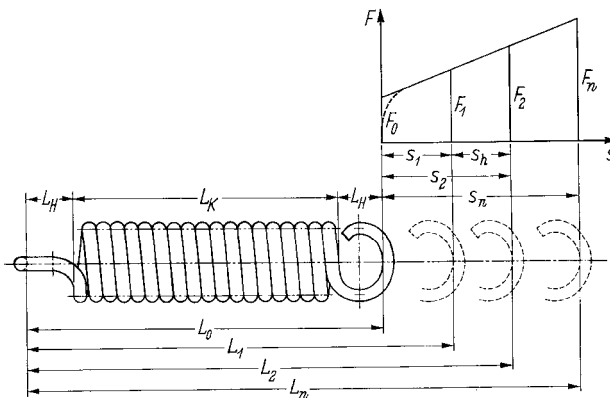
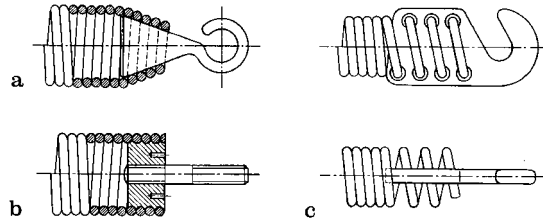


Abb. 2.146. Bezeichnungen bei Zugfedern

Abb. 2.147. Endstücke für Zugfedern (nach DIN 2097): a) Haken eingerollt; b) Gewindestopfen eingeschraubt; c) Schraubflasche eingerollt



Kaltgeformte, nicht schlußvergütete Zugfedern können mit einer inneren Vorspannkraft F_0 hergestellt werden, indem auf Wickelbänken oder Federwinddeautomaten die Windungen mit einer gewissen Pressung aneinandergewickelt werden. Die innere Vorspannkraft verringert den Vorspannweg s_1 und damit die Einbaulänge L_1 der Zugfeder. Die erreichbare innere Vorspannkraft ist jedoch stark vom Herstellverfahren, ferner vom Werkstoff und den Abmessungen abhängig:

$$F_0 \leq \frac{\pi d^3}{8 D} \alpha \tau_{t, \text{zul}}$$

Dabei ist α ein Korrekturfaktor, abhängig vom Herstellverfahren (Abb. 2.148). Die zulässige Torsionsspannung für Zugfedern ist Abb. 2.149 zu entnehmen.

Die Gesamtzahl der Windungen kann bei Zugfedern mit innerer Vorspannung zu $n_t = L_K/d - 1$ angenommen werden. Bei Zugfedern mit angebogenen Ösen ist $n = n_t$, bei Einschraubstücken ist $n < n_t$ je nach Ausführungsform der Federenden.

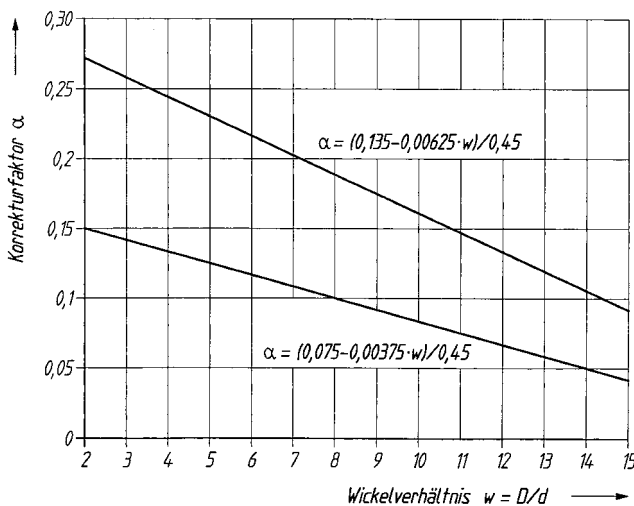


Abb. 2.148. Korrekturfaktor zur Ermittlung der inneren Torsionsspannung: obere Linie = Wickeln auf Wickelbank; untere Linie = Winden auf Federwinde automat

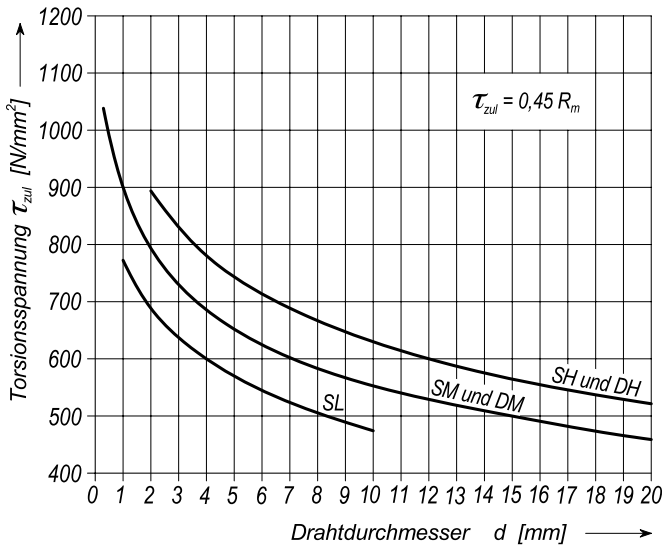
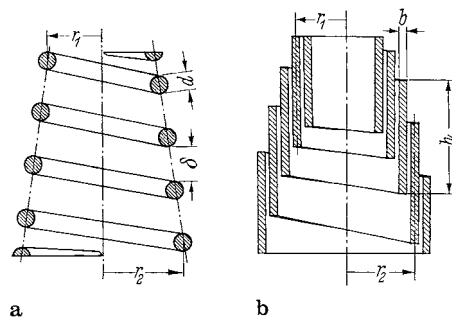


Abb. 2.149. Zulässige Torsionsspannungen für kaltgeformte Zugfedern aus patentiert-gezogenen Federstahldrähten nach DIN EN 10270-1

Für Zugfedern ohne innere Vorspannkraft gelten die Gleichungen der Schraubendruckfeder (gleiches Berechnungsmodell). Bei Zugfedern mit innerer Vorspannkraft ist dagegen an Stelle von F die Differenz $F - F_0$ einzusetzen.

Kegelige Schraubenfedern. Kegelstumpffedern werden mit Kreisquerschnitt aber auch mit Rechteckquerschnitt (Abb. 2.150) z.B. als Pufferfedern für Eisenbahnwagen hergestellt. Sie haben keine sehr große Verbreitung. Ihr Vorteil liegt in der guten Raumausnutzung, wenn die einzelnen Windungen sich ineinander schieben lassen. Bei konstantem Drahtquerschnitt ist die Kennlinie eine Gerade, bis die größeren Durchmesser blockieren; danach wird die Feder härter, also progressiv. Durch einen veränderlichen Drahtquerschnitt kann die Kennlinie zusätzlich stark beeinflusst werden.

Abb. 2.150. Kegelige Schraubenfedern:
a) mit Kreisquerschnitt; b) mit Rechteckquerschnitt



Berechnung. Kegelige Schraubenfedern lassen sich nur näherungsweise berechnen. Für konstanten Querschnitt in allen Windungen gelten mit r_1 = kleinstem und r_2 = größtem Windungshalbmesser angenähert die Beziehungen:

$$F_{\max} = \frac{W_t}{r_2} \tau_{t, \text{zul}},$$

$$s = \frac{F \pi}{2 G I_t} (r_1 + r_2) (r_1^2 + r_2^2) n \quad \text{und}$$

$$s_{\max} = \frac{W_t}{I_t} \frac{\pi}{2} \frac{r_1 + r_2}{r_2} (r_1^2 + r_2^2) n \frac{\tau_{t, \text{zul}}}{G}$$

$$W = \frac{1}{2} F_{\max} s_{\max} = \frac{W_t^2}{I_t A} \frac{r_1^2 + r_2^2}{2 r_2^2} \frac{\tau_{t, \text{zul}}^2}{2 G} \pi (r_1 + r_2) n A.$$

Hierbei ist für den Kreisquerschnitt:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}, \quad W_t = \frac{\pi d^3}{16}, \quad I_t = \frac{\pi d^4}{32}$$

und für den Rechteckquerschnitt:

$$A = b h, \quad W_t = \eta_1 b^2 h, \quad I_t = \eta_2 b^3 h.$$

Die η_1 und η_2 -Werte sind Abb. 2.135 zu entnehmen.

2.8.4 Gummifedern

Eigenschaften und Anwendung. Für Gummielemente werden Vulkanisationsprodukte aus natürlichem oder künstlichem Kautschuk verwendet. Die Mischungsbestandteile Schwefel, Ruß, Zinkoxyd, Weichmacher und Beschleuniger bestimmen die „Gummi-Qualitäten“, das heißt, die besonderen Eigenschaften, wie Härte, Festigkeit, elastisches Verhalten, Dämpfung, Temperaturabhängigkeit, Alterungsbeständigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen Öl, Benzin und ähnliches. Von großer Bedeutung für die praktische Verwendung als Federelement ist die Bindungsfähigkeit von Gummi mit Metallen. Die unlösbare Verbindung wird zugleich mit dem Vulkanisierungsprozeß hergestellt, indem der Gummirohling und die chemisch oder galvanisch oberflächenbehandelten Metallteile in Vulkanisierformen eingelegt und in der Vulkanisierpresse unter hohem Druck eine bestimmte Zeit lang auf etwa 150 °C gehalten werden.

Härte. Als Vergleichsmaß für die Härte wird nach DIN 53 505 die Shore-Härte A benutzt. Die für Federelemente verwendeten Gummisorten haben etwa 40 bis 70 Shore-Einheiten.

Schubmodul. Der Schubmodul G ist von der Form unabhängig. Er ist somit ein reiner Werkstoffkennwert und nimmt mit steigender Härte zu (Tabelle 2.40a).

Elastizitätsmodul. Bei Druckbeanspruchung wirkt sich die Querdehnung, insbesondere die Verhinderung der Querdehnung, auf den Elastizitätsmodul E aus. Der E -Modul ist somit nicht nur von der Shorehärte, sondern auch noch von der Form abhängig. Dieser Einfluß kann durch einen Formfaktor k , der als Verhältnis der belasteten zur freien Oberfläche definiert ist, berücksichtigt werden. Für eine zylindrische Gummifeder vom Durchmesser d und der Höhe h wird

$$k = \frac{\pi d^2/4}{\pi d h} = \frac{d}{4h}.$$

Im Abb. 2.151 ist die Abhängigkeit des E -Moduls vom Formfaktor und von der Shorehärte dargestellt.

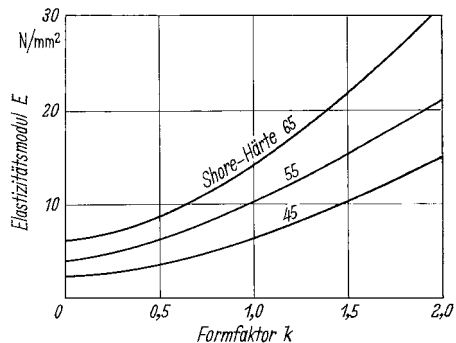
Zulässige Spannungen. Die Zerreißfestigkeit und die Bruchdehnung werden nach DIN 53 504 bestimmt. Richtwerte für die zulässigen Spannungen enthält Tabelle 2.40b.

Federrate. Die Kennlinien von Gummifedern können durch die verschiedenen Formgebungsmöglichkeiten progressiv, degressiv und bei kleinen Federwegen auch linear sein. Gummi ist bei Schub- und Torsionsbeanspruchungen deutlich weicher als bei Zug- und Druckbeanspruchungen. Infolge der inneren Reibung liegt die Entlastungskennlinie unter der Belastungskennlinie (Abb. 2.115c).

Bei dynamischen Belastungen von gummigefederten schwingenden Systemen ist die sogenannte dynamische Federrate R_{dyn} von Bedeutung, die größer als die statische Federrate R ist. Das Verhältnis R_{dyn}/R ist von der Shore-Härte abhängig (Tabelle 2.40a).

Temperaturabhängigkeit. Die Federrate kann zwischen 0 und 70 °C als konstant angenommen werden. Bei niedrigen Temperaturen nimmt die Federhärte zu, dagegen nimmt die Festigkeit bei steigenden Temperaturen erheblich ab. Bei dynamischer Beanspruchung treten wegen der inneren Reibung und der geringen Wärmeleitfähigkeit oft beachtliche Temperatursteigerungen auf. Die Verwendungstemperatur liegt bei Gummi ohnehin in engen Grenzen, etwa bei –30 bis +60 °C.

Abb. 2.151. Elastizitätsmodul von Gummi (abhängig vom Formfaktor k)



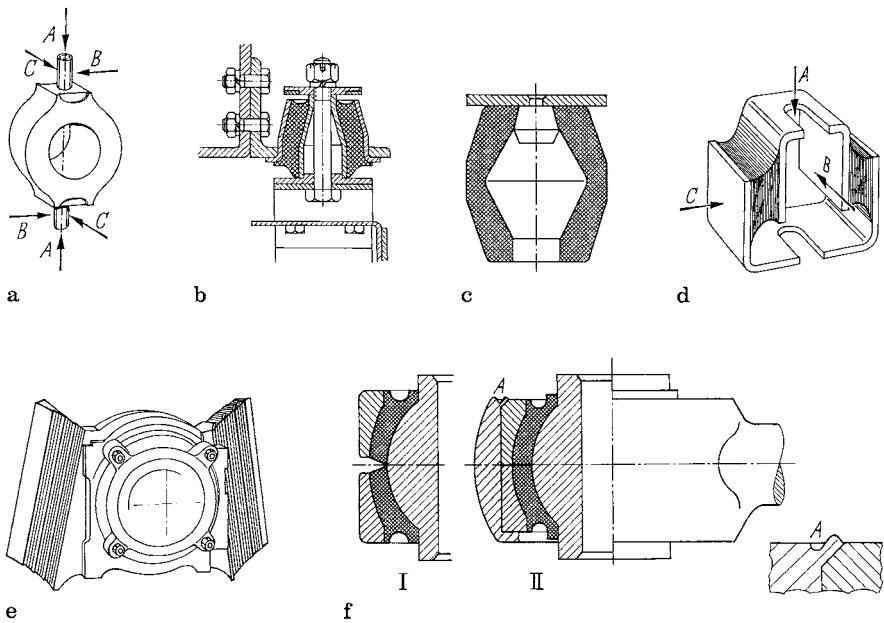


Abb. 2.152. Gestaltungsbeispiele für Gummifedern: a) ringförmigs Niederfrequenzlager; b) konisches Hülsenlager; c) Hohlgummifeder; d) Doppel-U-Lager; e) Gummi-Federpaket; f) kugeliges Gummigelenk (I vor und II nach dem Einbau)

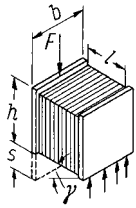
Tabelle 2.40. Werkstoffkennwerte für Gummifedern

a) Schubmodul G und dynamische Federkonstante R_{dyn}

Shore-Härte	Schubmodul G [N/mm ²]	R_{dyn}/R
45	0,5	1,2
55	0,75	1,4
65	1,1	1,9

b) Richtwerte für zulässige Spannungen in N/mm² (nach Göbel)

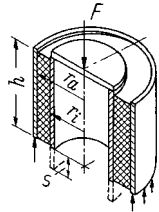
Beanspruchungsart	Belastungsart	
	statisch	dynamisch
Druck	3,0	± 1,0
Parallelschub	1,5	± 0,4
Drehschub	2,0	± 0,7
Verdrehschub	1,5	± 0,4

Tabelle 2.41. Tragfähigkeits- und Verformungsgleichungen für einfache Gummifedern (im Bereich der Linearität)**Parallelschub-Scheibenfeder**

$$1. F = A \gamma G = b h \tau_{zul}$$

$$2. s = \frac{F l}{G A}; \quad \gamma = \frac{s}{l} < 20^\circ$$

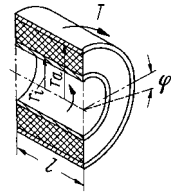
$$R = \frac{G A}{l}$$

**Parallelschub-Hülsenfeder**

$$1. F = 2 \pi r_i h \tau_{zul}$$

$$2. s = \frac{F}{2 \pi h G} \ln \frac{r_a}{r_i}$$

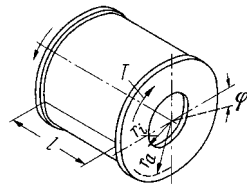
$$R = \frac{2 \pi h G}{\ln \frac{r_a}{r_i}}$$

**Dreh Schub-Hülsenfeder**

$$1. T = 2 \pi r_i^2 l \tau_{\max}$$

$$2. \varphi = \frac{T}{4 \pi l G} \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_a^2} \right); \quad \varphi < 40^\circ$$

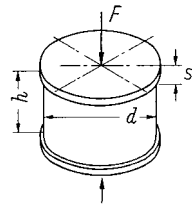
$$R_t = \frac{4 \pi l G}{\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_a^2}}$$

**Verdreh Schub-Scheibenfeder**

$$1. T = \frac{\pi (r_a^4 - r_i^4)}{2 r_a} \tau_{zul}$$

$$2. \varphi = \frac{T \cdot 2 l}{\pi (r_a^4 - r_i^4) G}; \quad \varphi < 20^\circ$$

$$R_t = \frac{\pi (r_a^4 - r_i^4) G}{2 l}$$

**Zylindrische Druckfeder**

$$1. F = A \tau_{zul}; \quad A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$2. s = \frac{F h}{E A}; \quad s < 0,2 h$$

$$R = \frac{E A}{h} \quad E = f(k) \text{ s. Abb. 2.151}$$

$$k = \frac{d}{4 h}$$

Anwendungen. Da Gummifedern sich durch sehr gutes Dämpfungsverhalten auszeichnen, werden sie hauptsächlich zur Dämpfung von Schwingungen und Stößen und zur Minderung von Geräuschen verwendet. Beispiele:

- Aufhängung von Motoren und Kühlern im Kfz-Bau,
- Gummipuffer als Maschinenfüße,
- elastische Kupplungen.

Gestaltung und Berechnung. Gummifedern werden in den verschiedensten Formen, auch für Sonderzwecke, als einbaufertige Konstruktionselemente geliefert (Abb. 2.152). Die für bestimmte Maximalkräfte und Federwege erforderlichen Abmessungen, die Kennlinien, Dämpfungswerte usw. werden am besten den Unterlagen der Hersteller entnommen. Für einfache Formen und eindeutige Belastungsverhältnisse sind in Tabelle 2.41 die Tragfähigkeits- und Verformungsgleichungen im Bereich der Linearität angegeben.

3 Dichtungen

Die Dichtungstechnik spielt heute aus wirtschaftlichen und ökologischen Gesichtspunkten eine bedeutende Rolle. Sowohl die Leistungssteigerung technischer Systeme (Druck- und Temperaturerhöhung) als auch die Notwendigkeit zur Einsparung von Energie und möglichst große Umweltverträglichkeit (Vermeidung von Leckage) führen zu vielfältigen Dichtungsproblemen.

Aufgaben der Dichtungen. Dichtungen sollen zwei Räume mit verschiedenen Drücken und unterschiedlichen Medien gegeneinander abschließen. Beispiele:

- Trennung verschiedener Betriebsstoffe,
- Trennung unterschiedlicher Mediumszustände,
- Eindringen von Fremdkörpern (Schmutz) vermeiden,
- Verluste an Schmiermitteln verhindern u. dgl.

Das Versagen einer Dichtung kann schwerwiegende Folgen haben. So sind die Reparaturkosten beim Versagen einer Wellen- oder Kolbenabdichtung in der Regel vielfach größer als der Preis des ausgefallenen Dichtelements. Außerdem sind in besonders kritischen Fällen (z. B. ein undichtes Bremssystem) Menschen und Umwelt unmittelbar gefährdet.

Einteilung der Dichtungen. Je nachdem, ob sich die abzudichtenden Maschinenteile in relativer Bewegung zueinander befinden oder nicht, unterscheidet man nach Abb. 3.1 Dichtungen zwischen ruhenden Bauteilen (statische Dichtungen)

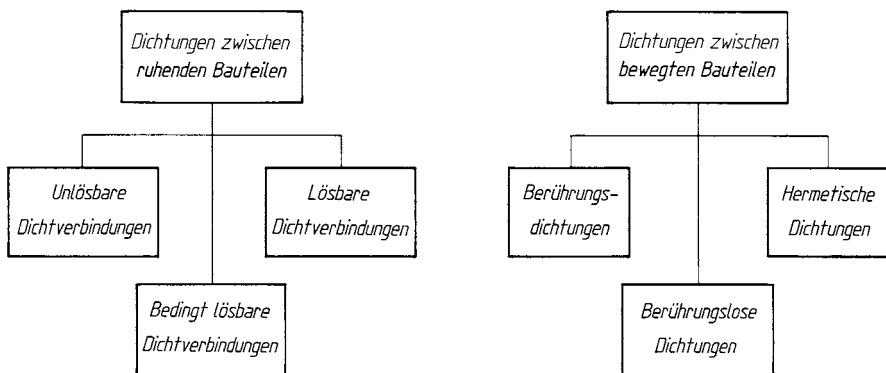


Abb. 3.1. Einteilung der Dichtungen

und Dichtungen zwischen bewegten Bauteilen (dynamische Dichtungen). An Bauarten, Dichtungsmitteln und -werkstoffen gibt es heute eine derartige Vielfalt, daß die Auswahl der für den jeweils vorliegenden Fall geeignetsten große Schwierigkeiten bereitet. Es wird daher dringend geraten, von den Erfahrungen und den Vorschlägen der Hersteller Gebrauch zu machen. Eine Übersicht über Dichtungen und deren Benennungen enthält DIN 3750. Ausführlich werden Dichtungsfragen in [2, 4, 5 und 6] behandelt.

3.1

Dichtungen zwischen ruhenden Bauteilen

Sollen ruhende Bauteile abgedichtet werden, so können sie als unlösbare, bedingt lösbare oder lösbare Verbindungen ausgeführt werden. Unlösbare Verbindungen können nur durch Zerstören getrennt werden, hingegen bei bedingt lösbaren ein Lösen durch Zerstören nur eines Teils der Verbindung möglich ist.

3.1.1

Unlösbare Dichtungen

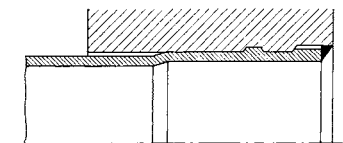
Unlösbare Verbindungen werden meist durch Schweißen hergestellt. Bei entsprechend niederen Belastungen und Temperaturen können auch Löt- und Klebeverbindungen verwendet werden. Sie zeichnen sich durch absolute Dichtigkeit aus und werden daher hauptsächlich für unter Druck stehende Bauteile, vor allem Rohrleitungen und Armaturen verwendet, sofern nur selten Instandhaltungsarbeiten erforderlich sind oder diese auch im eingebauten Zustand leicht ausgeführt werden können. Bei Schweißverbindungen müssen die Schweißnähte die volle Druckkraft aufnehmen und werden durchweg als Stumpfnähte ausgebildet (bei $s = 3 \dots 16$ mm als V-Naht, bei $s > 12$ mm als U-Naht). Bei Löt- und Klebeverbindungen muß auf einen engen Spalt und eine ausreichende Überlappung geachtet werden. Für Rohrböden, Flansche oder sonstige Rohreinführungen können Walzverbindungen benutzt werden. Bei hohen Drücken und Temperaturen und Bodendicken über 25 mm sind Walzrillen und zusätzliche Dichtschweißung (Abb. 3.2) üblich.

3.1.2

Bedingt lösbare Dichtungen

Bei den bedingt lösbaren Verbindungen sind vorhandene Schweißnähte reine Dichtschweißungen. D.h., sie haben nur die Aufgabe des Dichtens und werden

Abb. 3.2. Walzverbindung



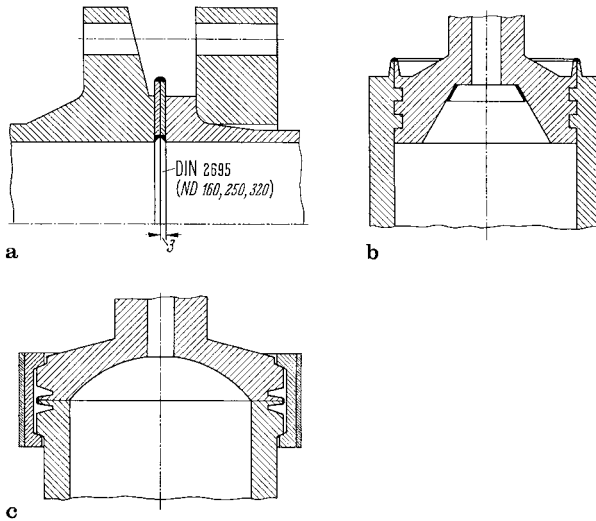


Abb. 3.3. Bedingt lösbare Dichtungen: a) Membranschweißdichtung; b) Steckgewindeverschluß; c) Klammerverschluß

durch den Betriebsdruck nicht belastet. Für die Übertragung der Druckkräfte werden lose oder feste Flansche und Schrauben, Bajonet- bzw. Steckgewinde oder Klammerverschlüsse verwendet (Abb. 3.3). Die Dichtnähte werden entweder direkt an den Bauteilen oder an besonderen Schweißringen (Membranschweißdichtung nach DIN 2695) angebracht. Die Schweißringe haben den Vorteil, daß nur außenliegende Schweißnähte vorhanden sind. Durch Abschleifen der Dichtschweißnähte können diese Verbindungen wieder gelöst werden.

3.1.3

Lösbare Dichtungen

Für die große Gruppe der lösbaren Dichtungen kann eine Einteilung hinsichtlich der Dichtungskraft vorgenommen werden. Diese kann aufgebracht werden durch

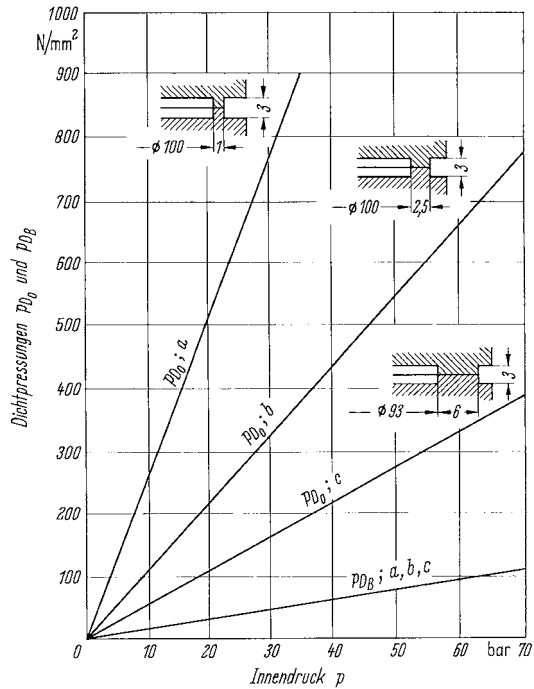
- Schrauben oder ähnliche Spannelemente (Flach- und Formdichtungen),
- den Betriebsdruck (selbsttätige Dichtungen).

Bei den Flach- und Formdichtungen kann man noch zwischen Verbindungen ohne und mit Zwischendichtungen unterscheiden, während bei den selbsttätigen Dichtungen immer ein elastisches Zwischenglied (besonders geformter Dichtring) erforderlich ist.

Dichtungslose Verbindungen

Glatte Dichtflächen. Bei hohen Drücken und Temperaturen, z. B. bei den geteilten Gehäusen von Dampfturbinen, bei Zylinderdeckeln von Kolbenmaschinen und

Abb. 3.4. Einfluß der Leistenbreite auf das Dichtverhalten
(Vordruck 600 N/mm²)



bisweilen bei Flanschverbindungen von Hochdruckheißdampfleitungen, werden metallisch dichtende glatte Teilflächen vorgesehen, die jedoch hohe Oberflächengüte (feinstgeschliffen, geläppt, tuschiert) und große Dichtkräfte erfordern. Es sind also dicke Flansche und viele Schrauben bei enger Teilung und möglichst geringem Wandabstand günstig. An Stelle großer breiter Flächen werden oft auch schmalere Dichtleisten ausgeführt, so daß größere Flächenpressungen erzielt werden. In Abb. 3.4 ist der Einfluß der Leistenbreite auf das Dichtverhalten dargestellt, wobei p_{D0} die Flächenpressung für Vorlast und p_{DB} die Flächenpressung bei Betriebslast sind. Daraus geht hervor, daß die Betriebsdichtpressungen (Mindestpressung um Dichtheit zu gewährleisten) von der Breite der Leisten praktisch unabhängig sind, da sie auf einer gemeinsamen Geraden $k = p_{DB}/p = 1,5$ liegen.

Profilierte Dichtflächen. Bei metallisch profilierten Teilfugen besteht im unbelasteten Zustand nur Linienberührung, während sich erst bei Belastung durch die elastischen Formänderungen Berührungsflächen bilden, deren Gestalt und Größe nach den Hertzschen Gleichungen bestimmt werden können. Das Dichtverhalten ist dabei sehr günstig, und die erforderlichen Kräfte sind verhältnismäßig gering. Bei balligen Dichtleisten nach Abb. 3.5a ergaben Versuche für $r = 2$ mm einen Kennwert $k_1 = F_{DB}/(\pi d_D \cdot p) = 1,4$ mm und für $r = 5$ mm den günstigeren Wert $k_1 = 0,9$ mm.

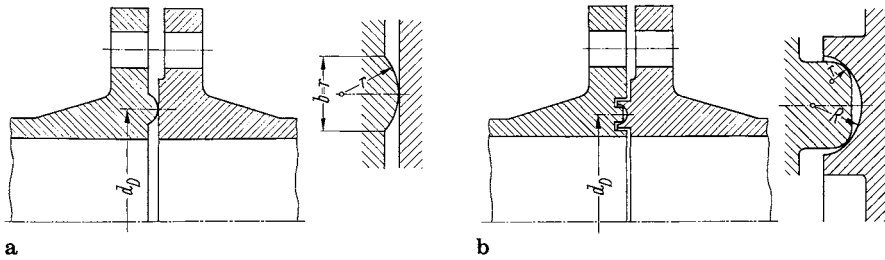


Abb. 3.5. Profilierte Dichtungen: a) ballige Dichtleiste; b) DILO-Ring

Die Dichtung nach Abb. 3.5 b arbeitet mit zweiflankiger Berührung, indem eine gerundete Feder in eine hohle Nut eingreift. Die gleichsinnigen Krümmungen an den Berührungsstellen liefern gute Schmiegungs-, Verformungs- und somit Dichtungsverhältnisse auch bei hohen Drücken, bei allen Temperaturen und Medien jeglicher Art (auch Säuren und Gasen). Durch die versenkte Anordnung der Dichtflächen sind diese vor Beschädigungen geschützt.

Verbindungen mit Dichtungen

Die Hauptaufgabe von zwischengelegten Dichtungen besteht in dem Ausgleich von Unebenheiten der Dichtflächen durch elastische oder plastische Verformungen unter Aufwand geringerer Anpreßdrücke als bei unmittelbar metallisch dichtenden Flächen.

Die an die Dichtungswerkstoffe gestellten Anforderungen beziehen sich auf das Formänderungsvermögen, insbesondere Zusammenpreßbarkeit und Rückfederung, Festigkeit, Härte bzw. Betriebsdruckbelastbarkeit, Temperaturbeständigkeit, chemische Beständigkeit und Stoffundurchlässigkeit.

Als Dichtungswerkstoffe stehen unter anderem zur Verfügung

- Zellstoff, Papier, Pappe (meist in Öl getränkt),
- Asbest (als Platten oder als Bestandteil von Mehrstoffdichtungen),
- Kautschuk-Asbest (It-Platten nach DIN 3754),
- Gummi (meist Kunstgummi, selten Naturkautschuk),
- Metalle (Aluminium, Weichkupfer, Weicheisen).

Zu beachten ist, daß Asbestwerkstoffe aus gesundheitlichen Gründen nicht mehr verwendet werden sollen.

Die Mehrstoffdichtungen (Abb. 3.6) stellen Kombinationen von Weichstoffen und Metalleinlagen oder -ummantelungen dar. Bei der Spiraldichtung (Abb. 3.6a) wird ein profiliertes Metallband mit einem eingelegten Weichstoffstreifen stramm gewickelt und innen und außen durch Punktschweißung geheftet. Die Welldichtringe (Abb. 3.6b) besitzen einen gewellten Metallrahmen, auf den in den Wellen oben und unten Einlagen aus Asbest bzw. einem Ersatzwerkstoff eingeklebt werden. Die blechummantelten Dichtungen (Abb. 3.6c) werden mit offenen oder nahezu geschlossenen Hüllen ausgeführt, die weiche

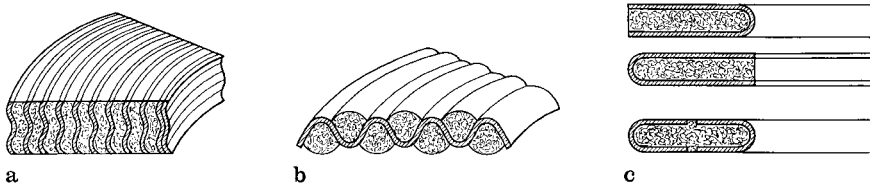


Abb. 3.6. Mehrstoffdichtungen: a) Spiraldichtung; b) Wellendichtring; c) blechummantelte Dichtung

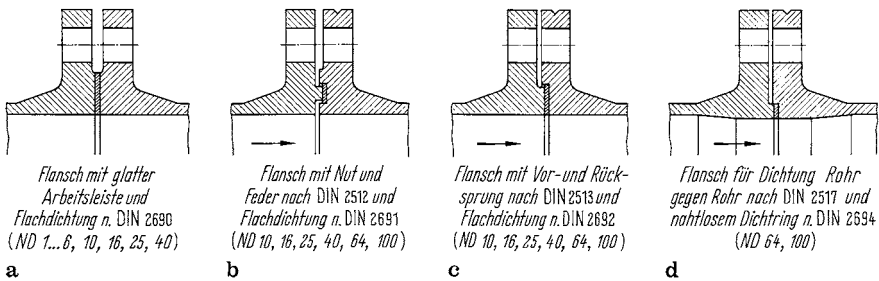


Abb. 3.7. Flachdichtungen

Füllmassen umschließen. Sie zeichnen sich durch große Haltbarkeit und Wiederverwendbarkeit aus.

Formdichtungen. Nach der Form der Dichtungen unterscheidet man Flachdichtungen und Profildichtungen. Abbildung 3.7 gibt die genormten *Flachdichtungen* und die Nenndruckbereiche für die verschiedenen Ausführungsformen der Dichtflächen an. Heute werden, auch für höhere Drücke, glatte Arbeitsleisten nach Abb. 3.7 a bevorzugt. Die Dicke der Dichtungen soll dann möglichst gering, gerade nur wie es die Oberflächenbeschaffenheit erfordert, gehalten werden. Bei Weichstoffdichtungen meist 2 bis 1 mm, bei höheren Drücken noch weniger. Die Gefahr des Herausdrückens der Dichtung wird durch die Ausführungen mit Nut und Feder (Abb. 3.7b) oder mit Vor- und Rücksprung (Abb. 3.7c) vermieden. Die Feder bzw. der Vorsprung ist in der Hauptströmungsrichtung (Pfeilrichtung) anzubringen. Am Nut- und Rücksprungsflansch kann zur äußeren Kennzeichnung eine Eindrehung auf dem Außenrad angebracht werden.

Einige *Profildichtungen* zeigt Abb. 3.8. Rundgummidichtungen (Abb. 3.8a), kurz O-Ringe genannt, liegen in rechteckigen oder V-förmigen Nuten. Bei den kammprofilierten Dichtungen (Abb. 3.8b) entstehen konzentrische Anlageflächen mit örtlich erhöhten Pressungen, wodurch sich die Dichtkämme den Unebenheiten der Dichtfläche anpassen. Zum Ausfüllen der Hohlräume werden Graphitpasten oder auch dünne It-Dichtungsbeilagen verwendet.

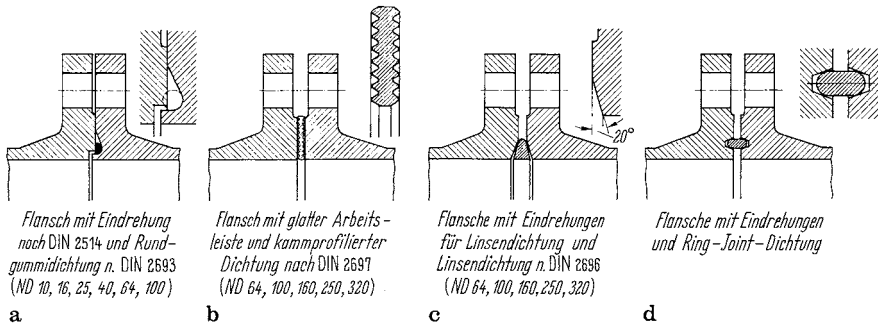


Abb. 3.8. Profildichtungen

Die Linsendichtungen (Abb. 3.8c) haben kugelige Oberflächen und liegen in kegeligen Eindrehungen der Flanschen (Kegelwinkel 140°), so daß zunächst Linienberührung entsteht und außerdem geringe Abweichungen in der Fluchtrichtung der Flansch- bzw. Rohrachsen zulässig sind. Die Ring-Joint-Dichtung (Abb. 3.8d) hat zweiflankige Berührung in trapezförmigen Nuten.

Ihre volle Wirksamkeit entfalten Dichtungen erst, wenn sie genügend vorpreßt sind. Es ist daher zwischen der erforderlichen Vorpreßkraft F_{DV} und der Betriebsdichtungskraft F_{DB} zu unterscheiden. Nach Abb. 3.9 liegt bei niedrigen Drücken F_{DV} deutlich unter F_{DB} . Erst nach Erreichen der kritischen Vorspannkraft steigt die Betriebsdichtungskraft linear mit dem Innendruck an. Die Grenzzone zwischen dicht und undicht an. Wird beim Vorpressen F_{DV} nicht erreicht, sondern nur etwa F'_{DV} so ist eine höhere Betriebsdichtungskraft F'_{DB} erforderlich, um die Verbindung abzudichten. Die Ursache liegt darin, daß im Bereich unterhalb der kritischen Vorpresskraft noch keine hinreichende Anpassung der Dichtoberflächen und der Dichtung erfolgt.

Die auftretenden bzw. erforderlichen Kräfte sind abhängig von dem Verformungszustand und dem Betriebszustand. In Abb. 3.10 sind die wirkenden

Abb. 3.9. Dichtverhalten

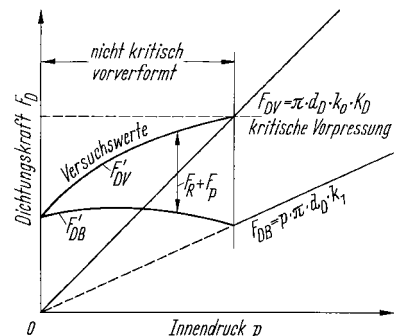
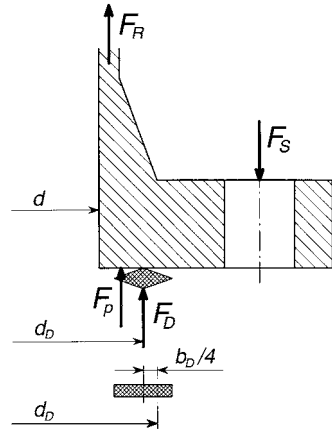


Abb. 3.10. Einzelkräfte am Flansch

Kräfte über den gesamten Umfang als Einzelkräfte eingezeichnet. Es handelt sich dabei um die

1. *Rohrkraft* F_R , die vom anschließenden Rohr oder Behältermantel auf die Flanschverbindung infolge des Innendrucks übertragen wird:

$$F_R = p \frac{\pi}{4} d^2. \quad (3.1)$$

2. *Ringflächenkraft* F_P , die durch den Innendruck auf der Ringfläche zwischen Rohrinnendurchmesser d und Dichtungskreisdurchmesser d_D entsteht. Bei Schweißdichtungen muß der Durchmesser der Dichtung bis zur äußeren Schweißnaht genommen werden.

$$F_P = p \frac{\pi}{4} (d_D^2 - d^2). \quad (3.2)$$

3. *Dichtungskraft* F_D , die mit experimentell ermittelten Kennwerten bestimmt wird. Man unterscheidet die Dichtungskraft zum Vorverformen F_{DV} , die vom späteren Innendruck unabhängig ist,

$$F_{DV} = \pi d_D k_0 K_D. \quad (3.3)$$

und die Dichtungskraft im Betrieb F_{DB} , die dem Innendruck proportional ist:

$$F_{DB} = p \pi d_D k_1 S_D. \quad (3.4)$$

Die Dichtungskennwerte k_0 und k_1 können als „Wirkbreiten“ aufgefaßt werden. Sie sind der Tabelle 3.1 zu entnehmen. K_D ist der Formänderungswiderstand des Dichtungswerkstoffes (Tabelle 3.2). S_D ist ein Dichtungssicherheitsbeiwert, für den bei Weichdichtungen 1,5 und bei Metalledichtungen 1,3 eingesetzt werden kann.

4. *Schraubenkraft* F_S , die einerseits die Vorverformung der Dichtung gewährleisten und andererseits im Betrieb den Kräften F_R , F_P und F_{DB} das Gleichge-

Tabelle 3.1. Dichtungskennwerte

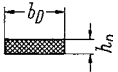
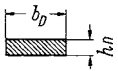
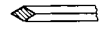
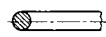
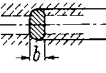
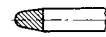
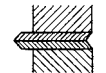
Dichtungsart und -form		Bezeichnung	Werkstoff	Vorverformen		Betrieb
				Wirkbreite k_0 [mm]	$k_0 K_D$ [N/mm]	Wirkbreite k_1 [mm]
Weichdichtungen		Flachdichtung DIN 2690 bis DIN 2692	Dichtungs- pappe, getränkt	–	$10 b_D$	$1,0 b_D$
			Gummi	–	$2 b_D$	$0,5 b_D$
			Teflon	–	$25 b_D$	$1,1 b_D$
			It	–	$200 \sqrt{\frac{b_D}{h_D}}$	$1,3 b_D$
Metall-Weichstoff- Dichtungen		Spiralasbest- dichtung	unlegierter Stahl	–	$50 b_D$	$1,3 b_D$
		Welldichtring	Al Cu, Ms weicher Stahl	–	$30 b_D$ $35 b_D$ $45 b_D$	$0,6 b_D$ $0,7 b_D$ $1,0 b_D$
		Blech- ummantelte Dichtung	Al Cu, Ms weicher Stahl	–	$50 b_D$ $60 b_D$ $70 b_D$	$1,4 b_D$ $1,6 b_D$ $1,8 b_D$
		Metall- flachdichtung DIN 2694	–	b_D	–	$b_D + 5$
Metalldichtungen		Metall- spießkant- dichtung	–	1	–	5
		Metall- ovalprofil- dichtung	–	2	–	6
		Metall- runddichtung	–	1,5	–	6
		Ring-Joint- Dichtung	–	2	–	6
		Linsendichtung DIN 2696	–	2	–	6
	 $z = \text{Anzahl der Kämm.}$	Kammprofil- dichtung DIN 2697	–	$0,5 \sqrt{z}$	–	$9 + 0,2 z$
		Membran- schweiß dichtung DIN 2695	–	0	–	0

Tabelle 3.2. Formänderungswiderstand K_D von metallischen Dichtungen

Dichtungswerkstoff	K_D [N/mm ²]
Aluminium, weich	100
Kupfer, weich	200
Weicheisen	350
unlegierter Stahl	400
legierter Stahl	500
austenitischer Stahl	500

wicht halten muß. Für die Einbauschraubkraft F_{S0} werden zwei Beziehungen angegeben, wobei der sich jeweils ergebende höhere Wert maßgebend ist:

$$F_{S0} = F_{DV} \text{ ,} \tag{3.5}$$

$$F_{S0} = B_1 (F_R + F_P + B_2 F_{DB}) \text{ .}$$

Die im Betrieb mindestens erforderliche Betriebsschraubenkraft ist

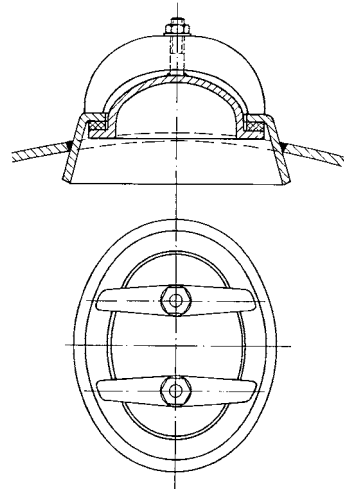
$$F_{SB} = F_R + F_P + B_2 F_{DB} \text{ .} \tag{3.6}$$

Der Faktor B_1 berücksichtigt das im Betrieb zu erwartende Absinken der Schraubenkraft infolge von Setzerscheinungen. Bis $d = 500$ mm ist $B_1 \approx 1,2$, bei $d > 500$ mm ist $B_1 \approx 1,4$. Der Faktor B_2 berücksichtigt das Kriechen von Weichstoffdichtungen in Abhängigkeit von der Temperatur (Tabelle 3.3).

Selbsttätige Dichtungen. Wie oben schon erwähnt, versteht man darunter selbstdichtende Verbindungen, bei denen die Dichtungskräfte durch den Betriebsdruck selbst aufgebracht werden. Im Gegensatz zu den bisher betrachteten Verbindungen nehmen Dichtungskraft und Dichtwirkung mit dem Betriebsdruck zu.

Tabelle 3.3. Faktor B_2 für den Einfluß des Kriechens

Werkstoff		20 °C	200 °C	B_2 300 °C	500 °C
It		1,1	1,6	2,0	–
Spiralasbest		1,0	1,0	1,25	1,45
Welldicht- ringe	Al	1,0	–	2,5	–
	Cu	1,0	–	2,0	–
	weicher Stahl	1,0	–	2,0	–
Blechum- mantelte Dichtungen	Al	1,0	–	2,3	–
	Cu, Ms	1,0	–	2,0	–
	weicher Stahl	1,0	–	1,7	–

Abb. 3.11. Mannlochdeckel

Das einfachste Beispiel sind die ovalen *Mannlochdeckel* (Abb. 3.11), die mit Bügelverschraubungen zur Vorverformung der Flachdichtung in Behälterwände eingesetzt werden. Die Dichtungskraft ist dabei nicht nur vom Innendruck p , sondern auch von der von ihm beaufschlagten Fläche (Deckelgröße) abhängig.

Auch die schon erwähnten *Rundgummidichtungen* (O-Ringe) gehören zu den selbstdichtenden Verbindungsmitteln. Sie werden nur wenig vorverformt, zu etwa 1/10 der Ringdicke, im Betrieb werden sie dann durch den Innendruck an die Nutwandungen angepreßt (Abb. 3.12 a).

Für die *Hochdruckdeckelverschlüsse* an Behältern der Verfahrenstechnik sind Sonderkonstruktionen entwickelt worden von denen einige heute auch in anderen Anwendungsbereichen verwendet werden. Ein Beispiel ist der Deckelverschluß mit der Delta-Dichtung (Abb. 3.12 b), bei dem ein keilförmiger Stahlring in besonderen Ausnehmungen in der Behälterwand und im Deckel liegt. Der Ring wird durch den Innendruck deformiert und an die sauber bearbeiteten Oberflächen der Ausnehmungen angepreßt. Dafür ist nur eine geringe Vorverformung erforderlich.

3.2

Dichtungen zwischen bewegten Bauteilen

Die an bewegten Maschinenteilen zur Anwendung kommenden Dichtungen richten sich nach

- der Art der Bewegung (Drehbewegung, Längsbewegung),
- der Größe der Relativgeschwindigkeiten,
- Druck und Temperatur,
- der Art der abzudichtenden Medien.

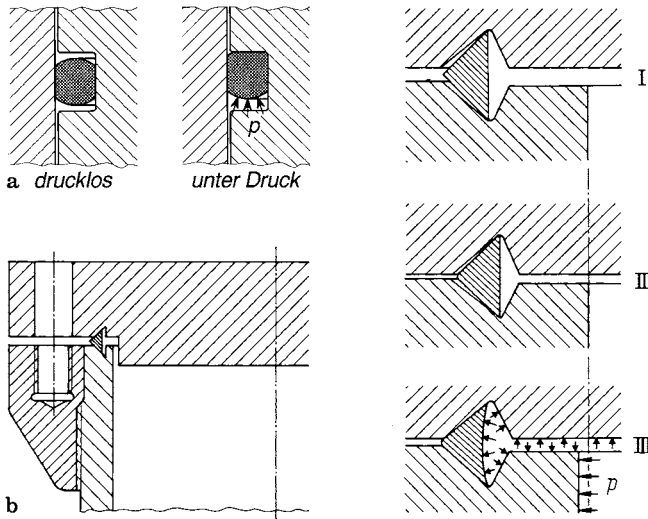


Abb. 3.12. Selbsttätige Dichtungen: a) O-Ring; b) Delta-Ring (I unbelastet, II vorgespannt, III unter Innendruck)

Man unterscheidet zwischen Berührungsdichtungen, bei denen die Dichtstoffe durch äußere oder innere Kräfte an die bewegten Dichtflächen angepreßt werden, und berührungslosen Dichtungen, bei denen durch Expansions- bzw. Drosselwirkung in engen Spalten oder in Labyrinthen ein Druckabfall erzielt wird. Sonderfälle sind die hermetisch abgedichteten Räume durch Faltenbälge oder Membranen bei Maschinenteilen mit begrenzter gegenseitiger Beweglichkeit.

3.2.1

Berührungsdichtungen

Ein großer Nachteil berührender Dichtungen zwischen bewegten Dichtflächen ist die unvermeidliche Reibung, die Verschleiß und oft unerwünschte Erwärmungen zur Folge hat. Zudem ist eine vollkommene Abdichtung nicht möglich, da der Anpreßdruck im Gegensatz zu statischen Dichtungen nur sehr gering sein darf (wegen Reibung) und die Oberflächen gewisse Unebenheiten aufweisen.

Dichtungen für Drehbewegungen

Drehende Maschinenteile (z. B. Wellen) können entweder radial auf der Zylinderoberfläche oder axial auf senkrecht zur Wellenachse stehenden Dichtflächen abgedichtet werden.

Radialwellendichtring. Rotierende Maschinenteile werden meistens mit Radialwellendichtringen (Abb. 3.13) abgedichtet. Sie sind genormt (DIN 3760) und

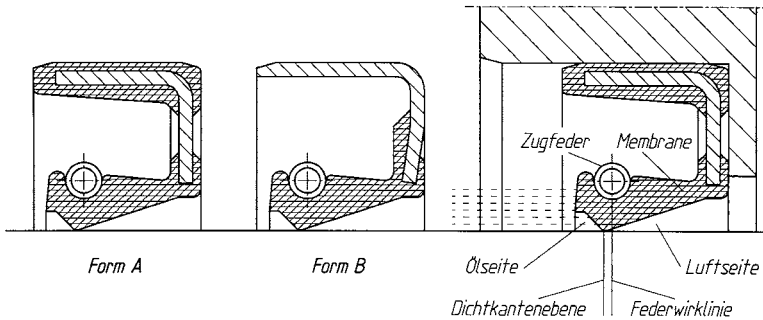


Abb. 3.13. Radialwellendichtring nach DIN 3760

daher austauschbar und kostengünstig, erzielen bei kleinem Bauraum eine große Dichtwirkung und erreichen bei sachgemäßem Einbau eine hohe Lebensdauer. Die abzudichtenden Medien können gasförmig, flüssig oder pastös sein. Häufig stellt sich die Aufgabe, Schmieröle oder Schmierfette abzudichten. Die zulässigen Umfangsgeschwindigkeiten betragen je nach Bauform bis zu 30 m/s, größere Drücke können jedoch nicht abgedichtet werden (bis 0,5 bar). Auch für Betriebstemperaturen größer als 100 °C sind diese Dichtringe in der Regel nicht geeignet.

Ein Radialwellendichtring hat normalerweise zwei Aufgaben zu erfüllen:

1. Statische Abdichtung zwischen Gehäusebohrung und Außenmantel,
2. dynamische Abdichtung zwischen Dichtlippen und Wellenoberfläche.

Die statische Abdichtung wird durch Einpressen des Dichtringes in die Gehäusebohrung erzielt. Dafür bieten die Ausführungen mit gummielastischen Außenflächen die besten Voraussetzungen. Für die dynamische Abdichtung wird eine scharfkantige Dichtlippe aus elastomerem Werkstoff mittels einer Zugfeder in radialer Richtung auf die Wellenoberfläche gedrückt. Dadurch kann die Durchmessertoleranz der Welle recht groß sein (ISO h11). Als Oberflächenbeschaffenheit wird jedoch gefordert: drallfrei geschliffen, $R_z = 1 \dots 4 \mu\text{m}$, Härte 45...60 HRC.

Beim Einbau sollte unbedingt darauf geachtet werden, daß die Dichtlippen nicht über scharfkantige Wellenabsätze oder Paßfedernuten geschoben werden. An den Wellen sind daher Anschrägungen vorzusehen oder bei der Montage müssen Einbauhülsen verwendet werden.

Gleitringdichtungen. Sie sind vorwiegend für die Dichtung von Flüssigkeiten (aber auch von Gasen und Dämpfen) bei Temperaturen bis 200 °C (und darüber) geeignet und daher hauptsächlich bei Kreiselpumpen, Zahnradpumpen, Trockentrommeln, Rührwerken u. dgl. zu finden. Sie zeichnen sich dadurch aus, daß die Leckverluste gering sind, keine Wartung erforderlich ist und die Dichtwirkung vom Verschleiß und von geringen axialen und radialen Bewegungen der Welle unabhängig ist. Nachteilig sind die großen Baulängen, der

zum Teil komplizierte und daher teure Aufbau und daß ein Schadensfall plötzlich eintreten kann.

Die Ringdichtflächen stehen senkrecht zur Wellenachse. Ein Gleitring (1) steht fest und der andere (2) wird von dem Drehteil in Umfangsrichtung mitgenommen. Die Anpressung des axial verschieblichen Rings erfolgt beim Einbau durch eine oder mehrere zylindrische Schraubenfedern (3) oder durch Federbalg und im Betrieb zusätzlich durch den Druck des Mediums, wobei je nach der Größe der beaufschlagten Fläche volle Wirksamkeit, Teilentlastung oder auch Vollentlastung möglich ist. Für die Dichtflächen werden hohe Oberflächengüten (Rauigkeit kleiner als $1\text{ }\mu\text{m}$) und gute Planparallelität verlangt. Ein Ring soll durch nachgiebige Lagerung eine allseitige Einstellmöglichkeit besitzen. Die ruhende bzw. fast ruhende Dichtung der Gleitringe gegen das Gehäuse bzw. gegen die Welle erfolgt mit O-Ringen, Nutringen oder Weichstoffpackungen (4).

Bei der Ausführung nach Abb. 3.14a sind drehender Gleitring und Feder innen angeordnet. Abbildung 3.14b zeigt eine außen vorgebaute Gleitringdichtung mit auf dem Umfang verteilten zylindrischen Schraubenfedern. Die doppelte Gleitringdichtung nach Abb. 3.14c arbeitet mit Sperr- oder Spülflüssigkeit, wobei das linke Gleitringpaar zwischen Medium (Gase, Dämpfe, p_1) und Sperrflüssigkeit (p_0) dichtet und das rechte Gleitringpaar das Austreten der Sperrflüssigkeit verhindert.

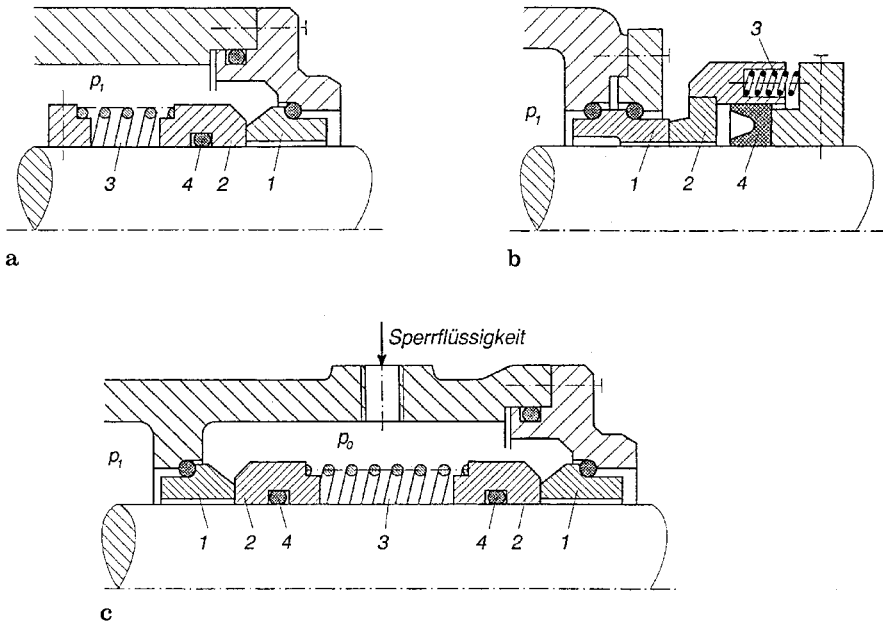


Abb. 3.14. Gleitringdichtungen: a) Innenanordnung; b) Außenanordnung; c) Doppelte Gleitringdichtung mit Sperrflüssigkeit

Die Werkstoffpaarungen sind nach den Eigenschaften der Betriebsmittel auszuwählen. Der drehende Gleitring besteht häufig aus Kunstkohle, Kunstharz, legiertem Stahl, Bronze oder auch aus Weißmetall, der feststehende Ring aus Gußeisen, Sonderbronze oder auch Sintermetall und keramischen Werkstoffen.

Dichtungen für Längsbewegungen. Eine Abdichtung zwischen hin- und hergehenden Bewegungen kann mit Formdichtungen (Nutringe, Manschetten, O-Ringe) oder mit Gleitflächendichtungen (z. B. Kolbenringe) realisiert werden.

Formdichtungen. Von der großen Anzahl der unterschiedlichen Dichtungen für Längsbewegungen, wie sie z. B. in der Hydraulik und Pneumatik im Einsatz sind, kann hier nur eine Auswahl aufgezeigt werden. Formdichtungen gehören zu den selbsttätigen Berührungsdichtungen, da der Betriebsdruck die Dichtwirkung unterstützt. Eine Vorspannung für den drucklosen Zustand wird durch das elastische Verhalten erzielt. Voraussetzung dafür sind Maßunterschiede zwischen Dichtkanten- und Gleitflächendurchmessern vor dem Einbau. Für die Funktion ist also in erster Linie Werkstoff und Form entscheidend.

Als Werkstoffe werden neben Chromleder und Naturkautschuk auch Kunstgummimischungen und PTFE (Teflon) verwendet. Die Temperaturen an der Dichtlippe sind meist auf 100 °C begrenzt. Mit PTFE-Dichtungen sind jedoch auch Temperaturen bis 260 °C möglich. Die Gleitgeschwindigkeiten dürfen in der Regel nicht über 0,5 m/s liegen.

Hutmanschetten (Abb. 3.15a) werden mit und ohne Feder hergestellt. Sie können mit kegelförmigen Stützringen eingebaut werden (Abb. 3.15b) um die Verformung der Dichtlippen, die ja der Überdruckseite zugekehrt sein muß, zu begrenzen bzw. ein Umstülpen zu verhindern. Die Stützringe sind dabei stärker geneigt als die Dichtlippen. Bei geringen Hubgeschwindigkeiten sind Drücke bis 10 bar ohne Stützscheiben zulässig, mit Stützscheiben bis 60 bar. Hutmanschetten sind bedingt auch für Drehbewegungen geeignet.

Topfmanschetten (Abb. 3.15c) werden ebenfalls mit und ohne Feder hergestellt. Abb. 3.15d zeigt eine Ausführung als Kolbendichtung mit Doppeltopfmanschetten, die nach beiden Seiten dichten und gleichzeitig im Kolben führen. Bei Gleitgeschwindigkeiten $v_g \leq 0,5$ m/s können Drücke bis 60 bar abgedichtet werden.

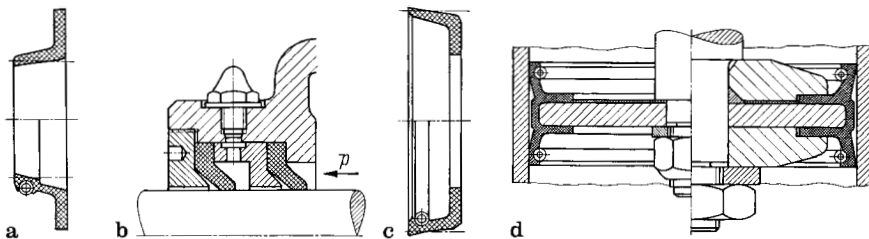


Abb. 3.15. Hut- und Topfmanschetten: a) Hutmanschette; b) Hutmanschetten mit Stützring und Schmierkammer; c) Topfmanschette; d) Doppeltopfmanschetten

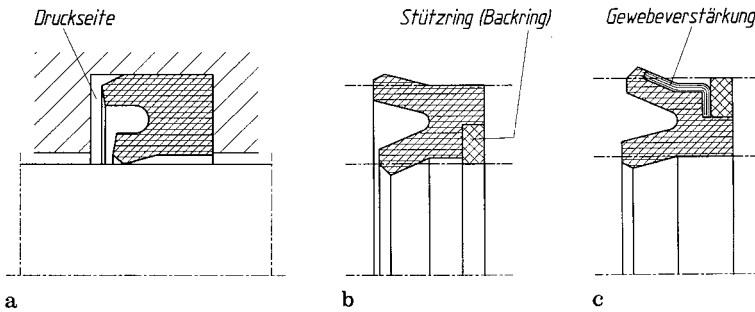


Abb. 3.16. Nutringe: a) Einbaubeispiel (mit Axialspiel); b) Nutring mit Stützring (innendichtend); c) Nutring mit Stützring (außendichtend)

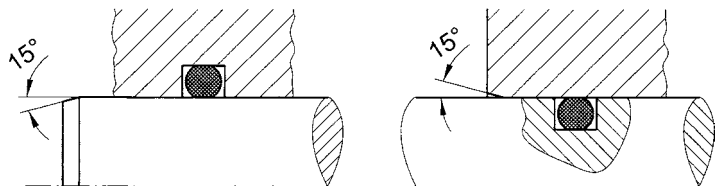
Nutringe (Abb. 3.16) werden ohne axiale Vorspannung (0,3 mm Spiel) eingebaut. Sie werden für mittlere bis hohe Drücke (bis 400 bar) eingesetzt. Da bei hohen Drücken die Gefahr der Spaltextrusion besteht, werden für solche Anwendungsbereiche Nutringe mit Stützringen hergestellt (Abb. 3.16b und c). Nutringe können je nach Bauform innen an einer Stange dichten (Stangendichtung) oder außen an einer Zylinderwand (Kolbendichtung).

O-Ringe werden wegen ihres einfachen und platzsparenden Einbaus und wegen ihrer guten Dichtwirkung nicht nur als statische, sondern öfter auch als dynamische Abdichtung bei Längsbewegungen eingesetzt (Abb. 3.17). Sie können bei nahezu allen in der Praxis vorkommenden Drücken verwendet werden. Werden keine hohen Anforderungen an Lebensdauer und Dichtwirkung gestellt, sind sie auch bedingt für Drehbewegungen geeignet. Die Voraussetzungen für einwandfreie Funktion sind

- definierte Vorverformung (Nutabmessungen nach Herstellerangaben),
- geringes Spiel zwischen bewegten Flächen (H 8/f 7 wird empfohlen),
- saubere, riefenfreie Dichtflächen (gehärtet und geschliffen),
- Vermeidung von Trockenlauf (Reibung und Verschleiß sonst zu groß),
- Einhaltung der Geschwindigkeitsgrenzen ($v_g \leq 0,5 \text{ m/s}$).

Gleitflächendichtungen. Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten, insbesondere wenn zusätzlich hohe Drücke und hohe Temperaturen auftreten, müssen formbeständige Gleitelemente mit sehr geringen Reibbeiwerten verwendet werden. Diese Gleitelemente werden für hohe Temperaturen aus Metall, für niedrigere Temperaturen (ca. 260 °C) aus PTFE (Teflon) hergestellt.

Abb. 3.17.
O-Ringdichtung
für axiale
Bewegung



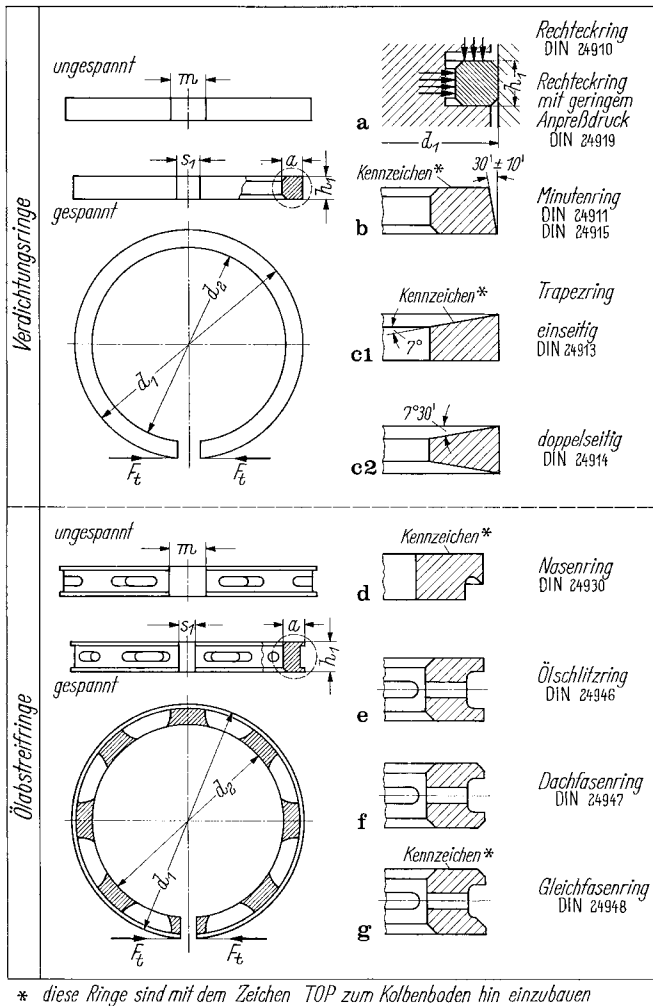


Abb. 3.18. Genormte Kolbenringe

Kolbenringe aus Metall haben außer der Aufgabe des Dichtens häufig auch noch den Zweck, das Öl von der Zylinderwand abzustreifen und in das Kurbelgehäuse zurückzuleiten. Ferner dienen sie bei Brennkraftmaschinen zur Übertragung der Wärme vom Kolben auf die Zylinderwand.

Die eigentlichen Verdichtungs- oder Kompressionsringe werden in der Nähe des Kolbenbodens angeordnet. Sie haben meist rechteckigen Querschnitt (Abb. 3.18) und sind – zwecks Einbau in die Kolbennuten und zur Aufrechterhaltung eines möglichst konstanten Anpreßdrucks durch Eigenfederung – geschlitzt. Das geringe axiale Einbauspiel ermöglicht die Ausbreitung des Betriebsmitteldrucks auf Seiten- und Innenfläche des Kolbenrings und somit die

Abdichtung auf den Gegenflächen, also axial auf der Kolbennutringfläche und radial an der Zylinderwand. Die Anpressung durch den Betriebsmitteldruck ist wesentlich größer als die durch Eigenfederung. Die Aufgabe des Ölabstreifens wird durch Nasen oder besonders geformte Ringnuten im Außenmantel erfüllt. Die Kolbenringe sind mit versetzten Stößen einzubauen und u. U. gegen Verdrehen (z. B. durch Stifte) zu sichern. Als Werkstoff wird normalerweise Sondergrauguß verwendet, selten Stahl, und Bronze nur bei besonderen Anforderungen an chemische Beständigkeit.

Kolbenringe aus PTFE wurden aufgrund der guten Erfahrungen mit den obengenannten Kolbenringen aus Metall entwickelt. Die großen Vorteile, niedrige Reibung im formstabilen Spalt und ruckfreier Anlauf, da die Dichtung nicht anklebt, sind die Ursache dafür, daß die Kolben- und Stangendichtungen aus PTFE die bisher im Maschinenbau vorherrschenden Formdichtungen (Manschettendichtungen und Nutringe) immer mehr verdrängen. Abbildung 3.19a zeigt einen Kolbenring aus PTFE, der durch einen O-Ring aus NBR-Kautschuk vorgepreßt wird. Da der O-Ring gleichzeitig den Dichtring zentriert, kann der Spalt zwischen den bewegten Flächen relativ groß gewählt werden.

Da die Leckverluste bei den Kolbenringdichtungen größer als bei Formdichtungen und Nutringen oder Manschettendichtungen sind, wurde durch die Veränderung der Dichtfläche zu einer Dichtkante die Variante „Stepseal“ [2] entwickelt (Abb. 3.19b). Dabei sollen die Leckverluste reduziert werden, indem durch die flache Rückflanke ein Teil des ausgetretenen, an der Stange haften Öls, wieder zurückgeschleppt werden kann. Die Vorderkante ist dagegen steil, damit durch den dadurch entstehenden großen Druckgradienten möglichst wenig Öl ausgeschleppt wird.

Dichtungen für Längs- und Drehbewegungen

Obwohl einige Dichtungen für Längsbewegungen unter gewissen Bedingungen auch für Drehbewegungen geeignet sind, ist ihr hauptsächliches Einsatzgebiet doch eine hin- und hergehende Bewegung. Für Längs- und Drehbewegungen,

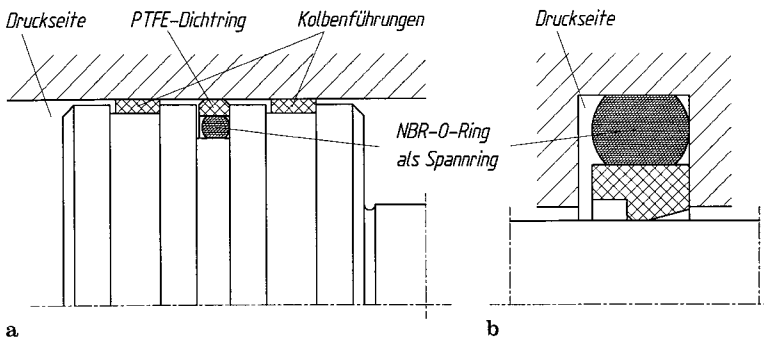


Abb. 3.19. Ringdichtungen: a) Kolbendichtung; b) Stangendichtung (Stufendichtung „stepseal“)

sowie deren Überlagerung, d.h. für Schraubenbewegungen, gilt der mit weichem Material gepackte oder „gestopfte“ Ringraum des Maschinengehäuses als klassische Wellen- und Stangendichtung. Schon zu Beginn des heutigen Maschinenbaus wurden Packungen als Dichtungsmittel in Stopfbuchsen untergebracht, die durch axiale Kräfte elastisch oder plastisch so verformt werden, daß sich der radiale Dichtspalt stark verringert. Reibung, Verschleiß und Erwärmung begrenzen heute den Anwendungsbereich. Trotzdem gibt es immer noch Anwendungsprofile, auf die Stopfbuchsen am besten passen. Dies ist der Fall, wenn bei hohem Druck und hoher Temperatur, aber bei niedriger Gleitgeschwindigkeit abgedichtet werden muß. Dazu gehören z.B. Ventilspindeln, insbesondere beim Einsatz von Heißdampf und Heißgas und von chemisch aggressiven Medien. Wellen von Kreispumpen und Verdichtern werden ebenso mit Stopfbuchsen abgedichtet wie Wasserpumpen oder Hochdruck-Axialkolbenpumpen.

Die wesentlichen Teile der Stopfbuchsen sind (Abb. 3.20 a): das Stopfbuchsengehäuse (a), die Brille (b), der Packungsraum (c) mit der Packungsbreite s und Packungslänge h , die Grundbuchse (e) und die Schrauben (f) zum Zusammenpressen der Packung. Um Klemmen durch schiefes Anziehen zu vermeiden, kann die Brille in Brillenflansch und Brillendruckstück mit kugelförmiger Trennfläche aufgeteilt werden (Abb. 3.20 b). Die Brillen haben innen reichlich Spiel, während sie außen gute Führung haben sollen.

Die Bemessung der Packungsräume erfolgt am besten mit dem in DIN 3780 festgelegten Maßreihen für die Packungsbreiten (Tabelle 3.4). Für die Packungslängen h werden die in Abb. 3.21 angegebenen Abhängigkeiten vom Druck und dem Innendurchmesser empfohlen. Zu kurze Packungen erfordern hohe Dichtpressung und haben stärkere Reibung und Abnutzung zur Folge. Die Grundbuchse soll eine Länge $h_1 = d$ bei liegenden und $h_1 = 0,5 d$ bei stehenden Kolbenstangen haben.

Als Packungswerkstoffe verwendet man Knetlegierungen (Weißmetallspäne oder Kohlepulver mit Graphit vermischt), Weichstoffpackungen aus gedrehten, geflochtenen oder gewickelten Strängen von meist quadratischem

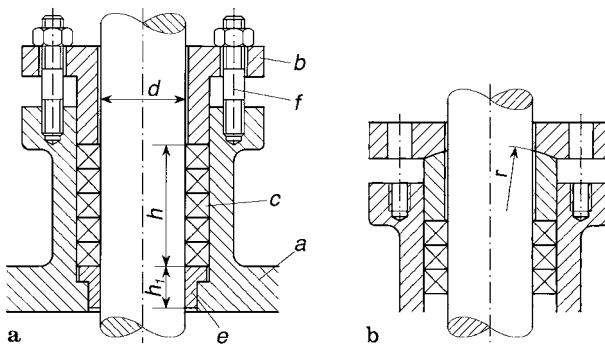


Abb. 3.20. Stopfbuchsen: a) Aufbau; b) mit Brillendruckstück

Tabelle 3.4. Richtwerte für Packungsbreiten und Stopfbuchsen-Schrauben (nach DIN 3780)

Innendurchmesser d (Spindel, Welle) [mm]	Packungsbreite s [mm]	Stopfbuchsen- Schrauben
4...4,5	2,5	M 12
5...7	3	
8...11	4	
12...18	5	
20...26	6	
28...36	8	M 16
38...50	10	
53...75	12,5	M 18
80...120	16	M22/M 24
125...200	20	M 27

Querschnitt, die aus Natur- oder Kunststoffasern bestehen. Für hohe Temperaturen wurden früher Asbestfasern verwendet, die heute durch Geflechte aus PTFE-Garnen (bis 300 °C), Garnen aus Polyamiden (Aramid) und aus expandiertem Reingraphit gepreßten Ringen ersetzt werden.

3.2.2
Berührungslose Dichtungen

Die Anwendung berührungsloser Dichtungen erstreckt sich auf die Fälle, in denen sehr hohe Relativgeschwindigkeiten auftreten, bei denen also an Berührungsdichtungen Reibung und Verschleiß zu groß und Schmierung und

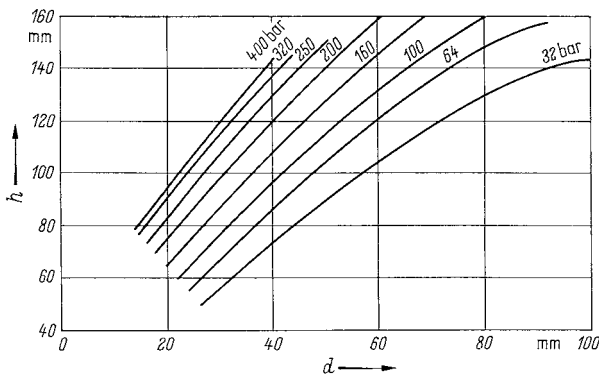


Abb. 3.21. Packungslängen h bei üblichen Querschnitten ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 10^5 \text{ N/m}^2$)

Wartung erhebliche Schwierigkeiten bereiten würden. Die Entwicklung berührungsfreier Dichtungen erfolgte daher hauptsächlich im Dampf- und Gasturbinenbau. Aber auch bei Wasserturbinen, Kreiselpumpen und Gebläsen werden berührungsfreie Spaltdichtungen verwendet, und Kolbenkompressoren für (trockene) Luft und Gase werden mit Labyrinthspaltkolben ausgeführt, um jegliche Beimengungen von Schmieröl zu vermeiden.

Bauformen. Die wichtigsten Bauformen sind in Abb. 3.22 schematisch dargestellt. Bei der *Spaltdichtung* (Abb. 3.22 a) ist die Durchflußmenge von den Spaltabmessungen, insbesondere der Spaltweite und -länge, von der Druckdifferenz, ferner von den Zustandsgrößen, vor allem der Viskosität des Mediums und von der Oberflächenbeschaffenheit (Wandrauhigkeit) abhängig. Bei Laminarströmung wird der durch den Spalt strömende Volumenstrom

$$\dot{V} = \frac{(p_1 - p_2) d_m \pi h^3}{12 \eta l}.$$

Daraus ist ersichtlich, daß ein Dichtspalt möglichst eng und lang sein muß.

Die *Labyrinthdichtung* (Abb. 3.22 c) stellt eine Hintereinanderschaltung von Drosselstellen dar, an denen jeweils Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt wird. Diese Energie wird dann in der folgenden Kammer durch Verwirbelung und Stoß in Reibungswärme umgesetzt. Um vollständige Verwirbelung und somit vor der nächsten Drosselstelle nahezu die Geschwindigkeit Null zu erzielen, sind Umlenkungen durch Trennwände (verzahnte Labyrinth) vorzusehen. Die Durchflußmenge hängt außer vom Druckgefälle von der Spaltweite der Drosselstelle und vor allem von der Anzahl z der hintereinandergeschalteten Drosselstellen ab. Bei inkompressiblen Medien wird

$$\dot{V} = \varepsilon d_m \pi h \sqrt{2g \frac{H_{\text{ges}}}{z}}$$

mit H_{ges} = Gesamtgefälle, g = Fallbeschleunigung und ε = einem von der Reynoldszahl abhängigen, experimentell ermittelbaren Beiwert.

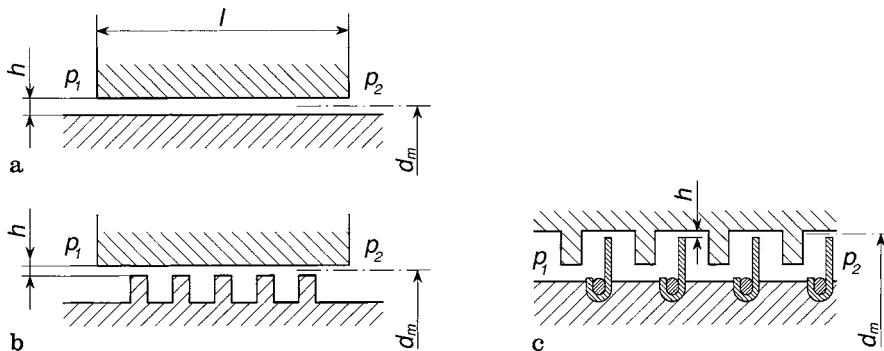


Abb. 3.22. Berührungsfreie Dichtungen: a) Spalt; b) Labyrinthspalt; c) Labyrinth

Der in Abb. 3.22b dargestellte *Labyrinthspalt* nimmt eine Zwischenstellung zwischen dem Spalt und dem echten (verzahnten) Labyrinth ein. Es sind dabei zwar auch Drosselstellen vorhanden, aber das Medium tritt zum mindesten teilweise in die jeweils folgende Drosselstelle mit einer mehr oder weniger großen Geschwindigkeit ein. Die Durchflußmengen sind geringer als beim Spalt und größer als beim echten Labyrinth. Der Vorteil besteht wie beim Spalt in der Möglichkeit ungehinderter axialer gegenseitiger Verschieblichkeit.

Ausführungsbeispiele. Aus der Vielzahl der praktischen Ausführungen sind in Abb. 3.23 einige ausgewählt. Sie weichen teilweise von den genannten Grundformen ab, zeigen jedoch alle das Bestreben, den geraden Durchtritt des Mediums zu verhindern. Beachtliche Einsparungen an Baulänge erzielt man durch radiale Anordnung der Kammern nach Abb. 3.23d und e.

Für vollkommene Abdichtungen, wie sie z. B. bei giftigen Medien und bei Vakuum erforderlich sind, werden *Dichtungen mit Flüssigkeitssperrungen* verwendet. Bei der Wasserringdichtung nach Abb. 3.24a wird die Fliehkraft zur Druckerzeugung benutzt. Die Flüssigkeitsspiegel stellen sich dem Druckunterschied entsprechend ein, so daß der Dichtspalt relativ groß sein kann. Das verdunstende Wasser muß durch Zufuhr von außen her ersetzt werden. Im Stillstand sind Hilfsdichtungen erforderlich. In Spalt- oder Labyrinthdichtungen mit Sperrflüssigkeit (Schema Abb. 3.24b) wird diese mit Überdruck ($p_0 > p_1$) an geeigneter Stelle eingeführt, so daß sowohl innen wie außen möglichst geringe Mengen von Sperrflüssigkeit austreten. Als Sperrmittel dienen meist Öle (bei sehr hohen Drücken Öle mit hoher Viskosität), in Sonderfällen auch Gas oder Dampf (z. B. bei den Vakuumstopfbuchsen der Dampfturbinen).

Bei den *Gewindewellendichtungen* (Abb. 3.25), auch hydrodynamische oder Viskosedichtungen genannt, wird der Sperrdruck in der Stopfbuchse selbst durch Rückfördergewinde erzeugt. Besitzt der Betriebsstoff selbst hinrei-

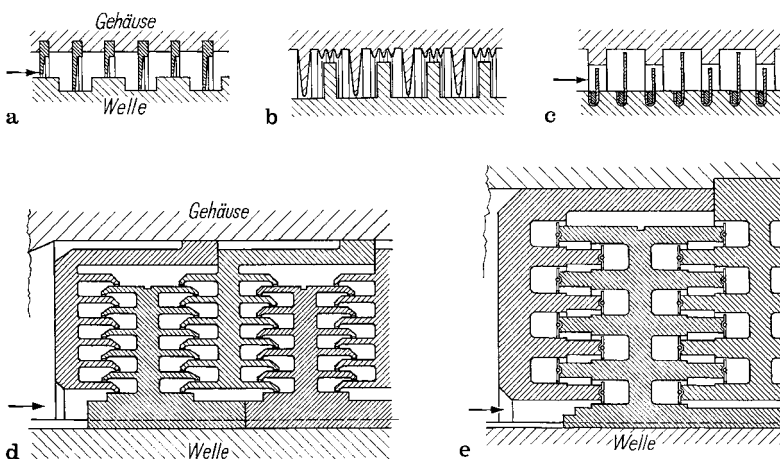


Abb. 3.23. Labyrinthdichtungen

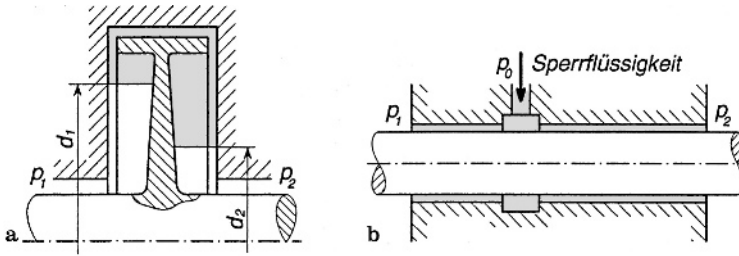


Abb. 3.24. Dichtungen mit Sperrflüssigkeiten: a) Wasserringdichtung (Schema); b) Spaltdichtung mit Drucksperrflüssigkeit

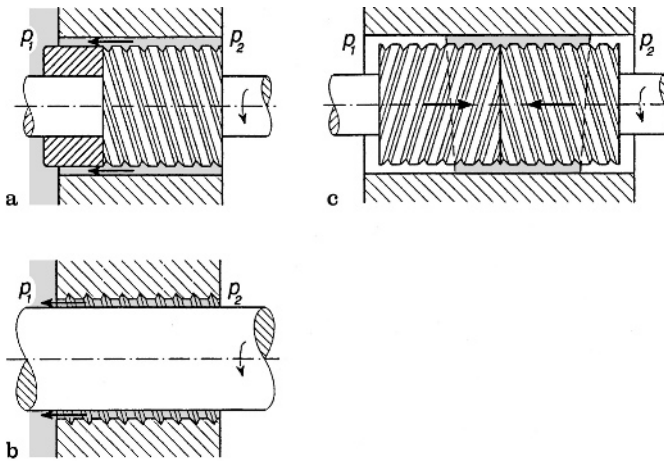


Abb. 3.25. Gewindewellendichtungen: a) Gewinde auf der Welle; b) Gewinde im Gehäuse; c) mit gegenläufigem Gewinde

chende Viskosität und Haftvermögen (Adhäsion), so genügt ein Einzelgewinde ohne Sperrflüssigkeit (Abb. 3.25 a/b). In anderen Fällen wird gegenläufiges Gewinde mit hochviskoser Sperrflüssigkeit verwendet, die in der Stopfbuchse einen Sperring bildet, der sich je nach dem Druckunterschied ($p_1 - p_2$) in seiner Axiallage selbsttätig einstellt (Abb. 3.25 c).

3.2.3

Hermetische Dichtungen

Faltenbalg. Für Teile mit hin- und hergehender kleiner Hubbewegung und geringer Hubzahl werden Dichtungen mit Faltenbälgen oder Well- und Faltenrohren aus Tombak, Messing, Monelmetall und nichtrostendem Stahl benutzt (Abb. 3.26). Die Abdichtung ist vollkommen und daher besonders für giftige oder sehr wertvolle Medien geeignet. Weitere Vorteile sind: eindeutige Federkräfte an Stelle der sonst oft unbestimmten Reibungskräfte und voll-

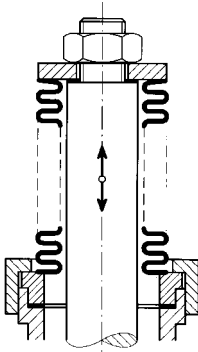


Abb. 3.26. Faltenbalg

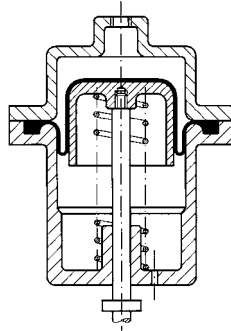
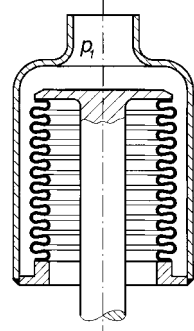


Abb. 3.27. Rollenmembran

Abb. 3.28. Metallbalg
(außendruckbelastet)

ständige Wartungslosigkeit. Betriebsdrücke und Lebensdauer sind jedoch begrenzt.

Als Schutzdichtungen bei kleinen Längs-, Dreh- oder Winkelbewegungen werden Faltenbälge aus Gummi oder elastischen Kunststoffen verwendet.

Membrandichtung. Bei geringen Druckunterschieden und sehr kleinen Hüben, z. B. in Meß- und Regelgeräten, werden Flach- und Wellmembranen, auch aus Weichstoffen, verwendet. Sie sind an den Einspannstellen keil- oder wulstförmig ausgebildet.

Für größere Hübe, insbesondere für das Gebiet der pneumatischen und hydraulischen Regel- und Steuertechnik, sind dünnwandige und flexible *Rollenmembranen* (vor dem Einbau topfförmig) aus Perbunan mit einseitiger Gewebeauflage entwickelt worden (Abb. 3.27). Sie werden für Zylinderdurchmesser von 25 bis 200 mm, Betriebsdrücke normal bis 7 bar, maximal bis 12 bar und Temperaturen zwischen -25 und $+100^{\circ}\text{C}$ geliefert.

Metallbalg. Für hohe Temperaturen und große Drücke eignen sich Elastomere nicht als Dichtungswerkstoffe. Dafür werden Metallbälge eingesetzt, die in axialer, radialer und angularer (winkelliger) Richtung flexibel, in Umfangsrichtung jedoch sehr steif sind. So können mit diesen Maschinenelementen nicht nur heiße und aggressive Medien abgedichtet, sondern auch Drehmomente übertragen werden. Wegen der hohen Flexibilität werden Metallbälge auch zur Schwingungsentkoppelung eingesetzt (z. B. gasdichte Abgasleitung im Fahrzeugbau). Bei Bälgen, die mit einem Differenzdruck beaufschlagt werden, sollte der höhere Druck auf der Balgaußenseite wirken (Abb. 3.28).

4 Elemente der drehenden Bewegung

Achsen, Wellen, Lager und Kupplungen sind wichtige Elemente in Antriebseinheiten zur Übertragung von Bewegungen, Kräften und Momenten. Sie werden daher auch als Antriebselemente bezeichnet und sind bezüglich ihrer Funktion eng miteinander verknüpft. Achsen und Wellen müssen immer gelagert werden, zwei Wellen werden mit einer Kupplung miteinander verbunden.

Die Aufgabe der Achsen beschränkt sich auf das Tragen und Stützen, so daß nur Biegebeanspruchungen und an den Stützstellen Flächenpressungen auftreten. Wellen übertragen zusätzlich noch ein Drehmoment, so daß sie immer auf Biegung und Torsion beansprucht werden.

4.1 Achsen

Achsen dienen zur Aufnahme von Rollen, Seiltrommeln, Laufrädern und dgl. Man unterscheidet feststehende Achsen, auf denen sich Maschinenteile drehen (Abb. 4.1 und 4.2) und umlaufende Achsen, die sich selbst in Lagern drehen und auf denen z.B. Laufräder fest angeordnet sind. Die feststehenden Achsen

Abb. 4.1. Feststehende Achse (Kranlaufrad)

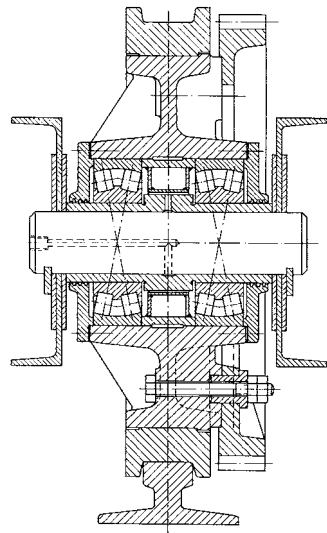
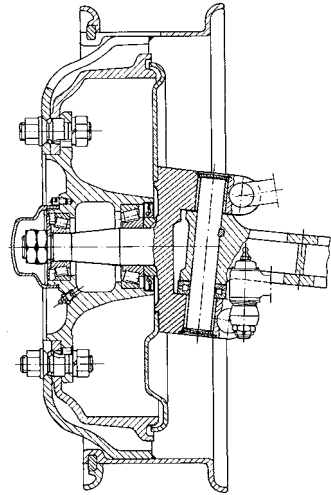


Abb. 4.2. Vorderrad- und Lenkzapfenlagerung eines Lkw



weisen gegenüber den umlaufenden den Vorteil auf, daß sie nur ruhend oder schwellend auf Biegung und Schub beansprucht sind. Die Schubbeanspruchungen müssen jedoch nur bei sehr kurzen Achsen berücksichtigt werden ($l/d < 5$). Umlaufende Achsen werden dagegen wechselnd auf Biegung beansprucht, da bei der Drehung jede Faser die Zug- und die Druckzone durchläuft. Üblicherweise werden Achsen als Kreis- oder Kreisringquerschnitt ausgebildet. Bei Vernachlässigung der Schubspannungen, ergibt sich für den vollen Kreisquerschnitt der erforderliche Durchmesser aus

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{b \text{ zul}} \quad \text{mit} \quad W_b = \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{zu} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M_b}{\sigma_{b \text{ zul}}}}. \quad (4.1)$$

Ein Kreisringquerschnitt hat ein Widerstandsmoment von

$$W_b = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D}, \quad \text{woraus folgt} \quad D \geq \frac{1}{\sqrt[3]{1 - (d/D)^4}} \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M_b}{\sigma_{b \text{ zul}}}}. \quad (4.2)$$

In Tabelle 4.1 a ist der Durchmesser-Vergrößerungsfaktor

$$K_D = 1 / \sqrt[3]{1 - (d/D)^4}$$

für einige d/D -Werte angegeben. Daneben sind die zugehörigen Querschnitte maßstäblich dargestellt und der Querschnitts-Verkleinerungsfaktor $K_A = A_{\text{Ring}} / A_{\text{Vollzyl}}$ berechnet. Daraus ist ersichtlich, daß schon eine geringe Durchmesser-Vergrößerung eine deutliche Reduzierung der Querschnittsfläche und somit der Gewichtskraft zur Folge hat. Bei einem Durchmesser-Verhältnis von $d/D = 0,7$ wird mit einer Durchmesser-Vergrößerung von

Tabelle 4.1 a. Vergleich von Kreis- und Kreisringquerschnitten bei konstanter Tragfähigkeit

d/D	Durchmesser- vergrößerungs- faktor K_D	Querschnitte maßstäblich	Querschnitts- verkleinerungs- faktor K_A
0	1		1
0,5	1,02		0,78
0,6	1,05		0,70
0,7	1,10		0,61
0,8	1,19		0,51

10% gegenüber der Vollwelle fast 40% Gewicht gespart (bei gleicher Tragfähigkeit).

Auslegung. Bei der ersten Überschlagsrechnung ist die genaue geometrische Form normalerweise noch nicht bekannt, so daß Kerbwirkungen, Schwächungen durch Einstiche und Nuten und dgl. durch einen entsprechend hohen Sicherheitsfaktor berücksichtigt werden müssen. In Gl. (4.1) bzw. Gl. (4.2) kann daher als zulässiger Werkstoffkennwert $\sigma_{b\text{ zul}}$ eingesetzt werden:

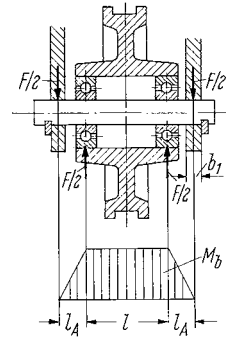
für feststehende Achsen: $\sigma_{b\text{ zul}} = \sigma_{b\text{ Sch}}/S$ mit $S = 3 \dots 5$,

für umlaufende Achsen: $\sigma_{b\text{ zul}} = \sigma_{b\text{ W}}/S$ mit $S = 4 \dots 6$.

Die Biegeschwellfestigkeit $\sigma_{b\text{ Sch}}$ und Biegewechselfestigkeit $\sigma_{b\text{ W}}$ sind Tabelle 4.1 b oder den Tabellen im Anhang zu entnehmen.

1. Beispiel: Der Durchmesser einer feststehenden Achse mit einer Belastung nach Abb. 4.3 soll überschlägig berechnet werden.

Gegeben: $F = 60 \text{ kN}$; $l = 90 \text{ mm}$; $l_A = 50 \text{ mm}$; $b_1 = 12 \text{ mm}$; Werkstoff für die Achse E 295 mit $\sigma_{b\text{ Sch}} = 355 \text{ N/mm}^2$; Werkstoff für Stützblech S 235 mit $p_{\text{zul}} = 65 \text{ N/mm}^2$ (Tabelle 2.21).

Abb. 4.3. Beispiel feststehende Achse

Durchmesser aus Biegebeanspruchung:

$$M_{b \max} = \frac{F}{2} l_A = 30 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} = 1500 \cdot 10^3 \text{ Nmm},$$

$$\sigma_{b \text{ zul}} = \frac{\sigma_{b \text{ Sch}}}{S} = \frac{355 \text{ N/mm}^2}{4} = 89 \text{ N/mm}^2,$$

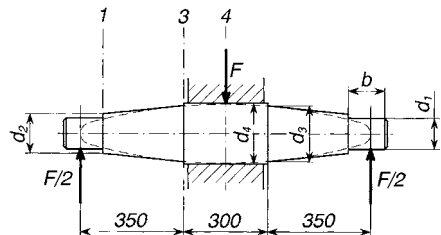
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M_{b \max}}{\sigma_{b \text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{1500 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{89 \text{ N/mm}^2}} = 55,5 \text{ mm}.$$

Durchmesser aus Flächenpressung:

$$\text{aus } p = \frac{F/2}{b_1 d} \leq p_{\text{zul}} \text{ folgt } d \geq \frac{F/2}{b_1 p_{\text{zul}}} = \frac{30 \cdot 10^3 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 65 \text{ N/mm}^2} = 38,5 \text{ mm}.$$

Hier ist der größere Wert aus der Biegebeanspruchung maßgebend.

2. Beispiel: Die Durchmesser einer umlaufenden Achse für eine Seilrolle nach dem Schema von Abb. 4.4 sind so festzulegen, daß eine möglichst gleichmäßige Beanspruchung vorliegt.

Abb. 4.4. Beispiel umlaufende Achse

Gegeben: $F = 200 \text{ kN}$; $l = 1000 \text{ mm}$; Werkstoff für die Achse E295 mit $\sigma_{bW} = 245 \text{ N/mm}^2$ (Tabelle 4.1 b).
Der Zapfendurchmesser d_1 wird überschlägig ermittelt aus $p_{zul} = 8 \text{ N/mm}^2$ (Tabelle 2.21) und $b/d_1 \approx 1$:

$$\begin{aligned} \text{aus } p = \frac{F/2}{b d_1} = \frac{F/2}{d_1^2} \leq p_{zul} \text{ folgt } d_1 &= \sqrt{\frac{F/2}{p_{zul}}} = \sqrt{\frac{100 \cdot 10^3 \text{ N}}{8 \text{ N/mm}^2}} = \\ &= \sqrt{\frac{100 \cdot 10^3 \text{ N}}{8 \text{ N/mm}^2}} = 112 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Gewählt wird $d_1 = 110 \text{ mm}$ und $b = 120 \text{ mm}$.

Tabelle 4.1 b. Schwell- und Wechselfestigkeit bei Biegung und Torsion in N/mm^2 für die wichtigsten Wellenwerkstoffe

Werkstoff		Biegung		Torsion	
Baustähle					
DIN 17100	DIN EN 10025	σ_{bSch}	σ_{bW}	τ_{tSch}	τ_{tW}
St 37	S 235 JR	280	180	135	105
St 50	E 295	355	245	170	145
St 60	E 335	400	290	195	170
St 70	E 360	430	340	210	200
Vergütungsstähle					
DIN 17200 bzw. DIN EN 10083		σ_{bSch}	σ_{bW}	τ_{tSch}	τ_{tW}
C 22		410	250	195	145
C 35		515	310	250	185
C 45		590	345	285	205
34 Cr 4		745	435	405	260
41 Cr 4, 34 CrMo 4		825	480	465	285
42 CrMo 4		905	525	520	315
34 CrNiMo 6		975	570	580	340
30 CrNiMo 8		1025	595	610	355
Einsatzstähle					
DIN 17210 bzw. DIN EN 10084		σ_{bSch}	σ_{bW}	τ_{tSch}	τ_{tW}
C 15		515	325	250	195
17 Cr 3		775	450	435	265
16 MnCr 5		665	385	365	230
20 MnCr 5		815	470	425	280
17 CrNiMo 6		845	490	480	290

Für eine Übersichtsrechnung ist $\sigma_{b\text{zul}} = \sigma_{bW} / S = 245/5 = 49 \text{ N/mm}^2$. Nach der Berechnung auf Biegeweichselfestigkeit ergeben sich für die Durchmesser an der

$$\text{Stelle 1: } M_b = 100 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} = 6 \cdot 10^6 \text{ Nmm},$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{49 \text{ N/mm}^2}} = \underline{108 \text{ mm}},$$

$$\text{Stelle 3: } M_b = 100 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 350 \text{ mm} = 35 \cdot 10^6 \text{ Nmm},$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{35 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{49 \text{ N/mm}^2}} = \underline{194 \text{ mm}},$$

$$\text{Stelle 4: } M_b = 100 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 500 \text{ mm} = 50 \cdot 10^6 \text{ Nmm},$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{50 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{49 \text{ N/mm}^2}} = \underline{218 \text{ mm}}.$$

Die Form einer Achse mit theoretisch gleicher Biegespannung müßte als Parabel ausgeführt werden (in Abb. 4.4 gestrichelt eingezeichnet). Praktisch wird die Achse so geformt, daß die wirkliche Kontur an keiner Stelle in die gestrichelte Parabel eindringt. Für die Schulter des Zapfens wird ein Durchmesser $d_2 \approx 1,2 \cdot d_1 = 130 \text{ mm}$ benötigt.

Nachrechnung. Nach der Detaillierung sind bei einer genaueren Nachrechnung an den gefährdeten Stellen Kerbwirkung (β_k), Größeneinfluß (b_G) und Oberflächeneinfluß (b_O) zu berücksichtigen. Gefährdet sind Querschnitte an Stellen maximaler Biegemomente, minimaler Querschnitte und festigkeitsmindernder Kerben. Dabei werden die in der Festigkeitslehre üblichen Sicherheitsfaktoren verwendet. Und zwar

$$\text{für ruhende Beanspruchung: } S_F = 1,2 \dots 1,5,$$

$$\text{für wechselnde Beanspruchung: } S_D = 2 \dots 2,5.$$

4.2 Wellen

Wellen sind immer umlaufende Maschinenteile zur Übertragung von Drehmomenten. Zur Einleitung oder Abnahme des Drehmoments dienen Zahnräder, Schnecken, Schneckenräder, Riemenscheiben, Seilscheiben, Kettenräder, Reibscheiben und Kupplungen. Das zu übertragende Drehmoment beansprucht die Welle auf Verdrehung (Torsion). Zusätzlich beanspruchen die meisten Antriebselemente die Welle durch ihr Eigengewicht und durch Umfangs-, Radial- und Axialkräfte auf Biegung und Schub. Wie bei den Achsen ist auch hier die Schubbeanspruchung nur für sehr kurze Wellen ($l/d < 5$) zu berücksichtigen. Nachdem mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingungen die Lagerreaktionen und der Biegemomentenverlauf ermittelt wurde, muß an den gefährdeten Querschnitten eine Vergleichsspannung berechnet werden, die ein Maß

für die Tragfähigkeit einer Welle darstellt. Außer der Bemessung auf Tragfähigkeit sind bei Wellen jedoch auch die auftretenden Verformungen von großer Bedeutung. Die Durchbiegungen dürfen bestimmte durch den Verwendungszweck bedingte Grenzwerte nicht überschreiten. Im Bereich der Lager oder an Zahneingriffsstellen führen zu große Neigungswinkel zu Funktionsstörungen. Bei langen Fahrwerkswellen, Steuerwellen oder bei Wellen mit breiten Ritzelverzahnungen spielen die Verdrehwinkel eine Rolle.

Für bestimmte Einsatzfälle, besonders für lange dünne Wellen oder hohe Drehzahlen, kann das dynamische Verhalten sehr wichtig sein. Fällt die Betriebsdrehzahl mit der biegekritischen oder torsionskritischen Drehzahl zusammen, führt das zwangsläufig zur Zerstörung der Welle.

4.2.1

Bemessung auf Tragfähigkeit

Die Spannungen in einer Welle können erst dann genau berechnet werden, wenn ihre Gestalt definiert ist. Dazu gehören Querschnitte, Wellenabsätze und Nuten (Kerben), aber auch Lagerstellen und Wellen-Naben-Verbindungen, an denen Kräfte und Momente ein- und ausgeleitet werden. Da die genaue Wellengeometrie erst während der Detaillierung entsteht, ist es in der Praxis üblich, zunächst durch eine grobe Überschlagsrechnung die Hauptabmessungen zu ermitteln. Danach werden mit Rücksicht auf Raumverhältnisse, Lagerungsmöglichkeiten, Werkstoff- und Herstellungsfragen die übrigen Maße festgelegt.

Überschlägige Wellenberechnung

Wenn nur sehr kleine Drehmomente zu übertragen sind, aber infolge großer Querkkräfte große Biegebeanspruchungen zu erwarten und die Lagerabstände bekannt sind, kann die Welle überschlagsmäßig wie eine Achse nach Gl. (4.1) bzw. (4.2) berechnet werden. Der Biegemomentenverlauf, und somit auch die Biegespannungen, sind vom Lagerabstand und von den Kraft- und Momenteinleitungsstellen abhängig. Diese Größen sind jedoch zum Beginn einer neuen Konstruktion oft nicht bekannt, so daß für eine erste Überschlagsrechnung nur die Verdrehbeanspruchung berücksichtigt werden kann.

a) Nur Drehmoment berücksichtigen. Wenn Leistung P und Drehzahl n gegeben sind, kann aus der Grundgleichung $P = T \cdot \omega$ das Drehmoment berechnet werden:

$$T = \frac{P}{2 \pi n}.$$

Aus der Torsionsspannung $\tau_t = T/W_t \leq \tau_{t \text{ zul}}$ ergibt sich mit $W_t = \pi d^3/16$ für eine Vollwelle ein erforderlicher Mindestdurchmesser von

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau_{t \text{ zul}}}} \quad (4.3)$$

und für einen Kreisringquerschnitt (d/D siehe Tab. 4.1a)

$$D \geq \frac{1}{\sqrt[3]{1 - (d/D)^4}} \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau_{t \text{ zul}}}}. \quad (4.4)$$

Um bei der Auslegung noch nicht bekannte Biegemomente, Kerbwirkungen, Größen- und Oberflächeneinflüsse zu berücksichtigen, wird ein sehr niedriger $\tau_{t \text{ zul}}$ -Wert in Gl. (4.3) bzw. (4.4) eingesetzt:

$$\tau_{t \text{ zul}} \approx \frac{\tau_{t \text{ Sch}}}{10}.$$

In den meisten Fällen kann als Werkstoffkennwert die Torsionsschwellfestigkeit $\tau_{t \text{ Sch}}$ verwendet werden. Nur wenn tatsächlich eine wechselnde Verdrehbeanspruchung vorliegt (kommt selten vor), wird mit der Torsionswechselfestigkeit $\tau_{t \text{ W}}$ gerechnet (Festigkeitswerte siehe Tabelle 4.1 b).

Beispiel: Gegeben: $P = 20 \text{ kW} = 20 \cdot 10^6 \text{ Nmm/s}$; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ oder $\omega = 157 \text{ s}^{-1}$; Werkstoff E 295 mit $\tau_{t \text{ Sch}} = 170 \text{ N/mm}^2$.

Das zu übertragende Drehmoment ist

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{20 \cdot 10^6 \text{ Nmm/s}}{157 \text{ s}^{-1}} = 127 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Für die zulässige Torsionsspannung gilt:

$$\tau_{t \text{ zul}} = \frac{\tau_{t \text{ Sch}}}{10} = \frac{170}{10} = 17 \text{ N/mm}^2.$$

Nach Gl. (4.3) wird

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau_{t \text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{127 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{17 \text{ N/mm}^2}} = \underline{\underline{33,6 \text{ mm}}}.$$

b) Zusammengesetzte Beanspruchung. Sind Biegemomente und Drehmoment überschlägig ermittelbar, so werden in der höchstbelasteten Stelle die Biege- und Torsionsspannungen zu einer Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zusammengesetzt:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0 \tau_t)^2}. \quad (4.5)$$

Unterschiedliche Lastfälle von Biegung und Torsion werden dabei mit dem Anstrengungsverhältnis α_0 berücksichtigt. Da die Biegebelastung wechselnd (Umlaufbiegung) und die Torsionsbelastung meist schwellend ist, ergibt sich für α_0 ein Wert kleiner als 1. Er liegt bei den üblichen Wellenwerkstoffen zwischen 0,6 und 0,8, so daß sich für $3\alpha_0^2$ -Werte zwischen 1,1 und 1,9 ergeben. Mit hinreichender Genauigkeit kann also die Vergleichsspannung nach

$$\sigma_V \approx \sqrt{\sigma_b^2 + 2 \tau_t^2} \quad (4.6)$$

berechnet werden.

Für Vollwellen mit einem Außendurchmesser d gilt:

$$\sigma_b = \frac{32 M_b}{\pi d^3} \quad \text{und} \quad \tau_t = \frac{16 T}{\pi d^3}.$$

in Gl. (4.6) eingesetzt, wird die Vergleichsspannung

$$\sigma_V \approx \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_b^2 + \frac{1}{2} T^2} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_V \approx \frac{32}{\pi d^3} M_V$$

mit dem Vergleichsmoment

$$M_V = \sqrt{M_b^2 + \frac{1}{2} T^2}. \quad (4.7)$$

Aus der Festigkeitsbedingung $\sigma_V \leq \sigma_{V \text{ zul}}$ folgt daraus für den erforderlichen Wellendurchmesser einer Vollwelle

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M_V}{\sigma_{V \text{ zul}}}}. \quad (4.8)$$

Als zulässige Vergleichsspannung wird in Gl. (4.8) eingesetzt:

$$\sigma_{V \text{ zul}} = \frac{\sigma_{bW}}{4}.$$

Die Biegewechselfestigkeit σ_{bW} ist den Tabellen im Anhang zu entnehmen.

Beispiel: Für die Zwischenwelle eines Zahnradgetriebes mit geradverzahnten Stirnrädern kann aus den Zahnkräften und einem geschätzten Achsabstand ein maximales Biegemoment $M_{b \text{ max}} = 360 \text{ Nm}$ ermittelt werden. Gleichzeitig wirkt an dieser Stelle auch das Drehmoment $T = P/2 \pi n = 250 \text{ Nm}$. Nach Gl. (4.7) ist das Vergleichsmoment:

$$M_V = \sqrt{M_b^2 + \frac{1}{2} T^2} = \sqrt{(360 \cdot 10^3)^2 + \frac{1}{2} (250 \cdot 10^3)^2} = 400 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Für den Werkstoff 20 MnCr 5 liefert Tabelle 4.1 b den Wert $\sigma_{bW} = 470 \text{ N/mm}^2$. Die zulässige Vergleichsspannung ist daher:

$$\sigma_{V \text{ zul}} = \frac{\sigma_{bW}}{4} = \frac{470}{4} = 117,5 \text{ N/mm}^2.$$

Damit gilt für den Wellendurchmesser nach Gl. (4.8):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{M_V}{\sigma_{V \text{ zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \frac{400 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{117,5 \text{ N/mm}^2}} = \underline{\underline{32,6 \text{ mm}}}.$$

Nachrechnung

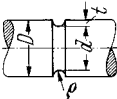
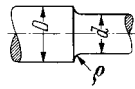
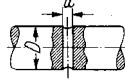
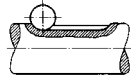
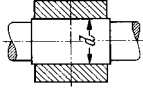
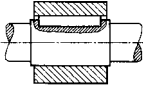
Eine überschlägige Wellenberechnung kann nur zur überschlägigen Ermittlung der Abmessungen dienen. Insbesondere sind für die Berechnung der zulässigen Festigkeitswerte die Sicherheiten sehr großzügig gewählt. Nach

der Gestaltung einer Welle muß daher in den gefährdeten Querschnitten, das sind Zonen maximaler Belastung, minimaler Querschnitte und Kerben wie Übergänge, Nuten, usw., ein Festigkeitsnachweis durchgeführt werden.

Die festigkeitsmindernde Wirkung von Kerben wird mit der Kerbwirkungszahl β_k erfaßt. Für viele Kerben liegen jedoch keine ausreichenden Versuchswerte vor, so daß Anhaltswerte für die Berechnung Tabelle 4.3 zu entnehmen sind. Auch Bauteilgröße und Oberflächenbeschaffenheit haben festigkeitsmindernde Wirkung. Mit der DIN 743 wurde eine praxisorientierte, auf Wellen und Achsen sich beschränkende, einfache Richtlinie bereitgestellt. Sie gilt für bleibende Verformungen (Fließen, Gewaltbruch) und für Ermüdungsbruch (Dauerfestigkeit). Ein Sicherheitsnachweis nach dieser Berechnungsvorschrift erfolgt nach folgendem Schema:

1. Belastungsgrößen. Die Belastung wird, wie in Kap. 1.3.3 beschrieben, nach den Regeln der Technischen Mechanik bestimmt.

Tabelle 4.3. Kerbwirkungszahlen β_k (siehe auch Tabelle 2.17)

Art der Kerbe	Kerbform	Kerbwirkungszahl	
		Biegung β_σ	Verdrehung β_τ
Rundkerbe		1,5 ... 2	1,3 ... 1,8
Sicherungsring		2,5 ... 3,5	2,5 ... 3,5
Wellenabsatz		~ 1,5 bei $\varrho/d = 0,1$ und $d/D = 0,7$	~ 1,25 bei $\varrho/d = 0,1$ und $d/D = 0,7$
Querbohrung		1,7 ... 2,0 bei $d/D = 0,14$	1,7 ... 2,0 bei $d/D = 0,14$
Paßfedernut		1,8 ... 2,5	1,3 ... 2,2
Auslaufnut		1,3 ... 1,5	1,3 ... 2,2
Nabensitz ohne Paßfeder		1,8 ... 2,9	1,2 ... 1,9
Nabensitz mit Paßfeder bzw. Keil		2,1 ... 3,2	1,3 ... 2,0

2. Wirksame Spannungen. Hierbei handelt es sich um Nennspannungen, weshalb dieses Vorgehen auch als Nennspannungskonzept bezeichnet wird. Mit $F_{zd,a}$, $M_{b,a}$, T_a als Amplituden und $F_{zd,m}$, $M_{b,m}$, T_m als Mittelwerte der wirkenden äußeren Belastung können die im Bauteil wirkenden Nennspannungen berechnet werden:

	Amplituden	Mittelwerte	Maximalwerte
Zug/Druck	$\sigma_{zd,a} = \frac{F_{zd,a}}{A}$	$\sigma_{zd,m} = \frac{F_{zd,m}}{A}$	$\sigma_{zd,max} = \sigma_{zd,m} + K_A \cdot \sigma_{zd,a}$
Biegung	$\sigma_{b,a} = \frac{M_{b,a}}{W_b}$	$\sigma_{b,m} = \frac{M_{b,m}}{W_b}$	$\sigma_{b,max} = \sigma_{b,m} + K_A \cdot \sigma_{b,a}$
Torsion	$\tau_{t,a} = \frac{T_a}{W_t}$	$\tau_{t,m} = \frac{T_m}{W_t}$	$\tau_{t,max} = \tau_{t,m} + K_A \cdot \tau_{t,a}$

Der Anwendungsfaktor (Stoßfaktor) K_A zur Ermittlung der maximalen Nennspannungen kann Tabelle 6.4 entnommen werden.

3. Gestaltfestigkeit. Beim Nennspannungskonzept werden Einflüsse wie Kerbwirkung, Größen- und Oberflächeneinfluß, welche die Festigkeit beeinträchtigen, bei der Berechnung des Werkstoffkennwertes, der Gestaltfestigkeit, berücksichtigt. Für die Bauteil-Wechselselfestigkeit gilt:

$$\sigma_{zd,WK} = \frac{\sigma_{zd,W} \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma}; \quad \sigma_{b,WK} = \frac{\sigma_{b,W} \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma};$$

$$\tau_{t,WK} = \frac{\tau_{t,W} \cdot K_1(d_{eff})}{K_\tau}$$

Die Wechselselfestigkeiten $\sigma_{zd,W}$, $\sigma_{b,W}$ und $\tau_{t,W}$ sind den Tabellen im Anhang zu entnehmen. Der technologische Größeneinflußfaktor $K_1(d_{eff})$ (Tabelle 4.2a) berücksichtigt, daß die erreichbare Härte und die Streckgrenze mit wachsendem Durchmesser abnimmt. Der Gesamteinflußfaktor

$$K_\sigma = \left(\frac{\beta_\sigma}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F_\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}; \quad K_\tau = \left(\frac{\beta_\tau}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F_\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}$$

beinhaltet die Kerbwirkung β_σ bzw. β_τ , den geometrischen Größeneinfluß $K_2(d)$ (Tabelle 4.2b) und den Oberflächeneinfluß K_{F_σ} bzw. K_{F_τ} (Tabelle 4.2c). Für den Tragfähigkeitsnachweis wird empfohlen, den Einflußfaktor der Oberflächenverfestigung $K_V = 1$ zu setzen. Werte für besondere Oberflächenverfestigungen (z. B. Kugelstrahlen) sind der DIN 743 zu entnehmen.

4. Ertragbare Spannungen (Amplituden). Bei der Berechnung der ertragbaren Amplituden werden 2 Fälle unterschieden:

Fall 1: $\sigma_m = konst.$

Wenn bei Änderung der Betriebsbelastung die Amplitude der Spannung sich ändert und die Mittelspannung konstant bleibt, gilt:

$$\begin{aligned}\sigma_{zd,ADK} &= \sigma_{zd,WK} - \psi_{zd,\sigma K} \cdot \sigma_{mv}; & \sigma_{b,ADK} &= \sigma_{b,WK} - \psi_{b,\sigma K} \cdot \sigma_{mv}; \\ \tau_{t,ADK} &= \tau_{t,WK} - \psi_{\tau K} \cdot \tau_{mv}.\end{aligned}$$

Fall 2: $\sigma_o/\sigma_u = konst.$ bzw. $\sigma_a/\sigma_{mv} = konst.$

Wenn bei einer Änderung der Betriebsbelastung das Verhältnis zwischen Unter- und Oberspannung, bzw. das Verhältnis von Ausschlagsspannung zur Mittelspannung konstant bleibt gilt:

$$\begin{aligned}\sigma_{zd,ADK} &= \frac{\sigma_{zd,WK}}{1 + \psi_{zd,\sigma K} \cdot \sigma_{mv}/\sigma_{zd,a}}; & \sigma_{b,ADK} &= \frac{\sigma_{b,WK}}{1 + \psi_{b,\sigma K} \cdot \sigma_{mv}/\sigma_{b,a}}; \\ \tau_{t,ADK} &= \frac{\tau_{t,WK}}{1 + \psi_{\tau K} \cdot \tau_{mv}/\tau_{t,a}}\end{aligned}$$

mit den Einflußfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeit:

$$\begin{aligned}\psi_{zd,\sigma K} &= \frac{\sigma_{zd,WK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot R_m - \sigma_{zd,WK}}; \\ \psi_{b,\sigma K} &= \frac{\sigma_{b,WK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot R_m - \sigma_{b,WK}}; \\ \psi_{\tau K} &= \frac{\tau_{t,WK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot R_m - \tau_{t,WK}}.\end{aligned}$$

Für die Vergleichsmittelspannung gilt:

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zd,m} + \sigma_{b,m})^2 + 3 \cdot \tau_{t,m}^2} \quad \text{bzw.} \quad \tau_{mv} = \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}}$$

5. Bauteilfließgrenze. Die Fließgrenzen für Zug/Druck, Biegung und Torsion können folgendermaßen berechnet werden:

$$\begin{aligned}\sigma_{zd,FK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot R_e; & \sigma_{b,FK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot R_e; \\ \tau_{t,FK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot R_e / \sqrt{3}\end{aligned}$$

Der technologische Größenfaktor $K_1(d_{eff})$ ist Tabelle 4.2a, die statische Stützwirkung K_{2F} Tabelle 4.2d zu entnehmen. Der Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F ist abhängig von der Beanspruchungsart und der Kerbwirkung:

Beanspruchungsart	Kerbwirkung	Erhöhungsfaktor
Zug/Druck oder Biegung	$\beta_\sigma \leq 1,5$	$\gamma_F = 1,00$
	$1,5 < \beta_\sigma \leq 2,0$	$\gamma_F = 1,05$
	$2,0 < \beta_\sigma \leq 3,0$	$\gamma_F = 1,10$
	$\beta_\sigma > 3,0$	$\gamma_F = 1,15$
Torsion	beliebig	$\gamma_F = 1,00$

Tabelle 4.2a–d. Einflußfaktoren**a) Technologischer Größeneinflußfaktor**

Nitrierstähle	$d_{\text{eff}} \leq 100$	$100 < d_{\text{eff}} < 300$	$300 \leq d_{\text{eff}} \leq 500$
	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,23 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{100}\right)$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 0,89$
Baustähle	$d_{\text{eff}} \leq 32$	$32 < d_{\text{eff}} < 300$	$300 \leq d_{\text{eff}} \leq 500$
	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{32}\right)$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 0,75$
Vergütungsstähle	$d_{\text{eff}} \leq 16$	$16 < d_{\text{eff}} < 300$	$300 \leq d_{\text{eff}} \leq 500$
	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{16}\right)$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 0,67$
Einsatzstähle	$d_{\text{eff}} \leq 11$	$11 < d_{\text{eff}} < 300$	$300 \leq d_{\text{eff}} \leq 500$
	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,41 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{11}\right)$	$K_1(d_{\text{eff}}) = 0,41$

Für d_{eff} wird der größte Durchmesser der Welle bzw. des Wellenabsatzes gesetzt.

b) Geometrischer Größeneinflußfaktor

Zug/Druck	$K_2(d) = 1$		
Biegung Torsion	$7,5 \leq (d) < 150$		$d \geq 150$
	$K_2(d) = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg(d/7,5)}{\lg 20}$		$K_2(d) = 0,8$

c) Einflußfaktor der Oberflächenrauheit

Zug/Druck od. Biegung	$K_{\text{FG}} = 1 - 0,22 \cdot \lg(R_z) \cdot \left(\lg \frac{K_1(d_{\text{eff}}) \cdot R_m}{20} - 1 \right)$
Torsion	$K_{\text{FT}} = 0,575 \cdot K_{\text{FG}} + 0,425$

d) Statische Stützwirkung

	$K_{2\text{F}}$ für Werkstoffe ohne harte Randschicht		$K_{2\text{F}}$ für Werkstoffe mit harter Randschicht	
	Vollwelle	Hohlwelle	Vollwelle	Hohlwelle
Zug/Druck	1,0	1,0	1,0	1,0
Biegung	1,2	1,1	1,1	1,0
Torsion	1,2	1,0	1,1	1,0

6. Festigkeitsnachweis. Die rechnerische Sicherheit S_D bzw. S_F muß mindestens so groß sein wie eine vorgegebene Mindestsicherheit. Liegen keine speziellen Vorschriften oder Vereinbarungen vor, ist $S_{\min} \geq 1,2$ zu setzen.

Beim Auftreten von Zug/Druck, Biegung und Torsion ist die rechnerische Sicherheit bezüglich *Dauerfestigkeit*

$$\frac{1}{S_D} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{zd,a}}{\sigma_{zd,ADK}} + \frac{\sigma_{b,a}}{\sigma_{b,ADK}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,a}}{\tau_{t,ADK}} \right)^2}$$

Neben dem Nachweis der Dauerfestigkeit ist zu prüfen, ob keine bleibenden Verformungen, Anriß oder Gewaltbruch auftritt. Die Sicherheit gegen Überschreiten der Fließgrenze ist

$$\frac{1}{S_F} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{zd,max}}{\sigma_{zd,FK}} + \frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{b,FK}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,max}}{\tau_{t,FK}} \right)^2}$$

Beispiel: Für die Zwischenwelle nach Abb. 6.39 c soll die Sicherheit gegen Dauerbruch berechnet werden. Das Biegemoment wirkt wechselnd, das Torsionsmoment statisch. Wie aus dem Biegemomentverlauf des Beispiels in Kap. 6.1.3 ersichtlich, ist der gefährdete Querschnitt an der Stelle des maximalen Biegemoments ($M_{b,max} = 375 \text{ Nm}$), da an dieser Stelle gleichzeitig das Drehmoment $T_{Zw} = 246 \text{ Nm}$ wirkt und infolge der Verzahnung eine Kerbwirkung auftritt ($\beta_k = \beta_\sigma = \beta_\tau = 1,8$). Als Werkstoff wird 16 MnCr 5 mit $\sigma_{b,w} = 385 \text{ N/mm}^2$ und $\tau_{t,Sch} = 365 \text{ N/mm}^2$ verwendet. Die Rauhtiefe ist mit $R_z = 6,3 \text{ }\mu\text{m}$ angegeben.

1. Belastungsgrößen ermitteln: Siehe Aufgabenstellung.

2. Wirksame Spannungen berechnen: Mit einem Fußkreisdurchmesser von $d_f = 36,4 \text{ mm}$ und einem Anwendungsfaktor von $K_A = 1$ wird:

$$\sigma_{b,m} = 0; \quad \sigma_{b,a} = \sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b} = \frac{375 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 32}{\pi \cdot 36,4^3} = \underline{79,2 \text{ N/mm}^2}$$

$$\tau_{t,a} = 0 \quad \tau_{t,m} = \frac{T_{Zw}}{W_t} = \frac{246 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 16}{\pi \cdot 36,4^3} = \underline{30 \text{ N/mm}^2}$$

3. Gestaltfestigkeit. Mit dem technologischen Größeneinfluß

$$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,41 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{11}\right) = 1 - 0,41 \cdot \lg\left(\frac{36,4}{11}\right) = 0,787,$$

dem geometrischen Größeneinfluß

$$K_2(d) = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg(d/7,5)}{\lg 20} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg(36,4/7,5)}{\lg 20} = 0,895$$

und dem Einfluß der Oberfläche

$$K_{FG} = 1 - 0,22 \cdot \lg(R_z) \cdot \left(\lg \frac{K_1(d_{\text{eff}}) \cdot R_m}{20} - 1 \right) =$$

$$K_{FG} = 1 - 0,22 \cdot \lg(6,3) \cdot \left(\lg \frac{0,787 \cdot 900}{20} - 1 \right) = 0,9$$

wird der Gesamteinfluß

$$K_{\sigma} = \left(\frac{\beta_{\sigma}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{FG}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left(\frac{1,8}{0,895} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot 1 = 2,12$$

und die Gestaltfestigkeit

$$\sigma_{b,WK} = \frac{\sigma_{b,W} \cdot K_1(d_{\text{eff}})}{K_{\sigma}} = \frac{385 \cdot 0,787}{2,12} = \underline{143 \text{ N/mm}^2}$$

4. Ertragbare Spannungen (Amplituden). Für den Fall 1 ($\sigma_m = \text{konst.}$) wird die Vergleichsspannung $\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zd,m} + \sigma_{b,m})^2 + 3 \cdot \tau_{t,m}^2} = \sqrt{0 + 3 \cdot 30^2} = 52 \text{ N/mm}^2$.

Mit dem Einflußfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit

$$\psi_{b,\sigma K} = \frac{\sigma_{b,WK}}{2 \cdot K_1(d_{\text{eff}}) \cdot R_m - \sigma_{b,WK}} = \frac{143}{2 \cdot 0,787 \cdot 900 - 143} = 0,112$$

wird die ertragbare Spannungsamplitude

$$\sigma_{b,ADK} = \sigma_{b,WK} - \psi_{b,\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 143 - 0,112 \cdot 52 = \underline{137 \text{ N/mm}^2}$$

5. Bauteilfließgrenze. Wird in diesem Beispiel nicht berechnet.

6. Festigkeitsnachweis. Da die Torsion statisch wirkt, wird für die rechnerische Sicherheit S_D gegen Dauerbruch nur die Biegung berücksichtigt:

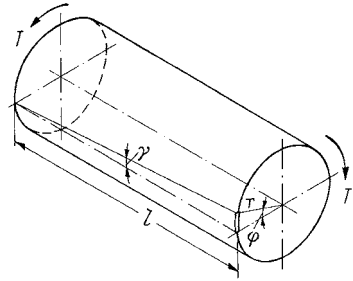
$$\frac{1}{S_D} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{zd,a}}{\sigma_{zd,ADK}} + \frac{\sigma_{b,a}}{\sigma_{b,ADK}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,a}}{\tau_{t,ADK}} \right)^2} = \sqrt{\left(0 + \frac{79,2}{137} \right)^2 + 0}$$

$$\text{oder } S_D = \frac{\sigma_{b,ADK}}{\sigma_{b,a}} = \frac{137}{79,2} = \underline{\underline{1,7}}$$

4.2.2

Bemessung auf Verformung

Werden an Wellen besondere Anforderungen hinsichtlich der Führungsgenauigkeit gestellt, so sind diese möglichst steif auszuführen. Festigkeitsgesichtspunkte sind dann meist von untergeordneter Bedeutung. Sehr kleine Verformungen werden z. B. von Werkzeugmaschinenspindeln, Getriebewellen mit genauen Verzahnungen (Zahnflankenfehler) und elektrischen Maschinen mit geringem Luftspalt gefordert. Wellen können sich unter Last verdrehen und durchbiegen.

Abb. 4.5. Ermittlung des Verdrehwinkels φ 

Verdrehung. Unter der Einwirkung eines Drehmomentes T verdrehen sich zwei Querschnitte im Abstand l gegeneinander. Aus Abb. 4.5 geht hervor, daß $\widehat{\varphi} \cdot r = \gamma \cdot l$ ist. Daraus läßt sich mit der Schiebung $\gamma = \tau/G$ (mit G = Schubmodul) und $\tau = T/I_p \cdot r$ der Verdrehwinkel berechnen:

$$\widehat{\varphi} = \frac{Tl}{GI_p}. \quad (4.10)$$

Hierin ist I_p das polare Flächenträgheitsmoment und beträgt

$$\text{für den Kreisquerschnitt} \quad I_p = \pi d^4/32$$

$$\text{für den Kreisringquerschnitt} \quad I_p = \pi(D^4 - d^4)/32$$

Setzt man das Flächenträgheitsmoment in Gl. (4.10) ein, so ergibt sich mit $\varphi \leq \varphi_{zul}$ für den erforderlichen Wellendurchmesser:

$$\text{beim Kreisquerschnitt} \quad d \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \frac{Tl}{G \varphi_{zul}}}, \quad (4.11)$$

$$\text{beim Kreisringquerschnitt} \quad D \geq \frac{1}{\sqrt[4]{1 - (d/D)^4}} \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \frac{Tl}{G \varphi_{zul}}}. \quad (4.12)$$

Der zulässige Verdrehwinkel richtet sich nach dem Verwendungszweck. Bei Steuerwellen darf er nur sehr klein sein. Bei Transmissions- und Fahrwerkswellen werden $1/4^\circ$ bis $1/2^\circ$ je m Länge zugelassen.

Wie aus Gl. (4.11) bzw. Gl. (4.12) ersichtlich, wächst der erforderliche Durchmesser mit der 4. Wurzel aus dem Drehmoment. Bei kleinen Drehmomenten und langen Wellen ist der zulässige Verdrehwinkel und nicht die auftretende Verdrehspannung für die Dimensionierung entscheidend, wie das folgende Beispiel zeigt. Die Qualität des Stahls spielt bei der Verformung keine Rolle, da auch hochwertiger Stahl nahezu den gleichen Gleitmodul hat wie gewöhnlicher Baustahl.

Beispiel: Eine Welle aus E 295 soll ein Drehmoment $T = 16 \text{ Nm}$ übertragen, wobei $\varphi_{zul} = 0,005$ oder $\varphi_{zul} = 0,286^\circ$ pro m Länge vorgeschrieben ist. Der erforderliche Wellendurchmesser berechnet sich nach Gl. (4.11):

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \frac{Tl}{G \varphi_{zul}}} = \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \frac{16 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 10^3 \text{ mm}}{81 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,005}} = \underline{25,1 \text{ mm}}.$$

Nach der überschlägigen Berechnung auf Tragfähigkeit wäre für E 295 mit $\tau_{\text{t zul}} = \tau_{\text{t Sch}}/10 = 170/10 = 17 \text{ N/mm}^2$ ein wesentlich geringerer Wellendurchmesser ausreichend:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau_{\text{t zul}}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 17 \text{ N/mm}^2}} = \underline{16,8 \text{ mm}}.$$

Bei abgesetzten Wellen ergibt sich der Gesamtverdrehwinkel aus der Summe der nach Gl. (4.10) für jeden Abschnitt berechneten Verdrehwinkel, also

$$\varphi = \frac{T}{G} \left(\frac{l_1}{I_{\text{p1}}} + \frac{l_2}{I_{\text{p2}}} + \dots \right).$$

Durchbiegung

Zu große Durchbiegungen können die Funktion einer Welle stark beeinträchtigen. Durch Winkelabweichungen verkanten z.B. Lager oder bei Zahneingriffen entstehen ungleichmäßige Lastverteilungen über der Zahnbreite. Die Folgen sind Verschleiß, Geräusch, vorzeitiger Ausfall von Bauteilen und dgl. Die zulässigen Durchbiegungen und Neigungswinkel sind von der jeweiligen Verwendung abhängig. Als Richtwerte können für den allgemeinen Maschinenbau Durchbiegungen bis zu 0,3 mm pro m Länge und bei Werkzeugmaschinen max. 0,2 mm pro m Länge angegeben werden. Für elektrische Maschinen, bei denen die Größe des Luftspaltes s maßgebend ist, wird $f_{\text{zul}}/s \leq 0,1$ angesetzt. Zu beachten ist auch, daß der Neigungswinkel in Lagerstellen von der Lagerart abhängig ist. So werden für einreihige Rillenkugellager bis zu 10 Winkelminuten für Kegelrollenlager jedoch nur 4 Winkelminuten zugelassen.

Ermittlung der Biegelinie. Für einfache Belastungen und konstanten Querschnitt sind in Handbüchern [2] oder Büchern der Festigkeitslehre [4] Formeln für die Durchbiegung f und die Neigungswinkel α angegeben (siehe auch Tabelle 1.5). Bei Belastung mit mehreren Kräften wird das Superpositionsgesetz angewendet, das besagt, daß die Gesamtverformung die Summe der Einzelverformungen unter je einer Einzelkraft ist. Nach diesem Verfahren können auch dreifach gelagerte Wellen einfach berechnet werden.

Wellen weisen jedoch normalerweise keine konstanten Querschnitte auf, sondern besitzen mit der Länge veränderliche Trägheitsmomente (abgesetzte Wellen). Die Biegelinie kann dafür entweder graphisch (Mohrsche Verfahren) oder rechnerisch ermittelt werden. Graphische Verfahren sind sehr zeitaufwendig, bei rechnerischen Verfahren müssen aufwendige Differentialgleichungen bzw. Matrizen berechnet werden. Deshalb bieten sich heute zur Berechnung von Biegelinien kommerzielle Berechnungsprogramme an, mit denen man infolge einfacher Benutzeroberflächen sehr schnell zu guten Ergebnissen kommen kann.

An dieser Stelle soll daher das Prinzip an einem anschaulichen und sehr einfachen Überlagerungsverfahren dargestellt werden. Es wird abgeleitet aus der Biegegleichung:

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dx} = \frac{M_{bx}}{EI_{bx}}.$$

Wenn die Verhältnisse entlang eines Wellenabschnittes konstant sind, kann der entsprechende Neigungswinkel mit

$$\Delta\bar{\alpha} = \frac{M_{bx} \Delta x}{EI_{bx}} \quad (4.13)$$

angegeben werden. Gl. (4.13) besagt, daß bei einem Längenelement (Abb. 4.6 a) von der Länge Δx die ursprünglich parallelen Querschnitte 0-0 und 1-1 unter der Einwirkung des Biegemoments M_{bx} einen Winkel $\Delta\alpha$ einschließen. Dieser Winkel ist umso größer, je größer das Biegemoment ist, je länger das betrachtete Element ist und je geringer der Elastizitätsmodul E und das axiale Flächenträgheitsmoment I_{bx} sind.

Bei einem einseitig eingespannten Stab (Abb. 4.6b) geht man von der Einspannstelle aus und wählt die Elementenlänge Δx so klein, daß mit guter Näherung das Biegemoment und das Trägheitsmoment jeweils als konstant angesehen werden können:

$$M_{b0-1} = \frac{1}{2} (M_{b0} + M_{b1})$$

mit M_{b0} = Biegemoment an der Stelle 0,
 M_{b1} = Biegemoment an der Stelle 1,
 M_{b0-1} = Biegemoment an der Stelle 0-1.

Bei konstantem Biegemoment ist die Biegelinie ein Kreisbogen (Abb. 4.6c) und die Tangente an die Biegelinie an der Stelle 1 ist unter dem Winkel

$$\Delta\bar{\alpha}_1 = \frac{M_{b0-1}}{I_{x0-1}} \frac{\Delta x_1}{E}$$

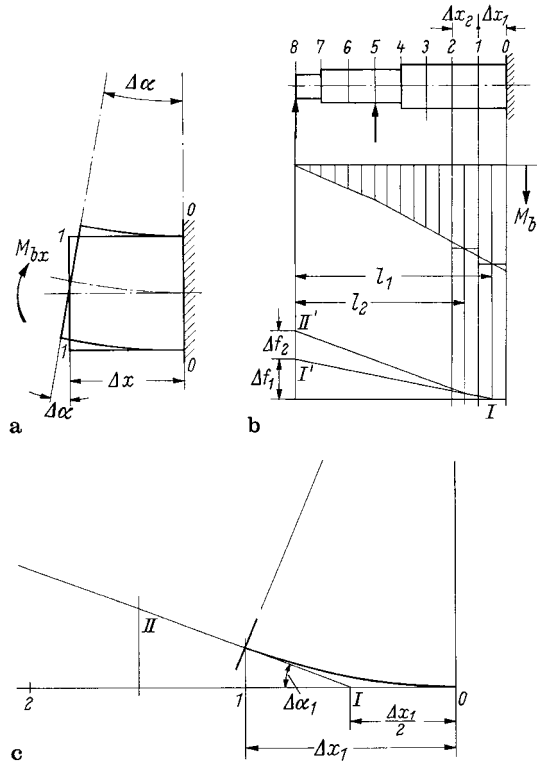
geneigt und schneidet die Strecke 0-1 in der Mitte in Punkt I, also auf $\Delta x_1/2$. Wird die Tangente bis zur Stelle 8 (Abb. 4.6b) verlängert, ergibt sich dort der Betrag Δf_1 , den das Element 0-1 zur Gesamtdurchbiegung f liefert (Schnittpunkt I'). Da $\Delta\alpha$ sehr klein ist, wird der Betrag

$$\Delta f = \Delta\bar{\alpha}_1 \cdot l_1.$$

Dabei ist die Länge l_1 die Entfernung vom Wellenende bis zur Mitte des Elementes 0-1. Beim Element 1-2 ergibt sich ein Neigungswinkel von

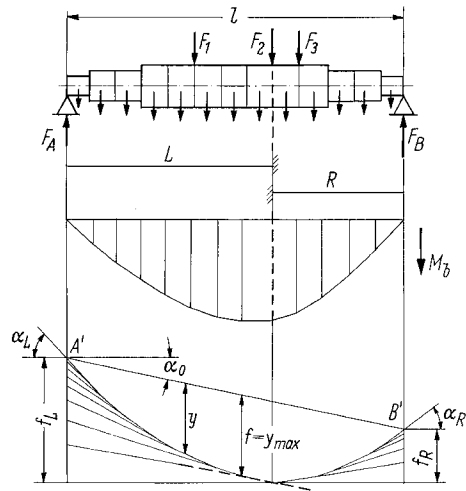
$$\Delta\bar{\alpha}_2 = \frac{M_{b1-2}}{I_{x1-2}} \frac{\Delta x_2}{E}$$

Abb. 4.6. Überlagerungsverfahren zur Ermittlung der Wellendurchbiegung: a) Verformung eines Wellenabschnittes; b) Einseitig eingespannter Stab; c) Vergrößertes Wellenelement 0–1



und durch Multiplikation mit l_2 erhält man den Betrag Δf_2 , den das Element 1–2 zur Durchbiegung an der Stelle 8 liefert. Man trägt Δf_2 an Δf_1 an und verbindet den Punkt II' mit II. (Der letztere liegt auf der ersten Tangente in der Mitte zwischen 1 und 2). Dieses Verfahren wird für alle 8 Elemente fortgesetzt. Die Summe aller $\Delta\alpha$ -Werte ergibt den Neigungswinkel $\bar{\alpha} = \Sigma \Delta\alpha$ und alle Δf -Werte aufsummiert ergeben die Gesamtdurchbiegung $f = \Sigma \Delta f$ an der Stelle 8. Durch gleichzeitiges Auftragen der Δf -Werte und Einzeichnen der Tangenten erhält man mit sehr guter Näherung die Biegelinie.

Bei einer zweifach gelagerten Welle (Abb. 4.7) werden zunächst die Lagerreaktionen und der Biegemomentenverlauf ermittelt. An einer beliebigen Stelle trennt man dann die Welle in einen linken Teil (L) und in einen rechten Teil (R) und betrachtet jeden Teil als einen an der Trennstelle eingespannten Balken. Somit lassen sich mit dem oben beschriebenen Verfahren für jeden Teil die Durchbiegung (f_L und f_R) und die Neigungswinkel (α_R und α_L) berechnen und die Einzelbiegelines zeichnen. Da an den Auflagestellen in Wirklichkeit die Durchbiegungen Null sind, ergibt die Verbindungsgerade A'–B' die Bezugslinie, von der aus die Durchbiegungen y der Welle zu messen sind. Eine

Abb. 4.7. Zweifach gelagerte Welle

Tangente parallel zur Bezugslinie an die Biegelinie liefert im Berührungspunkt die Stelle, an der die Durchbiegung ihren größten Wert $y_{max} = f$ hat. Da die Bezugslinie in der Zeichnung um

$$\alpha_0 \approx \tan \alpha_0 = \frac{f_L - f_R}{l}$$

geneigt ist, ergeben sich (bei waagerechter Bezugslinie) die wirklichen Neigungen an den Lagerstellen zu

$$\alpha_A = \alpha_L - \alpha_0 \quad \text{und} \quad \alpha_B = \alpha_R + \alpha_0.$$

Liegen die eine Welle belastenden Kräfte nicht in einer Ebene, z.B. bei Zwischenwellen von Getrieben, so müssen in zwei zueinander senkrecht stehenden Ebenen die Biegemomente und die Durchbiegungen einzeln ermittelt und dann zur resultierenden Durchbiegung (eine Raumkurve) geometrisch zusammengesetzt werden.

4.2.3

Dynamisches Verhalten

Da Wellen elastische Bauteile sind, selbst massebehaftet und zusätzlich mit Massen (Zahnräder, Riemenscheiben, usw.) besetzt sind, stellen sie schwingungsfähige Systeme dar. Sie werden durch Fliehkräfte oder rhythmische Kraft- oder Drehmomentschwankungen zu erzwungenen Schwingungen angeregt. Ihre Ausschläge werden theoretisch unendlich groß, wenn Erregerfrequenz und Eigenfrequenz übereinstimmen (Resonanz). Die der Eigenfrequenz entsprechende Drehzahl wird daher kritische Drehzahl genannt. Betriebsdrehzahl und kritische Drehzahl dürfen nicht zusammenfallen, da

sonst die Gefahr von Schwingungsbrüchen besteht. Außerdem werden die im Resonanzbereich auftretenden Erschütterungen auf Lagerstellen und Fundamente übertragen, die sich auf die Lager wie auf die Umgebung störend auswirken.

Den Verformungsmöglichkeiten entsprechend können Drehschwingungen und Biegeschwingungen (transversale Schwingungen) auftreten. Die dafür wichtigen Eigenfrequenzen werden vom Werkstoff und durch die Gestaltung (Masse und Elastizität) festgelegt und sind von der Belastung unabhängig. Für genaue Berechnungen sind aufwendige Rechenverfahren (z.B. FEM) erforderlich. Zur Auslegung und Abschätzung der kritischen Bereiche sind die nachfolgend beschriebenen einfachen Verfahren jedoch völlig ausreichend.

Drehschwingungen

Sie werden nur durch periodische Drehmomentschwankungen erregt. Die Eigenfrequenzen und die auftretenden Amplituden sind abhängig von:

1. Der Drehsteifigkeit der elastischen Wellenstücke, also der Drehfederkonstante

$$R_t = \frac{T}{\varphi} = \frac{G I_p}{l}$$

mit G = Schubmodul, I_p = polares Flächenträgheitsmoment und l = Länge des elastischen Wellenstückes. Besitzt ein elastisches Zwischenstück Absätze, so ergibt sich die Ersatzdrehfederkonstante als Reihenschaltung der einzelnen Abschnitte aus

$$\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_{t1}} + \frac{1}{R_{t2}} + \dots = \frac{l_1}{G I_{p1}} + \frac{l_2}{G I_{p2}} + \dots$$

2. Die Art der Massenverteilung um die Drehachse, d.h. das Massenträgheitsmoment

$$\theta = \sum r^2 \Delta m.$$

Für einen Vollzylinder ist

$$\theta = m \frac{R^2}{2} \quad \text{mit} \quad m = \rho l \pi R^2.$$

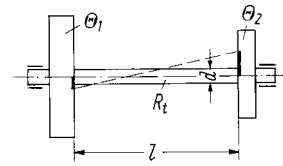
Für einen Hohlzylinder ist

$$\theta = m \frac{R^2 + r^2}{2} \quad \text{mit} \quad m = \rho l \pi (R^2 - r^2).$$

3. Die Anzahl der elastischen Zwischenstücke. Die Anzahl der möglichen Eigenfrequenzen ist gleich der Anzahl der elastischen Zwischenwellen.

Das einfachste Wellensystem hat also zwei Drehmassen und ein elastisches, masseloses Zwischenstück (Abb. 4.8) und demnach nur eine Eigenfrequenz.

Abb. 4.8. Welle mit zwei Drehmassen und einem elastischen Zwischenstück



Die Lösung der Schwingungsdifferentialgleichung liefert für die Eigenfrequenz (kritische Winkelgeschwindigkeit) die Beziehung

$$\omega_k = \sqrt{\frac{R_t}{\theta_g}}, \quad (4.14)$$

mit der Ersatzdrehmasse

$$\theta_g = \frac{\theta_1 \cdot \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}.$$

Viele Fälle der Praxis lassen sich auf dieses einfache Schema dadurch zurückführen, indem mehrere dicht beieinander liegende Drehmassen zu einer Ersatzmasse zusammengefaßt werden.

Bei einem Dreimassensystem ergeben sich aus einer quadratischen Bestimmungsgleichung *zwei* Eigenfrequenzen. Für Systeme mit mehr als drei Drehmassen werden zeichnerische oder rechnerische Näherungsverfahren angewendet, die trotz vereinfachender Annahmen einen beachtlichen Aufwand erfordern. Häufig werden daher die kritischen Drehzahlen experimentell an fertigen Konstruktionen oder an Modellen (Modalanalyse) ermittelt. Gleichzeitig werden dabei Mittel zur Verlagerung der Eigenfrequenzen (Änderung der Drehmassen oder der Federkonstanten) und Mittel zur Dämpfung der Schwingungsausschläge (durch äußere oder innere Reibung, Reibungsdämpfer, Werkstoffdämpfer, usw.), erprobt.

Biegeschwingungen

Bei Drehbewegungen rufen Einzelmassen und kontinuierlich verteilte Massen Fliehkräfte hervor, wenn der Schwerpunkt nicht genau in der Drehachse liegt. In der Praxis ist es nicht möglich, auch wenn sehr sorgfältig ausgewuchtet wird, den Schwerpunkt bzw. die Schwerachse exakt in die Drehachse zu legen. Da selbst bei geringsten Exzentrizitäten Massenwirkungen auftreten, werden Wellen immer zu Biegeschwingungen angeregt. An dieser Stelle muss jedoch ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass es sich im quasistationären Zustand ($\omega = \text{konst.}$) nicht um eine Schwingung im physikalischen Sinne handelt, da sich die Durchbiegung der Welle pro Umdrehung nicht ändert. Die Durchbiegung ist dabei quasistatisch (umlaufend) und die dadurch hervorgerufene Biegespannung ist ebenfalls statisch und nicht dynamisch. Ein Versagen der Welle wird deshalb nicht als Dauerbruch (wie bei der Torsionsschwingung), sondern durch Fließen eintreten, wenn die Durchbiegung im Bereich der kritischen Drehzahl zu große Biegespannungen hervorruft. Da jedoch in der Li-

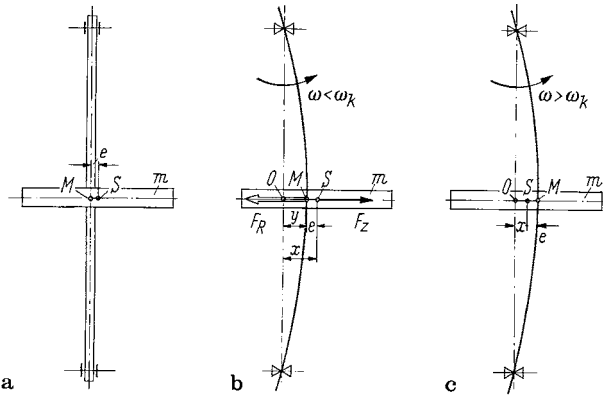


Abb. 4.9. Durchbiegungen einer masselosen Welle mit Ersatzmasse m : a) im Stillstand; b) bei $\omega < \omega_k$, S außerhalb 0–M; c) bei $\omega > \omega_k$, S zwischen 0–M

teratur dieses Phänomen in der Regel als Biegeschwingung beschrieben wird und bei Drehzahländerungen (instationärer Fall) solche auch angeregt werden, soll auch hier weiterhin dieser Begriff verwendet werden.

Masselose Welle mit Einzelmasse. Zur Erklärung der Biegeschwingungen wird zunächst der Sonderfall einer glatten, masselosen und elastischen Welle mit einer Einzelmasse m (Abb. 4.9), deren Schwerpunkt S um die Exzentrizität e von der Wellenmitte entfernt ist, betrachtet. Bei Rotation mit der Winkelgeschwindigkeit ω tritt infolge der Fliehkraft F_Z eine Durchbiegung y der Welle auf. Diese Durchbiegung verursacht eine elastische Rückstellkraft F_R , die im Gleichgewichtszustand gerade der Fliehkraft entspricht. Mit der Biegefederkonstanten R_b wird $F_R = R_b \cdot y$, und für die Fliehkraft gilt $F_Z = m (e + y) \omega^2$. Aus $F_R = F_Z$ folgt

$$R_b y = m (e + y) \omega^2 \quad \text{bzw.} \quad y = \frac{m \omega^2}{R_b - m \omega^2} e. \quad (4.15)$$

Die Auslenkung y ist also außer von e noch von ω abhängig. Sie wird theoretisch unendlich groß, wenn der Nenner gleich Null wird. Bezeichnet man diese kritische Winkelgeschwindigkeit mit ω_k , so folgt aus $R_b - m \omega_k^2 = 0$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{R_b}{m}}. \quad (4.16)$$

Nach Abb. 4.9b ist der Abstand x des Schwerpunktes von der Drehachse $x = y + e$. In Gl. (4.15) eingesetzt ergibt sich

$$\frac{x}{e} = \frac{1}{1 - \frac{m}{R_b} \omega^2}$$

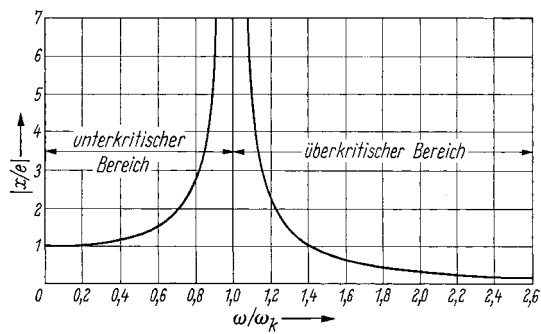


Abb. 4.10. Normierter Schwerpunktausschlag (bezogen auf die Exzentrizität e)

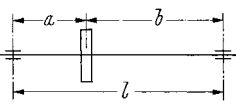
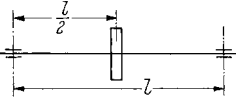
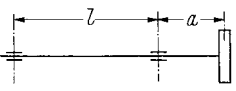
und mit Gl. (4.16)

$$\frac{x}{e} = \frac{1}{1 - (\omega/\omega_k)^2} \tag{4.17}$$

In Abb. 4.10 sind die Absolutbeträge von x/e über ω/ω_k aufgetragen. Man erkennt aus der Darstellung, daß $|x/e|$ im sogenannten unterkritischen Bereich immer größer als 1 ist, bei $\omega/\omega_k = 1$ theoretisch unendlich wird, im überkritischen Bereich rasch wieder abnimmt und bei Werten von $\omega/\omega_k > \sqrt{2}$ sogar den Wert 1 unterschreitet. Das heißt, bei hohen Drehzahlen zentriert sich die Welle selbst und die beim Durchfahren der kritischen Drehzahl auftretenden Vibrationen verschwinden (vgl. Abb. 4.9 c). Wird der kritische Bereich schnell durchfahren, ist dies für die Welle nicht schädlich, da die Ausbildung der großen, bauteilerstörenden Amplituden im Resonanzbereich eine gewisse Zeit benötigt.

Die Federkonstante R_b in Gl. (4.15) und (4.16) ist das Verhältnis von Kraft zur Durchbiegung. Sie ist abhängig von der Lage der Krafteinleitung (Tabelle 4.4) aber unabhängig von der Größe der Masse und wird auch nicht von zusätzlichen Querkraften wie Riemenzug oder Zahnkräften beeinflusst.

Tabelle 4.4. Biegefederkonstante

Anordnung	Formel
	$R_b = \frac{3 E I_b l}{a^2 b^2}$
	$R_b = \frac{48 E I_b}{l^3}$
	$R_b = \frac{3 E I_b}{a^2 (a + l)}$

Die Biegefederkonstante lässt sich sehr einfach aus dem Gewicht der Einzelmassa m und der von ihr hervorgerufenen statischen Durchbiegung f_G bestimmen:

$$R_b = \frac{mg}{f_G}.$$

Setzt man diesen Wert in Gl. (4.16) ein, so ergibt sich

$$\omega_k = \sqrt{\frac{R_b}{m}} = \sqrt{\frac{g}{f_G}}.$$

Diese Schreibweise lässt noch klarer erkennen, daß die kritische Drehzahl umso höher liegt, je geringer die statische Durchbiegung (d. h., je steifer die Welle) ist.

Beispiel: Auf einer glatten (masselos gedachten) Welle vom Durchmesser $d = 40$ mm bei $l = 600$ mm Lagerabstand sitzt in der Mitte eine Einzelmassa mit $m = 29,6$ kg (Scheibe von 400 mm Durchmesser und 30 mm Breite). $E = 2,05 \cdot 10^5$ N/mm².

Mit

$$I_b = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (40 \text{ mm})^4}{64} = 12,57 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

wird nach Tabelle 4.4

$$R_b = \frac{48 E I_b}{l^3} = \frac{48 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \cdot 12,57 \cdot 10^4 \text{ mm}^4}{600^3 \text{ mm}^3} = 5730 \text{ N/mm},$$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{R_b}{m}} = \sqrt{\frac{5730 \text{ N/mm}}{29,6 \cdot 10^{-3} \text{ N s}^2/\text{mm}}} = 440 \text{ s}^{-1},$$

$$n_k = \frac{60}{2\pi} \omega_k = 4200 \text{ min}^{-1}.$$

Massebehaftete Welle. Für den Sonderfall einer glatten gleichmäßig durch ihr Eigengewicht belasteten Welle ergeben sich je nach Exzentrizität der Masseverteilung mehrere kritische Drehzahlen. Diese werden in Analogie zur Schwingungstechnik aus dem Eigenschwingverhalten der Welle als Kontinuum ermittelt. Man spricht bei einem Schwingungsbauch zwischen den Lagern von Eigenfrequenz ersten Grades, bei zwei Schwingungsbäuchen und einem Knoten in der Mitte von Eigenfrequenz zweiten Grades, bei drei Schwingungsbäuchen und zwei Knoten von Eigenfrequenz dritten Grades usw. Da bei zweifach gelagerten Wellen die Eigenfrequenz zweiten Grades schon 4 mal so groß ist wie die ersten Grades, und die dritten Grades 9 mal so groß, genügt in vielen Fällen die Ermittlung der Eigenfrequenz ersten Grades. Aus partiellen Differenzialgleichungen ergibt sich hierfür

$$\omega_{k1} = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{E I_b}{\rho A}}$$

und mit $I_b = \pi d^4/64$ und $A = \pi d^2/4$

$$\omega_{kl} = \frac{d}{l^2} \frac{\pi^2}{4} \sqrt{\frac{E}{\varrho}}. \quad (4.18)$$

Beispiel: Gesucht wird die kritische Drehzahl (Eigenfrequenz ersten Grades) einer glatten Welle aus Stahl mit $d = 40 \text{ mm}$ und $l = 600 \text{ mm}$. Für Stahl gilt: $E = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ und $\varrho = 7,85 \text{ kg/dm}^3 = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ N s}^2/\text{mm}^4$.

Nach Gl. (4.18) wird

$$\omega_{kl} = \frac{d}{l^2} \frac{\pi^2}{4} \sqrt{\frac{E}{\varrho}} = \frac{40 \text{ mm}}{600^2 \text{ mm}^2} \frac{\pi^2}{4} \sqrt{\frac{2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2}{7,85 \cdot 10^{-9} \text{ N s}^2/\text{mm}^4}} = 1400 \text{ s}^{-1},$$

$$n_{kl} = \frac{60}{2\pi} \omega_{kl} = \underline{13400 \text{ min}^{-1}}.$$

Massebehaftete Welle mit Einzelmassen. Bei Überlagerung der beiden betrachteten Sonderfälle, also bei einer glatten Welle mit Belastung durch Eigengewicht und mehreren Einzelmassen, gilt mit guter Näherung die von DUNKERLEY empirisch gefundene Formel

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_{kl}^2} + \frac{1}{\omega_{kA}^2} + \frac{1}{\omega_{kB}^2} + \frac{1}{\omega_{kC}^2} + \dots$$

Dafür wird ω_{kl} nach Gl. (4.18) und $\omega_A, \omega_B, \omega_C$ je einzeln nach Gl. (4.16) bestimmt. Die nach diesem Ansatz gefundene Eigenfrequenz ist im Vergleich zur exakten Lösung um etwa 4 % zu niedrig.

4.2.4

Wellengestaltung

Wellen – und Achsen – sind so zu gestalten, daß sie kostengünstig und betriebs-sicher sind. Die Herstellkosten werden im wesentlichen von der Bearbeitung und nur bei sehr großen Wellen zusätzlich vom Werkstoff bestimmt. Das heißt, die Bearbeitungskosten sind im allgemeinen sehr viel größer als die Materialkosten. Bezüglich einer kostengünstigen Fertigung ist zu beachten, daß möglichst

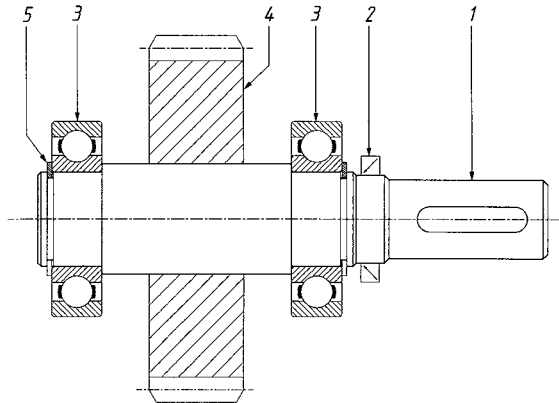
- wenig bearbeitete Flächen,
- große Toleranzen und
- große Rauhtiefen

verwendet werden. Auf keinen Fall dürfen sich jedoch günstige Herstellkosten nachteilig auf die „Betriebssicherheit“ auswirken. Ziel der Gestaltung muß auch hier sein, eine optimale Erfüllung der Anforderungen bei minimalen Kosten zu erreichen. Anforderungen an eine Welle ergeben sich aus

- den zu erfüllenden Funktionen,
- der geforderten Tragfähigkeit und
- einer zulässigen Verformbarkeit.

Funktionen. Wellen lassen sich hinsichtlich ihrer Funktionen, die sie zu erfüllen haben, in unterschiedliche Abschnitte einteilen. Abbildung 4.11 zeigt zum Beispiel, daß die Funktion „Getriebe abdichten“ mit einem Wellenradialdichtring erfolgen kann. Das zugehörige Wellen-Funktionselement ist der Dichtsitz, der bestimmte Anforderungen an Toleranz und Oberflächenbeschaffenheit stellt. Da die Anforderungen an die einzelnen Wellenabschnitte, die sich aus den Funktionen ergeben, sehr unterschiedlich sind, ergibt sich zwangsläufig eine in Absätzen gestufte Welle, die prinzipiell für jedes Element einen Sitz mit eigenem Durchmesser erfordert.

Mit Rücksicht auf die Montage sollten die Wellensitze nicht länger als unbedingt erforderlich sein, um z. B. lange Einpreßwege zu vermeiden. Außerdem sollten die auf die Welle zu montierenden Teile eindeutig in ihrer axialen Lage positioniert werden können. So sind in Abb. 4.11 die Lager eindeutig axial fixiert, das Zahnrad jedoch, das nicht an einer Wellenschulter anliegt, benötigt eine Montagehilfe (mögliche Fehlerquelle).



Nr.	Funktion	angrenzendes Maschinenelement	Wellenfunktions-element	Anforderungen	
				Toleranz	Oberfläche
1	Moment einleiten	Kupplungsnahe	W-N-Verbindung (Paßfeder)	$j6 \dots m6$	$R_z = 4 \dots 10$
2	Getriebe abdichten	Radial-Wellen-dichtring	Dichtsitz	$h11$	$R_z = 1 \dots 4$ drallfrei geschliffen
3	Kräfte abstützen	Wälzlager	Lagersitz	$j6 \dots n6$	$R_z = 4 \dots 10$
4	Moment ausleiten	Zahnrad	W-N-Verbindung (Preßsitz)	$r6 \dots x8$	$R_z = 4 \dots 10$
5	Lager axial fixieren	Sicherungsring	Einstich (Nut)	H12/h11	–

Abb. 4.11. Wellengestaltung am Beispiel einer Getriebewelle

Tragfähigkeit. Die durch die Funktion bedingte abgestufte Wellengestaltung hat für die Tragfähigkeit jedoch einen großen Nachteil. Jeder Wellenabsatz stellt eine Kerbe dar, die eine Spannungsspitze verursacht. Kerben sind auch Paßfedernuten, Einstiche für Sicherungsringe, Gewinde für Wellenmuttern und Querbohrungen zur Schmierung. Grundsätzlich sollte versucht werden, Kerben in belasteten Zonen zu vermeiden. Da Wellen durch Umlaufbiegung dynamisch beansprucht werden, sind sie entsprechend kerbempfindlich. Sind Kerben nicht zu vermeiden, können die Kerbwirkungszahlen durch günstige konstruktive Gestaltung wesentlich verringert werden. Einige Beispiele sind in Abb. 4.12 dargestellt.

a) *Wellenabsatz mit Entlastungsübergang.* An Stelle eines einfachen Abrundungshalbmessers oder einem Freistich nach DIN 509 wird ein Übergang mit sich stetig änderndem Krümmungsradius verwendet. Eine gute Näherung wird durch elliptischen oder Korbbogenübergang erzielt.

b) und c) *Entlastungskerben.* Bei Einstichen für Sicherungsringe, bei höheren Wellenschultern und bei Querbohrungen werden die Kraftlinien durch Entlastungskerben in ihrem Verlauf günstig beeinflusst.

d) *Entlastungsrillen.* An Naben vermindern sie örtliche Kantenpressungen durch Erhöhung der Elastizität.

e) *Überstand.* Bei kegeligen Nabensitzen wird durch Überstehenlassen der Nabe die Kerbwirkung an der Welle verringert. Auch zylindrische Naben sollte man am Wellenabsatz etwas überstehen lassen.

Neben günstiger Formgebung stehen noch weitere Mittel zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit zur Verfügung. Als selbstverständlich sind saubere, möglichst

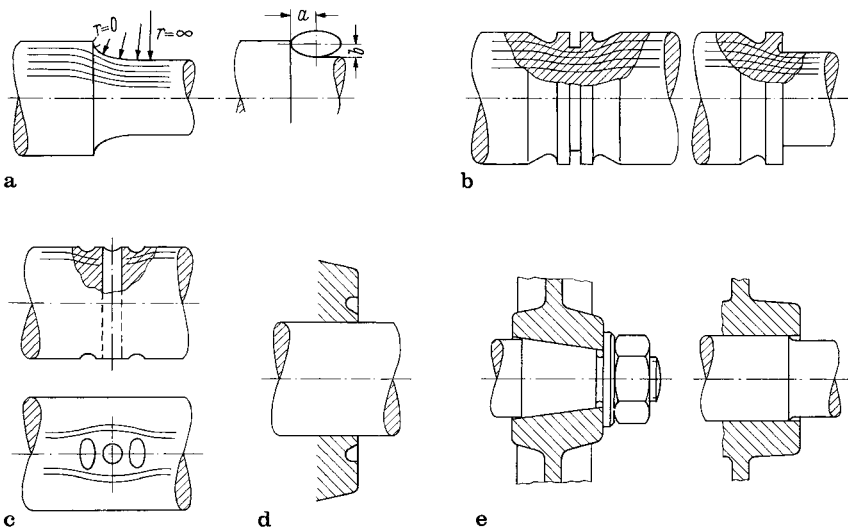


Abb. 4.12. Reduzierung der Kerbwirkung

polierte Oberflächen vorzuschreiben. Ferner wirken sich künstlich aufgebrachte Eigenspannungen günstig aus, da sie bei Belastung die Spannungsspitzen abbauen. Druckeigenspannungen werden in den Randzonen durch Oberflächen-drücken (Prägepolieren) oder durch örtliches Härten (Brennstrahl-, Einsatz- oder Nitrierhärten) oder durch Sandstrahlen mit Stahlkies erzeugt.

Verformbarkeit. Wellen mit hoher Steifigkeit sind erforderlich um z.B. einen exakten Zahneingriff in Getrieben zu gewährleisten oder um mit Werkzeugmaschinen hohe Werkstückgenauigkeiten zu erzielen.

Da der Verdrehwinkel und die Durchbiegung von der Länge abhängig sind, sollten steife Welle möglichst kurz gebaut werden. Ist dies aus konstruktiven Gründen nicht möglich, kann mit einer Hohlwelle eine wesentlich bessere Materialausnutzung erzielt werden als mit einer Vollwelle (Tabelle 4.1 a), da Hohlwellen bei gleicher Querschnittsfläche ein deutlich größeres Widerstandsmoment besitzen.

4.2.5

Sonderausführungen

Biegsame Wellen

Sie dienen zur Übertragung von Drehbewegungen über größere Entfernungen hauptsächlich bei ortsveränderlichen Bohr-, Fräs- und Schleifapparaten, aber auch bei ortsfesten Geräten, bei denen die Achsen nicht fluchten oder sonst die räumliche Anordnung andere Verbindungsmöglichkeiten ausschließt, wie z.B. bei Meßgeräten (Tachometern u. dgl.).

Biegsame Wellen (Abb. 4.13 a) bestehen aus einzelnen (2 bis 12) abwechselnd links- und rechtsgängig gewundenen Lagen von Stahldrähten. Für den Drehsinn ist die Richtung der äußersten Drahtlage bestimmend, die sich bei Kraftübertragung zusammenziehen muß. Die Normalausführung hat Rechtsdrehsinn, von der Antriebs- zur Abtriebsseite gesehen. Die Wellenenden werden mit Kuppelungsstücken durch Weichlöten oder Festpressen verbunden, bisweilen auch unmittelbar zu einem Vierkant gepreßt. Die Wellen laufen in biegsamen Metallschutzschläuchen, die häufig mit äußerem Kunststoff- oder Gummiüberzug versehen und evtl. noch durch Flachstahleinlagen verstärkt sind (Abb. 4.13 b) und die Aufgabe haben, einmal die Welle zu führen und ferner etwa auftretenden Längszug aufzunehmen. Für das Verlegen der Wellen und die Anwendung im Betrieb ist die Steifigkeit entscheidend. Der kleinste zulässige Krümmungsradius

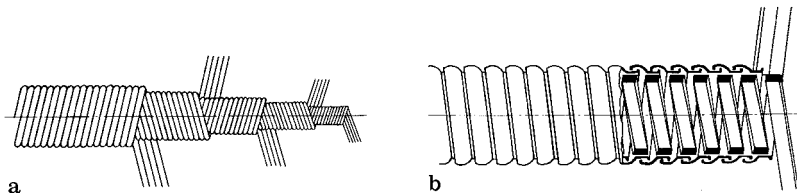


Abb. 4.13. Biegsame Welle: a) Aufbau; b) Metallschutzschlauch

beträgt das 10- bis 20-fache des Wellendurchmessers. Angaben für die maximal übertragbaren Drehmomente und Drehzahlen in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser enthalten die Druckschriften der Hersteller.

Für Elektrowerkzeuge sind biegsame Wellen, Wellenseele, Schutzschlauch, Schlauchhülse und Wellenkupplung in DIN 44713, die Anschlußmaße für die Antriebsseite in DIN 42995 und das Handstück in DIN 44714 genormt (Abb. 4.14). DIN 75532 enthält biegsame Wellen zum Antrieb von Meßgeräten im Kraftfahrzeugbau.

Gelenkwellen

Sie haben die Aufgabe, Drehbewegungen zwischen nicht fluchtenden Wellen zu übertragen. Es können damit größere Entfernungen überwunden werden und sie funktionieren auch dann, wenn die Lage der Wellenenden sich relativ zueinander verändert. Bekannteste Anwendung ist bei Kraftfahrzeugen die Verbindung zwischen Schalt- und Achsgetriebe. Als Köpfe sind Gelenke vorgesehen, das Wellenmittelteil muß wegen dem axialen Ausgleich ausziehbar sein (näheres siehe Kap. 4.4.2). Gelenkwellen werden nur auf Torsion beansprucht.

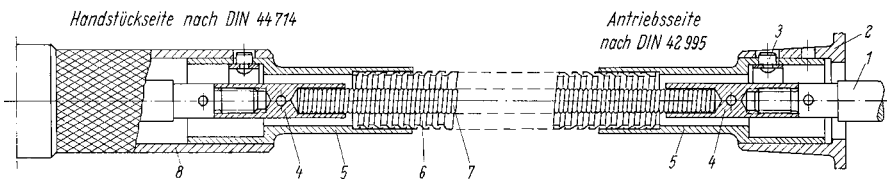


Abb. 4.14. Biegsame Welle mit Anschluß: Wellenende 1 und Führungsmuffe 2 nach DIN 42995; Sperrbolzen 3, Wellenkupplung 4, Schlauchhülse 5, Schutzschlauch 6 und Wellenseele 7 nach DIN 44713; Handstückhülse 8 nach DIN 44714

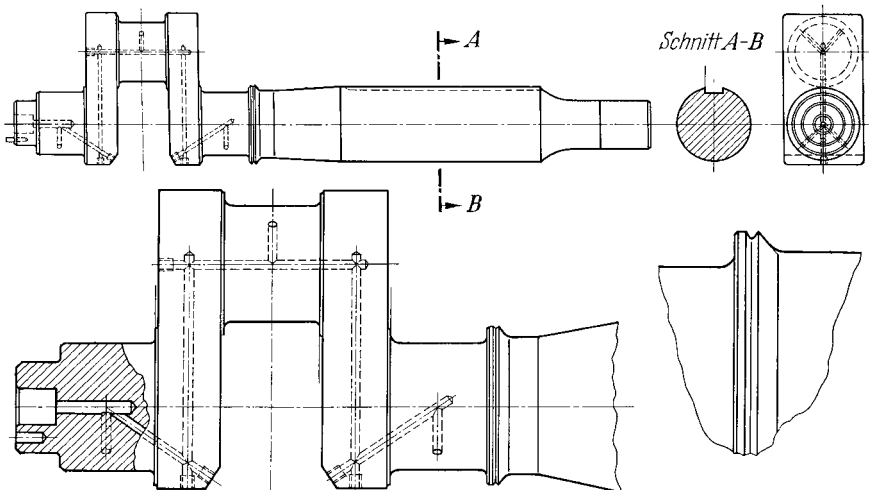


Abb. 4.15. Gekröpfte Kurbelwelle

Kurbelwellen

Sie sind Hauptbestandteile von Kurbelgetrieben, die eine oszillierende Bewegung in eine Drehbewegung bzw. umgekehrt eine Drehbewegung in eine geradlinige Bewegung umwandeln. Kurbelwellen sind gekröpfte Wellen, die aus den Kurbelwangen und dem Kurbelzapfen bestehen, an welchen die Schubstangen (Pleuel) angreifen (Abb. 4.15).

Bei höheren Drehzahlen werden zum Ausgleich der Zentrifugalkräfte Gegengewichte angeordnet. Die dadurch entstehenden Massenkräfte, die recht komplizierte geometrische Gestalt und die Tatsache, daß Kurbelwellen meist mehrfach gelagert werden, machen eine exakte Berechnung der auftretenden Spannungen sehr schwierig. Daher wird für Berechnung und Gestaltung von Kurbelwellen auf die einschlägige Literatur verwiesen.

4.3

Lager

Lager haben die Aufgabe, drehende Maschinenteile (z. B. eine Welle) zu führen, Kräfte vom beweglichen auf das ruhende Bauteil zu übertragen und das mit möglichst geringen Reibungsverlusten. Wirken die Kräfte senkrecht zur Drehachse, so spricht man von *Radiallagern*, sind Kräfte in Richtung der Achse aufzunehmen, so handelt es sich um *Axiallager*. Bei der Lagerung von Achsen und Wellen ist darauf zu achten, daß die Gestaltungsregel „Eindeutigkeit“ erfüllt ist. D. h., es muß eindeutig berechenbar sein wie sich die äußeren Belastungen auf die einzelnen Lager aufteilen. Am einfachsten ist dies mit einer statisch bestimmten Lagerung zu erreichen (Beispiel: ein Fest- und ein Loslager).

Sind die Lager konstruktiv so gestaltet, daß sich einfache Wellenzapfen in Bohrungen drehen, tritt in den Lagerstellen Gleitreibung auf. Die dabei entstehende Reibkraft F_R kann nach dem Coulombschen Reibungsgesetz berechnet werden:

$$F_R = \mu \cdot F_{\text{Lager}}$$

Mit einem Reibbeiwert in der Größenordnung von $\mu = 0,1$ ergeben sich bei großen Lagerbelastungen und hohen Drehzahlen enorme Verlustleistungen und Verschleißerscheinungen, die zu unzulässigen Temperaturen und Funktionsstörungen führen können. Eine Reduzierung von Reibung und Verschleiß kann durch eine Trennung der relativ zueinander bewegten Flächen erzielt werden. Konstruktiv geschieht dies, indem die Reibflächen mit einem Fluid ($\Rightarrow$ Gleitlager mit Flüssigkeitsreibung) oder mit Wälzkörpern ($\Rightarrow$ Wälzlager mit Rollreibung) voneinander getrennt werden.

4.3.1

Gleitlager

Bei Gleitlagern wird eine vollkommene Trennung der aneinander vorbeigleitenden Flächen durch einen Schmierfilm angestrebt. Man unterscheidet Lager, bei denen im Gleitraum selbsttätig die trennende Schmierschicht

durch Haften an den Gleitflächen entsteht (hydrodynamische Gleitlager) und Lager, bei denen das Öl mit Hilfe einer Pumpe in Druckkammern des Gleitraumes gepreßt wird (hydrostatische Gleitlager). Bei der ersten Art besteht beim Anfahren zunächst unmittelbare Berührung zwischen den gleitenden Flächen, dann folgt das Gebiet der Mischreibung und erst oberhalb der sogenannten Übergangsdrehzahl wird der Zustand der reinen Flüssigkeitsreibung erreicht.

Für die Berechnung und Gestaltung „betriebs sicherer“ Gleitlager sind drei wesentliche Gesichtspunkte maßgebend:

1. Festigkeit und Elastizität der Wellenzapfen,
2. Aufrechterhaltung des Schmierfilms im Gleitraum,
3. Sicherheit gegen Heißlaufen (Grenzen der Erwärmung im Dauerbetrieb).

Die Fragen zu Punkt 1 sind in den vorhergehenden Kapiteln 4.1 und 4.2 behandelt. Sie sind meistens für die erforderlichen Lagerabmessungen entscheidend. Für Punkt 2 sind in erster Linie die Schmiermitteleigenschaften die Gleitgeschwindigkeiten und die Lagerbelastung (Tragkraft), insbesondere die Pressungen, maßgebend. Die entstehende Wärme (Punkt 3) wird durch die Reibungsleistung bestimmt. Sie muß durch Strahlung und Leitung der Gehäusekörper und/oder durch das Schmiermittel (als Kühlmittel) abgeführt werden. Die Reibungsverhältnisse werden stark vom Schmierzustand, also wiederum vom Schmiermittel und nur im Gebiet der Mischreibung zusätzlich von den Lagerwerkstoffen beeinflusst.

Vorteile. Gleitlager sind einfach im Aufbau und vielseitig in der Anwendung. Sie können geteilt und ungeteilt ausgeführt werden und haben bei relativ großen Passungstoleranzen geringe Lagerspiele. Bei Vollschnierung haben sie sehr geringe Reibungsbeiwerte ($\mu < 0,005$ möglich) und infolge der Schmiermittelschicht sind sie schwingungs- und geräuschkämpfend und unempfindlich gegen Stöße und Erschütterungen. Sie können ohne weiteres für größte Belastungen und hohe Drehzahlen ausgelegt werden und besitzen bei guter Schmierung eine nahezu unbegrenzte Lebensdauer.

Nachteile. Nachteilig ist der verhältnismäßig hohe Schmierstoffverbrauch, der große Aufwand für die Schmierstoffversorgung und Wartung, sowie die erforderliche hohe Oberflächengüte der Gleitflächen. Bei hydrodynamischen Lagern entstehen hohe Anlaufreibwerte, außerdem sind geeignete Lagerwerkstoffe mit hohen Anforderungen an Verschleißbeständigkeit und Notlaufeigenschaften erforderlich. Hydrostatische Lager benötigen Ölpumpen, von deren Betriebssicherheit die Funktion der Lager abhängig ist.

Anwendung. Gleitlager werden somit bevorzugt eingesetzt für Lagerungen mit hohen Anforderungen bezüglich Lebensdauer und Belastung. Beispiele für sogenannte „Dauerläufer“ sind: Turbinen, Generatoren, Schiffswellenlager usw. Auch wenn starke Stöße aufgenommen werden müssen, wie z. B. bei Pressen, Hämmern und Stanzen sind Gleitlager geeignet. Für Lagerungen mit geringen Ansprüchen, bei denen eine einfache und kostengünstige Ausführung im Vordergrund steht, werden Gleitlager verwendet, die auch im Mischreibungsgebiet,

d. h. bei nicht voll ausgebildetem Tragfilm, betrieben werden können. Beispiele: Haushaltsmaschinen, Landmaschinen, Gelenke usw.

4.3.1.1

Schmierstoffe: Eigenschaften, Arten und Zuführung

Das Schmiermittel ist ein sehr wichtiges Konstruktionselement für Gleitlager. Es muß zur Erfüllung seiner Aufgaben besondere Eigenschaften aufweisen und vor allen Dingen dem Lager in ausreichender Menge zugeführt werden, besonders wenn es gleichzeitig als Kühlmittel verwendet wird. Für die Bildung eines tragfähigen Schmierfilms sind in erster Linie zwei Eigenschaften erforderlich:

- Das Schmiermittel muß die Gleitflächen benetzen und an ihnen haften (Adhäsion),
- und es muß eine bestimmte Viskosität (dynamische Zähigkeit) besitzen.

Viskosität. Die Viskosität ist physikalisch eindeutig definiert nach dem Newtonschen Ansatz für den durch innere Reibung bedingten Widerstand gegen Verschiebung einzelner Flüssigkeitsschichten gegeneinander. Befindet sich das Schmiermittel in dünner Schicht zwischen zwei Platten (Abb. 4.16), von denen die untere ruht und die obere mit der Geschwindigkeit u verschoben wird, so stellt sich der eingezeichnete Geschwindigkeitsverlauf ein, und zwischen benachbarten parallelen Schichten wirken Schubspannungen τ , die dem Geschwindigkeitsgefälle proportional sind:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} = \eta \frac{u}{h}. \quad (4.19)$$

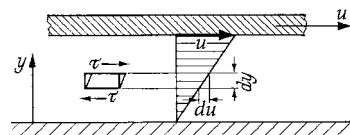
Der Proportionalitätsfaktor η heißt dynamische Viskosität (DIN 1342 und 51550) und kann mit einem Kugelfallviskosimeter (DIN 53015) ermittelt werden. Nach dieser Definitionsgleichung ist die Einheit der Viskosität $\text{Ns/m}^2 = 1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. In der Praxis wird jedoch häufig die kinematische Viskosität

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

verwendet, die sehr einfach mit einem Kapillarviskosimeter (DIN 51561) gemessen werden kann. Früher war die Einheit der Viskosität im alten technischen Maßsystem

ein Stokes $= 1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s}$
 oder ein Zentistokes $= 1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Abb. 4.16. Geschwindigkeitsverlauf bei einer Newtonschen Flüssigkeit



Die Viskosität ist stark von der Temperatur abhängig. Die Druckabhängigkeit wird bei der Auslegung von Gleitlagern vernachlässigt. In Abb. 4.17 sind für einige gebräuchliche Ölsorten die Viskositätswerte über der Temperatur aufgetragen. Der Viskositätsgrad (VG) ist die kinematische Viskosität ν bei $t = 40^\circ\text{C}$ in der Einheit mm^2/s , die im Zahlenwert der alten Einheit 1 cSt ent-

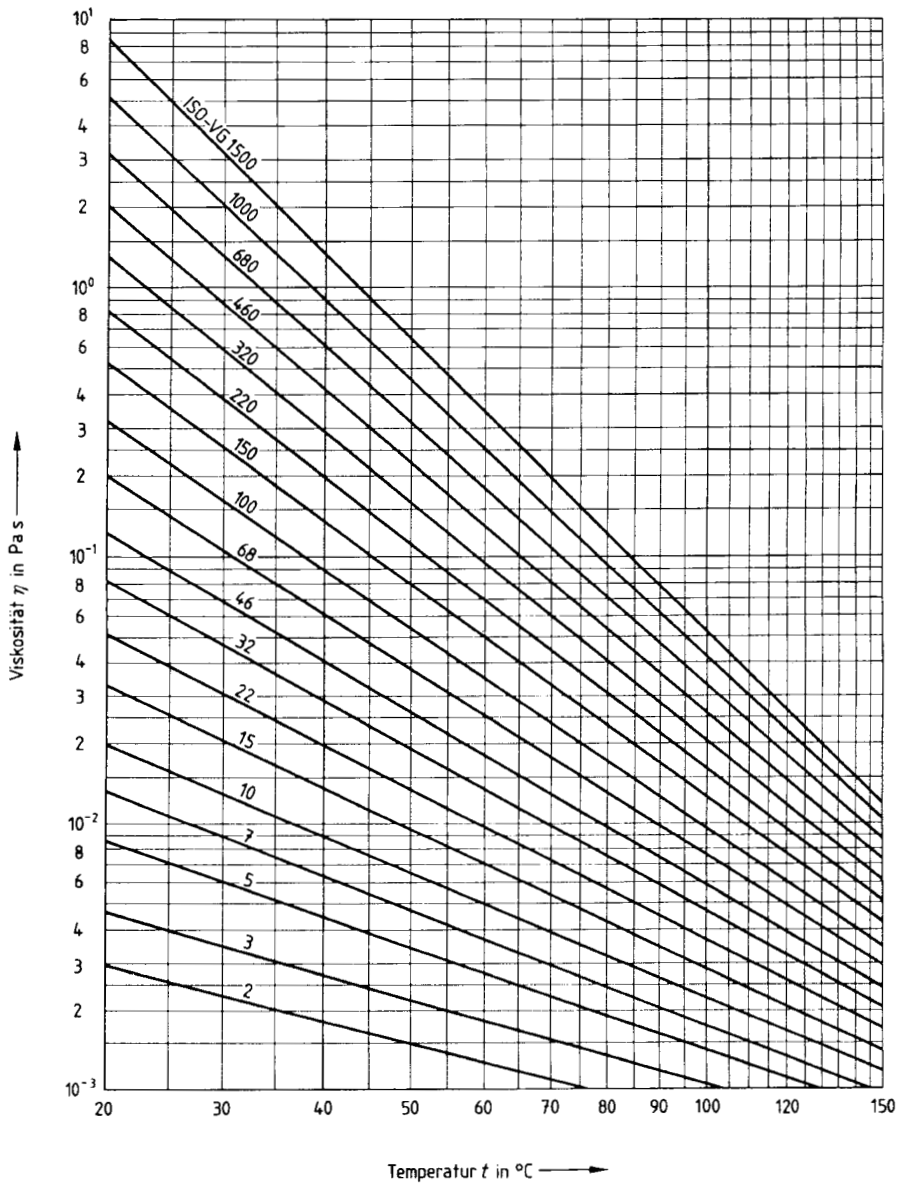


Abb. 4.17. Dynamische Viskosität η bei einer Dichte von $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ in $\text{Pa} \cdot \text{s} = \text{Ns/m}^2$ (nach DIN 51653)

spricht. Die Öle mit hoher Viskosität besitzen die Fähigkeit, größere Kräfte zu übertragen, so daß sich ihr Anwendungsbereich auf niedrige Drehzahlen und besonders hohe Belastungen erstreckt. Es entstehen dabei jedoch große Reibungswiderstände. Öle mit niedriger Viskosität haben geringe innere Reibung und eignen sich vornehmlich für hohe Drehzahlen und geringe Belastungen.

Dichte und Wärmekapazität. Bei der Auslegung von Gleitlagern ist auch die Temperaturabhängigkeit der Dichte ρ und der spezifischen Wärmekapazität c_p zu berücksichtigen. Unter Vernachlässigung der Druckabhängigkeit kann nach VDI 2204 die Dichte ρ und die spezifische Wärmekapazität von der Bezugstemperatur $t_0 = 15^\circ\text{C}$ näherungsweise auf andere Temperaturen t umgerechnet werden:

$$\begin{aligned}\rho_t &= \rho_0 \cdot [1 - 65 \cdot 10^{-5} \cdot (t - t_0)], \\ c_p &= 3856 - 2,345 \cdot \rho_0 + 4,605 \cdot t \quad (\text{für } \rho_0 > 896 \text{ kg/m}^3), \\ c_p &= 2910 - 1,290 \cdot \rho_0 + 4,605 \cdot t \quad (\text{für } \rho_0 \leq 896 \text{ kg/m}^3).\end{aligned}$$

Schmierstoffe. Gleitlager können sowohl mit Fluiden als auch mit konsistenten Stoffen wie Schmierfette betrieben werden. Bei den Schmierölen handelt es sich überwiegend um newtonsche Flüssigkeiten für die der Schubspannungsansatz nach Gleichung (4.19) gilt. Schmierfette sind zwar keine newtonsche Flüssigkeiten. Trotzdem können unter bestimmten Voraussetzungen fettgeschmierte Gleitlager mit ausreichender Genauigkeit nach den Gesetzen der Hydrodynamik newtonscher Flüssigkeiten berechnet werden (siehe VDI 2204).

Mineralöle. Die Normalschmieröle AN nach DIN 51501 sind für Temperaturen bis 50°C brauchbar. Diese Schmieröle gibt es in 11 Typen (AN 5, 7, 10, 22, 32, 46, 68, 100, 220, 320 und 680). Dabei entspricht die Zahl hinter den Buchstaben AN dem ISO-Viskositätsgrad (ISO-VG 5 bis ISO-VG 680). Sie werden verwendet, wenn keine Alterungsbeständigkeit und keine hohe Lebensdauer verlangt sind. Für höhere Anforderungen werden Öle mit besonderen Eigenschaften empfohlen. Zum Beispiel die alterungsbeständigen Schmieröle C nach DIN 51517, T1 ohne Wirkzusätze (C 7 bis C 680), wobei die Zahl hinter dem Buchstaben C wieder dem Viskositätsgrad entspricht. Bei höheren Anforderungen an die Alterungsbeständigkeit und den Korrosionsschutz können die Mineralöle CL 5 bis CL 460 nach DIN 51517, T2 oder Mineralöle mit Wirkzusätzen (CLP 46 bis CLP 680) nach DIN 51517, T3 eingesetzt werden.

Synthetische Öle. Allgemein ermöglichen Zusätze die verschiedensten Eigenschaftsänderungen zur Erfüllung spezieller Anforderungen. Heute werden vielfach synthetische Öle mit flacher verlaufenden Viskositäts-Temperatur-Kurven verwendet. Eine Klassifizierung von Syntheseölen gibt es noch nicht. Der Anwender ist daher bezüglich der Werkstoffkennwerte weitgehend auf die Angaben der Hersteller angewiesen.

Organische Öle. Rüböl, Rizinusöl, Knochenöl, usw. weisen zwar gute Schmiereigenschaften auf, aber sie besitzen nur geringe chemische Stabilität. Das heißt,

sie altern rasch, indem sie oxydieren und verharzen. Sie werden daher hauptsächlich nur noch als Zusätze zu Mineralölen verwendet.

Wasser und Gase. Als flüssige Schmiermittel kommen auch Wasser und Wasser-Öl-Emulsionen bei geringen Belastungen zur Anwendung. In Sonderfällen, bei geringen Belastungen und sehr hohen Drehzahlen, können auch Gase und Dämpfe, insbesondere *Luft*, als Schmiermittel dienen.

Schmierfette. An plastischen Massen sind für Schmierzwecke konsistente Fette (DIN 51818, 51825), meist Mineralfette (Natrium-, Kalk- und Lithiumseifenfette) geeignet. Die Fette gehen unter Druck in einen fließähnlichen Zustand über und bilden so im Gleitraum eine reibungsmindernde Schicht. Fettschmierung wird im allgemeinen für geringer belastete Lager, bei sehr niedrigen Drehzahlen auch höhere Belastung, für Gelenke, vor allem in staubigen Betrieben, wie Getreidemühlen, Zementfabriken und Bergwerken verwendet. Sie ist auch angebracht in Betrieben in denen durch Abtropfen oder Wegschleudern von Öl Beschmutzung oder Wertminderung von Waren zu befürchten ist, und schließlich bei Lagern, die sich an schwer zugänglichen Stellen befinden und bei denen eine Ölzufuhr größere Schwierigkeiten bereitet.

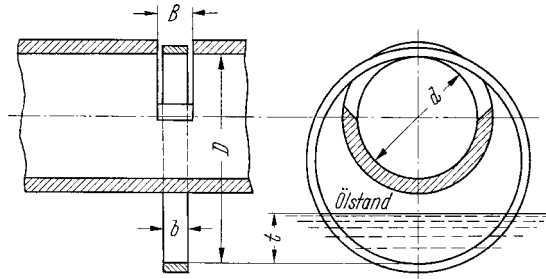
Feste Schmierstoffe. Auch feste Körper in Pulverform, vor allem *Graphit* und *Molybdändisulfid* werden als Schmiermittel, meistens als Zusätze zu Ölen oder Fetten in Form von Pasten, aber auch in trockenem Zustand bei sehr langsamen Bewegungen und bei hohen Temperaturen verwendet.

Schmiermittelzuführung. Für die Auswahl von Schmiermittel und -zuführung ist entscheidend, ob eine Wiederverwendung des einmal gebrauchten Öles vorzusehen ist oder nicht. Man kann z. B. das benutzte Öl sammeln und nach Reinigung wieder in die Schmiergefäße füllen, oder aber das Öl macht einen fortwährenden Kreislauf zwischen Verbrauchsstelle und Schmierapparat, wobei Filter und Kühler zwischengeschaltet werden können.

Bei hydrodynamischen Gleitlagern erfolgt die Schmierstoffzuführung in den meisten Fällen über Ringe, Fliehkraft oder Ölumlaufl mehr oder weniger drucklos. Hydrostatische Gleitlager benötigen dagegen immer eine Druckschmierung.

Ringschmierung. Sie kann mit umlaufenden losen oder festen Ringen erfolgen. Bei einem losen Ring (Abb. 4.18) hängt dieser in einem Ausschnitt der Lagerbuchse auf der Welle und taucht unten in ein Ölbad. Der Ring wird durch die Welle mitgenommen und fördert das anhaftende Öl an die Oberkante der Welle. Die transportierte Ölmenge nimmt mit steigender Wellen- und Ringdrehzahl zu und liegt bei 1 bis 4 l/min. Schmierringe sind in DIN 322 genormt. Bei festen Ringen, angewandt bei niedriger Drehzahl (Umfangsgeschwindigkeit bis $u \approx 10$ m/s) und kleinen Wellendurchmesser, wird das Öl am oberen Scheitelpunkt durch einen Ölabbstreifer (Kante am Lagerdeckel oder aufgesetzter Reiter) abgenommen und einer Verteilungskammer zugeleitet. Der feste Schmierring kann auch zur axialen Fixierung der Welle benutzt werden.

Abb. 4.18. Ringschmierung mit losem Ring

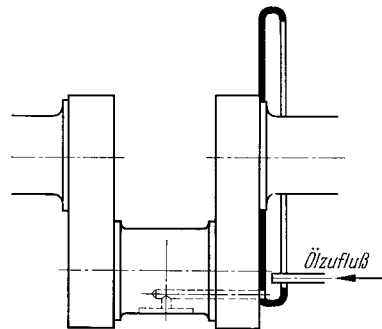


Fliehkraftschmierung. Abbildung 4.19 zeigt eine Fliehkraftschmierung für Kurbelwellenzapfen. Das Öl wird in einen Schleuderring geleitet und fließt von dort der Schmierstelle zu.

Umlaufschmierung wird bei größeren Maschinenanlagen mit vielen Lagern verwendet, bei denen oft eine externe Ölkühlung notwendig ist oder wenn eine Ringschmierung wegen zu hoher Umfangsgeschwindigkeiten nicht mehr funktionsfähig ist. Entweder wird das Öl in einen Hochbehälter gepumpt, von dem aus es den einzelnen Lagerstellen unter natürlichem Gefälle zufließt; oder es wird von der Pumpe aus unter einem Zufuhrdruck von 0,2 bis 3 bar den Lagerstellen unmittelbar zugeführt. Die Ölversorgung ist meist sehr reichlich bemessen und gut regelbar, so daß eine ausreichende Kühlung bewirkt wird. Bei Kolbenpumpen wird durch Hubveränderung reguliert, bei Zahnradpumpen durch ein Überdruckventil, das überschüssiges Öl in den Saugraum zurückfließen läßt.

Druckschmierung. Bei hydrostatischer Schmierung sind, je nach Belastung, oft sehr große Drücke (bis 300 bar) erforderlich. Eine Druckschmierung führt daher den einzelnen Lagerstellen unter hohem Druck Frischöl zu. Da die erforderlichen Ölmengen und somit die Pumpenleistungen sehr gering sind, reichen normalerweise verhältnismäßig kleine Zahnradpumpen aus.

Abb. 4.19. Fliehkraftschmierung



4.3.1.2

Druck-, Geschwindigkeits- und Reibungsverhältnisse im Tragfilm

Die Vorgänge im Tragfilm sind zuerst von O. REYNOLDS (1886) berechnet worden und gründliche Versuche wurden von R. STRIBECK (1902) durchgeführt. Es folgten dann die Arbeiten von A. SOMMERFELD (1904), A. G. MITCHELL (1905) und L. GÜMBEL (1914/17). Für die Vertiefung und Anwendung der Theorie sorgten dann E. FALZ (1926) und A. KLEMENCIC (1943). Zahlenmäßige Unterlagen berechneten H. SASSENFELD und A. WALTHER (1954), und zusammenfassende Darstellungen stammen von E. SCHMID und R. WEBER (1953), von G. VOGELPOHL (1958 und 1967) und O. R. LANG und W. STEINHILPER (1978). Die drei zuletzt genannten Werke enthalten ausführliche Literaturverzeichnisse.

Die physikalischen Vorgänge sind teilweise sehr komplex, und die mathematische Behandlung ist wie immer an gewisse Voraussetzungen gebunden. Die Grundlagen liefert die Hydrodynamik, die Lehre von der Strömung, insbesondere zäher Flüssigkeiten, bei denen es sich wegen der dünnen Schichten stets um Laminarströmung handelt. Hier können nur die wichtigsten *Ergebnisse* gebracht werden, die jedoch eine Beurteilung der Einflußgrößen und eine Berechnung der Hauptdaten ermöglichen.

Das Ziel der hydrodynamischen Untersuchungen besteht darin, optimale Abmessungen für ein Lager zu finden, d.h. die verschiedenen wirksamen Größen so aufeinander abzustimmen, daß die Tragfähigkeit sichergestellt ist und die Verluste durch Reibung bzw. der Leistungsaufwand Mindestwerte annehmen. Es sei hier zunächst noch einmal auf den grundsätzlichen Unterschied zwischen hydrostatischen und hydrodynamischen Lagern hingewiesen. Bei den hydrostatischen Lagern erfolgt die Druckerzeugung *vor* Eintritt ins Lager durch eine Pumpe. Der Gesamtleistungsaufwand besetzt also aus der Pumpenleistung und der Lagerreibungsleistung, wobei jedoch zu beachten ist, daß der Wirkungsgrad von Pumpen hoch liegt und die Summe der beiden Leistungsanteile wesentlich geringer ist als der Leistungsaufwand bei hydrodynamischen Lagern. Dies ist besonders klar von A. LEYER herausgestellt worden. Beim hydrodynamischen Lager wird der Druck selbsttätig im Lager selbst aufgebaut, das Lager muß also gleichzeitig als Pumpe wirken, was jedoch mit einem verhältnismäßig schlechten Wirkungsgrad geschieht. Das hydrodynamische Lager arbeitet außerdem nur bei genügend großer Gleitgeschwindigkeit (oberhalb der Übergangsdrehzahl) im Gebiet reiner Flüssigkeitsreibung, nur hierfür sind die hydrodynamischen Gesetzmäßigkeiten gültig.

Alle Formeln der Spaltströmung beweisen, daß möglichst *geringe Schichtdicken* h für die Tragfähigkeit und den Leistungsaufwand günstig sind. Zu dicke Tragschichten erfordern einen unnötigen Aufwand zur Beschleunigung der Teilchen. Bei zu dünnen Schichten besteht dagegen die Gefahr der Festkörperberührung. Die geringstmögliche Schichtdicke ist durch die Rauhtiefen der Gleitflächen und überhaupt durch die Fertigungsmöglichkeiten gegeben. Bei nicht zu großen Abmessungen und keinem außergewöhnlichen Aufwand wird man mit $R_t = 5 \mu\text{m}$, also mit $h_{\min} = 10 \mu\text{m}$ rechnen können. In Sonderfällen,

etwa bei gut polierten Oberflächen kann dieser untere Grenzwert noch unterschritten werden. Für Lager mit größeren Abmessungen, etwa für große Axiallager, ist $h_{\min}$ vom mittleren Durchmesser abhängig, als Richtwert wird von NIEMANN $h \geq 5 \cdot 10^{-5} \cdot d_m$ empfohlen.

Außer der Schichtdicke h spielen bei allen Gleitlagern die Belastung F , die Viskosität η , die Gleitgeschwindigkeit u bzw. die Winkelgeschwindigkeit ω und natürlich die Abmessungen eine Rolle. Lagerlast und Abmessungen werden häufig durch den mittleren spezifischen Lagerdruck $\bar{p}$ verknüpft, der definiert ist als Lagerlast dividiert durch die in Lastrichtung projizierte Lauffläche A . Aus Ähnlichkeitsbetrachtungen ergibt sich, daß die genannten Größen nicht einzeln für sich entscheidend sind, sondern daß sie in gegenseitiger Beziehung zueinander stehen und in Kombinationen als dimensionslose *Lagerkennzahlen* auftreten. Lager gleicher Bauart mit gleichen Kennzahlen weisen dann gleiches Verhalten auf. Bei manchen Lagerarten gibt es für die Kennzahlen *einen* Optimalwert, der kleinste Abmessungen und geringsten Leistungsaufwand gewährleistet. Bei anderen Lagertypen gibt die Größenordnung der Kennzahl einen Hinweis auf erforderliche Abmessungen, Tragfähigkeit und mögliche Geschwindigkeiten.

Die *entstehende Reibungsleistung* wird in Wärme umgesetzt, die durch Leitung und Strahlung an die umgebende Luft abgegeben (Luftkühlung) oder mit dem Schmieröl abgeführt (Durchflußkühlung) wird.

Bei *Lagern mit vorwiegender Luftkühlung* (z. B. Ringschmierlager, Fettlager) spielt die Ausbildung des Gehäuses eine wesentliche Rolle. Wird die Wärmeübergangszahl mit α , die wärmeabgebende Oberfläche mit A , die Temperatur an der Gleitfläche mit t und die Temperatur der umgebenden Luft mit t_U bezeichnet, dann gilt für die abzuführende Reibleistung

$$P_R = \alpha \cdot A \cdot (t - t_U). \quad (4.20)$$

Für *Lager mit vorwiegender Ölkühlung* ergibt sich mit der spezifischen Wärme c_p , der Dichte ϱ und dem Ölvolumenstrom $\dot{V}$ in m^3/s

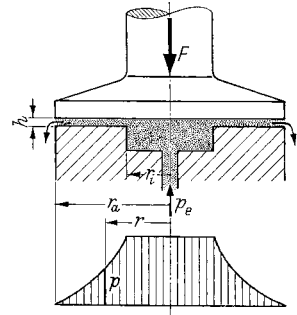
$$P_R = c_p \cdot \varrho \cdot \dot{V} \cdot (t_a - t_e). \quad (4.21)$$

Hierin ist t_e die Öltemperatur beim Eintritt und t_a die Temperatur beim Austritt. $(t_a - t_e)$ ist also die Temperaturdifferenz, um die das Öl abgekühlt werden muß. Bei den üblichen Temperaturen und ϱ -Werten kann mit $c_p \cdot \varrho = 1670 \cdot 10^3 \text{ Nm}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ gerechnet werden.

Axiallager. Da die Verhältnisse an Axiallagern leichter zu übersehen sind und auch die Grundlage für Radiallager bilden, sollen sie hier zuerst behandelt werden.

a) Hydrostatische Axiallager. Bei der Ausbildung als *Tellerlager* ergeben sich verhältnismäßig einfache Beziehungen. Der Druckverlauf ist in Abb. 4.20 aufgezeichnet. Nach [13] gilt für den Druck p im Spalt auf beliebigem Radius r :

$$p = p_e \frac{\ln r_a/r}{\ln r_a/r_i}. \quad (4.22)$$

Abb. 4.20. Tellerlager (Spurlager)

Aus der Gleichgewichtsbedingung $\sum p \cdot \Delta A = F$ folgt

$$F = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_a^2 - r_i^2}{\ln r_a/r_i} \cdot p_e. \quad (4.23)$$

Die Gleichung für die Radialströmung liefert den Ölvolumenstrom

$$\dot{V} = \frac{F h^3}{3 \eta (r_a^2 - r_i^2)}. \quad (4.24)$$

Mit dem Druck p_e in der Schmiermitteltasche aus Gleichung (4.23) kann dann der Leistungsaufwand der Pumpe berechnet werden:

$$P_P = \dot{V} p_e = \frac{2}{3 \pi} \frac{F^2 h^3 \ln r_a/r_i}{\eta (r_a^2 - r_i^2)^2}. \quad (4.25)$$

Aus dem Verlauf der Tangentialgeschwindigkeiten und dem Newtonschen Ansatz ergibt sich das Reibungsmoment

$$T_R = \frac{\pi \eta \omega}{2 h} (r_a^4 - r_i^4). \quad (4.26)$$

Durch Multiplikation mit der Winkelgeschwindigkeit ω erhält man die Reibungsleistung

$$P_R = T_R \omega = \frac{\pi \eta \omega^2}{2 h} (r_a^4 - r_i^4). \quad (4.27)$$

Der Gesamtleistungsaufwand $P_{\text{ges}} = P_P + P_R$ soll ein Minimum sein. Bei der Aufstellung der Bedingungsgleichungen hierfür zeigt sich, daß P_{ges} erstens um so kleiner wird, je geringer die Schichtdicke h ist, und zweitens, daß eine dimensionslose Lagerkennzahl So^*

$$So^* = \frac{F h^2}{\eta \omega r_a^4} \quad (4.28)$$

auftritt, deren Optimalwert von r_i/r_a abhängig ist und nach [15] bei $r_i/r_a = 0,5$ einen Höchstwert ($So_{\text{max}}^* = 2,35$) hat. Die durch Gl. (4.28) miteinander verknüpften Größen F , h , η , ω und r_a sind also so zu wählen, daß

$(F \cdot h^2)/(\eta \cdot \omega \cdot r_a^4) = 2,35$ wird. F und ω sind meistens gegeben, η und h können angenommen werden, so daß aus dieser Beziehung r_a berechnet werden kann. Der innere Radius wird dann $r_i = 0,5 \cdot r_a$ gesetzt. Bei diesen optimalen Verhältnissen stellt sich heraus, daß Pumpenleistung und Reibungsleistung gleich groß sind: $P_p = P_R = 0,5 \cdot P_{ges}$, wobei $P_{ges} = 1,25 \cdot F \cdot h \cdot \omega$ ist.

1. Beispiel: Hydrostatisches Axiallager (Tellerlager)

Gegeben: $F = 800\,000 \text{ N}$; $n = 300 \text{ min}^{-1}$, d.h. $\omega = 31,4 \text{ s}^{-1}$. Angenommen werden

$$h = \frac{35}{1000} \text{ mm} = 35 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

und

$$\eta = 0,04 \text{ Ns/m}^2,$$

d.h. nach Abb. 4.17 Ölsorte AN 46 bei $t_a = 40^\circ\text{C}$.

$$\text{Aus } So_{\max}^* = \frac{F h^2}{\eta \omega r_a^4} = 2,35 \text{ folgt dann}$$

$$r_a^4 = \frac{F h^2}{2,35 \eta \omega} = \frac{8 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 3,5^2 \cdot 10^{-12} \text{ m}^2}{2,35 \cdot 0,04 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 31,4 \frac{1}{\text{s}}} = 3,32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4; \underline{r_a = 0,135 \text{ m}}.$$

Gewählt werden $r_a = 136 \text{ mm}$ und $r_i = 68 \text{ mm}$. Aus Gl. (4.23) ergibt sich damit der erforderliche Öldruck

$$p_e = \frac{2 F \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi (r_a^2 - r_i^2)} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \ln 2}{\pi (0,0185^2 - 0,0046^2) \text{ m}^2} = 254 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = \underline{254 \text{ bar}}$$

und aus Gl. 4.24 der erforderliche Ölvolumenstrom

$$\dot{V} = \frac{F h^3}{3 \eta (r_a^2 - r_i^2)} = \frac{8 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 35^3 \cdot 10^{-18} \text{ m}^3}{3 \cdot 0,04 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 0,0139 \text{ m}^2} = 20,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Die Pumpenleistung wird also

$$P_p = \dot{V} p_e = 20,6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 254 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 523 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \underline{0,52 \text{ kW}}$$

Gl. 4.26 liefert das Reibungsmoment

$$\begin{aligned} T_R &= \frac{\pi \eta \omega}{2 h} (r_a^4 - r_i^4) \\ &= \frac{\pi}{2} \frac{0,04 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 31,4 \frac{1}{\text{s}}}{35 \cdot 10^{-6} \text{ m}} \frac{1}{10^4} (1,36^4 - 0,68^4) \text{ m}^4 = 18,1 \text{ Nm}. \end{aligned}$$

Die Reibungsleistung beträgt demnach

$$P_R = T_R \omega = 18,1 \text{ Nm} \cdot 31,4 \text{ 1/s} = 568 \text{ Nm/s} = \underline{0,57 \text{ kW}}.$$

$$\begin{aligned} \text{Kontrolle: } P_{\text{ges}} &= 1,25 F h \omega = 1,25 \cdot 8 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 35 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot 31,4 \text{ 1/s} \\ &= 1100 \text{ Nm/s} = \underline{1,10 \text{ kW}}. \end{aligned}$$

Würde die Reibungswärme nur durch das Öl abgeführt, so müßte dieses [nach Gl. (4.21)] um

$$t_a - t_e = \frac{P_R}{c_p \varrho \dot{V}} = \frac{568 \text{ Nm/s} \cdot 10^6}{1670 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2 \text{ K}} \cdot 20,6 \text{ m}^3/\text{s}} \approx 17 \text{ K}$$

abgekühlt werden; die Eintrittstemperatur müßte also $t_e = 40^\circ\text{C} - 17^\circ\text{C} = 23^\circ\text{C}$ betragen.

Das Beispiel zeigt, daß die erforderliche Pumpenleistung sehr niedrig ist und daß man mit sehr geringen Abmessungen auskommt. Der Druck $p_e = 254 \text{ bar}$ ist ohne Schwierigkeiten mit einer kleinen Zahnrad- oder Kolbenpumpe zu erreichen. Tellerlager können nur am unteren Ende der Welle angeordnet werden. Häufiger ist in der Praxis jedoch der Fall einer durchgehenden Welle gegeben, so daß die Tragflächen ringförmig ausgebildet werden müssen.

Bei der Ausführung als *Ringkammerlager* nach Abb. 4.21 werden in der Regel verhältnismäßig schmale Spaltflächen (Breite b) angeordnet, so daß mit guter Näherung mit einem linearen Druckabfall gerechnet werden kann. Die Radien r_1 und r_2 gehen jeweils bis zur Mitte der Ringflächen, und es ergeben sich ähnliche Gleichungen wie vorher.

Für die Tragkraft

$$F = \pi (r_2^2 - r_1^2) \cdot p_e, \quad (4.23 \text{ a})$$

den Ölvolumenstrom

$$\dot{V} = \frac{F h^3}{6 \pi b (r_2 - r_1)} \quad (4.24 \text{ a})$$

den Leistungsaufwand der Pumpe

$$P_p = \dot{V} p_e = \frac{F^2 h^3}{6 \pi \eta b (r_2 - r_1)^2 (r_2 + r_1)}, \quad (4.25 \text{ a})$$

das Reibungsmoment

$$T_R = 2 \pi b \frac{\eta \omega}{h} (r_2^3 + r_1^3) \quad (4.26 \text{ a})$$

und die Reibungsleistung

$$P_R = T_R \omega = 2 \pi b \frac{\eta \omega^2}{h} (r_2^3 + r_1^3). \quad (4.27 \text{ a})$$

2. Beispiel: Hydrostatisches Axiallager (Ringkammerlager)

Gegeben: $F = 800\,000\text{ N}$; $n = 300\text{ min}^{-1}$, d.h. $\omega = 31,4\text{ s}^{-1}$.

Für h und η seien die gleichen Werte wie im letzten Beispiel gewählt: $h = 35 \cdot 10^{-6}\text{ m}$; $\eta = 0,04\text{ Ns/m}^2$; ($t \approx 40^\circ\text{C}$). Der Wellendurchmesser sei zu 280 mm gegeben, so daß ein Vorentwurf als brauchbare Werte $r_1 = 170\text{ mm}$ und $b = 20\text{ mm}$ liefert.

Angenommen

$$\frac{r_1}{r_2} = 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,8$$

$$r_2 = 340\text{ mm} \quad 284\text{ mm} \quad 243\text{ mm} \quad 212\text{ mm}$$

Nach Gl. (4.28 a) wird

$$So^* = 1,0 \quad 1,7 \quad 2,73 \quad 4,11.$$

Diese Werte sind gestrichelt in Abb.22 eingetragen; der Schnittpunkt mit der So^* -Kurve liegt bei $(r_1/r_2)_{\text{Optimum}} = 0,78$, also wird $r_2 = 170\text{ mm}/0,78 = 218\text{ mm}$.

Es ergibt sich also

$$r_i = r_1 - \frac{b}{2} = 170\text{ mm} - 10\text{ mm} = 160\text{ mm},$$

$$r_a = r_2 - \frac{b}{2} = 218\text{ mm} + 10\text{ mm} = 228\text{ mm}.$$

aus Gl. (4.23 a)

$$p_e = \frac{F}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} = \frac{8 \cdot 10^5\text{ N}}{\pi(0,218^2 - 0,170^2)\text{ m}^2} = 137 \cdot 10^5\text{ N/m}^2 = \underline{137\text{ bar}},$$

aus Gl. (4.24 a)

$$\dot{V} = \frac{F h^3}{6 \pi b (r_2 - r_1)} = \frac{8 \cdot 10^5\text{ N} \cdot 35^3 \cdot 10^{-18}\text{ m}^3}{6 \cdot 0,04 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 0,020\text{ m} \cdot 0,048\text{ m}} = \underline{149 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}},$$

aus Gl. (4.25 a)

$$P_p = \dot{V} p_e = 149 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s} \cdot 137 \cdot 10^5\text{ N/m}^2 = 2040\text{ Nm/s} = \underline{2,04\text{ kW}};$$

aus Gl. (4.26 a)

$$\begin{aligned} T_R &= 2 \pi b \frac{\eta \omega}{h} (r_2^3 + r_1^3) \\ &= 2 \pi \cdot 0,02\text{ m} \frac{0,04 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \cdot 31,4 \frac{1}{\text{s}}}{35 \cdot 10^{-6}\text{ m}} \cdot (0,218^3 - 0,170^3)\text{ m}^3 = 68,9\text{ Nm}, \end{aligned}$$

aus Gl. (4.27 a)

$$P_R = T_R \omega = 68,9 \text{ Nm} \cdot 31,4/\text{s} = 2160 \text{ Nm/s} = \underline{2,16 \text{ kW}},$$

$$\underline{P_{\text{ges}}} = P_P + P_R = \underline{4,20 \text{ kW}}.$$

Die erforderliche Ölkühlung wird aus Gl. (4.21) ermittelt:

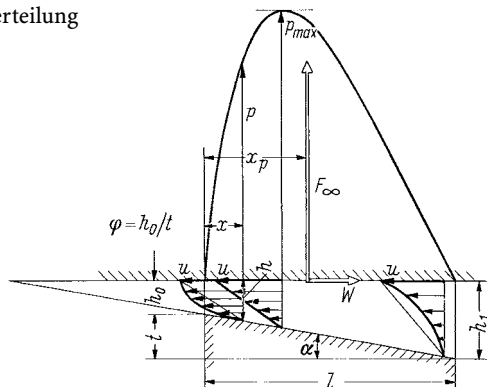
$$t_a - t_e = \frac{P_R}{c_p \varrho \dot{V}} = \frac{2160 \text{ Nm/s}}{1670 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot \frac{149 \text{ m}^3}{10^6 \text{ s}}} \approx 9 \text{ K}; t_e = 40^\circ\text{C} - 9^\circ\text{C} = 31^\circ\text{C}.$$

Auch hier ist $P_P \approx P_R \approx 0,5 P_{\text{ges}}$. Ein Vergleich mit dem letzten Beispiel zeigt jedoch, daß der Leistungsaufwand rund 4 mal so groß ist.

b) Hydrodynamische Axiallager. Bei hydrodynamischen Lagern kommt die Strömung des Schmiermittels durch die Schleppwirkung der bewegten Gleitfläche zustande (Reibungspumpe). Der zum Tragen notwendige Druck entsteht dadurch, daß die Strömung durch die besondere Form des Schmierpalts (Verengung) gestaut wird. Die häufigst verwendete Schmierpaltsform ist der Keil, für den die Grundbeziehungen (ohne Seitenfluß, unendliche Breite) in Abb. 4.23 dargestellt sind. An der Stelle des Druckmaximums ist die Geschwindigkeitsverteilung linear, davor und dahinter ist ein parabelförmiger Verlauf überlagert. Die kleinste Schichtdicke an der Austrittskante wird mit h_0 , die größte beim Eintritt mit h_1 , an beliebiger Stelle x vor der Austrittskante wird die Schichtdicke mit h bezeichnet. Für den Druck an beliebiger Stelle gilt nach [15] mit $h_1 - h_0 = t$

$$p = \frac{6 \eta u l}{t} \frac{(h - h_0)(h_1 - h)}{h^2(h_0 + h_1)}. \quad (4.29)$$

Abb. 4.23. Geschwindigkeits- und Druckverteilung im Keilspalt



Diese Gleichung läßt sich mit Hilfe der relativen Schichtdicke $\varphi = h_0/t$ umformen in

$$p = \frac{6 \eta u l}{h_0^2} \frac{\varphi^2 \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)}{(1 + 2 \varphi) \left(\varphi + \frac{x}{l}\right)^2}. \quad (4.29a)$$

Die Gln. (4.29) und (4.29a) lassen deutlich erkennen, daß der Druck mit zunehmender Viskosität, Gleitgeschwindigkeit und Länge, und besonders stark mit kleiner werdender Spaltdicke ansteigt. Den Einfluß von φ gibt Abb. 4.24 wieder, in der für einige φ -Werte die dimensionslose Größe $(p \cdot h_0^2)/(\eta \cdot u \cdot l)$ in Abhängigkeit von x/l aufgetragen ist.

An der Stelle $x_m/l = \varphi/(1 + 2 \varphi)$ hat p den Höchstwert

$$p_{\max} = \frac{6 \eta u l}{h_0^2} \frac{\varphi}{4 (1 + \varphi) (1 + 2 \varphi)}. \quad (4.29b)$$

Seinen Höchstwert hat $p_{\max}$ bei $\varphi = 1/\sqrt{2} = 0,707$; dafür wird $(p_{\max} \cdot h_0^2)/(\eta \cdot u \cdot l) = 0,26$.

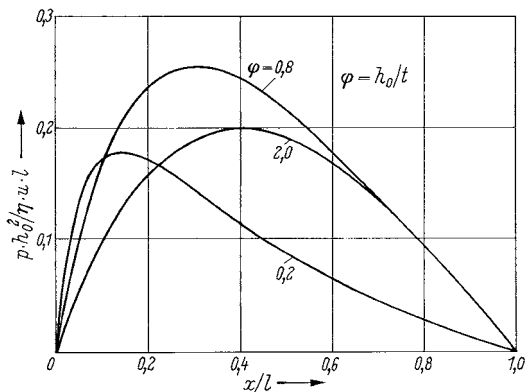
Wichtiger sind jedoch die für die Tragfähigkeit maßgebenden Größen. Die Tragkraft F bezogen auf die Breite b eines Gleitschuhs ist des Druckintegral über die ganze Länge l :

$$\frac{F}{b} = \int_0^l p dx = \frac{6 \eta u l}{h_0^2} \left[\varphi^2 \left(\ln \frac{1 + \varphi}{\varphi} - \frac{2}{1 + 2 \varphi} \right) \right]. \quad (4.30)$$

Der mittlere Schmiermitteldruck im Keilspalt ergibt sich somit zu

$$\bar{p} = \frac{F}{bl} = \frac{6 \eta u l}{h_0^2} \left[\varphi^2 \left(\ln \frac{1 + \varphi}{\varphi} - \frac{2}{1 + 2 \varphi} \right) \right]. \quad (4.30a)$$

Abb. 4.24. $(p \cdot h_0^2)/(\eta \cdot u \cdot l)$ in Abhängigkeit von x/l für verschiedene φ -Werte ($\varphi = h_0/t$)



Der Ausdruck in der eckigen Klammer ist in Abb. 4.25 a in Abhängigkeit von φ dargestellt. Der Höchstwert beträgt 0,0267 und liegt bei $\varphi \approx 0,8$; es wird also

$$\frac{\bar{p}_{\max} h_0^2}{\eta u l} = 6 \cdot 0,026 = 0,16.$$

Nach Abb. 4.23 haben alle Spaltformen in Abb. 4.26 a den gleichen φ -Wert, während gleiche Neigungswinkel (Abb. 4.26 b) verschiedene, h_0 proportionale φ -Werte haben. Bei Lagern mit fest eingearbeiteten Keilflächen wird nur bei *einer* bestimmten Belastung und *einer* bestimmten Spaltweite h_0 bei gleicher Geschwindigkeit u und Viskosität η der Optimalwert von $\varphi_0 \approx 0,8$ erreicht. Außerdem bereitet die Herstellung der notwendigen sehr kleinen Neigungswinkel einige Schwierigkeiten. Schon frühzeitig wurden daher Lager mit Kippsegmenten (Michell-Lager) gebaut, die sich selbsttätig auf den Optimalwert von φ einstellen, wenn der Unterstützungspunkt im richtigen Abstand x_p von der Austrittskante aus gemessen, liegt. Für letzteren gilt

$$\frac{x_p}{l} = \frac{0,5 + 3\varphi - (2\varphi + 3\varphi^2) \ln \frac{1+\varphi}{\varphi}}{(1+2\varphi) \ln \frac{1+\varphi}{\varphi} - 2}. \quad (4.31)$$

Diese Beziehung ist in Abb. 4.25 b dargestellt. Für $\varphi = 0,8$ ergibt sich $x_p = 0,42 \cdot l$.

Für den *Gleitschuh mit endlicher Breite* b ist von SCHIEBEL und DRESCHER folgende praktisch zweckmäßige auf b bezogene *Belastungskennzahl* ermittelt worden:

$$\frac{\bar{p} h_0^2}{\eta u b} = \frac{\frac{l}{b}}{1 + a \left(\frac{l}{b}\right)^2} \cdot 5 \cdot \left[\varphi^2 \left(\ln \frac{1+\varphi}{\varphi} - \frac{2}{1+2\varphi} \right) \right] \quad (4.32)$$

mit

$$a = \frac{10}{(2\varphi + 1)^2} \left\{ (\varphi + \varphi^2)^2 + \frac{1 - 2(\varphi + \varphi^2)}{12 \left[(1+2\varphi) \ln \frac{1+\varphi}{\varphi} - 2 \right]} \right\}. \quad (4.33)$$

Gl. (4.33) wird durch Abb. 4.25 c wiedergegeben. Bei $\varphi = 0,8$ ist $a = 0,93$. Die Belastungskennzahl nach Gl. (4.32) ist für verschiedene l/b Werte in Abb. 4.25 d aufgetragen. Bei $\varphi \approx 0,8$ und $l/b \approx 1$ erhält man den Maximalwert

$$\frac{\bar{p} h_0^2}{\eta u b} = 0,069.$$

Die *Reibungskraft* F_R wird durch Integration der Schubspannungen erhalten. Aus $F_R = \mu \cdot F$ folgt nach [31] für Gleitschuhe mit endlichen Breite

$$\mu = K \sqrt{\frac{\eta u}{\bar{p} b}}. \quad (4.34)$$

Abb. 4.25. Kennwerte in Abhängigkeit von $\varphi = h_0/t$: a) und b) für Gleitschuh ohne Seitenfluß ($b = \infty$); c), d) und e) mit Berücksichtigung endlicher Lagerbreite

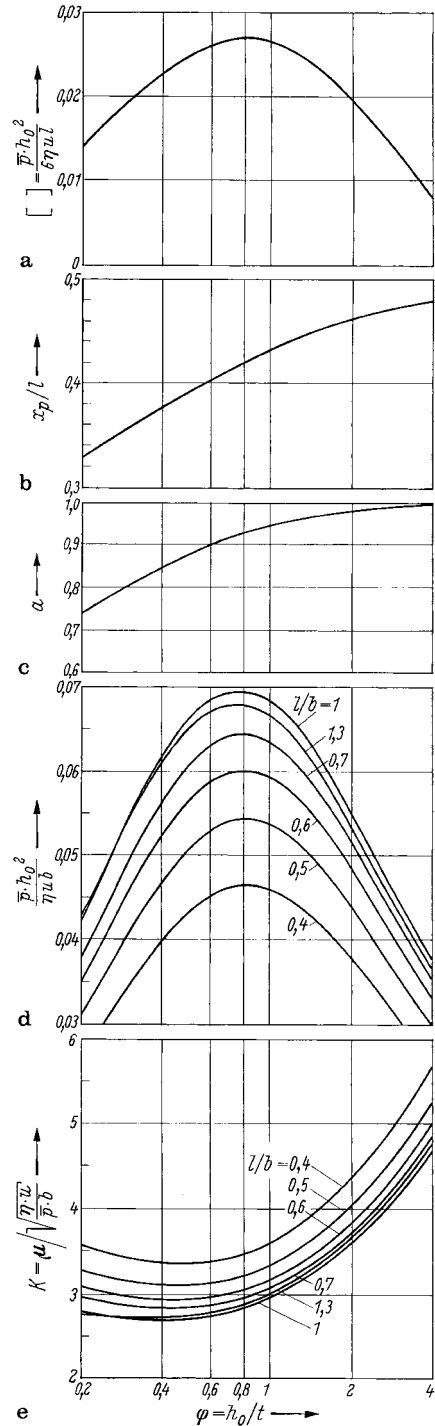




Abb. 4.26. Spaltformen: a) mit konstantem $\varphi = h_0/t$; b) mit konstantem Neigungswinkel α

Den Verlauf der K -Werte zeigt Abb. 4.25 e. Danach kann für $l/b = 0,7 \dots 1,3$ und $\varphi = 0,6 \dots 1$ mit ausreichender Genauigkeit $K = 3$ gesetzt werden.

Die durch den Schmierspalt eines ebenen Gleitschuhes ohne Seitenfluß fließende Ölmenge ergibt sich zu

$$\dot{V} = b u h_0 \frac{1 + \varphi}{1 + 2 \varphi}. \quad (4.35)$$

Für die günstigen Verhältnisse von $\varphi = 0,8$ kann nach [30] praktisch gesetzt werden:

$$\dot{V} \approx 0,7 \cdot b u h_0. \quad (4.35 a)$$

Der mittlere Druck $\bar{p}$ nach Gl. (4.32) bezieht sich auf die wirkliche Tragfläche. Bei Segmenttraglagern (Abb. 4.27) mit z Segmenten ist die wirksame Tragfläche rund 80 % der Kreisringfläche

$$A = z b l \approx 0,8 \cdot 2 \pi r_m b. \quad (4.36)$$

Mit

$$r_m = \frac{r_a + r_i}{2}, \quad b = r_a - r_i \quad \text{und} \quad \frac{l}{b} = 1$$

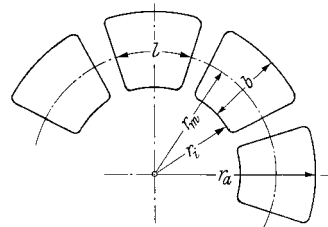
wird

$$r_a = r_i \frac{z + 0,8 \pi}{z - 0,8 \pi}, \quad b = r_i \frac{1,6 \pi}{z - 0,8 \pi}, \quad r_m = r_i \frac{z}{z - 0,8 \pi}$$

und mit $\bar{p} = F/A = F/(z \cdot b^2)$ ergibt sich

$$\frac{\bar{p} h_0^2}{\eta u b} = \frac{F h_0^2}{\eta \omega r_i^4} \cdot \frac{(z - 0,8 \pi)^4}{127 z^2}.$$

Abb. 4.27. Segmentlager (geometrische Größen)



Wird die rechte Seite gleich dem Maximalwert 0,069 gesetzt (entsprechend $\varphi = 0,8$), so folgt daraus die Bedingungsgleichung für r_i

$$r_i = \sqrt[4]{\frac{F h_0^2}{\eta \omega} \cdot \left[\frac{z - 0,8 \pi}{1,72 \sqrt{z}} \right]}. \quad (4.37)$$

Beispiel: Hydrodynamisches Axiallager (Segmentlager)

Gegeben: $F = 800\,000 \text{ N}$ und $n = 300 \text{ min}^{-1}$ bzw. $\omega = 3,14 \text{ s}^{-1}$. Zu Vergleichszwecken sei wie in den letzten beiden Beispielen $h_0 = 35 \cdot 10^{-6}$ und $\eta = 0,04 \text{ Ns/m}^2$. Nach Gl. (4.37) wird r_i für verschiedene Segmente z berechnet.

$z =$	6	7	8	9	10
$r_i =$	139 mm	165 mm	189 mm	210 mm	230 mm

Aus konstruktiven Gründen erscheint als geeignet; $z = 8$ und $r_i = 190 \text{ mm}$. Damit können die restlichen geometrischen Größen berechnet werden:

$$r_a = r_i \frac{z + 0,8 \pi}{z - 0,8 \pi} = 190 \text{ mm} \cdot \frac{10,5}{5,5} = 364 \text{ mm},$$

$$r_m = \frac{r_a + r_i}{2} = 277 \text{ mm} \quad \text{und} \quad b = l = r_a - r_i = 174 \text{ mm}.$$

Nachrechnung der Belastungskennzahl:

Mit

$$\bar{p} = \frac{F}{A} = \frac{F}{z b l} = \frac{8 \cdot 10^5 \text{ N}}{8 \cdot 0,174 \text{ m} \cdot 0,174 \text{ m}} = 33,0 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

und

$$u = r_m \omega = 0,277 \text{ m} \cdot 3,14 \text{ s}^{-1} = 8,70 \text{ m/s}$$

wird

$$\frac{\bar{p} h_0^2}{\eta u b} = \frac{33 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 35^2 \cdot 10^{-12} \text{ m}^2}{0,04 \text{ Ns/m}^2 \cdot 8,7 \text{ m/s} \cdot 0,174 \text{ m}} = 0,067$$

(etwas kleiner als 0,069, d.h. h_0 wird etwas größer als angenommen). Der Reibbeiwert wird nach Gl. (4.34)

$$\mu \approx 3 \cdot \sqrt{\frac{\eta u}{\bar{p} b}} = 3 \cdot \sqrt{\frac{0,04 \text{ Ns/m}^2 \cdot 8,7 \text{ m/s}}{33 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 0,174 \text{ m}}} = 0,0023.$$

Die Reibleistung

$$P_R = F \mu u = 8 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 0,0023 \cdot 8,7 \text{ m/s} = 16\,000 \text{ Nm/s} = \underline{16 \text{ kW}}.$$

Der Ölvolumenstrom

$$\dot{V} \approx z \cdot 0,7 \cdot b u h_0 = 8 \cdot 0,7 \cdot 0,174 \text{ m} \cdot 8,7 \text{ m/s} \cdot 35 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 297 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Die Reibungsleistung ist gegenüber den vorhergehenden Beispielen sehr hoch und kann keineswegs mehr durch den theoretisch ausreichenden Ölvolumenstrom abgeführt werden. Das Öl müßte nach Gl. (4.21) um

$$t_a - t_e = \frac{P_R}{c_p \varrho \dot{V}} = \frac{16000 \text{ Nm/s}}{1670 \cdot 10^3 \text{ N/(m}^2 \text{ K)} \cdot 297 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}} = 32 \text{ K}$$

abgekühlt werden. Rechnet man mit etwa 30 % Wärmeabfuhr durch die großen Kühlflächen und mit einem Ölüberschuß von 50 %, so ergibt sich

$$t_a - t_e = \frac{0,7 \cdot P_R}{c_p \varrho \cdot 1,5 \dot{V}} = 32 \text{ K} \cdot \frac{0,7}{1,5} = 15 \text{ K}; \quad t_e = 40^\circ \text{C} - 15^\circ \text{C} = 25^\circ \text{C}.$$

Günstigere Verhältnisse mit einem höheren Ölvolumenstrom würde man durch eine Vergrößerung von h_0 bekommen wobei jedoch die Abmessungen noch größer werden und die Reibungsleistung ebenfalls noch etwas zunimmt.

Gründliche Untersuchungen über Axiallager mit anderen Spaltformen, insbesondere mit stufenförmigem Schmierspalt, sind von H. DRESCHER durchgeführt worden. Abbildungen 4.28 und 4.29 zeigen Vergleichsdarstellungen des Druckverlaufs bei verschiedenen Ausführungsformen. Die eingetragenen Maße ergeben maximale Tragfähigkeit.

Radiallager

Auch bei radial belasteten Gleitlager kann der erforderliche Schmiermitteldruck entweder hydrostatisch oder hydrodynamisch aufgebracht werden.

a) Hydrostatische Radiallager. Radiallager lassen sich ebenfalls mit Druckkammern ausbilden, die aus Zuflußtaschen und Randleisten bestehen. A. LEYER stellte theoretische Betrachtungen an einem Lager mit gleich großer Randbreite b in Längs- und in Umfangsrichtung (Abb. 4.30) an und fand auch hierfür eine optimale Lagerkennzahl

$$So^* = \frac{F h^2}{\eta b \omega r^3} = 8$$

und für den Reibbeiwert

$$\mu = 0,85 \cdot h/r.$$

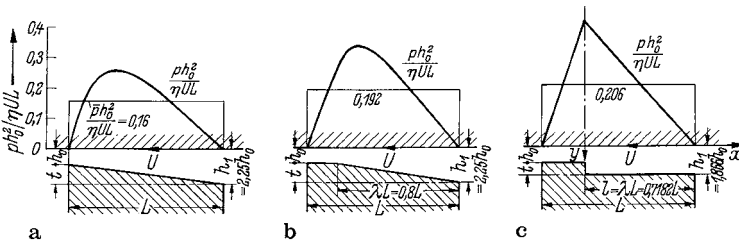


Abb. 4.28. Verschiedene Spaltformen: a) einfacher Keilspalt; b) Keilspalt mit Rastfläche; c) stufenförmiger Spalt ($b = \infty$)

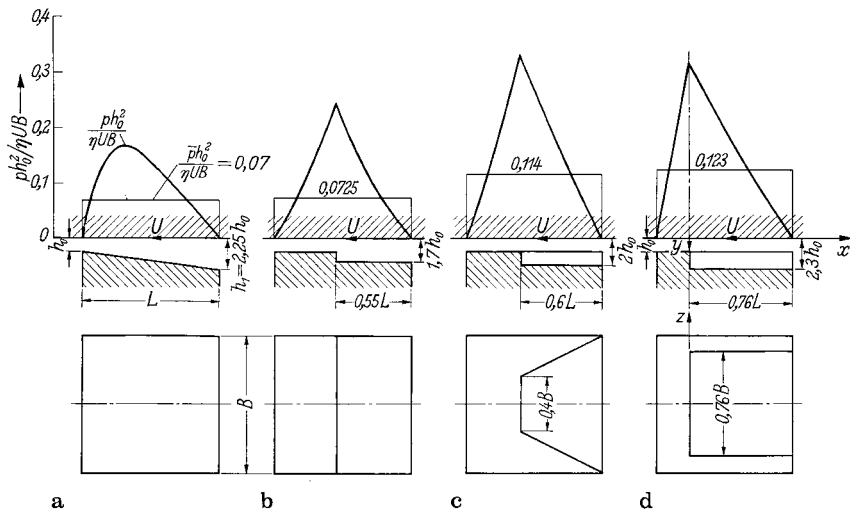
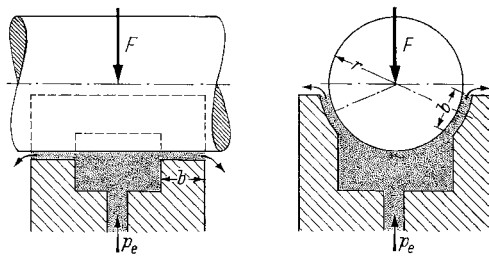


Abb. 4.29. Tragfähigkeit endlich breiter Gleitschuhe mit dem Seitenverhältnis $L/B = 1$

Abb. 4.30. Schema eines Radiallagers mit Druckkammer (nach LEYER)



Reibbeiwert, Reibleistung und Pumpenleistung sind außerordentlich niedrig. Da diese Einflächen-Radiallager leicht instabil werden können und zudem eine große Wellenverlagerung zwischen belastetem und unbelastetem Zustand aufweisen, werden sie in der Praxis selten eingesetzt.

Bei Präzisionslagern, z.B. für Werkzeugmaschinen, können jedoch mehrere sogenannte „Stützquellen“ über den Umfang verteilt angebracht werden (Abb. 4.31), die über Drosseln mit genau bestimmten, konstanten Ölmengen gespeist werden. In einem Mehrflächen-Radiallager wird die Welle stabil in der Schwebe gehalten, so daß keine Exzentrizitäten auftreten. Zwischen den Stützquellen befinden sich Längsnuten, in denen das durch die Dichtflächen fließende Öl gesammelt und durch seitliche Ringkanäle abgeführt wird. Ausführliche Berechnungen der Druckverteilung, Stützkräfte, Ölmengen und Reibwerte hat H. PEEKEN durchgeführt.

b) Hydrodynamische Radiallager. Bei den Radiallagern ohne Druckölaufuhr bildet sich durch die exzentrische Lage des Zapfens in der Schale von selbst ein sich

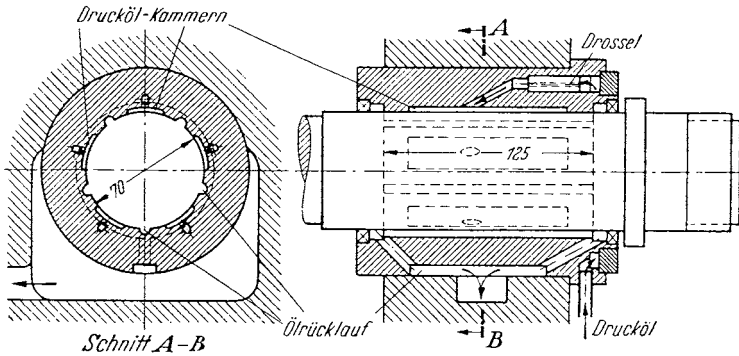


Abb. 4.31. Hydrostatisches Radiallager

verengender, in der Abwicklung etwa keilförmiger Schmierspalt, so daß sich ähnliche Gesetzmäßigkeiten einstellen wie beim Gleitschuh mit ebenem Keilspalt. Die Gleitraumverhältnisse sind in Abb. 4.32 dargestellt. Bei eingezeichnetem Umlaufsinn verlagert sich der Zapfenmittelpunkt O nach links. Der Abstand $\overline{OM}$ stellt die Exzentrizität dar. Der aufgetragene Druckverlauf hat vor der engsten Stelle seinen Höchstwert, um dann verhältnismäßig rasch abzunehmen. Verlagerungswinkel φ und Exzentrizität e und somit bei gegebenem Lagerspiel die minimale Spaltdicke h_0 sind von Belastung und Drehzahl abhängig. Bei konstanter Lagerlast und steigender Drehzahl nehmen Spaltdicke und Verlagerungswinkel zu, und zwar so, daß mit guter Näherung die Bahn des Wellenmittelpunktes O ein Halbkreis ist.

Für die Erfassung der Zusammenhänge werden folgende Bezeichnungen, Begriffe und Grundbeziehungen benutzt:

Lagerbreite b

$\left. \begin{array}{l} \text{Schalendurchmesser } d_1 \\ \text{Wellendurchmesser } d_2 \end{array} \right\}$

$$d_1 \approx d_2 = d$$

Lagerspiel $S = d_1 - d_2 = \psi d$

$$\text{relatives Lagerspiel } \psi = \frac{S}{d} = \frac{d_1 - d_2}{d_1} \approx \frac{d_1 - d_2}{d_2}$$

kleinste Spaltdicke $h_0 = \frac{S}{2} \delta = \frac{d}{2} \psi \delta$

$$\text{relative Spaltdicke } \delta = \frac{h_0}{S/2} = \frac{h_0}{\psi d/2} \quad (4.38)$$

Exzentrizität $e = \frac{S}{2} - h_0 = \frac{d}{2} \psi \varepsilon$

$$\text{relative Exzentrizität } \varepsilon = \frac{e}{S/2} = 1 - \delta \quad (4.39)$$

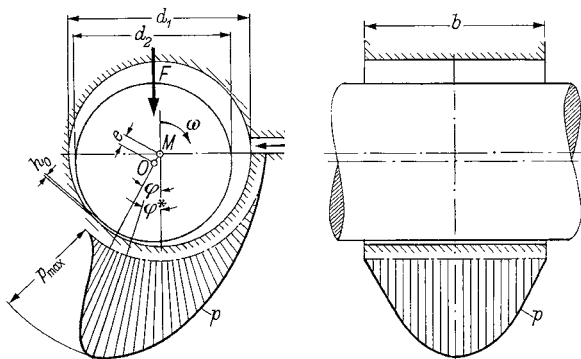
Lagerkraft F

$$\text{spezifischer Lagerdruck } \bar{p} = \frac{F}{b d}$$

Als dimensionslose, für die Tragfähigkeit maßgebende Lagerkennzahl wird die Sommerfeld-Zahl So eingeführt:

$$So = \frac{\bar{p} \psi^2}{\eta \omega} = \frac{F S^2}{\eta b \omega d^3} \quad (4.40)$$

Abb. 4.32. Druckverteilung beim hydrodynamischen Gleitlager



Schwer belastete Lager haben große, gering belastete kleine Sommerfeld-Zahlen. In den meisten Fällen der Praxis ist $So > 1$, nur bei hohen Gleitgeschwindigkeiten und geringen Belastungen wird $So < 1$. Bei normaler Oberflächengüte soll So nicht größer als 10 sein.

Für das Radiallager mit endlicher Breite sind durch umfangreiche Rechnungen (SASSENFELD und WALTHER, VOGELPOHL) die Zusammenhänge zwischen *Sommerfeld-Zahl* und *relativer Schmierschichtdicke* δ (bzw. relativer Exzentrizität e) ermittelt worden. Die Ergebnisse sind in Abb. 4.33 für verschiedene Breitenverhältnisse b/d aufgetragen. Mit Hilfe dieses Diagramms läßt sich bei gegebenen bzw. angenommenen Werten für F , b , d , ψ , η und ω die sich einstellende relative Schmierschichtdicke und somit $h_0 = \delta \cdot S/2$ bestimmen. Oder es kann umgekehrt bei einem geforderten δ - und angenommenen b/d -Wert die Sommerfeld-Zahl abgelesen werden, aus der dann die erforderliche Viskosität η bzw. das relative Lagerspiel ψ ermittelt werden können.

Die Untersuchungen von SASSENFELD und WALTHER erstrecken sich auch auf die für die Reibungsleistung wichtige Reibungsziffer μ bzw. die *Reibungskennzahl* μ/ψ . Diese Werte sind für das halbumschließende (180°)- und das vollumschließende (360°)-Lager in Abhängigkeit von der relativen Exzentrizität e

Abb. 4.33. Zusammenhang zwischen der Sommerfeldzahl und der rel. Schmierschichtdicke bzw. rel. Exzentrizität bei verschiedenen Breitenverhältnissen b/d

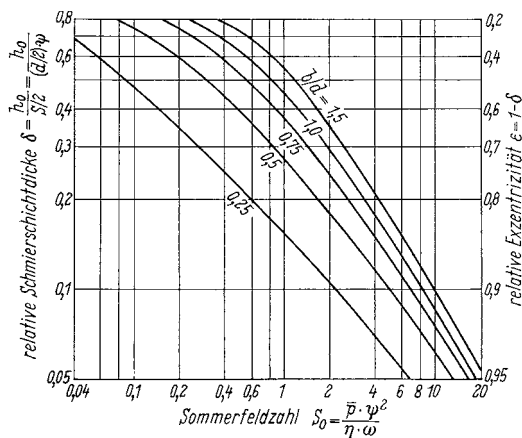
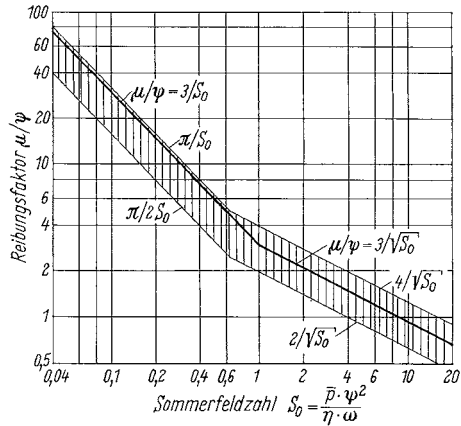


Abb. 4.34. Reibungsfaktor in Abhängigkeit von der Sommerfeldzahl



für verschiedene Breitenverhältnisse b/d berechnet worden. VOGELPOHL hat gezeigt, daß die Darstellung der μ/ψ -Werte in Abhängigkeit von der *Sommerfeld-Zahl* geeigneter ist, indem nämlich die Kurven für die verschiedenen praktisch benutzten b/d -Werte für das halbumschließende Lager sehr eng beieinander liegen und in der logarithmischen Darstellung (Abb. 4.34) durch zwei sich schneidende Geraden sehr gut angenähert werden können. Durch Einzeichnen der entsprechenden Geraden für das vollumschließende Lager entsteht ein Streifendiagramm, in dem praktisch alle μ/ψ -Werte liegen. Nach Vergleichen mit vielen Versuchsergebnissen kommt VOGELPOHL zu dem Schluß, daß für die Vorausberechnung und die meisten Fälle der Praxis die zwei in Abb. 4.34 stark ausgezogenen Geraden ausreichen, die sich auf $S_0 = 1$ schneiden und folgende einfache Gebrauchsformeln liefern:

$$\text{für } S_0 < 1 \text{ (Schnellaufbereich)} \quad \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{S_0}, \quad (4.41 \text{ a})$$

$$\text{für } S_0 > 1 \text{ (Schwerlastbereich)} \quad \frac{\mu}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{S_0}}, \quad (4.41 \text{ b})$$

für die Reibungsleistung gilt dann

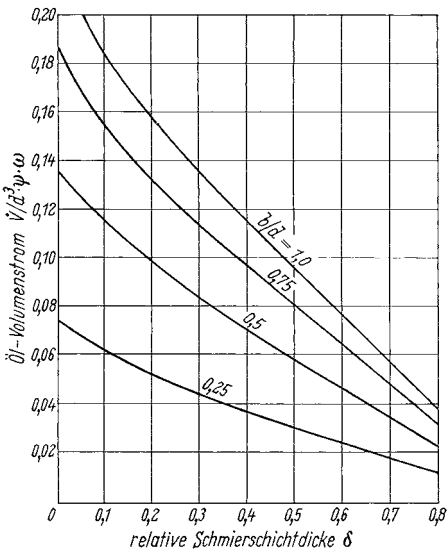
$$P_R = \mu F u = \mu F \frac{d}{2} \omega. \quad (4.42)$$

Sie wird, in Wärme umgesetzt, an die Umgebung durch Strahlung und Leitung abgegeben oder mit dem Öl abgeführt [Gln. (4.20) und (4.21)].

Über den *durchfließenden Ölvolumenstrom* $\dot{V}$ liegen ebenfalls Versuchs- und Rechnungsergebnisse vor. In dem Diagramm von Abb. 4.35 ist die dimensionslose Größe $\dot{V}/d^3 \omega \psi$ über der relativen Schmierschichtdicke δ mit b/d als Parameter aufgetragen. $\dot{V}$ ist die Mindestölmenge, die das Lager automatisch verbraucht, um eine zusammenhängende Schmierschicht zu bilden.

Mit diesen Berechnungsgrundlagen (Diagramme der Abbildungen 4.33 bis 4.35 bzw. Gln. (4.38) bis (4.42) können für Radiallager im Gebiet der Flüssig-

Abb. 4.35. Ölvolumenstrom in Abhängigkeit von der rel. Schmierschichtdicke



keitsreibung die Abmessungen bestimmt bzw. das Betriebsverhalten bei gegebenen Abmessungen verfolgt werden. Wichtig sind noch einige zusätzliche Hinweise auf Größenordnung und Grenzwerte folgender Bestimmungsstücke:

Das *Breitenverhältnis* b/d wird heute nur noch dann größer als 1 gewählt, wenn konstruktiv eine Einstellbarkeit zur Vermeidung von Kantenpressungen bei Verformungen vorgesehen ist. Übliche Werte sind 0,5 bis 1, noch kleinere Werte findet man bei Kurbelwellen von Kraftfahrzeug- und Flugzeugmotoren.

Das *relative Lagerspiel* ψ ist von verschiedenen Faktoren, wie Belastung, Drehzahl, Abmessungen und Toleranzen abhängig. Allgemein gilt die Regel: kleine ψ -Werte bei kleiner Drehzahl und hoher Last; größere ψ -Werte bei kleiner Last und hoher Drehzahl. Eine empirisch aufgestellte Beziehung ist in Abb. 4.36 in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Für die Wahl der oberen oder unteren Werte gibt VOGELPOHL an:

	Untere Werte	Obere Werte
Lagerwerkstoff	weich geringer E-Modul (Weißmetall)	hart höherer E-Modul (Bronze)
Flächenlast	relativ hoch	relativ niedrig
Lagerbreite	$b/d \leq 0,8$	$b/d \geq 0,8$
Auflagerung	selbsteinstellend	starr
Lastübertragung	umlaufend (Umfangslast)	ruhend (Punktlast)

Die *relative Schmierschichtdicke*

$$\delta = \frac{h_0}{S/2} = \frac{h_0}{\psi d/2} = 1 - \epsilon$$

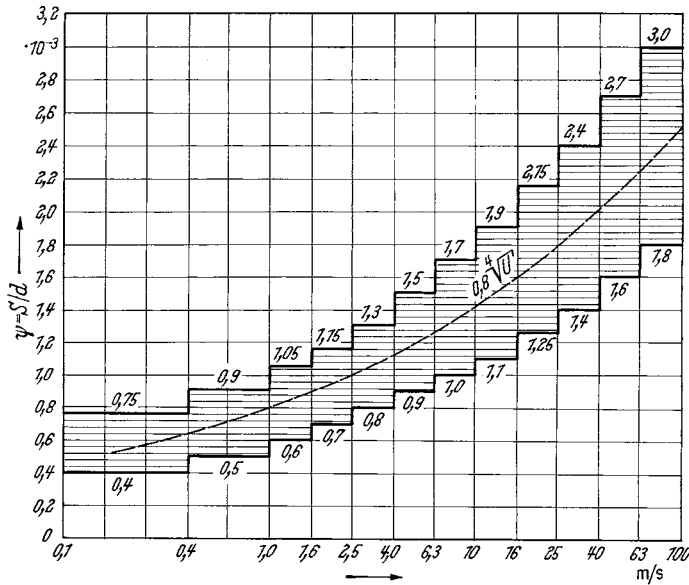


Abb. 4.36. Relatives Lagerspiel ψ in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit u [m/s]

hängt definitionsgemäß mit der absoluten kleinsten Schmierschichtdicke h_0 und dem Lagerspiel S zusammen. Sehr kleine Werte ergeben große Tragfähigkeit, erfordern jedoch hohe Oberflächengüte, um der Gefahr der Mischreibung zu begegnen. Bei Werten größer als 0,35 wird der Lauf der Welle unruhig.

Der *spezifische Lagerdruck* $\bar{p}$ wird häufig nach Erfahrungswerten gewählt, die jedoch weniger im Hinblick auf den Betrieb im Gebiet reiner Flüssigkeitsreibung als auf die Erfordernisse der Mischreibung, also unter Berücksichtigung der Werkstoffpaarungen von Bedeutung sind. Für die erste Festlegung der Abmessungen können die Richtwerte der Tabelle 4.5 gute Dienste leisten. Die Tabelle enthält auch Höchstwerte für die Gleitgeschwindigkeiten ausgeführter Radiallager.

Bei *Lagern mit vorwiegender Luftkühlung* wird die wärmeabgebende Ausstrahlfläche A des Lagergehäuses benötigt. Sie ist von der Bauart abhängig und etwa proportional der Wellenoberfläche $\pi \cdot d \cdot b$. Nach ausgeführten Lagern können folgende Richtwerte angenommen werden:

$$\text{für leichte Lager} \quad \frac{A}{\pi d b} = 5 \dots 6,$$

$$\text{für schwere Lager} \quad \frac{A}{\pi d b} = 6 \dots 7,$$

$$\text{für sehr schwere Lager} \quad \frac{A}{\pi d b} = 8 \dots 9,5.$$

Tabelle 4.5. Spezifischer Lagerdruck $\bar{p}$ und Gleitgeschwindigkeit u [nach NIEMANN] (WM = Weißmetall nach DIN 1703; Pb-Bz Bleibronze nach DIN 1716; Bz = Bronze und Rg = Rotguß nach DIN 1705)

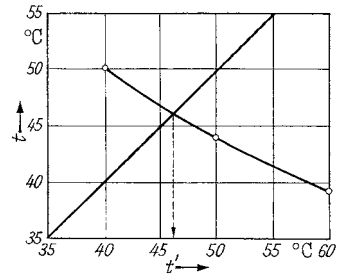
Verwendung	Werkstoffpaarung Lager/Welle	$\bar{p}$ [N/m ²]	u [m/s]
Transmissionen	GG/St	$2 \cdot 10^5$	3,5
	GG/St	$8 \cdot 10^5$	1,5
	WM/St	$5 \cdot 10^5$	6
Hebemaschinen			
Auslegerdrehpunkt	G-Sn-Bz 20/St 70	$150 \cdot 10^5$	–
Lauftrad, Seilrolle, Trommel	Rg 8/St 50	$120 \cdot 10^5$	–
Werkzeugmaschinen	WM, Rg, G-Bz, GG/St	$(20 \dots 50) \cdot 10^5$	–
Kniehebelpresse, Höchstdruck	Pb-Bz/St	$1000 \cdot 10^5$	–
Walzwerke	Sn Bz 8/St geh.	$500 \cdot 10^5$	50
	Kunstharz/St geh.	$250 \cdot 10^5$	50
Elektro- und Wasserkraftmaschinen	WM/St 50	$(7 \dots 12) \cdot 10^5$	10
Dampfturbinen und sonstige } Turbomaschinen }	WM/St	$8 \cdot 10^5$	60
	Pb-Bz/St	$15 \cdot 10^5$	60
Kolbenverdichter, -pumpen			
Kreuzkopf- und Kolbenbolzen	WM, Pb-Bz/St geh.	$120 \cdot 10^5$	–
Kurbelwellen: Pleuellager	WM, Pb-Bz/St geh.	$75 \cdot 10^5$	3,5
Wellenlager	WM, Pb-Bz/St geh.	$45 \cdot 10^5$	3,5
Außenlager (Schwungrad)	WM/St	$25 \cdot 10^5$	3
Kraftwagen- und Flugmotoren			
Pleuellager: Langsamläufer	WM/St	$120 \cdot 10^5$	–
Schnelläufer	WM/St	$200 \cdot 10^5$	–
Flugmotoren	WM/St	$280 \cdot 10^5$	–
Kurbelwellenlager: Langsamläufer	WM/St	$80 \cdot 10^5$	–
Schnelläufer	WM/St	$135 \cdot 10^5$	–
Flugmotoren	WM/St	$180 \cdot 10^5$	–
Dieselmotoren			
Viertaktmotor Pleuellager	–	$(125 \dots 250) \cdot 10^5$	–
Viertaktmotor Kurbelwellenlager	–	$(55 \dots 130) \cdot 10^5$	–
Zweitaktmotor Pleuellager	–	$(100 \dots 150) \cdot 10^5$	–
Zweitaktmotor Kurbelwellenlager	–	$(50 \dots 90) \cdot 10^5$	–

Für die *Wärmeübergangszahl* α gibt VOGELPOHL die Beziehung

$$\frac{\alpha}{\text{Nm}/(\text{m}^2 \text{ K})} = 7 + 12 \sqrt{\frac{w}{\text{m/s}}}$$

an, für den Fall, daß sich das Lager in bewegter Luft mit der Geschwindigkeit w befindet. In Maschinenräumen kann man mit $w \geq 1 \text{ m/s}$ rechnen, so daß $\alpha \geq 19 \text{ Nm}/(\text{sm}^2 \text{ K})$ wird. Nur bei verstaubten Lagergehäusen oder besonderer Sicherheit wird $\alpha = 17$ bis $15 \text{ Nm}/(\text{sm}^2 \text{ K})$ empfohlen.

Abb. 4.37. Temperaturermittlung in Beispiel Ringschmierlager



Zur Bestimmung der sich einstellenden Lagertemperatur t bei gewählter Ölsorte und gegebener Lufttemperatur werden am einfachsten ein paar t' -Werte angenommen, die zugehörigen η -Werte aus Abb. 4.17 abgelesen, die Sommerfeld-Zahlen berechnet, aus Abb. 4.33 die δ -Werte bestimmt und daraus die h_0 -Werte ermittelt. Aus den Sommerfeldzahlen ergeben sich nach Gl. (4.41 a) oder (4.41 b) die μ -Werte und nach Gl. (4.42) die Reibleistungen P_R . Aus $t - t_u = P_R / (\alpha \cdot A)$ folgt dann jeweils ein t -Wert, der mit dem angenommenen übereinstimmen müßte. Man trägt t über t' auf, der Schnittpunkt mit der 45°-Linie liefert dann die richtige Lagertemperatur t (vgl. Beispiel und Abb. 4.37), mit der man die einzelnen Größen nochmals genauer nachrechnet. Bei Ringschmierlagern soll die Lagertemperatur etwa bei 40 bis 50 °C liegen.

Bei Lagern mit Ölkühlung kann man durch den Ölvolumenstrom und durch die Auslegung des Kühlers eine bestimmte gewünschte Ölaustrittstemperatur erzielen. Meistens beträgt die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt weniger als 10° bis 15 °C. Die durch das Öl abgeführte Wärmemenge übertrifft bei hohen Drehzahlen weit die vom Gehäuse abgegebene, so daß man auf die Berechnung der letzteren verzichten kann.

Beispiel: Hydrodynamisches Radiallager

Ringschmierlager nach DIN 118 Form G (gedrängte Bauart, Abb. 4.45 d).

Gegeben: $F = 25\,000\text{ N}$; $n = 350\text{ min}^{-1}$, d.h. $\omega = \pi n/30 = 36,6\text{ s}^{-1}$.

Gewählt: $b/d = 1$; aus $\bar{p}_{\text{zul}} = 25 \cdot 10^5\text{ N/m}^2$ folgt $\bar{p} = \frac{F}{b d} = \frac{F}{d^2}$, also

$$d = \sqrt{\frac{F}{\bar{p}_{\text{zul}}}} = \sqrt{\frac{25 \cdot 10^3\text{ N}}{25 \cdot 10^5\text{ N/m}^2}} = 0,1\text{ m}; \quad b = d = 100\text{ mm},$$

$$u = \frac{d}{2} \omega = 0,05\text{ m} \cdot 36,6/\text{s} = 1,83\text{ m/s},$$

d.h. nach Abb. 4.36: $\psi = 0,7/1000 \dots 1,15/1000$; gewählt $\psi = 1/1000$.

Angenommen:	$t' [^{\circ}\text{C}]$	40	50	60
Viskosität:	$\eta [\text{Ns/m}^2]$	0,046	0,029	0,019
Nach Gl. (4.40) $So = \frac{\bar{P} \psi^2}{\eta \omega}$	So	1,48	2,35	3,58
Aus Abb. 4.33 folgt	δ	0,36	0,265	0,194
Nach Gl. (4.38) $h_0 = \frac{d}{2} \psi \delta$	$h_0 [\text{mm}]$	18/1000	13,3/1000	9,7/1000
Nach Gl. (4.41 a) $\mu = \psi \frac{3}{\sqrt{So}}$	μ	0,00246	0,00196	0,00159
Nach Gl. (4.42) $P_R = \mu F v$	$P_R [\text{Nm/s}]$	113	90	73

$$A \approx 5,5 \pi d b = 5,5 \pi \cdot 0,1 \text{ m} \cdot 0,1 \text{ m} = 0,17 \text{ m}^2,$$

$$\alpha = 7 + 12 \sqrt{w} = 7 + 12 \sqrt{1,5} = 22 \text{ Nm}/(\text{s m}^2 \text{ K}),$$

$$\alpha A = 22 \frac{\text{Nm}}{\text{s m}^2 \text{ K}} \cdot 0,17 \text{ m}^2 = 3,74 \frac{\text{Nm}}{\text{s K}}.$$

Nach Gl. (4.20) $(t - t_u) = \frac{P_R}{\alpha A}$	$(t - t_u) [\text{K}]$	30,2	24,1	19,5
mit $t_u = 20^{\circ}\text{C}$ also	$t [^{\circ}\text{C}]$	50,2	44,1	39,5

Aus Abb. 4.37 folgt $t = 46^{\circ}\text{C}$; die Nachrechnung mit diesem Wert liefert:

$$\eta = 0,034 \text{ Ns/m}^2; \quad So = 2,01; \quad \delta = 0,296; \quad h_0 = 14,8/1000 \text{ mm};$$

$$\mu = 0,0021 \quad \text{und} \quad P_R = 97 \text{ Nm/s}.$$

Aus Abb. 4.35 ergibt sich bei $\delta = 0,296$ und $b/d = 1$

$$\frac{\dot{V}}{d^3 \psi \omega} = 0,136; \quad \dot{V} = 0,136 d^3 \psi \omega = 0,136 \cdot (0,1 \text{ m})^3 \frac{1}{1000} \cdot 36,6/\text{s}$$

$$\approx 5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Wie die Erfahrung an ausgeführten Lagern zeigt, kann diese Ölmenge von einem losen Schmierring gefördert werden.

4.3.1.3

Mischreibung und Übergangsdrehzahl

Alle bisherigen Betrachtungen erstreckten sich auf das Gebiet der reinen Flüssigkeitsreibung, die für den Dauerbetrieb unbedingte Voraussetzung ist. Beim Anfahren und Auslaufen befinden sich die hydrodynamischen

Lager jedoch zwangsläufig im Gebiet der Mischreibung, in dem Festkörperberührung stattfindet und daher große Reibwerte und starker Verschleiß auftreten. Der Verlauf der Reibungszahl μ in Abhängigkeit von Drehzahl und Belastung ist schon von STRIBECK experimentell bestimmt worden. Abbildung 4.38 gibt die Charakteristik im Prinzip wieder. Die Grenzdrehzahl zwischen partiellem Tragen und reiner Flüssigkeitsreibung wird Übergangsdrehzahl genannt.

Verfolgt man die Vorgänge vom Gebiet der Flüssigkeitsreibung her, also bei abnehmender Drehzahl, so kann man nach den Beziehungen des letzten Abschnitts die Verringerung der Schichtdicke h_0 und der Reibwerte μ bestimmen, indem man nach Gl. (4.40) die Sommerfeld-Zahlen (für konstante $\bar{p}$ -, η - und ψ -Werte) berechnet und aus Abb. 4.33 die zugehörigen δ -Werte abliest. Für das Beispiel „Hydrodynamisches Radiallager“ sind h_0 und μ in Abb. 4.39 aufgetragen. Die Mindestschichtdicke $h_{\dot{U}}$, bei der sich im Versuch das Minimum der Reibungszahl einstellt, liegt bei etwa 3 bis 4 μm . Für $h_{\dot{U}} = 3,5 \mu\text{m}$ ergibt sich in dem Beispiel (Abb. 4.39) $\omega \approx 6 \text{ s}^{-1}$, oder $n_{\dot{U}} \approx 57 \text{ min}^{-1}$.

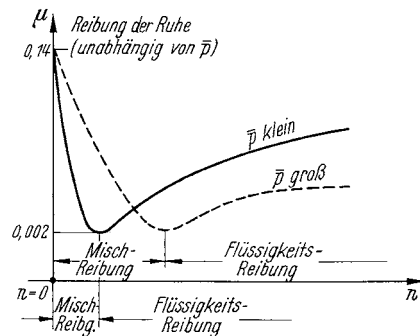
Für Radiallager mit einem Breiten-Durchmesser-Verhältnis $b/d = 0,5 \dots 1,5$ kann die Übergangsdrehzahl näherungsweise auch nach der von VOGELPOHL abgeleiteten „Volumenformel“ berechnet werden:

$$n_{\dot{U}} = \frac{F \cdot 10^{-7}}{\eta C_{\dot{U}} V_L} \quad (4.43)$$

in der die dynamische Viskosität in Ns/m^2 und das Volumen $V_L = b \cdot \pi \cdot d^2/4$ in m^3 einzusetzen sind und der Wert $C_{\dot{U}} \approx 1$ von VOGELPOHL für die meisten Fälle (gute Ausführung und geeignetes Lagermetall) empfohlen wurde. Neuere Untersuchungen von DIETZ oder KATZENMEIER bestätigten die Allgemeingültigkeit von $C_{\dot{U}} = 1$ für alle Lager nicht, sondern zeigen auf, daß die $C_{\dot{U}}$ -Werte vom mittleren Lagerdruck abhängig sind:

$$\begin{array}{ll} \bar{p} < 10 \text{ bar:} & C_{\dot{U}} < 1, \\ 10 \text{ bar} \leq \bar{p} \leq 100 \text{ bar:} & 1 \leq C_{\dot{U}} \leq 8, \\ \bar{p} > 100 \text{ bar} & C_{\dot{U}} > 6. \end{array}$$

Abb. 4.38. Reibungswerte nach STRIBECK (Stribeck-Kurve)



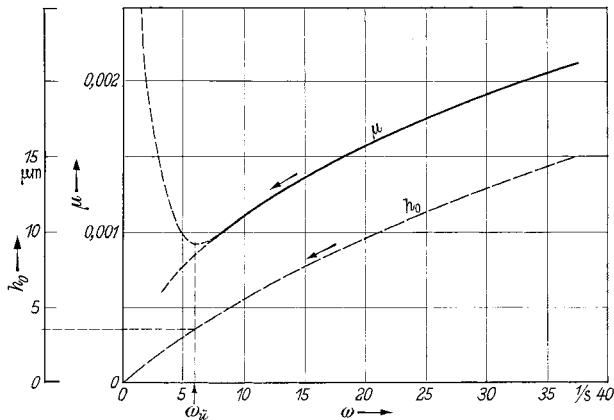


Abb. 4.39. h_0 und μ des Beispiels Hydrodynamisches Radiallager

In dem Beispiel „Hydrodynamisches Radiallager“ würde sich nach der Volumenformel mit $C_{\dot{V}} = 1$ für die Übergangsdrehzahl $n_{\dot{V}} = 94$ 1/min ($\omega_{\dot{V}} \approx 10$ 1/s) ergeben. Man erhält mit $C_{\dot{V}} = 1$ im allgemeinen etwas zu hohe, also sichere Werte!

4.3.1.4

Wellen- und Lagerwerkstoffe

Im Gebiet der reinen Flüssigkeitsreibung spielen die Werkstoffe der Gleitflächen nur insofern eine Rolle, daß an ihnen das Öl gut haftet und daß unter der Einwirkung der Pressung keine unzulässigen Deformationen entstehen. Von großer Bedeutung ist jedoch die Art der Werkstoffpaarung im Gebiet der Mischreibung, also beim Anfahren und Auslaufen bei Ölmangel bzw. gänzlichem Versagen der Ölzufuhr.

Als Wellenwerkstoff dient meistens Stahl, während für die Gegenfläche die verschiedensten „Gleitwerkstoffe“ wie zinnhaltige Weißmetalle, Bronze, Messing und Sinterwerkstoffe verwendet werden. Der Wellenwerkstoff soll immer härter als der Gleitwerkstoff sein, nur der letztere soll den Verschleiß aufnehmen und durch seine Verformbarkeit etwa auftretende Kantenpressungen abbauen. Das Härteverhältnis zwischen Gleitwerkstoff und Welle soll etwa 1:3 bis 1:5 betragen. Bei Gleitwerkstoffen mit größerer Härte sind also entsprechend hochwertigere Wellenwerkstoffe erforderlich, oder es sind die Oberflächen der Wellen zu härten.

An die Gleitwerkstoffe werden im allgemeinen folgende Anforderungen gestellt:

1. Gutes Einlaufverhalten (Glättung im Betrieb um Reibung und Verschleiß zu mindern),
2. Notlaufeigenschaften (damit bei Schmierstoffmangel kein „Fressen“ auftritt),

3. hohe Verschleißfestigkeit (kein Herauslösen kleiner Teilchen aus der Laufschiicht),
4. Einbettfähigkeit (Verunreinigungen in der Laufschiicht aufnehmen oder einbetten),
5. gute Schmierstoffbenetzbarkeit (damit gleichmäßiger Schmierfilm entsteht),
6. Schmiegsamkeit (geringe Kantenpreßempfindlichkeit bzw. gute Verformbarkeit),
7. gleichmäßige, möglichst geringe Volumenausdehnung (Quellen),
8. hohes Wärmeleitvermögen,
9. Korrosionsbeständigkeit,
10. gute Bindungsfähigkeit mit dem Grundmaterial bei Mehrstofflagern.

4.3.1.5

Gestaltung

Gleitlager können ganz allgemein als selbständige Bauelemente ausgeführt werden, die zur Verbindung mit Fundamenten oder mit anderen Maschinenteilen mit entsprechend gestalteten Füßen oder Flanschen versehen werden wie Stehlager, Flanschlager, Bocklager, Hängelager, Wand- und Konsollager. Sie werden aber auch unmittelbar in die Gesamtkonstruktion eingegliedert, etwa in Gehäuse, Rahmen, Gestelle eingeschweißt, angegossen oder angeschmiedet. In jedem Fall ist eine günstige Aufnahme und Überleitung der Kräfte anzustreben.

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt bei Gestaltung und Anordnung von Gleitlagern sind die Montagemöglichkeiten. Können Lager oder Achsen bzw. Wellen seitlich eingeschoben werden, so genügen ungeteilte Lager mit oder ohne Buchsen. Muß die Welle oder ein Rotor in ein Gehäuse eingelegt werden oder ist überhaupt eine leichte Montage erwünscht, so sind offene oder geteilte Lager erforderlich, die jeweils aus dem Lagerkörper und dem durch Schrauben mit ihm verbundenen Lagerdeckel sowie aus den in diese beiden Teile eingebetteten, ebenfalls geteilten Lagerschalen bestehen.

Verformung. Kantenpressungen und Spaltformänderungen, die infolge von Wellenverformungen entstehen, können auf verschiedene Art begegnet werden. Bei starren Lagern, wie Buchsen oder zylindrischen Lagerschalen mit Bunden (Abb. 4.40) sind größere Lagerspiele und geringe Breiten-Durchmesser-Verhältnisse erforderlich. Günstiger sind einstellbare Lager (Abb. 4.40b bis d). Eine Nachgiebigkeit kann bei Lagern auch durch die konstruktive Gestaltung des Außenkörpers erzielt werden (Abb. 4.41). Am zuverlässigsten wirken Kuggleitlager bzw. Gelenklager (Abb. 4.42).

Schmierstoffzufuhr. Die Zufuhr von Schmierstoff muß immer im unbelasteten Teil des Lagers erfolgen. Bei Buchsen werden Bohrungen bzw. Längsschmier-nuten (Abb. 4.43 a) kurz vor der belasteten Zone angeordnet, die sich fast über die ganze Lagerbreite erstrecken, um eine gleichmäßige Verteilung über die Gleitflächen zu erzielen.

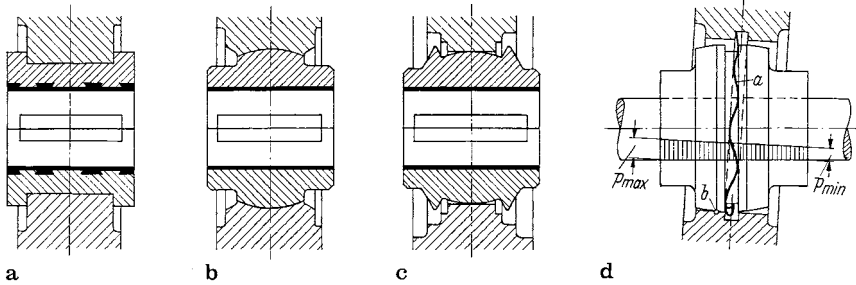


Abb. 4.40. Stützung von Lagerschalen: a) zylindrisch; b) kugelig; c) kippend; d) mit Schlangenfeder

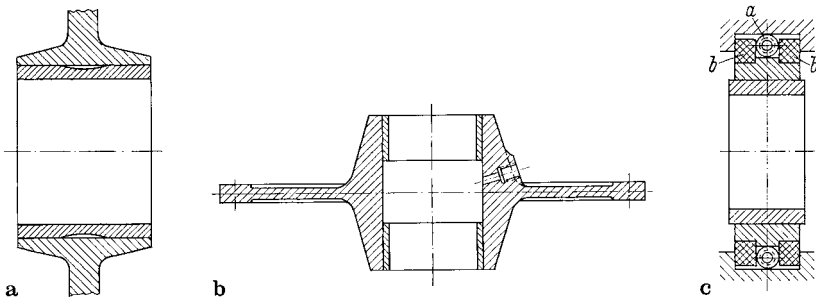


Abb. 4.41. Kantenpressungen reduzieren: a) Dehnkörperlager; b) Membranabstützung; c) Abstützung auf Schraubenfeder *a* und elastischen Stützringen *b*

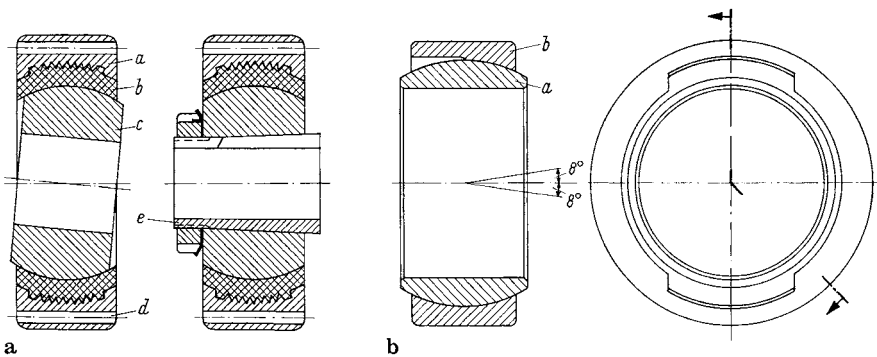


Abb. 4.42. Gelenklager: a) Kugelgleitlager; b) Gleitlager für Kipp- und Schwenkbewegungen

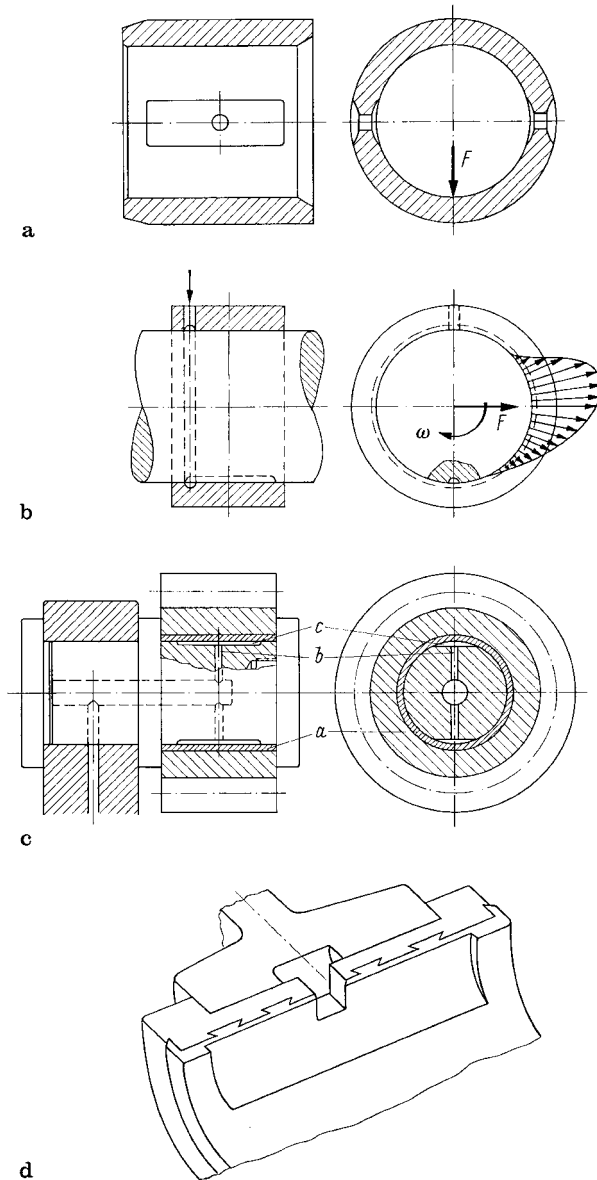


Abb. 4.43. Schmiermittelfuhr: a) bei umlaufender Welle und stillstehender Last; b) bei mit der Welle umlaufender Last; c) bei feststehender Achse und umlaufender Nabe; d) bei Lager-schalen (Schmiertasche an Teilfuge)

Wenn die Belastung mit der Welle umläuft, dann gibt es an der Lagerbuchse keine Stelle, die dauernd unbelastet ist. Die für die Ölverteilung erforderliche Nut muß dann in der Welle um etwa 90° gegen die Lastrichtung versetzt angebracht werden. Die Ölzufuhr erfolgt über eine seitliche, außerhalb der tragenden Lagerfläche angeordneten Ringnut der Buchse (Abb. 4.43 b).

Bei feststehender Achse und umlaufender Nabe wird der Schmierstoff durch die Achse zugeführt. Für die Verteilung sorgen Abflachungen an der Achse (Abb. 4.43 c).

Bei geteilten Lagerschalen werden die Einlaftaschen an den Teilfugen angearbeitet (Abb. 4.43 d).

Lagerbuchsen. Buchsen für Gleitlager sind in DIN 1850 für die Werkstoffe Nicht-eisenmetall, Stahl, Sintermetall, Kohle und Kunststoff genormt. Es sind verschiedene Ausführungen (mit und ohne Bund) vorgesehen. Die verschiedenen Wanddicken sind den verschiedenen Werkstoffen angepaßt. Die empfohlenen ISO-Toleranzfelder sind so gewählt, daß sich nach dem Einpressen der Buchsen ein ISO-Toleranzfeld bis etwa $H9$ ergibt. Das Lagerspiel erhält man durch entsprechende Tolerierung der Welle.

Lagerschalen. Sie bestehen meist aus der Stützschaale und der Gleitwerkstoffauskleidung (Zweistofflager). Einstofflager, vorwiegend aus Gußeisen, haben nur einen begrenzten Anwendungsbereich. Bei Dreistofflagern befinden sich zwischen der Stützschaale aus tragfähigem Werkstoff (z. B. Stahlguß) und der Gleitschicht (z. B. Weißmetall) eine sogenannte Notlaufschicht aus Bleibronze oder dgl. Die Dicke der Gleitschicht ist dann kleiner als 1 mm.

Bei Zweistofflagern wird der Gleitwerkstoff im allgemeinen in den Stützkörper eingegossen. Die Verbindung zwischen Ausguß und Stützschaale kann formschlüssig durch Nuten und stoffschlüssig durch Einlöten erfolgen. Neben Eingießen und Einlöten wird auch das Aufplattieren, besonders bei dünnen Laufschichten, verwendet.

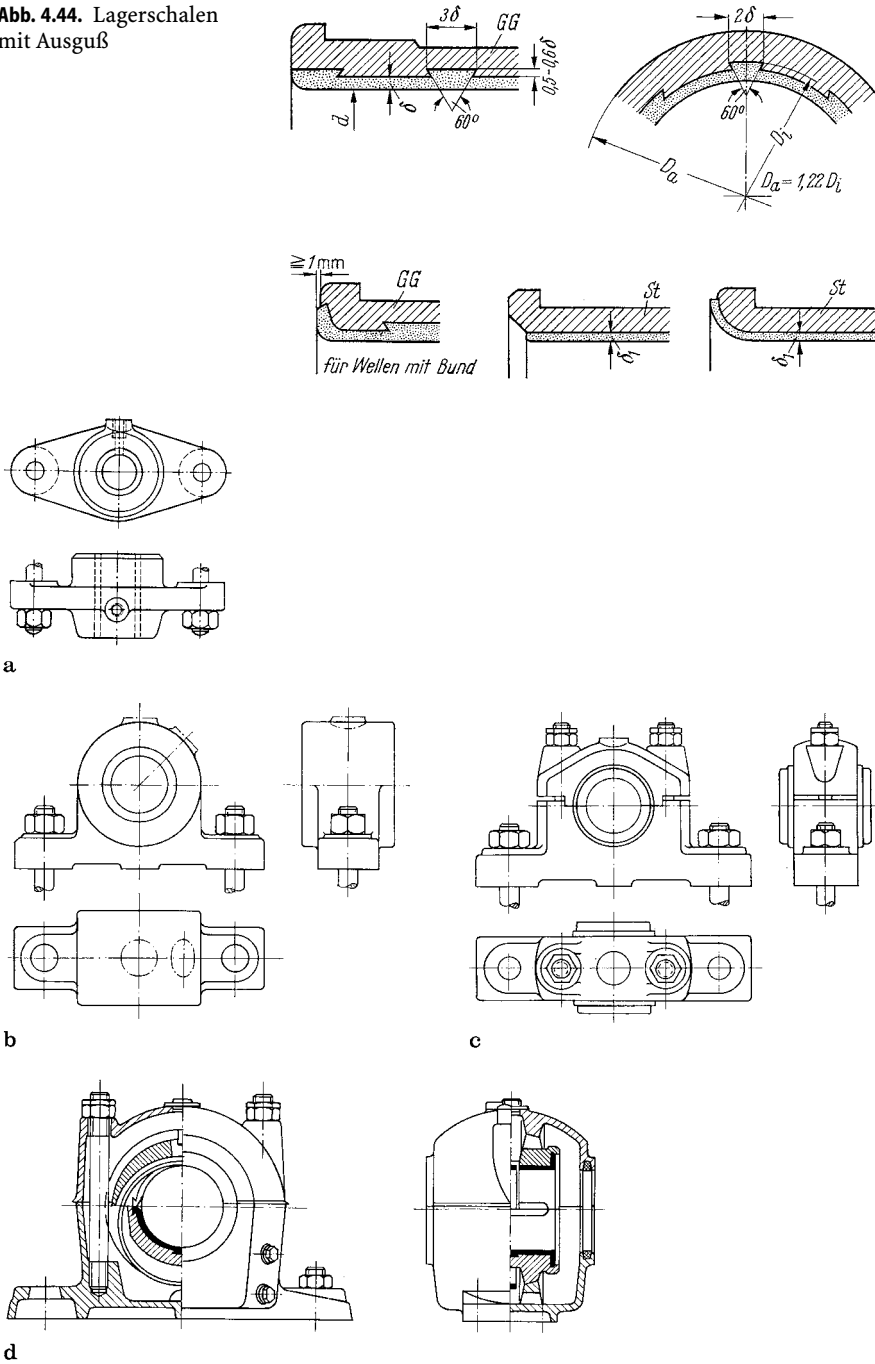
Für die Abmessungen von Lagerschalen mit Ausguß (Abb. 4.44) gelten folgende Richtwerte:

bei Stahl, Stahlguß und Bronze	$D_a : D_i \leq 1,22,$
bei Gußeisen	$D_a : D_i \leq 1,2 \text{ bis } 1,14.$

Mit Lagermetallausguß versehene Gleitlagerbuchsen und Gleitlagerschalen mit und ohne Bund sind in DIN 7473, 7474 und 7477 genormt.

Lagerkörper. Der Lagerkörper muß die Belastungen aufnehmen und weiterleiten. Seine Form wird durch die Anordnung der Lagerschalen und die Schmierart bestimmt. Bei Ringschmierlagern bildet der Lagerkörper zugleich den Ölvorratsbehälter. Für Hebemaschinen sind die in Abb. 4.45 a bis c dargestellten einfachen, vornehmlich für Fettschmierung vorgesehenen Lagerformen genormt.

Für Stehlager mit Ringschmierung sind die äußeren Abmessungen in DIN 118 festgelegt. Abbildung 4.45 d zeigt als Beispiel ein Stehlager, das für Wellendurchmesser von 25 bis 300 mm hergestellt wird.

Abb. 4.44. Lagerschalen mit Ausguß**Abb. 4.45.** Lagerkörper: a) Flanschlager nach DIN 502; b) Augenlager nach DIN 504; c) Deckel-lager nach DIN 505; d) Hochleistungsgleitlager nach DIN 118

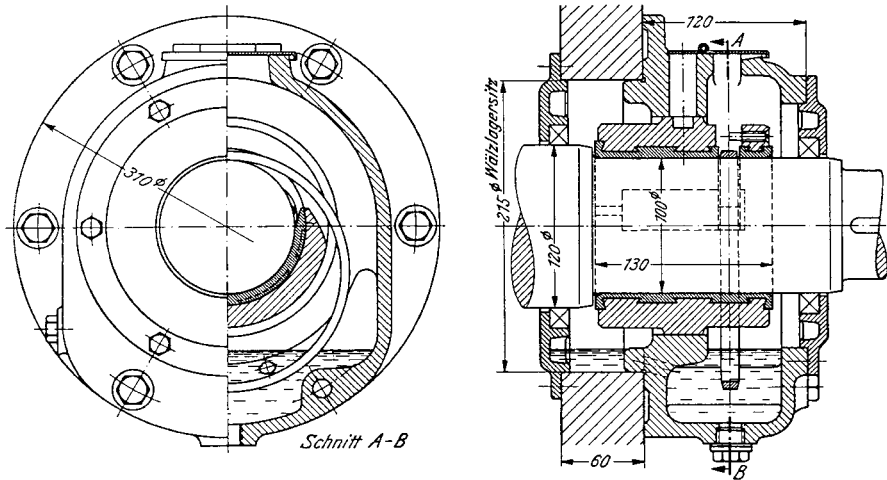
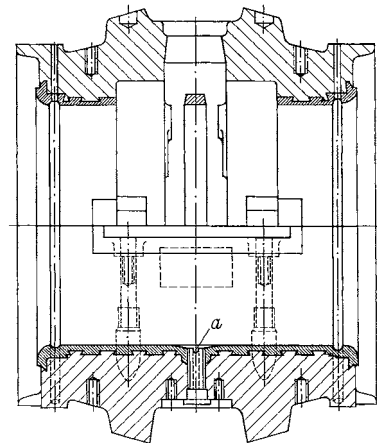


Abb. 4.46. Flanschlager mit Ringschmierung

Beispiele für hydrodynamische Radial- und Axiallager. Die Abb. 4.46 bis 4.49 zeigen Beispiele für Radiallager. Eine Besonderheit stellt das schwere Generatorlager nach Abb. 4.47 dar. Es arbeitet beim An- und Auslauf mit hydrostatischer Schmierung und bei Betriebsdrehzahl als normales hydrodynamisches Ringschmierlager. Durch die Bohrung *a* an der untersten Stelle der Lauffläche wird vor dem Anlaufen Öl mit hohem Druck gepreßt, so daß die belastete Welle angehoben wird.

Axialdruckringe mit eingearbeiteten Keilflächen werden als fertige Einbauteile für sowohl für eine Drehrichtung (Abb. 4.50) als auch beide Drehrichtungen hergestellt. Für sehr große Axialkräfte und veränderlichen Betriebsbedingungen sind Axiallager mit Kippsegmenten geeignet (Mitchellager). Die

Abb. 4.47. Generatorlager mit Hochdruck-Anfahreinrichtung



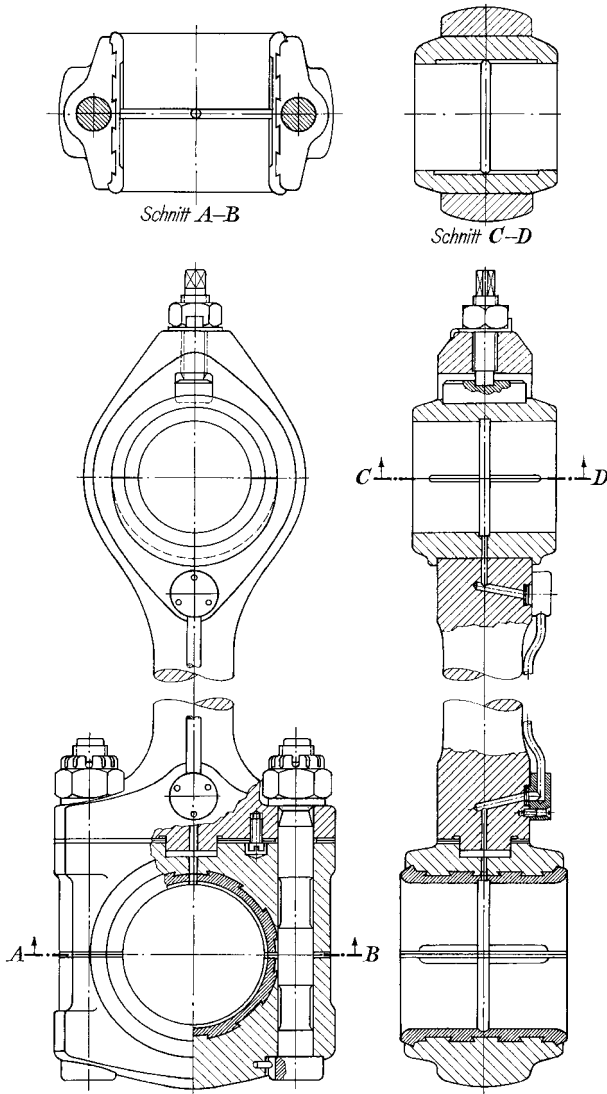
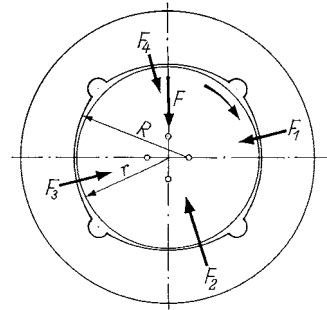


Abb. 4.48. Schubstange eines langsamlaufenden Dieselmotors

Abb. 4.49. Mehrflächengleitlager

Segmente müssen dabei so gestützt oder ausgebildet werden, daß sie sich von selbst auf die günstigsten Keilwinkel einstellen (Abb. 4.51).

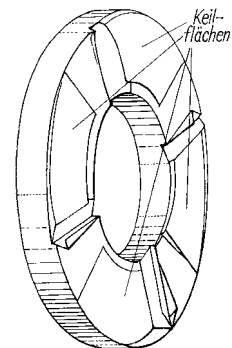
In Abbildung 4.52 ist ein Spurlager für große Axialkräfte dargestellt. Es enthält 12 segmentartige Tragplatten, auf denen der Spurring läuft. Bei sehr großen Axialkräften sorgt ein hydrostatischer Anteil dafür, daß die Lagerabmessungen nicht zu groß werden.

Ein kombiniertes Axial-Radial-Lager für eine Dampfturbine ist in Abb. 4.53 dargestellt. Für die Axiallager sind auf jeder Seite nur 6 Kippsegmente angeordnet. Der große Zwischenraum zwischen den einzelnen Segmenten ist günstig für eine reichliche Schmierölaufuhr.

4.3.2 Wälzlager

Bei Wälzlagern erfolgt die Kraftübertragung mittels Wälzkörper, die als Kugeln oder als Rollen ausgebildet sind. Da die Wälzkörper schlupffrei abwälzen, tritt im wesentlichen nur Rollreibung mit einem sehr niederen Reibbeiwert ($\mu_r = 0,001$ bis $0,002$) auf. Zudem ändert sich dieser Reibbeiwert nur wenig mit Drehzahl und Belastung.

Vorteile. Der Aufwand für Wartung ist sehr gering, da infolge des geringen Schmierstoffverbrauchs eine Dauerschmierung in sehr vielen Fällen möglich

Abb. 4.50. Axialdruckring mit eingearbeiteten Keilflächen (nach DIN 7479)

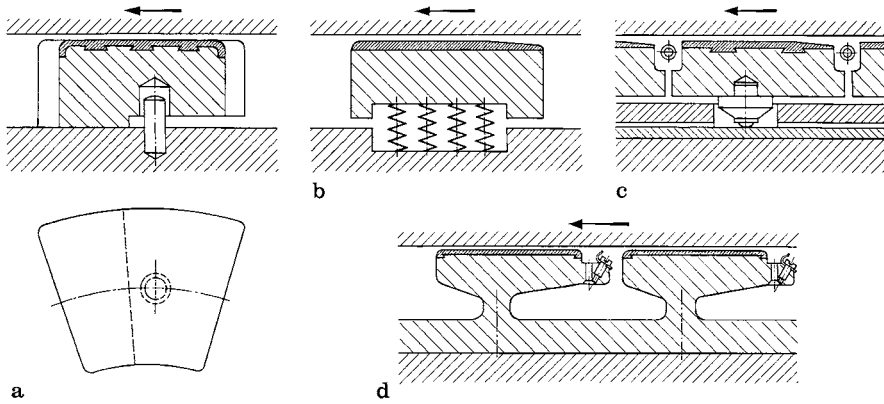


Abb. 4.51. Kippsegmente: a) mit unterer Kippkante; b) auf zylindrischen Schraubenfedern; c) auf Bolzen mit balliger Auflage; d) mit Biegefedergelenk

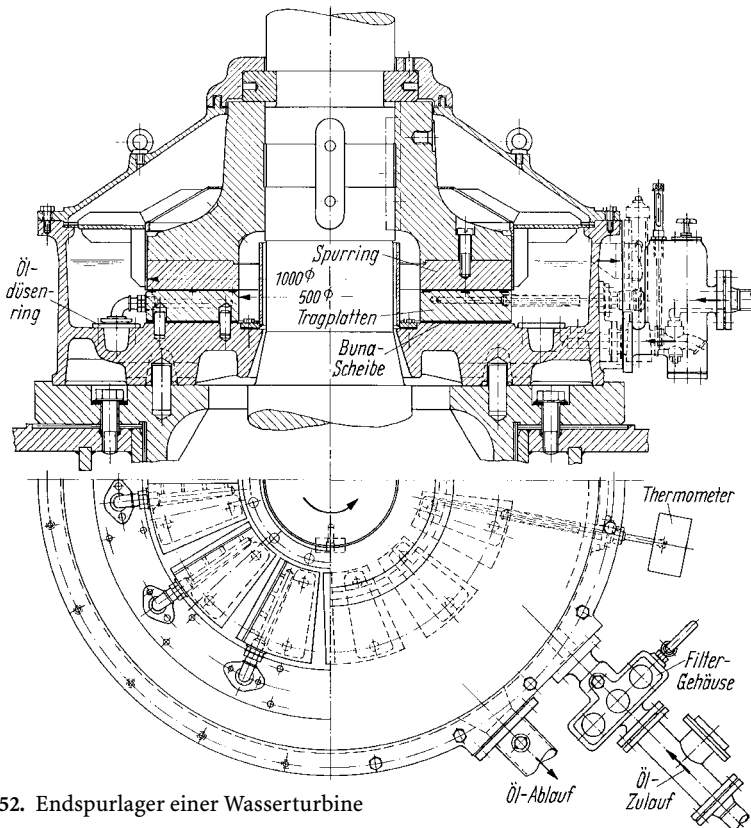


Abb. 4.52. Endspurlager einer Wasserturbine

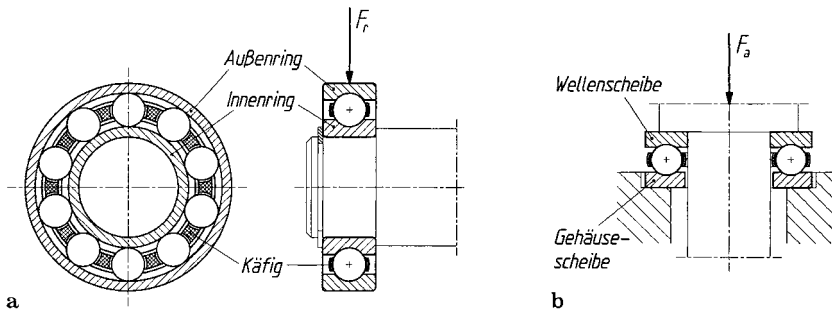


Abb. 4.54. Aufbau eines Wälzlagers: a) Radiallager; b) Axiallager

durchhärtbarem Chromstahl gefertigt. Die Laufbahnen und Wälzkörper werden poliert. Als Werkstoff für die Käfige werden hauptsächlich Stahlblech, Messing und Kunststoff verwendet. Grundsätzlich lassen sich die Wälzlager nach ihrer hauptsächlichsten Lastaufnahme-richtung in Radiallager und Axiallager einteilen, die jeweils als Kugellager oder als Rollenlager ausgeführt werden. Radiallager sind vornehmlich zur Aufnahme von Querkräften geeignet, können aber auch in gewissem Umfang Axialkräfte leiten. Axiallager können hingegen nur Kräfte in axialer Richtung aufnehmen. Die Unterscheidung Kugel- oder Rollenlager richtet sich nach der Art der verwendeten Wälzkörper. Als Rollen werden Zylinderrollen, Nadeln, Walzen, Kegelrollen und Tonnenrollen verwendet.

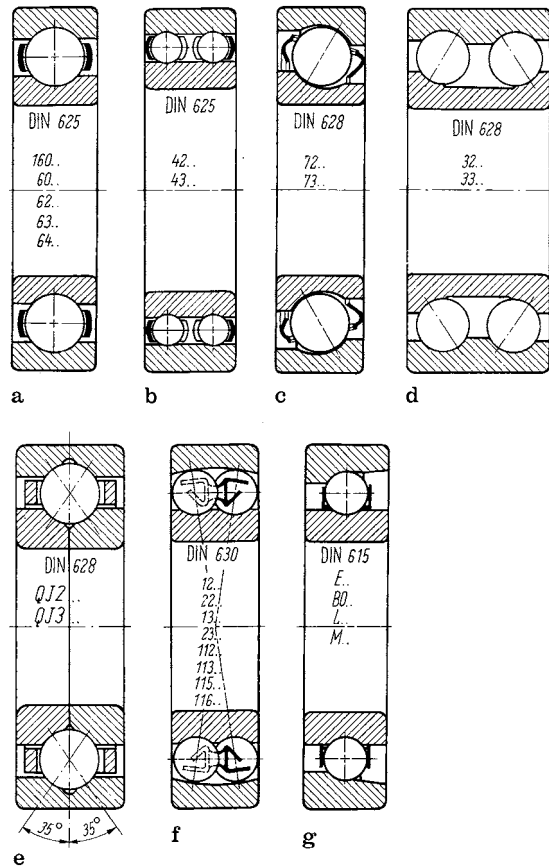
4.3.2.1

Radiallager

Nachfolgend sind die wichtigsten Bauformen von Radiallagern und deren wesentlichen Eigenschaften und Anwendungen aufgeführt. Darüber hinaus gibt es noch eine Vielzahl von Sonderausführungen für spezielle Lagerungsfälle, auf die hier im Detail nicht eingegangen werden kann. Diese Sonderlager sind entweder Firmenschriften [Lagerkataloge] zu entnehmen oder direkt in Zusammenarbeit mit Lagerherstellern zu entwickeln.

a) Rillenkugellager. Abbildung 4.55 a zeigt ein Rillenkugellager nach DIN 625 als einreihiges, geschlossenes und selbsthaltendes Kugellager. Solche Lager werden als sogenannte „Hochschulterkugellager“ ohne Füllnuten hergestellt. Sie sind zur Aufnahme von Radialkräften geeignet, können aber auch beachtlich große Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen. Bei sehr hohen Drehzahlen sind diese Lager bei der Aufnahme von Axialkräften den Axialrillenkugellagern überlegen. Sie gehören zu den am meisten verwendeten Wälzlagern. Rillenkugellager werden in der Regel mit gepreßten Stahl- oder Messingblechkäfigen ausgerüstet. Bei kleinen Lagern (bis ca. 20 mm Wellendurchmesser) werden Kunststoffkäfige und bei größeren Lagern (über 100 mm Wellendurchmesser) Massivkäfige aus Stahl oder Messing verwendet.

Abb. 4.55. Radialkugellager:
a) Rillenkugellager einreihig;
b) Rillenkugellager zweireihig;
c) Schrägkugellager einreihig;
d) Schrägkugellager zweireihig;
e) Vierpunktlager; f) Pendelkugellager;
g) Schulterkugellager



Eine zweireihige Ausführung des Rillenkugellagers (Abb. 4.55b) nach DIN 625 wird in eingeschränktem Umfang für besondere Verwendungsgebiete, wie z.B. im Landmaschinenbau, hergestellt. Sie enthalten Füllnuten, flachere Rillen und kleinere Kugeln. Rillenkugellager sind aufgrund ihrer Geometrie recht starr und lassen nur sehr geringe Schiefstellungen zwischen Innen- und Außenring zu. Bei zweireihigen Lagen sollte der Winkelversatz 2 Winkelminuten, bei einreihigen Lagen 10 Winkelminuten nicht übersteigen.

b) Schrägkugellager. Zur Aufnahme von großen axialen und radialen Belastungen eignen sich Schrägkugellager (Abb. 4.55c) nach DIN 628. Sie werden dann eingesetzt, wenn große Axialkräfte auftreten und eine genaue axiale Führung gefordert wird, wie dies z.B. bei der Lagerung von bogenförmig verzahnten Kegelrädern der Fall ist. Die Berührungspunkte der Wälzkörper mit den Lagerringen bestimmen den Druck- bzw. Berührungswinkel α . Dieser Winkel ist ein Maß für die axiale Tragfähigkeit eines Lagers. D.h., je größer α , desto größere Axialkräfte können übertragen werden. Da einreihige Schrägkugel-

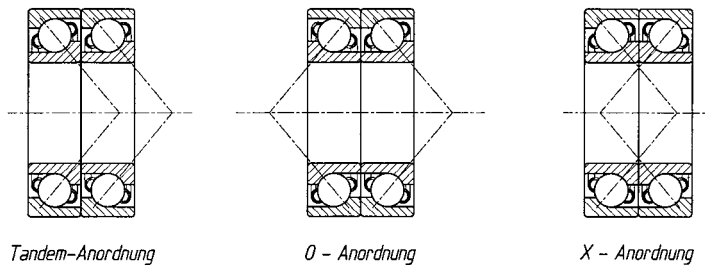


Abb. 4.56. Anordnungen von einreihigen Schrägkugellagern

lager axiale Belastungen nur in einer Richtung aufnehmen und auch radiale Belastungen immer eine axiale Reaktionskraft hervorrufen, ist eine Gegenführung durch ein zweites Lager erforderlich. Diese Lager müssen deshalb immer paarweise verwendet und gegeneinander eingestellt werden (siehe angeordnete Lagerung). Bei sehr großen Lagerkräften können Einzellager miteinander kombiniert werden. Nach Abb. 4.56 unterscheidet man die Tandem-, die O- und die X-Anordnung. Diese satzweise eingebauten Lager, besonderes in der O-Anordnung, ergeben eine relativ starre Lagerung und sind daher sehr empfindlich gegenüber einem Winkelversatz zwischen Welle und Gehäusebohrung.

Eine Unterart ist das zweireihige Schrägkugellager (Abb. 4.55 d), das durch seine Eigenschaften direkt mit zwei satzweise eingebauten einreihigen Lagern in O-Anordnung vergleichbar ist. Eingesetzt werden diese Lager hauptsächlich zur Lagerung von kurzen, biegesteifen Wellen mit großen Belastungen, wie z. B. Schneckenwellen.

Eine Sonderbauform des einreihigen Schrägkugellagers ist das Vierpunktlager mit geteiltem Innenring (Abb. 4.55 e). Die Laufbahnen sind so ausgeführt, daß die Kugeln diese an vier Punkten berühren. Da der Innenring geteilt ist, lassen sich viele Kugeln unterbringen, so daß bei geringer Baubreite eine hohe radiale und axiale Tragfähigkeit erreicht wird. Sie werden für Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen, Rad- und Seilrollenlagerungen und ähnl. verwendet.

c) Pendelkugellager. Bei einem Pendelkugellager nach DIN 630 (Abb. 4.55 f) laufen die beiden Kugelreihen in zwei normalen Rillen des Innenrings. Die Laufbahn im Außenring ist als Hohlkugel ausgebildet, so daß der Innenring mit den beiden Kugelreihen schwenken kann. Diese Lagerart wird daher angewandt, wenn infolge von Wellendurchbiegungen oder Ungenauigkeiten bei Herstellung und Montage eine Gleichachsigkeit der Lager nicht gewährleistet werden kann. Die Schwenkbarkeit und Selbsteinstellung gestattet es, die Lagerinnenringe bei kegeliger Bohrung mit kegeligen Hülsen, Spannhülsen oder Abziehhülsen, auf den Wellen zu befestigen. Es wird hauptsächlich in Gehäusen als Stehlager, Flanschlager usw., sowie für die Lagerung längerer Wellen angewendet.

d) Schulterkugellager. Wie aus Abb. 4.55g ersichtlich, sind Schulterkugellager nach DIN 615 einreihige, nicht selbsthaltende Lager, bei denen die eine Schulter im Außenring weggelassen ist. Die dadurch entstehende Zerlegbarkeit bietet eine wesentliche Erleichterung beim Einbau. Die Lager müssen jedoch, wie einreihige Schrägkugellager, paarweise verwendet und gegeneinander eingestellt werden. Sie sind vornehmlich für die Lagerung von feinmechanischen Geräten, Lichtmaschinen, elektrischen Kleinmotoren u. dgl. bestimmt und werden bis zu einem Wellendurchmesser von 30 mm hergestellt.

e) Zylinderrollenlager. Bei Zylinderrollenlagern nach DIN 5412 sind die Wälzkörper zylindrisch. Dadurch wird der Kontakt zwischen Wälzkörper und Lagerring zu einer Linienberührung. Zylinderrollenlager haben deshalb bei gleichen Abmessungen eine größere Tragfähigkeit als Rillenkugellager und sind für Stoßbelastungen besser geeignet. Die axiale Belastbarkeit ist jedoch sehr gering. Außerdem verlangen Zylinderrollenlager wegen ihrer großen Winkelempfindlichkeit genau fluchtende Lagerstellen.

Nach Abb. 4.57 besitzen die Bauformen N und NU jeweils einen bordlosen Außen- oder Innenring. Hierdurch ergibt sich eine axiale Verschieblichkeit der Lagerringe, so daß diese Lager als Loslager verwendet werden können. Die Bauformen NJ und NUP besitzen jeweils zwei feste Borde am Außenring und einen festen Bord am Innenring. NJ-Lager können somit Axialkräfte in einer Richtung aufnehmen, mit passendem Winkelring hat dieses Lager sogar axiale Führungseigenschaften in beiden Richtungen. Gleiches gilt für die Bauform NUP, die eine lose Bordscheibe besitzt.

Zylinderrollenlager sind nicht selbsthaltend, können also zerlegt werden und gestatten damit einen getrennten Einbau von Innen- und Außenring. Dadurch wird in vielen Fällen die Montage erheblich erleichtert. Ihre Anwendung ist daher nicht nur im allgemeinen Maschinenbau, sondern auch im Elektro-

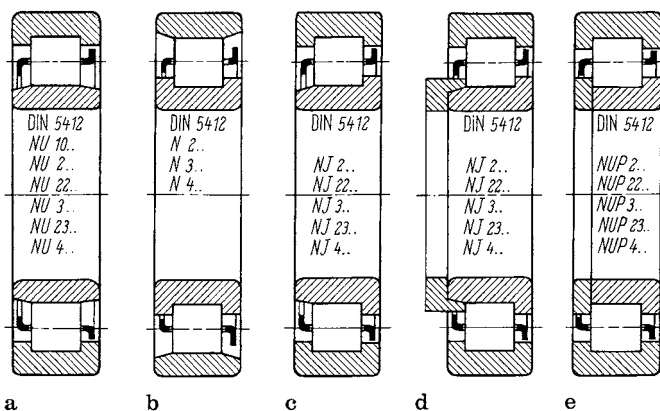


Abb. 4.57. Zylinderrollenlager: a) mit bordlosem Innenring; b) mit bordlosem Außenring; c) mit einem festen Bord am Innenring; d) mit zusätzlichem Winkelring; e) mit einem festen Bord am Innenring und loser Bordscheibe

maschinenbau, im Werkzeugmaschinenbau und bei Achsbuchsen für Schienenfahrzeuge sehr verbreitet. Für Werkzeugmaschinen wurden besondere Zylinderrollenlager in zweireihiger Ausführung entwickelt, um z. B. die Lagerung von Hauptspindeln realisieren zu können.

f) Nadellager. Eine Sonderausführung der Zylinderrollenlager sind die Nadellager (DIN 617, DIN 618 und DIN 5405/Entwurf). Früher wurden sie nur vollrollig, also ohne Käfig, ausgeführt. Heute stehen dem Anwender neben käfiggeführten Nadellagern mit und ohne Innenring auch Nadelhülsen, Nadelbüchsen und zur Aufnahme von Axialkräften kombinierte Nadellager zur Verfügung (Abb. 4.58). Diese Lager haben eine sehr geringe Bauhöhe für ihre relativ große radiale Tragfähigkeit. Nadellager werden zur Lagerung von Getriebewellen bei beschränkten Raumverhältnissen, für Hebel- und Bolzenlagerungen, Schwenkarmen und dgl. eingesetzt. Werden Nadellager ohne Innenringe verwendet, so muß die Welle gehärtet und geschliffen werden. Die Lauffläche auf der Welle sollte eine Oberflächenhärte von 58 bis 64 HRC und eine erforderliche Rauhtiefe von $R_z \leq 1 \mu\text{m}$ besitzen.

g) Kegelrollenlager. Die nicht selbsthaltenden Lager nach DIN 720 besitzen kegelige Rollen als Wälzkörper (Abb. 4.59 a). Der Außenring kann von dem Innenring, der den Rollenkranz trägt, abgenommen werden. Durch die schräge Stellung der Kegelrollen können neben großen Radialbelastungen auch beträchtliche Axialbelastungen aufgenommen werden. Diese Lager werden nur in einer Richtung axial geführt, so daß sie paarweise eingebaut und gegenseitig auf eine günstige Axial-Lagerluft eingestellt werden müssen. Ebenso wie Schrägkugellager in Abb. 4.56 können Kegelrollenlager zu X-, O- oder Tandem-Anordnungen zusammengepaßt werden.

Um Kantenpressungen an den Wälzkörpern zu vermeiden, muß die zulässige Schiefstellung für einreihige Lager auf bis zu 4 Winkelminuten begrenzt werden. Kegelrollenlager sind bezogen auf die Tragfähigkeit die preisgünstigsten Lager. Sie werden hauptsächlich bei Radlagerungen, Wellenlager für

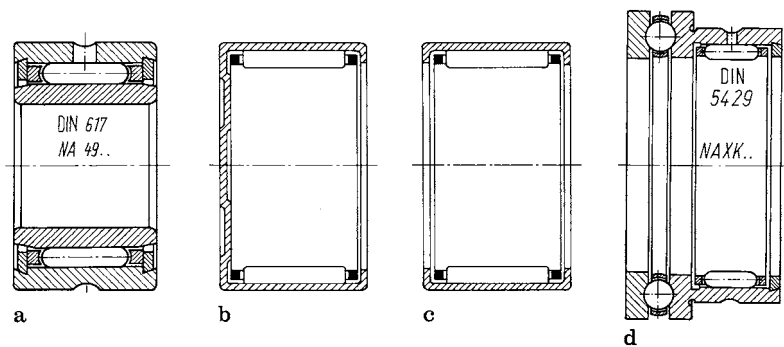
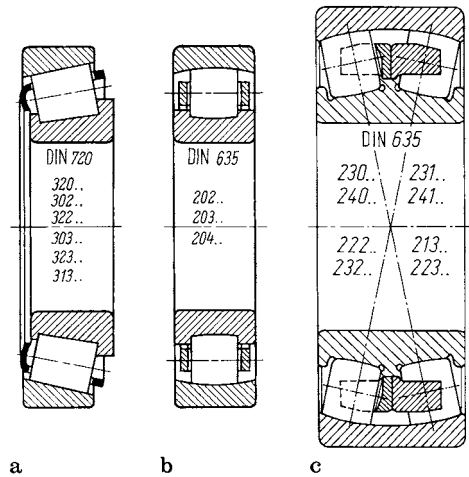


Abb. 4.58. Nadellager: a) mit Innenring; b) Nadelbüchse; c) Nadelhülse; d) kombiniertes Nadelkugellager

Abb. 4.59. Wälzlager mit großer Tragfähigkeit: a) Kegelrollenlager; b) Tonnenlager; c) Pendelrollenlager



Schnecken- und Kegelradgetriebe, Spindellagerungen für Werkzeugmaschinen usw. verwendet.

h) Tonnen- und Pendelrollenlager. Tonnenlager (Abb. 4.59b) nach DIN 635 sind mit tonnenförmigen Rollen ausgerüstet und die Laufbahnen der Außenringe als Hohlkugel geschliffen. Die Lager sind somit schwenkbar wie die Pendelkugellager und vermögen Fluchtfehler auszugleichen.

Die zweireihigen Tonnenlager heißen Pendelrollenlager (Abb. 4.59c). Sie können neben Radialkräften auch große Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen. Aufgrund ihrer Bauart sind sie die Wälzlager mit der größten Tragfähigkeit bei gleichen Abmessungen. Sie werden serienmäßig bis zu Größen von über 1 m Wellendurchmesser hergestellt.

Mit kegeliger Bohrung des Innenrings werden sie mit kegeligen Hülsen, Spann- oder Abziehhülsen verwendet, da sich der Ein- und Ausbau der Lager auf diese Weise gerade bei schweren Maschinen ganz wesentlich erleichtern läßt. Dabei müssen die Muttern entgegengesetzt zur Drehrichtung der Welle angezogen werden.

Ihr Verwendungsgebiet umfaßt den gesamten Schwermaschinenbau, Walzwerke, Papiermaschinen, Hebezeuge, Achsbuchsen für schwere Schienenfahrzeuge und Förderseilscheiben.

4.3.2.2

Axiallager

Da Axiallager – mit Ausnahme der Axialpendelrollenlager – keine Radialkräfte übertragen, können sie nur zusätzlich zu Radiallagern eingebaut werden. Die Verwendung von Axiallagern ist immer dann erforderlich, wenn die Axialkräfte die für die vorhandenen Radiallager zulässigen Werte überschreiten. Axiallager beschränken sich im wesentlichen auf drei verschiedene Grundtypen, die nachfolgend vorgestellt werden.

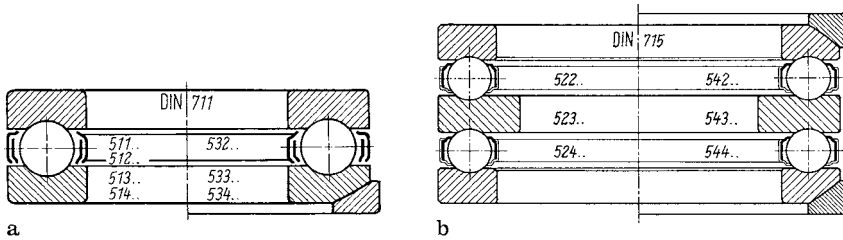


Abb. 4.60. Axialrillenkugellager: a) einseitig wirkend; b) zweiseitig wirkend

a) Axialrillenkugellager. Axiale Rillenkugellager sind starre, nicht selbsthaltende Rillengeräte, deren Laufbahnkörper scheibenförmig sind. Da sie nur Axialkräfte aufnehmen, muß die radiale Führung der Welle von einem separaten Lager gewährleistet sein. Die mit der Welle drehende Scheibe wird Wellenscheibe, die sich im Gehäuse abstützende Scheibe Gehäusescheibe genannt. Es sind einseitig (DIN 711) und zweiseitig (DIN 715) wirkende Axialkugellager zu unterscheiden (Abb. 4.60 a). Bei den zweiseitig wirkenden Lagern, die aus drei Scheiben und zwei Kugelkränzen bestehen, sind die mittlere Scheibe als Wellenscheibe, die beiden anderen als Gehäusescheiben ausgebildet.

Die Wellenscheiben werden auf der Welle zentriert, die Gehäusescheiben mit genügend radialem Spiel gegenüber dem Gehäuse eingebaut.

Meist werden Axialrillenkugellager mit ebenen Gehäusescheiben verwendet, jedoch werden auch solche mit kugeligen Gehäusescheiben auf kugeligen Unterlagscheiben eingesetzt, um Winkelfehler auszugleichen. Zu beachten ist, daß auf diese Weise nur Winkelfehler der Gehäuse ausgeglichen werden können. Fluchtfehler, eine Durchbiegung der Welle oder Wellenscheiben, die nicht senkrecht zur Wellenachse eingebaut werden, lassen sich so nicht ausgleichen, sondern verursachen eine taumelnde Bewegung der Gehäusescheiben, die zur Lagerzerstörung führt.

b) Axialzylinderrollenlager. Für sehr große Axialkräfte und für stoßartige Belastungen eignen sich Axialzylinderrollenlager nach DIN 722 (Abb. 4.61 a), die sich durch einen geringen Platzbedarf und eine hohe Tragfähigkeit und Steifigkeit auszeichnen. Da infolge der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten kein reines Abrollen der Wälzkörper möglich ist, werden relativ kurze Zylinderrollen verwendet. Das Axialnadellager ist eine bauraumoptimierte

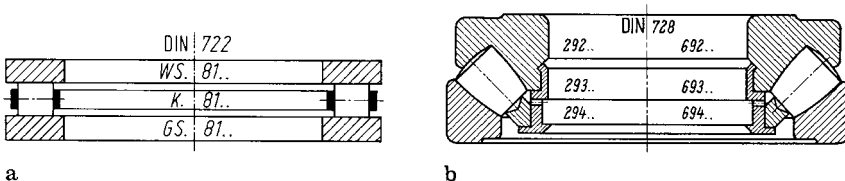


Abb. 4.61. Axialrollenlager: a) Axialzylinderrollenlager; b) Axialpendelrollenlager

Version des einseitig wirkenden Axialzylinderrollenlagers, das als Axial-Nadelkranz ohne Scheiben zu beziehen ist.

c) Axialpendelrollenlager. Ein Axiallager, das auch gewisse Radialkräfte aufnehmen kann, ist das Axialpendelrollenlager nach DIN 728 (Abb. 4.61 b). Bei diesen einseitig wirkenden Lagern werden tonnenförmige Wälzkörper verwendet, die zur Lagerachse in einem bestimmten Winkel, meist 45° , stehen. Die Gehäusescheibe ist hohlkugelig, so daß ein sicheres Einstellen und gleichmäßige Verteilung der Last auf die Rollen gewährleistet ist. Wenn die Axiallager auch Radialkräfte aufnehmen sollen, müssen die radialen Sitze zwischen Gehäusescheibe und Gehäuse und zwischen Wellenscheibe und Welle spielfrei sein. Sie sind die axial tragfähigsten Wälzlager und werden dort eingesetzt, wo Scheibenkugellager auch in mehrreihiger Ausführung keine ausreichende Tragfähigkeit bieten. Ihr Anwendungsgebiet ist sehr vielseitig, denn sie können nicht nur bei Schwenkbewegungen, sondern auch bei verhältnismäßig hohen Drehzahlen eingesetzt werden. Beispiele sind schwere Schneckengetriebe, Kranstützlager, Lokomotivdrehscheiben, Schiffsdrucklager.

4.3.2.3

Lagerbezeichnung

Wälzlager sind Normteile. In DIN 616 und DIN ISO 355 sind die äußeren Abmessungen (Hauptabmessungen) festgelegt und die Anzahl der Lagergrößen begrenzt. Das ermöglicht zum einen, daß Lager unterschiedlicher Hersteller, aber auch Lager unterschiedlicher Bauart problemlos ausgetauscht werden können. So kann z. B. ein Kugellager durch ein tragfähigeres Rollenlager gleicher Abmessungen ersetzt werden.

Die Bezeichnung der Wälzlager erfolgt einheitlich mit Kurzzeichen nach DIN 623 (Abb. 4.62). Das Kurzzeichen kennzeichnet Bauart, Abmessungen, Toleranzen, Lagerluft und ggf. weitere wichtige Merkmale. Es besteht aus einem

- Vorsetzzeichen,
- Basiskennzeichen und
- Nachsetzzeichen.

Vorsetzzeichen. Sie kennzeichnen in der Regel Lagereinzelteile (dem Lager folgt im allgemeinen die Bezeichnung des kompletten Lagers), werden aber auch für bestimmte Sonderlager nach amerikanischen Firmennormen verwendet. Folgende Abkürzungen für Teile genormter Lager sind unter anderem definiert:

- K** Radial- oder Axialzylinderrollenkränze (Käfig mit Wälzkörpern),
- L** freier Ring eines zerlegbaren Lagers,
- R** Lagerring mit Rollenkranz bei nicht selbsthaltenden Lagern ohne den freien Innen- oder Außenring.

Basiskennzeichen. In verschlüsselter Form enthält das Basiskennzeichen die Bauart, die Maßreihe (Breite B und Außendurchmesser D), und den Bohrungsdurchmesser ($d \equiv$ Wellendurchmesser) des Lagers. Die Lagerart wird mit Zah-

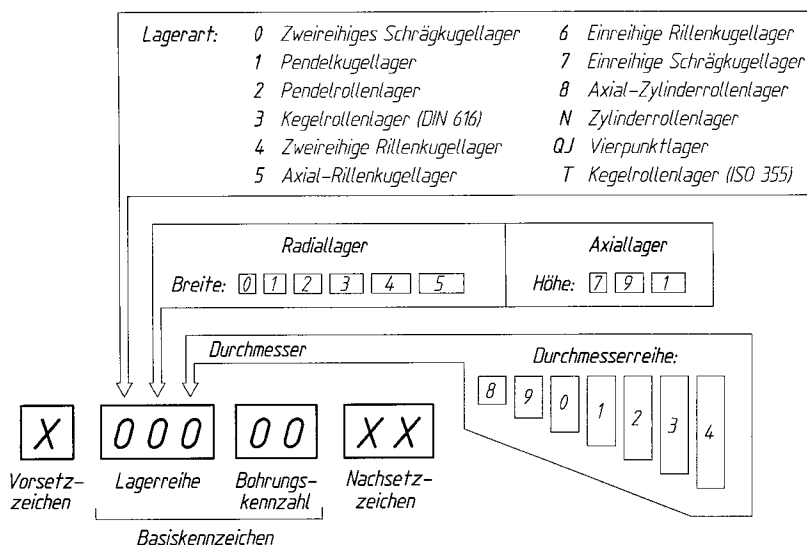


Abb. 4.62. Lagerbezeichnung nach DIN 623

len oder Buchstaben nach Abb. 4.62 festgelegt. Die Maßreihen stellen eine Kombination verschiedener Breitenreihen und Durchmesserreihen dar. Das heißt, jeder Lagerbohrung sind mehrere Breitenmaße und Außendurchmesser zugeordnet (Abb. 4.63). Die beiden letzten Ziffern stellen die Bohrungskennzahl wie folgt dar:

Bohrungskennzahl	00	01	02	03	04	...20...	96
für Bohrungsdurchmesser d in mm	10	12	15	17	20	...100...	480

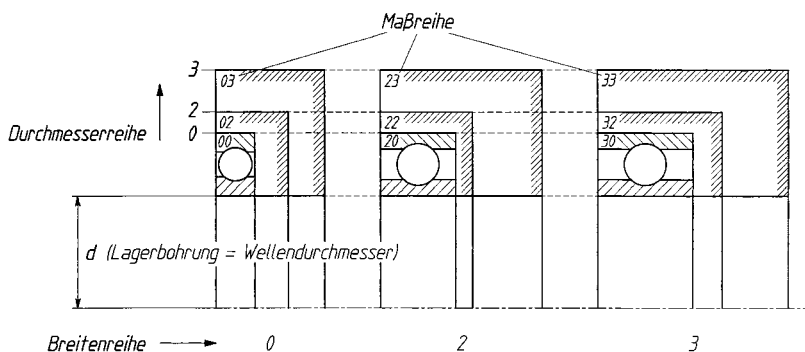


Abb. 4.63. Maßreihen für Wälzlager nach DIN 616

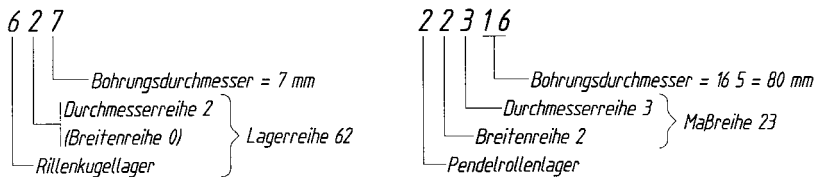


Abb. 4.64. Beispiele für Basiskennzeichen nach DIN 623

Für den Durchmesserbereich $20 \leq d \leq 480$ mm entspricht die Bohrungskennzahl $d/5$. Im Bereich $d > 480$ mm wird d in mm hinter einem Schrägstrich, bei $d < 10$ mm meistens ohne Schrägstrich angegeben. Teilweise werden Ziffern bei der Kennzeichnung der Lagerreihe unterdrückt (z.B. die Breitenreihe 0 in Abb. 4.64). Beispiele für die Lagerbezeichnung mit Basiskennzeichen zeigt Abb. 4.64.

Nachsetzzeichen. Abweichungen von der Standardausführung werden durch Nachsetzzeichen angegeben. Da es eine Vielzahl von unterschiedlichen Nachsetzzeichen gibt, wird an dieser Stelle auf die Lagerkataloge der Lagerhersteller verwiesen. Abweichungen von der ursprünglichen Ausführung können sein:

- kleinere oder größere Lagerluft als Normal (C2 oder C3),
- Toleranz kleiner als normal (P5),
- Massiv-Käfig aus Leichtmetall (L),
- Kugellager mit Dichtscheiben auf beiden Seiten (.2RS),
- Kugellager mit Deckscheibe (berührungslose Dichtung) auf einer Seite (.Z).

4.3.2.4

Lagerberechnung

Lager werden durch äußere Kräfte, die z.B. von einer umlaufenden Welle auf ein feststehendes Gehäuse übertragen werden, belastet. Diese Lagerkräfte können nach den Gesetzen der Statik berechnet werden und treten entweder als reine Radialkräfte oder als eine Kombination aus Radial- und Axialkraft auf. Der Winkel, den die Resultierende aus Radialkraft F_r und Axialkraft F_a zur Senkrechten bildet, wird Lastwinkel β genannt (Abb. 4.65) und bestimmt somit die Richtung der äußeren Kraft. Er ist nicht zu verwechseln mit dem Druckwinkel α , der die Richtung definiert, in der die Lagerkraft zwischen Außen- und Innenring übertragen wird.

Als Druckmittelpunkt 0 wird der Schnittpunkt der Drucklinien mit der Lagerachse bezeichnet. Für die Berechnung der Lagerkräfte ist dieser Druckmittelpunkt der Angriffspunkt der äußeren Kraft (Abb. 4.65), so daß bei Lagern mit $\alpha \neq 0$ nicht mit dem tatsächlichen, sondern mit dem wirksamen Lagerabstand L_w gerechnet wird. Wenn $\beta \neq \alpha$ ist, verschieben sich die Ringe infolge der Lagerluft in axialer Richtung, so daß sich unter Belastung ein anderer Druckwinkel einstellt als in unbelastetem Zustand. Nur bei Rollen- und Pen-

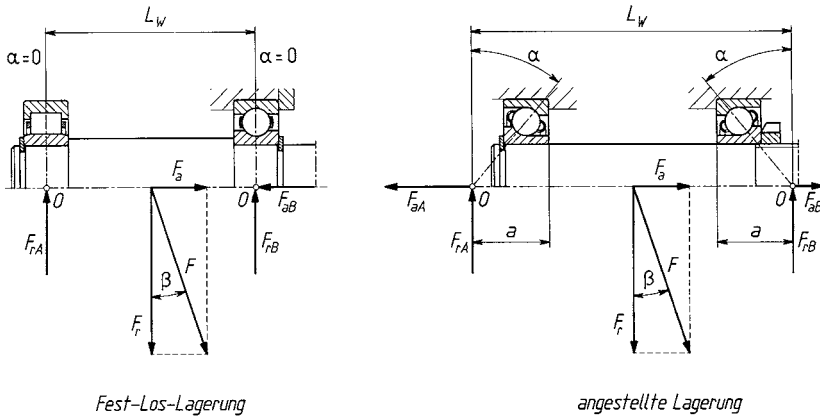


Abb. 4.65. Definition von Druckwinkel α , Lastwinkel β und wirksamem Lagerabstand L_W

delkugellagern ist α unabhängig von der Belastung. Die höchste Tragfähigkeit für ein Lager ergibt sich, wenn $\alpha \approx \beta$ ist. Bei der Berechnung der Lagerkräfte ist im allgemeinen der Nenndruckwinkel – das ist α in unbelastetem Zustand und kann den Lagerkatalogen entnommen werden – zu verwenden, und nicht der bei Belastung sich einstellende Betriebsdruckwinkel. Zu beachten ist, daß bei Radiallagern mit großen Druckwinkeln auch bei rein radialer Belastung Axialkräfte auftreten. Abbildung 4.66 zeigt am Beispiel eines Kegelrollenlagers die durch die Radialkraft F_r induzierte Axialkraft F_{3a} sowie die infolge der kegeligen Rollenform entstehende axiale Anpreßkraft F_3 .

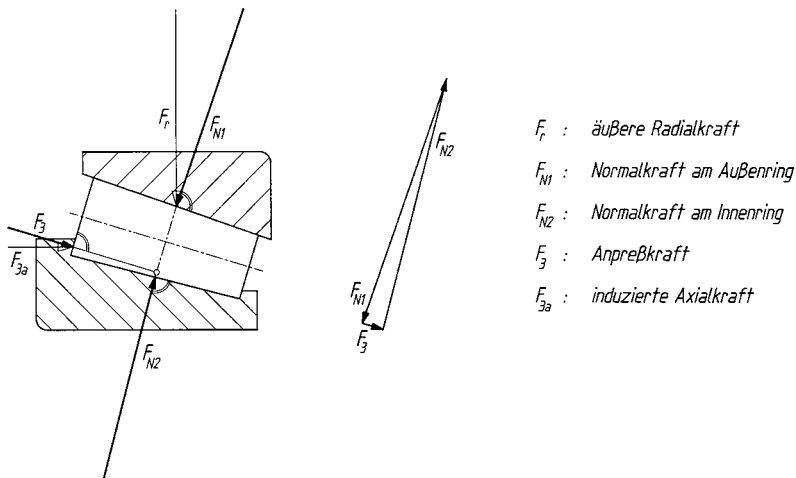


Abb. 4.66. Kräfte im Kegelrollenlager

Tragfähigkeit. Grundlage für die Berechnung der Tragfähigkeit von Wälzlagern sind die klassischen Untersuchungen von HERTZ und STRIEBECK, ergänzt durch die Arbeiten von PALMGREN und LUNDBERG, die zu einer wissenschaftlich begründeten Theorie geführt haben. Danach tritt in der Berührstelle zwischen Wälzkörper und Laufring eine Hertzsche Flächenpressung auf. Die auftretende Abplattung und maximale Flächenpressung ist abhängig von der Geometrie (punkt- oder linienförmige Berührung, Schmiegun g usw.) und dem Werkstoff und kann mit den Hertzschen Gleichungen (homogene Werkstoffe unter elastischer Verformung) berechnet werden. Durch das ständige Überrollen der Ringe werden diese schwellend beansprucht. Daraus folgt, daß die Tragfähigkeit eines Wälzlagers abhängig ist von den Eigenschaften des Werkstoffes und der Form der Wälzkörper und Laufbahnen, von deren Anschmiegun g an den Berührstellen zwischen Wälzkörper und Laufbahn, von der Zahl der Wälzkörper und von der Anzahl der Überrollungen der einzelnen Punkte der Laufbahnen.

Bezüglich seines Betriebszustandes wird unterschieden zwischen den statisch und den dynamisch belasteten Lager. Dabei ist hier jedoch nicht der zeitliche Verlauf der Lagerkräfte gemeint, sondern der Umstand, ob sich das Lager relativ zur Last dreht oder nicht.

Statische Tragfähigkeit. Wird ein Wälzlager im Stillstand, bei sehr niedrigen Drehzahlen ($n < 10 \text{ min}^{-1}$) oder bei kleinen Schwenkbewegungen belastet, so können durch den Druck der Wälzkörper plastische Verformungen in den Laufbahnen hervorgerufen werden. Überschreiten diese eine gewisse Grenze, so wird das Lager nicht mehr betriebsfähig sein.

Die *statische Tragzahl* C_0 eines Wälzlagers gibt die Belastung an, bei der die Größe der bleibenden Verformungen von Wälzkörper und Laufbahn in der höchstbeanspruchten Stelle des Lager 0,01% des Wälzkörperdurchmessers erreicht. Tritt als äußere Belastung neben der Radialkraft F_r noch eine Axialkraft F_a auf, so ist eine *statisch äquivalente Lagerlast* P_0 zu ermitteln, die als rein radiale Belastung die gleiche bleibende Verformung ergeben würde:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a . \quad (4.44)$$

Die Faktoren X_0 und Y_0 sind von der Bauart des Lagers abhängig und entweder DIN ISO 76 oder den Lagerkatalogen zu entnehmen. Für die gebräuchlichsten Lagerarten sind in Tabelle 4.6 die X_0 und Y_0 -Werte zusammengestellt. Die Gl. (4.44) gilt jedoch nur für $P_0 \geq F_r$. Ergibt sich für P_0 ein kleinerer Wert als F_r , so ist $P_0 = F_r$ zu setzen. Ob ein Lager für die gegebene statische Belastung ausreichend ist, ergibt sich aus der statischen Tragsicherheit

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} .$$

Die Kennzahl s_0 ist somit ein Maß für die Sicherheit gegen zu große plastische Verformungen an den Berührstellen der Wälzkörper. Für Lager, die sehr leichtgängig sein müssen ist eine große statische Tragsicherheit erforderlich.

Tabelle 4.6. X_0 - und Y_0 -Werte zur Berechnung der statisch äquivalenten Lagerlast

Lagerbauart	Faktoren X_0	Y_0	für
Rillenkugellager und Schulterkugellager }	1 0,6	0 0,5	$F_a/F_r \leq 0,8$ $F_a/F_r > 0,8$
Schräggugellager ($\alpha = 40^\circ$)	1 0,5	0 0,26	$F_a/F_r \leq 1,9$ Einzellager oder $F_a/F_r > 1,9$ Lagerpaar in Tandem- Anordnung
	1	0,52	Lagerpaar in X- oder O-Anordnung
Pendelkugellager	1	Y_0^a	
Zylinderrollenlager	1	0	
Kegelrollenlager	1 0,5	0 Y_0^a	$F_a/F_r \leq 1/2 \cdot Y_0^a$ $F_a/F_r > 1/2 \cdot Y_0^a$
Pendelrollenlager	1	Y_0^a	
Axial-Rillenkugellager Axial-Zylinderrollenlager }	1	0	
Axial-Pendelrollenlager	2,7	1	$F_r \leq 0,55 \cdot F_a$

^a Werte sind dem Anhang bzw. den Herstellerangaben (Lagerkatalog) zu entnehmen.

Kleinere Werte genügen bei geringeren Anforderungen. Nach [SKF] strebt man im allgemeinen an:

$s_0 = 1,5 \dots 2,5$ bei hohen Anforderungen oder Stoßbelastungen,
 $s_0 = 1,0 \dots 1,5$ bei normalen Anforderungen,
 $s_0 = 0,7 \dots 1,0$ bei geringen Anforderungen.

Dynamische Tragfähigkeit. Ein Wälzlager, das ordnungsgemäß eingebaut ist, wird bei einer konstanten Drehzahl und einer konstanten Lagerbelastung so lange laufen, bis infolge der Wechselbeanspruchung Ermüdungserscheinungen in Form feiner Risse, Abblätterungen oder gar Grübchen (Pittings) auftreten. Die Anzahl der Umdrehungen, die das Lager bis zum Eintritt der ersten Ermüdungserscheinungen gemacht hat, wird als Lebensdauer bezeichnet. Die Lebensdauer eines Lagers ist die ausschlaggebende Größe für die Beurteilung einer Lagerung und ist von der Belastung abhängig. Tritt als Belastung keine reine Radial- oder Axiallast auf, so ist eine *dynamisch äquivalente (gleichwertige) Lagerlast* P zu berechnen, die zur gleichen Lebensdauer wie die tatsächliche Lagerlast führt. Dies ist erforderlich, da die dynamische Tragzahl C eine reine Radial- bzw. Axiallast darstellt, welche einer Belastung entspricht, bei der eine nominelle Lebensdauer von einer Million Umdrehungen zu erwarten ist. Für die dynamisch äquivalente Lagerlast gilt:

$$P = X F_r + Y F_a. \quad (4.46)$$

Der Radialfaktor X und der Axialfaktor Y sind Tab. 4.7, dem Anhang oder den Lagerkatalogen zu entnehmen. Sie sind abhängig von der Lagerbauart und dem

Tabelle 4.7. X - und Y -Werte zur Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerlast für $F_a/F_r > e$

Lagerbauart	Faktoren			
	F_a/C_0	e	X	Y
	0,025	0,22	0,56	2
einreihiges	0,04	0,24	0,56	1,8
Rillenkugellager	0,07	0,27	0,56	1,6
mit normaler	0,13	0,31	0,56	1,4
Lagerluft	0,25	0,37	0,56	1,2
	0,5	0,44	0,56	1

(Zwischenwerte können interpoliert werden).

Belastungsverhältnis F_a/F_r . Bei einreihigen Radiallagern beeinflusst eine zusätzliche Axialbelastung die äquivalente Belastung P erst dann, wenn das Verhältnis F_a/F_r einen bestimmten Grenzwert e überschreitet. Bei zweireihigen Lagern dagegen sind auch kleine Axialbelastungen von Bedeutung. In Tabelle 4.7 sind die X - und Y -Werte für einreihige Rillenkugellager mit normaler Lagerluft abhängig von e dargestellt. Der Faktor e wird mit Hilfe der auftretenden Axialkraft F_a und der statischen Tragzahl C_0 ermittelt.

Für den Fall, daß $F_a/F_r \leq e$ ist, gilt wie bei rein radial belasteten Radiallagern:

$$P = F_r.$$

Für Axiallager, die nur axiale Kräfte aufnehmen können, gilt dementsprechend

$$P = F_a.$$

In der Praxis und in Laboruntersuchungen ist jedoch zu beobachten, daß die Lebensdauerwerte von Lagern gleicher Art und Größe unter völlig gleichen Belastungsbedingungen doch sehr unterschiedlich sind. Das heißt, es tritt eine beachtliche Streuung auf, so daß eine statistische Festlegung des Begriffes Lebensdauer notwendig ist. In DIN ISO 281 ist deshalb eine *nominelle Lebensdauer* L_{10} definiert, die von 90 % einer größeren Anzahl von offensichtlich gleichen Lagern unter gleichen Bedingungen erreicht oder überschritten wird. Danach können 10 % der Lager zu einem nicht festgelegten Zeitpunkt vorher ausfallen. Aus zahlreichen Untersuchungen ergab sich, daß diese Lebensdauer L_{10} umgekehrt proportional zur p -ten Potenz der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P ist:

$$L_{10} \sim \frac{1}{P^p}.$$

Mit der dynamischen Tragzahl C , die als diejenige Belastung definiert ist, bei der eine nominelle Lebensdauer von einer Million Umdrehungen zu erwarten ist, ergibt sich:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p [10^6 \text{ Umdrehungen}]. \quad (4.47)$$

Tabelle 4.8. Richtwerte für die erforderliche nominelle Lebensdauer $L_{10\text{ h}}$ bei verschiedenen Maschinenarten (nach SKF)

Maschinenart	$L_{10\text{ h}}$ in Betriebsstunden
Haushaltsmaschinen, landwirtschaftliche Maschinen, Instrumente, medizinisch-technische Geräte	300 ... 3000
Maschinen für kurzzeitigen oder unterbrochenen Betrieb Elektro-Handwerkzeuge, Montagekrane, Baumaschinen	3000 ... 8000
Maschinen für kurzzeitigen oder unterbrochenen Betrieb mit hohen Anforderungen an die Betriebssicherheit: Aufzüge, Stückgutkrane	8000 ... 12000
Maschinen für täglich achtstündigen Betrieb, die nicht stets voll ausgelastet werden: Zahnradgetriebe für allgemeine Zwecke, ortsfeste Elektromotoren, Kreiselbrecher	10000 ... 25000
Maschinen für täglich achtstündigen Betrieb, die voll ausgelastet werden: Werkzeugmaschinen, Maschinen für Produktionsbetriebe, Krane für Massengüter, Gebläse, Förderbänder	20000 ... 30000
Maschinen für Tag- und Nachtbetrieb: Walzwerksgetriebe, mittelschwere Elektromaschinen, Kompressoren, Pumpen, Textilmaschinen, Grubenaufzüge	40000 ... 50000
Wasserwerke, Drehöfen, Rohrschnellverseilmaschinen, Getriebe für Hochseeschiffe	60000 ... 100000
Maschinen für Tag- und Nachtbetrieb mit hohen Anforderungen an die Betriebssicherheit: Zellulose- und Papiermaschinen, Großelektromaschinen Grubenpumpen und -gebläse, Lauflager für Hochseeschiffe	≈ 100000

Der Exponent p ist von der Bauart abhängig und wurde aus Versuchen ermittelt:

für Kugellager gilt: $p = 3$,

für Rollenlager gilt: $p = 10/3$.

Die Lebensdauerangabe in Millionen Umdrehungen ist für die praktische Anwendung jedoch sehr ungeschickt. Viel besser ist eine Angabe in Betriebsstunden. Bei einer konstanten Drehzahl n kann durch Umformen der Gleichung (4.47) die Lebensdauer in Betriebsstunden angegeben werden:

$$L_{10\text{ h}} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (4.48)$$

Die Drehzahl n ist in min^{-1} einzusetzen. Die Wahl der Lebensdauer richtet sich nach der voraussichtlichen Einsatzdauer der Maschine, in die es eingebaut werden soll (Tabelle 4.8).

Beispiel 1: Berechnung der nominellen Lebensdauer

Das Festlager einer Maschinenwelle ist mit dem Rillenkugellager 6214 ausgeführt. Das Lager wird durch eine Radialkraft $F_r = 4,2 \text{ kN}$ und eine Axial-

kraft $F_a = 3,4 \text{ kN}$ belastet. Die Wellendrehzahl beträgt $n = 900 \text{ min}^{-1}$. Nach Tabelle A2.1 (Anhang) ist die dynamische Tragzahl $C = 60,5 \text{ kN}$ und die statische Tragzahl $C_0 = 45 \text{ kN}$.

Bestimmung der Faktoren nach Tab. 4.7:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{3,4}{45} = 0,075 \quad \text{daraus folgt: } e = 0,27$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3,4}{4,2} = 0,81 > e \quad \text{deshalb wird: } X = 0,56 \text{ und } Y = 1,6$$

Damit wird die dynamisch äquivalente Lagerlast (Gl. 4.46):

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 4,2 + 1,6 \cdot 3,4 = \underline{7,8 \text{ kN}}$$

Die nominelle Lebensdauer ist dann nach Gl. 4.48:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 900} \left(\frac{60,5}{7,8} \right)^3 = \underline{\underline{8640 \text{ Stunden}}}$$

Das heißt, es ist zu erwarten, daß 90 % der Lager 6214 bei der oben genannten Belastung und unter normalen Einsatzbedingungen mindestens 8640 Stunden störungsfrei funktionieren.

Beispiel 2: Lagerart und Lagergrößen festlegen

Die beiden Lager einer Unwuchtwellen werden jeweils mit einer Fliehkraft von $F_z = F_r = 5,5 \text{ kN}$ belastet. Die nominelle Lebensdauer soll bei einer Drehzahl von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ mindestens 10000 Stunden betragen. Aus konstruktiven Gründen wurden die Wellendurchmesser, auf denen die Lager angeordnet werden, auf $d = 30 \text{ mm}$ festgelegt.

Mit $F_a = 0$ wird die äquivalente Lagerlast $P = F_r = 5,5 \text{ kN}$.

Durch Umstellen der Gl. 4.48 läßt sich die erforderliche Tragzahl für ein Rillenkugellager berechnen:

$$C_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{L_{10h} 60 \cdot n}{10^6}} \cdot P = \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 60 \cdot 1500}{10^6}} \cdot 5,5 \text{ kN} = \underline{53,1 \text{ kN}}$$

Ein Blick in Tabelle A2.1 (Anhang) zeigt, daß kein Rillenkugellager mit $d = 30 \text{ mm}$ die erforderliche Tragzahl auch nur annähernd erreicht. Da keine nennenswerten Axialkräfte auftreten, sind auch Zylinderrollenlager sehr gut geeignet.

Für Rollenlager sind kleinere Tragzahlen als für baugleiche Kugellager erforderlich:

$$C_{\text{erf}} = \sqrt[10/3]{\frac{L_{10h} 60 \cdot n}{10^6}} \cdot P = \sqrt[10/3]{\frac{10000 \cdot 60 \cdot 1500}{10^6}} \cdot 5,5 \text{ kN} = \underline{42,3 \text{ kN}}$$

Nach Tabelle A2.3 b wird das Zylinderrollenlager **NJ 2206** mit $C = 48,4 \text{ kN}$ gewählt. Unter Verwendung zweier baugleicher Lager kann dann leicht eine schwimmende Lagerung nach Abb. 4.74 realisiert werden.

Mit diesen Lagern ist eine nominelle Lebensdauer von $L_{10h} = 15630$ Stunden zu erwarten.

Veränderliche Drehzahl und Belastung. Ist die Drehzahl nicht konstant, so ist eine mittlere Drehzahl n_m zu ermitteln und in Gleichung (4.48) einzusetzen. Dazu wird der tatsächliche Kurvenverlauf durch eine Reihe von Einzeldrehzahlen mit einer bestimmten Wirkdauer ($q\%$) angenähert (Abb. 4.67 a):

$$n_m = n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} + \dots$$

In vielen Lagerungen ändern sich jedoch nicht nur die Drehzahlen sondern auch die Lagerkräfte über der Zeit. Da die Lagerbelastung die Lebensdauer sehr stark beeinflusst (L_{10} umgekehrt proportional zu P^p), können hohe Lagerkräfte, auch über verhältnismäßig kurze Zeitanteile, die Lebensdauer stark beeinträchtigen. Für den Fall, daß Drehzahl und Lagerkraft nicht konstant sind, werden für die einzelnen Laststufen die äquivalenten Belastungen P_1, P_2, P_3 usw. berechnet. Für die dynamisch äquivalente Lagerlast gilt dann (Abb. 4.67 b):

$$P = \sqrt[p]{P_1^p \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + P_2^p \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100} + \dots} \quad (4.49)$$

Bei veränderlicher Belastung aber konstanter Drehzahl gilt $n_i = n_m$, so daß sich Gl. (4.49) vereinfacht:

$$P = \sqrt[p]{P_1^p \frac{q_1}{100} + P_2^p \frac{q_2}{100} + \dots}$$

Modifizierte Lebensdauerberechnung. Bei der Berechnung der nominellen Lebensdauer nach Gl. (4.47) wird nur der Einfluß der Belastung auf die Lebensdauer eines bestimmten Lagers berücksichtigt. Für die meisten Lagerungsfälle im allgemeinen Maschinenbau reicht diese Berechnung aus, da die erforderliche

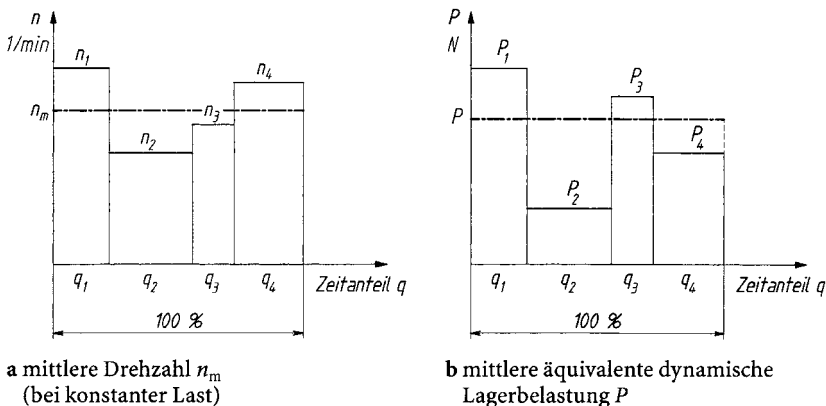


Abb. 4.67. Ermittlung der mittleren Drehzahl und Belastung

L_{10} -Lebensdauer auf Erfahrung beruht und eine große Bandbreite aufweist (Tabelle 4.8).

In bestimmten Fällen kann es jedoch angebracht sein, die exakten Betriebsbedingungen zu berücksichtigen. Daher wurde in der DIN ISO 281 eine modifizierte oder erweiterte Lebensdauergleichung aufgenommen.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}.$$

Dabei wird durch die Beiwerte folgendes berücksichtigt:

- a_1 : Beiwert für die Erlebniswahrscheinlichkeit (Tabelle 4.9),
- a_2 : Beiwert für den Werkstoff,
- a_3 : Beiwert für die Betriebsbedingungen.

Wegen der gegenseitigen Abhängigkeit der Beiwerte für Werkstoff (a_2) und Betriebsbedingungen (a_3) geben die Wälzlagerhersteller Zahlenwerte nur für den gemeinsamen Faktor $a_{23} = a_2 \cdot a_3$ an. Da auch bei der Herstellung normaler Wälzlager hochwertige Werkstoffe verwendet werden, wird dieser Faktor im wesentlichen durch die Lagerschmierung bestimmt. Bei normaler Sauberkeit der Lagerung und wirksamer Abdichtung ist der Beiwert a_{23} von dem Viskositätsverhältnis $\chi = v/v_1$ (Abb. 4.68) abhängig. Dabei ist v_1 die erforderliche

Tabelle 4.9. Beiwert a_1 für modifizierte Lebensdauerberechnung

Erlebniswahrscheinlichkeit [%]	90	95	96	97	98	99
Lebensdauer L_{na}	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Beiwert a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

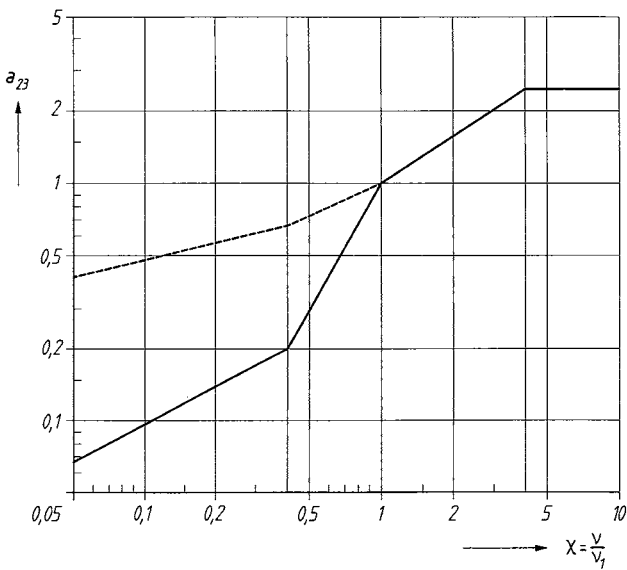


Abb. 4.68. Beiwert a_{23}

Viskosität um bei Betriebstemperatur eine ausreichende Schmierung zu gewährleisten. Sie ist abhängig von der Drehzahl n und dem mittleren Lagerdurchmesser d_m und kann Abb. 4.69 entnommen werden. Um die tatsächliche Viskosität ν bei Betriebstemperatur zu ermitteln, muß der Schmierstoff bekannt sein (Abb. 4.17).

Einfluß der Betriebstemperatur. Bei hohen Betriebstemperaturen nimmt die Härte des Lagerwerkstoffes ab. Dadurch reduziert sich die dynamische Tragfähigkeit, die bei der Lagerberechnung dadurch berücksichtigt wird, daß die dynamische Tragzahl mit einem Temperaturfaktor f_T multipliziert wird. Bei den meisten Anwendungen ist die Betriebstemperatur kleiner als 150 °C, d.h. $f_T = 1$. Für höhere Temperaturen gilt für den Temperaturfaktor:

Lagertemperatur (°C)	150	200	250	300
Temperaturfaktor f_T	1	0,9	0,75	0,6

Angestellte Lagerung. Bei Schrägkugel- und Kegelrollenlagern müssen die durch die geneigten Laufbahnen ($\alpha \neq 0$) induzierten inneren Axialkräfte bei der Berechnung der äquivalenten Lagerbelastung berücksichtigt werden. Die resultierende Axialkraft F_a , die zur Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerlast für Schrägkugellager nach Tabelle 4.10 benötigt wird, ist die Summe bzw. Differenz der inneren und äußeren Axialkräfte entsprechend Abb. 4.70. Um Verwechslungen zu vermeiden, wird hier wie im SKF-Lagerkatalog die äußere Axialkraft mit K_a bezeichnet.

Abb. 4.69. Erforderliche Viskosität ν_1 um eine ausreichende Schmierung zu gewährleisten

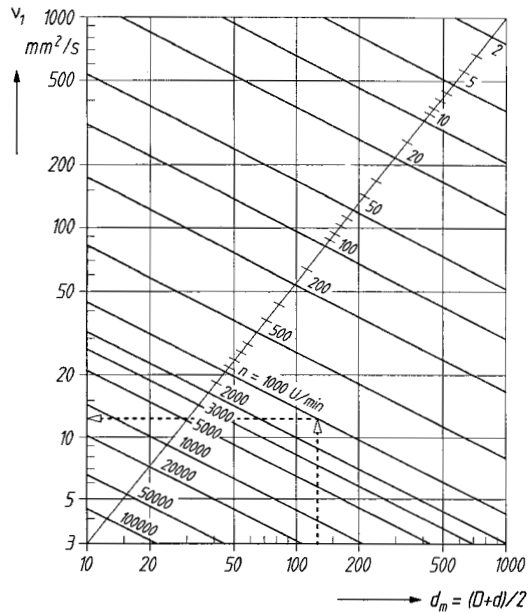


Tabelle 4.10. Dynamisch äquivalente Lagerlast für Schrägkugellager

	α	e	$F_a / F_r \leq e$	$F_a / F_r > e$
Einzellager und Tandem-Anordnung	40°	1,14	$P = F_r$	$P = 0,35 \cdot F_r + 0,57 \cdot F_a$
Lagerpaar in X- oder O-Anordnung	40°	1,14	$P = F_r + 0,55 \cdot F_a$	$P = 0,57 \cdot F_r + 0,93 \cdot F_a$
Zweireihige Lager	32°	0,86	$P = F_r + 0,73 \cdot F_a$	$P = 0,62 \cdot F_r + 1,17 \cdot F_a$
Vierpunktlager	35°	0,95	$P = F_r + 0,66 \cdot F_a$	$P = 0,60 \cdot F_r + 1,07 \cdot F_a$

Für Kegelrollenlager berechnet sich die dynamisch äquivalente Lagerlast nach Tabelle 4.11. Bei satzweise eingebauten Lagern sind F_r und F_a die auf das Lagerpaar wirkenden Kräfte. Die resultierenden Axialkräfte können nach Abb. 4.71 bestimmt werden.

Drehzahlgrenze. Ein gleichmäßiger und ruhiger Lauf sowie die der Berechnung zugrunde liegende Lebensdauer sind bei Wälzlagern zu erwarten, solange eine Grenzdrehzahl nicht überschritten wird. Sie ist abhängig von der Bauart, den Abmessungen und der Schmierung. Denn je größer die Wälzkörper sind und je

Belastungsfall	Resultierende Axialkraft zur Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerlast	
	Loslager (Lager A)	Festlager (Lager B)
$F_{rA} \geq F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = 1,14 F_{rA}$	$F_{aB} = 1,14 F_{rA} + K_a$
$F_{rA} < F_{rB}$ $K_a \geq 1,14 \cdot (F_{rB} - F_{rA})$	$F_{aA} = 1,14 F_{rA}$	$F_{aB} = 1,14 F_{rA} + K_a$
$F_{rA} < F_{rB}$ $K_a < 1,14 \cdot (F_{rB} - F_{rA})$	$F_{aA} = 1,14 F_{rB} - K_a$	$F_{aB} = 1,14 F_{rB}$

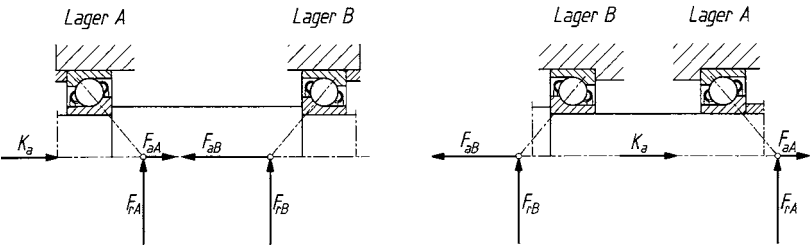


Abb. 4.70. Resultierende Axialkraft bei einreihigen Schrägkugellagern (nach SKF). Als Festlager wird das Lager bezeichnet, das die äußere Axialkraft K_a aufnimmt

Tabelle 4.11. Dynamisch äquivalente Lagerlast für Kegelrollenlager

	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$
Einreihige Kegelrollenlager	$P = F_r$	$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$
zusammengepaßte Kegelrollenlager (Tabelle A2.5)	$P = F_r + Y_1 \cdot F_a$	$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$

Die Werte e und Y bzw. Y_1 und Y_2 sind lagerabhängige Größen und können dem Anhang oder den Herstellerangaben (Lagerkatalog) entnommen werden.

Belastungsfall	Resultierende Axialkraft zur Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerlast	
	Loslager (Lager A)	Festlager (Lager B)
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A} + K_a$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A} + K_a$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$

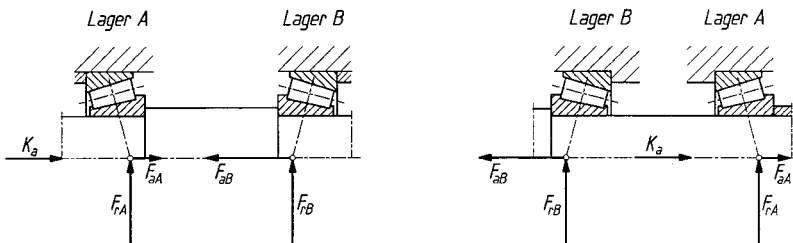


Abb. 4.71. Resultierende Axialkraft bei einreihigen Kegelrollenlagern (nach SKF) mit Y_A und Y_B : Axialfaktor für Lager A bzw. B. Als Festlager wird das Lager bezeichnet, das die äußere Axialkraft K_a aufnimmt

höher die Drehzahl ist, desto stärker werden die Wälzkörper infolge der Zentrifugalkraft an die Außenringlaufbahn gepreßt. Dies bedeutet eine zusätzliche Belastung der Laufbahn und des Schmierfilms. In den Lagerkatalogen sind für jedes Lager Richtwerte für die Drehzahlgrenze bei Fett- und Ölschmierung angegeben. Sie gelten für Lager in normaler Ausführung und Genauigkeit, mit idealen Einbau-, Schmierungs- und Betriebsbedingungen bei relativ geringen Belastungen.

Bei hohen sowie kombinierten Belastungen (gleichzeitig radial und axial wirkend) sollte die Betriebsdrehzahl deutlich unter der angegebenen Drehzahlgrenze liegen. Höhere Drehzahlen lassen sich durch genauere Lager, höhere Lagerluft und leichtere Käfige (z. B. aus Kunststoff) erzielen.

4.3.2.5

Gestaltung von Wälzlagerungen

Für die einwandfreie Funktion einer Achsen- oder Wellenlagerung ist die Anordnung der Wälzlager ebenso wichtig wie die richtige Festlegung der Einbautoleranzen, die Auswahl des Schmiermittels oder einer geeigneten Dichtung.

Lageranordnungen. Die Anordnung von Wälzlagern erfolgt unter Berücksichtigung der statischen Bestimmtheit, Montage, Belastung und Lagerart. Grundsätzlich lassen sich drei unterschiedliche Lageranordnungen unterscheiden:

- die Fest-Loslagerung,
- die angestellte Lagerung und
- die Stützlagerung (schwimmende Lagerung).

Fest-Loslagerung. Bei der statisch bestimmten Fest-Loslagerung dient das Festlager zur Aufnahme einer kombinierten Axial-/Radialbelastung und übernimmt die axiale Führung der Welle oder Achse. Das Loslager nimmt nur Radialkräfte auf und muß axial verschieblich sein um Längstoleranzen bei der Montage und eventuell auftretende Wärmedehnungen im Betrieb ausgleichen zu können (Abb. 4.72). Als Festlager können alle Bauarten verwendet werden, die neben Radialkräften auch Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen können. Auch Schrägkugellager und Kegelrollenlager können als Festlager verwendet werden, wenn sie satzweise eingebaut werden. Mehrfach gelagerte Wellen erhalten ebenfalls nur ein Festlager. Alle übrigen Lagerstellen sind als Loslager auszubilden. Die wesentlichen Vorteile der Fest-Loslagerung sind:

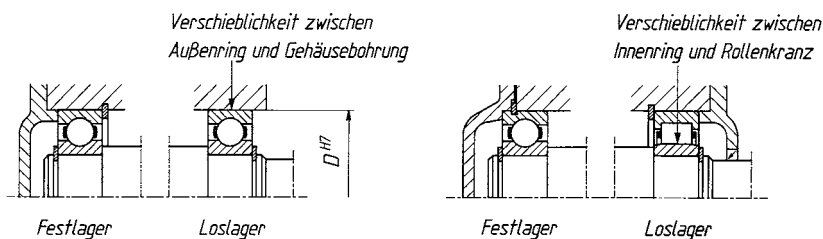


Abb. 4.72. Fest-Loslagerung

- keine axiale Verspannung der Lager möglich,
- Lagerabstände können mit großen Toleranzen gefertigt werden,
- einfache Montage, da kein Axialspiel eingestellt werden muß,
- gute axiale Führung, da nur vom Lagerspiel abhängig.

Angestellte Lagerung. Sie ist erforderlich, wenn Schrägkugel- oder Kegelrollenlager verwendet werden. Bei einer Lagerung, die aus zwei spiegelbildlich angeordneten Schräglagern besteht, muß das axiale Lagerspiel oder die Vorspannung bei der Montage eingestellt werden. Diesen Vorgang bezeichnet man in der Wälzlagertechnik als „Anstellen“. Dazu wird bei der O-Anordnung der Innenring, bei der X-Anordnung der Außenring axial so weit verschoben, bis die gewünschte Einstellung erreicht ist. Je nach Richtung der äußeren Axialkraft (Abb. 4.71) wirkt entweder das rechte oder das linke Lager als Festlager. Abbildung 4.73 zeigt eine X-Anordnung mit Schrägkugellager und eine O-Anordnung mit Kegelrollenlager. Der größere Abstand der Druckmittelpunkte bei der O-Anordnung führt zu einem größeren wirksamen Lagerabstand und somit zu kleineren Lagerkräften. Ist die axiale Wärmedehnung größer als die des Gehäuses, so wird das Axialspiel bei zunehmender Temperatur bei der O-Anordnung größer, bei der X-Anordnung jedoch kleiner. Bei der Wahl zwischen X- und O-Anordnung ist außerdem zu beachten, ob der Innen- oder Außenring verschieblich sein muß (siehe Punkt- und Umfangslast).

Als wichtigste Vorteile der angestellten Lagerung können aufgeführt werden:

- definiertes axiales Spiel oder Vorspannung möglich,
- gute axiale und radiale Führung,
- für große Axial- und Radialkräfte geeignet.

Als Nachteile stehen dem gegenüber:

- Einstellarbeiten bei Montage erforderlich,
- nicht für große Lagerabstände geeignet (Wärmeausdehnung),
- gewünschtes Axialspiel bzw. Vorspannung erst im Betrieb vorhanden, da von Temperatur abhängig.

Stützlagerung. Die „schwimmende“ Lagerung (Abb. 4.74) ähnelt in ihrem Aufbau der angestellten Lagerung. Während bei der angestellten Lagerung ein möglichst kleines Axialspiel angestrebt wird, beläßt man bei der schwimmenden Lagerung zur Vereinfachung des Einbaus eine größere Axialluft (ca. 0,5 bis 1 mm). Geeignet sind dafür Lager, die Axialkräfte in einer Richtung aufnehmen

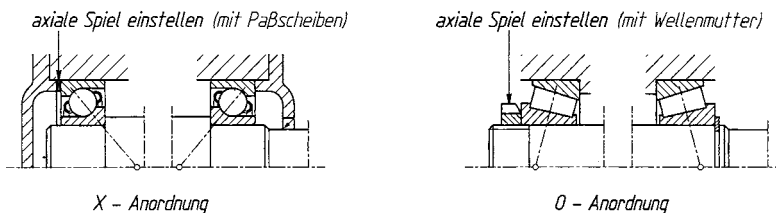


Abb. 4.73. Angestellte Lagerung

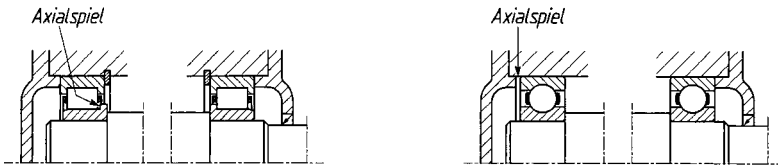


Abb. 4.74. Schwimmende Lagerung (Stützlagerung)

und einen Längenausgleich in der anderen Richtung erlauben, wie z. B. Zylinderrollenlager NJ. Werden geschlossene Lager wie Rillenkugellager oder Pendelrollenlager verwendet, so müssen entweder die Innenringe der beiden Lager fest und die Außenringe axial verschiebbar sein oder umgekehrt. Ob Innen- oder Außenring festgelegt wird richtet sich wiederum danach an welchem Ring Punkt- oder Umfangslast wirkt.

Der Vorteil einer schwimmenden Lagerung ist, daß sie die kostengünstigste Lageranordnung darstellt, da hier der Aufwand an Bearbeitung und Montage am geringsten ist. Die wesentlichen Nachteile sind:

- Axialkräfte dürfen nur in einer Richtung wirken,
- die axiale Führung ist nicht definiert,
- bei dynamischen Axialkräften – auch bei kleinen – „schwimmt“ die Welle.

Einbautoleranzen. Die Festlegung eines Wälzlagers auf der Welle bzw. im Gehäuse richtet sich nach seiner Aufgabe (Fest- oder Loslager) und nach der Belastungsart (Punkt- oder Umfangslast). Jeder Lagerring kann in radialer und in axialer Richtung festgelegt werden. Für die Radialrichtung ist ausschließlich die Passung maßgebend, während für die axiale Festlegung häufig Bunde an Wellen und Gehäusen, Sicherungsringe, Deckel oder Nutmuttern verwendet werden (Abb. 4.75 und 4.76).

Bezüglich der Passungen gilt grundsätzlich: Bei Umfangslast, müssen die Laufringe fest sitzen, bei Punktlast können sie lose sitzen. Umfangslast (Abb. 4.77) bedeutet, der betrachtete Ring läuft relativ zur Richtung der Radiallast um, so daß der ganze Umfang des Ringes bei jeder Umdrehung der Höchstbeanspruchung ausgesetzt ist. Werden Lagerringe mit Umfangslast nicht mit einer festen Passung eingebaut, wandern die Ringe. Punktlast (Abb. 4.77) bedeutet, daß der betrachtete Ring relativ zur Radiallast stillsteht, so daß nur ein bestimmter Punkt des Ringumfangs der Höchstbeanspruchung ausgesetzt ist. Da bei Punktlast die Gefahr klein ist, daß der Ring auf seiner Sitzfläche rutscht, ist eine feste Passung nicht erforderlich.

Die Passung muß um so fester sein, je größer der Durchmesser und je größer und stoßartiger die Belastung des Lagers ist. Tabelle 4.12 enthält Empfehlungen für die Wahl der Einbautoleranzen für Radiallager mit zylindrischer Bohrung. Zusätzlich ist zu beachten, daß sich beim Einbau von Wälzlager die *Lagerluft*, abhängig von den Einbautoleranzen, verändert. Unter Lagerluft versteht man das Maß, um das sich ein Lagerring gegenüber dem anderen in radialer oder axialer Richtung verschieben läßt. Die Lagerluft beim nicht eingebauten Lager ist größer als im eingebauten, betriebswarmen Zustand, da

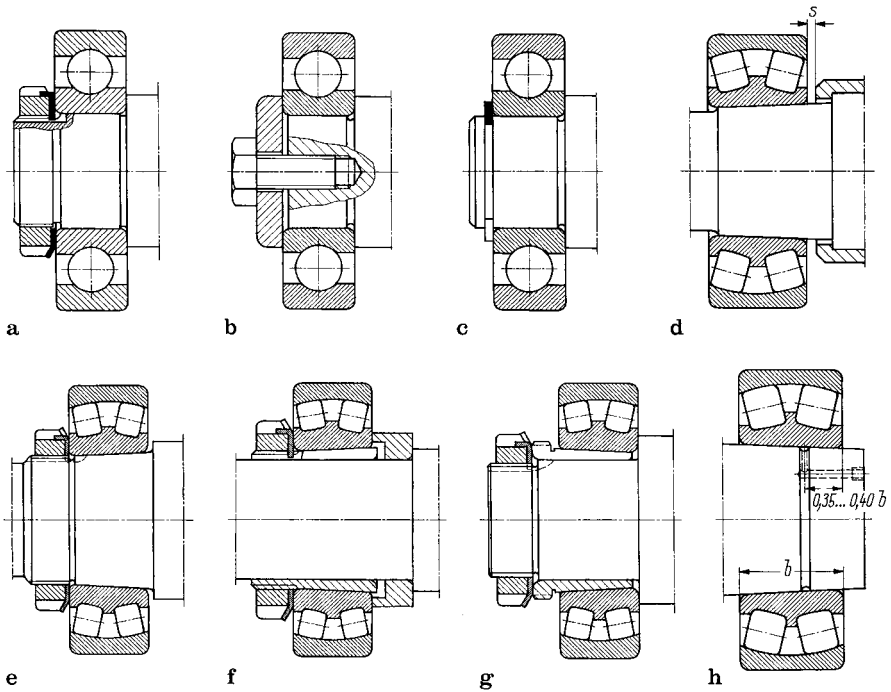


Abb. 4.75. Axiale Festlegung von Wälzlagern auf der Welle: a) mit Nutmutter; b) mit Endscheibe; c) mit Sicherungsring (bei Axiallast mit Stützscheiben nach Abb. 2.75); d) Kegelsitz; e) Kegelsitz mit Nutmutter; f) mit Spannhülse nach DIN 5415; g) mit Abziehhülse nach DIN 5416; h) Hydraulikmontage mit Kegelsitz

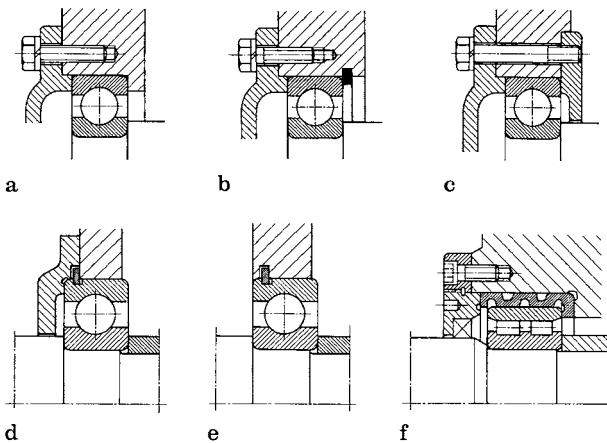


Abb. 4.76. Axiale Festlegung von Wälzlagern im Gehäuse: a) mit Deckel; b) mit Sicherungsring; c) mit zwei Deckeln; d) mit Sprengring und Deckel (ungeteiltes Gehäuse); e) mit Sprengring bei geteiltem Gehäuse; f) mit Spannhülse (zur Lagerspieleinstellung)

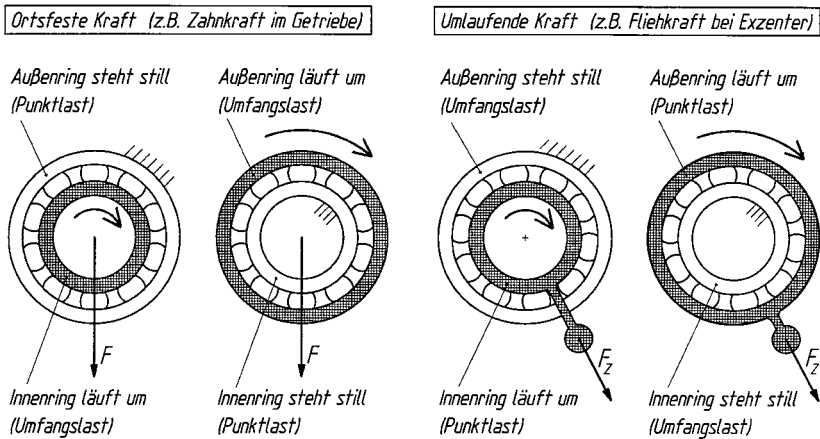


Abb. 4.77. Punkt- und Umfangslast bei Wälzlagern

durch das Passungsübermaß und durch unterschiedliche Wärmedehnungen die Lagerringe aufgeweitet bzw. zusammengedrückt werden.

Die normale Lagerluft ist jedoch so bemessen, daß bei den empfohlenen Einbautoleranzen und bei normalen Betriebsverhältnissen eine zweckmäßige Radialluft verbleibt. Bei abweichenden Betriebs- und Einbaubedingungen, wie z.B. feste Sitze für beide Lagerringe (Punkt- und Umfangslast auf beiden Ringen) oder außergewöhnliche Anforderungen an die Laufgenauigkeit, ist je nach Umständen eine größere oder kleinere Radialluft als normal erforderlich. Lager mit anderer als der normalen Lagerluft werden durch die Nachsetzzeichen C1 und C2 (kleiner als normal) und C3 bis C5 (größer als normal) gekennzeichnet.

Schmierung. Wälzlager benötigen nur sehr geringe Schmiermittelmengen. Am günstigsten sind sehr dünne, aber gleichmäßig verteilte Schmier-schichten. Das Schmiermittel dient außer zur Verringerung der Reibung auch zum Schutz gegen Korrosion, zur Dämpfung und evtl. zur Kühlung (Ölschmierung).

Fettschmierung wird bevorzugt, weil damit eine zuverlässige Dauerschmierung mit einfachen Dichtungen erreicht werden kann. Als Schmiermittel werden besondere Wälzlagerfette (DIN 51825) auf Metallseifenbasis wie Kalk-, Natron- und Lithiumfette verwendet. Am besten eignen sich Lithium-seifenfette. Besonders wichtig ist die Fettmenge. Der freie Raum im Lager und Gehäuse soll nur zum Teil (ca. 30 bis 50%) mit Fett gefüllt werden, da sonst bei höheren Drehzahlen die Temperatur infolge der Walkarbeit ansteigt. Bei kleinen Lagern, vor allem Rillenkugellagern, reicht die bei der Montage eingefüllte Fettmenge für die ganze Lebensdauer aus. Nur bei großen Lagern, großen Belastungen oder bei hohen Temperaturen ist eine Nachschmierung unter Umständen erforderlich.

Ölschmierung wird bei hohen Drehzahlen und hohen Temperaturen eingesetzt. Im allgemeinen reichen unlegierte Mineralölraffinate. Aus dem Diagramm in Abb. 4.69 kann mit Hilfe des mittleren Lagerdurchmessers d_m und der Lagerdrehzahl n die für eine ausreichende Schmierung erforderliche Viskosität ν_1 bei Betriebstemperatur abgelesen werden. Mit Abb. 4.17 kann die Viskosität ν bei Bezugstemperatur (40 °C) bestimmt werden, die normalerweise für jedes Schmieröl angegeben wird. Bei Ölstands- oder Tauchschmierung soll das Öl im Stillstand nicht ganz bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers reichen. Bei Umlaufschmierung ist für einen guten Ölablauf zu sorgen, damit kein Wärmestau eintritt. Oft genügt zur Schmierung von Wälzlagern der Öldunst, wie er durch Zahnräder oder Schleuderscheiben in Getriebegehäusen erzeugt wird. Bei sehr hohen Drehzahlen wird häufig eine Ölnebelschmierung verwendet. Dabei wird der Ölnebel in einem Ölzerstäuber gebildet und mit

Tabelle 4.12. Einbautoleranzen für Radiallager mit zylindrischer Bohrung (nach FAG)

a) Toleranzfelder für Vollwellen aus Stahl:

Belastungsart	Lagerbauart	Wellen- durchmesser	Verschiebbarkeit Belastung	Wellen- toleranz
Punktlast für den Innenring	Kugellager, Rollenlager und Nadellager	alle Größen	Loslager mit verschiebbarem Innenring	g 6 (h 5)
			Schräggugellager und Kegelrollenlager mit angestelltem Innenring	h 6 (j 6)
Umfangslast für den Innenring oder unbestimmte Last	Kugellager	bis 40 mm	normale Belastung	j 6 (j 5)
		bis 100 mm	kleine Belastung	j 6 (j 5)
			normale und hohe Belastung	k 6 (k 5)
		bis 200 mm	kleine Belastung	k 6 (k 5)
		über 200 mm	normale und hohe Belastung	m 6 (m 5)
			hohe Belastung	n 6 (n 5)
	Rollenlager und Nadellager	bis 60 mm	kleine Belastung	j 6 (j 5)
		bis 200 mm	normale und hohe Belastung	k 6 (k 5)
			kleine Belastung	k 6 (k 5)
			normale Belastung	m 6 (m 5)
			hohe Belastung	n 6 (n 5)
		bis 500 mm	normale Belastung	m 6 (n 6)
		über 500 mm	hohe Belastung, Stöße	p 6
			normale Belastung	n 6 (p 6)
			hohe Belastung	p 6

Tabelle 4.12 (Fortsetzung)

b) Toleranzfelder für Gehäuse aus Gußeisen oder Stahl:

Belastungsart	Verschiebbarkeit Belastung	Betriebsbedingungen	Bohrungs- toleranz
Punktlast für den Außenring	Loslager mit leicht verschiebbarem Außenring	Die Qualität richtet sich nach erforderlicher Laufgenauigkeit	H 7 (H 6)
	Schräggugellager und Kegelrollenlager mit angestelltem Außenring	hohe Laufgenauigkeit normale Laufgenauigkeit	H 6 (J 6) H 7 (J 7)
		Wärmezufuhr von der Welle	G 7
Umfangslast für den Außenring oder unbestimmte Last	kleine Belastung	bei hohen Anforderungen an die Laufgenauigkeit K 6, M 6, N 6 und P 6 verwenden	K 7 (K 6)
	normale Belastung, Stöße		M 7 (M 6)
	hohe Belastung, Stöße		N 7 (N 6)
	hohe Belastung, starke Stöße, dünnwandige Gehäuse		P 7 (P 6)

einem Druck von 0,5 bis 1 bar über Rohrleitungen den verschiedenen Lagerstellen zugeführt.

Wälzlagerabdichtungen. Dichtungen haben bei Wälzlagerungen zwei Aufgaben:

- die Lager vor Verunreinigungen von außen zu schützen,
- den Austritt von Schmiermittel zu verhindern.

Zur Lösung dieser Aufgaben können schleifende und nichtschleifende Dichtungen eingesetzt werden, die entweder unmittelbar am Lager angeordnet sind (Lagerdichtungen) oder die Welle abdichten. Bei einer schleifenden Dichtung wird das Dichtelement aufgrund seiner Elastizität an die Dichtfläche angepreßt und besitzt dadurch eine große Dichtwirkung. Der Nachteil ist, daß durch die Anpreßung eine relativ große Reibung entsteht, so daß bei hohen Drehzahlen beachtliche Temperaturerhöhungen auftreten können. Berührungslose oder nichtschleifende Dichtungen beruhen im Prinzip auf der Dichtwirkung enger Spalte. Diese Dichtungen weisen praktisch keine Reibung auf und sind vor allem für hohe Drehzahlen und hohe Temperaturen geeignet. Nachteilig ist, daß bei diesen Dichtungen Schmiermittel austreten kann. Außerdem sind Spaltdichtungen bei großem Staubanfall nicht staubdicht.

Die einfachste und platzsparendste Abdichtung wird erreicht, wenn *abgedichtete Lager* (Abb. 4.78) mit berührungslosen Deckscheiben (Z) oder schleifenden Dichtscheiben (RS) verwendet werden. Die Deck- und Dichtscheiben können auf einer oder auf beiden Seiten des Lagers angeordnet sein. Die beidseitig abgedichteten Lager werden mit Fett gefüllt und sind einbaufertige, war-

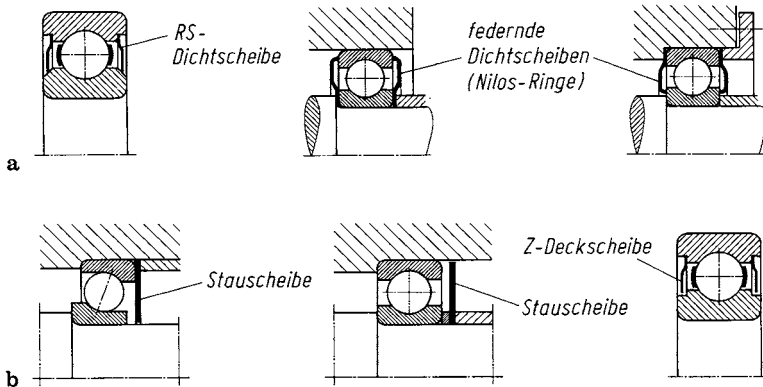


Abb. 4.78. Abgedichtete Lager: a) mit schleifenden Dichtungen; b) mit berührungslosen Dichtungen

tungsfreie Lagereinheiten. Einfache und billige Abdichtungen können auch mit federnden Abdeckscheiben (Nilos-Ringe) erzielt werden, die entweder gegen den Außen- oder Innenring festgespannt sind und am anderen Lagerring axial federnd anliegen. Um die Dichtwirkung zu erhöhen können zusätzlich Stauscheiben auf der Welle angeordnet werden.

Bei Ölschmierung bieten abgedichtete Lager in den meisten Fällen keine ausreichende Dichtwirkung. In diesen Fällen erfolgt die Abdichtung über eine Wellendichtung, die meist direkt vor dem Lager sitzt. Abbildung 4.79 a zeigt als Beispiele für schleifende Dichtungen den Filzring für kleine Drehzahlen und den sehr häufig verwendeten Radialwellendichtring.

Berührungslose Dichtungen werden als einfacher Spalt ausgeführt. Zusätzlich können schraubenförmige Rillen – je nach Drehrichtung der Welle rechtsgängig oder linksgängig – auf der Welle angebracht werden. Ein- oder mehrgängige Labyrinthdichtungen besitzen eine wesentlich bessere Dichtwirkung als ein einfacher Spalt, erfordern aber einen größeren Fertigungsaufwand (Abb. 4.79b).

Einbaubeispiele. In Abb. 4.80 ist das Losrad eines Förderwagens mit einer Kegelrollenlagerung dargestellt. Die Außenringe haben hierbei Umfangslast, die Innenringe Punktlast. Daher wurde ein fester Sitz mit $N7$ im Gehäuse und ein loser Sitz mit $h5$ auf der Welle gewählt. Die Lagerschmierung erfolgt mit Fett, die Dichtung mit Filzring und Labyrinth.

Bei der Kranfußlagerung für einen Säulenkran (Abb. 4.81) dient das Axialpendelrollenlager zur Aufnahme des Gewichts und der Nutzlast. Die Horizontaltast wird von einem Radialpendelrollenlager aufgenommen.

Die Lagerung der Kegelritzelschneidwelle in Abb. 4.82 enthält ein zweireihiges Schrägkugellager als Festlager und ein Zylinderrollenlager als Loslager. Das Flankenspiel ist über die Buchse a durch die Paßscheiben s einstellbar. Die Lagersitze für das Zylinderrollenlager werden $m5$ (Welle) und $K6$ (Gehäusebohrung) toleriert, die Sitze für das Schrägkugellager mit $k6$ und $J6$. Geschmiert werden die Lager mit Öl und die Welle wird mit einem Radialwellendichtring abgedichtet.

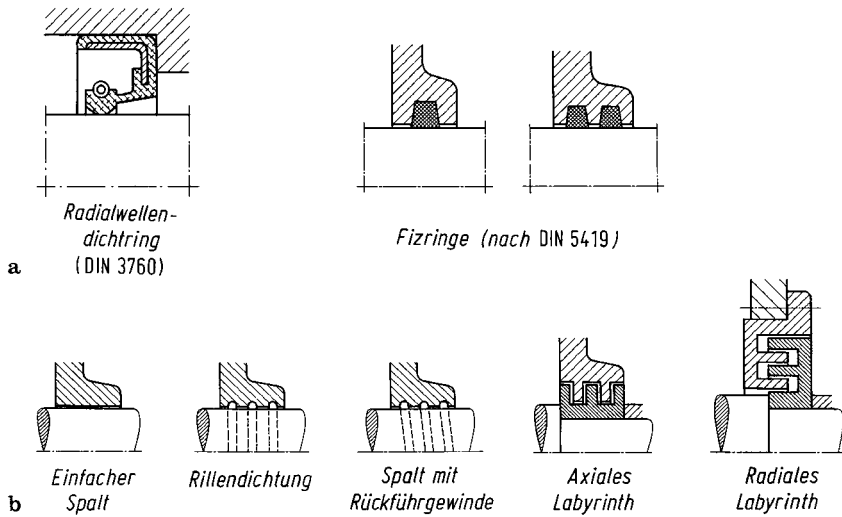


Abb. 4.79. Wellendichtungen: a) mit schleifenden Dichtungen; b) mit berührungslosen Dichtungen

Abb. 4.80. Kegelrollenlagerung einer feststehenden Achse; Außenringe mit Umfangslast ($\Rightarrow$ feste Passung N7 im Gehäuse); Innenringe mit Punktlast ($\Rightarrow$ lose Passung h5 auf der Welle)

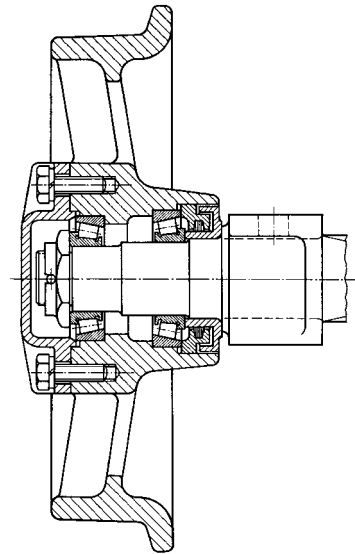


Abb. 4.81. Kranfußlagerung mit einem Axialpendelrollenlager zur Aufnahme des Gewichts und einem Radialpendelrollenlager zur Aufnahme der Horizontallast

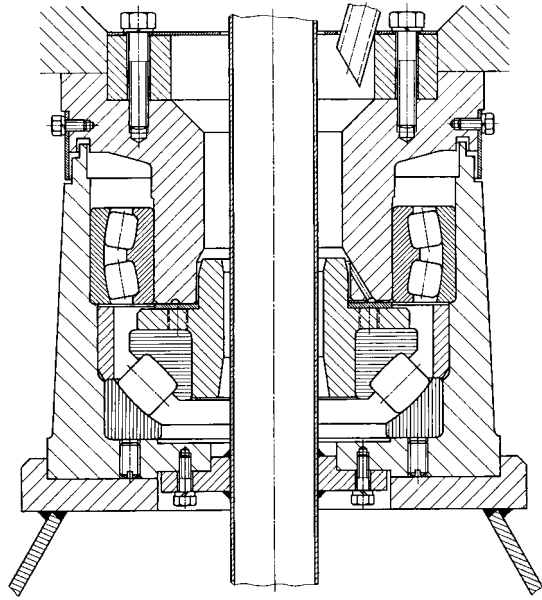
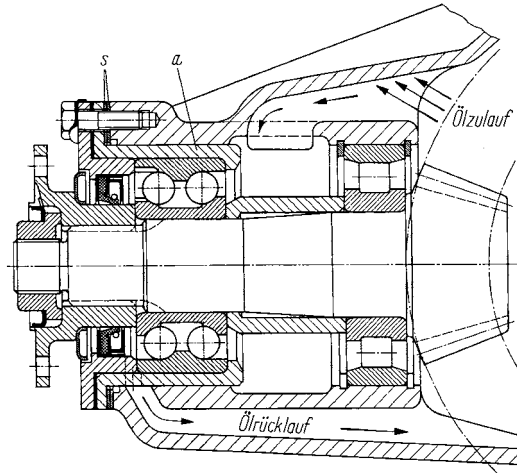


Abb. 4.82. Lagerung einer Kegelritzelwelle. Das Flankenspiel ist über die Buchse *a* durch die Beilagen *s* einstellbar. Passungen: *m5*, *K6* für Zylinderrollenlager und *k6*, *J6* für Schrägkugellager



4.4 Kupplungen

Eine Kupplung hat die Aufgabe, zwei Wellenenden miteinander zu verbinden um ein Drehmoment und eine Drehbewegung (d.h. eine Leistung) zu übertragen. Soll die Verbindung dauernd bestehen, so genügen nichtschaltbare Kupplungen, soll die Verbindung jedoch zeitweise hergestellt und dann wieder unterbrochen werden, so müssen schaltbare Kupplungen verwendet werden. Nach Abb. 4.83 läßt sich eine systematische Einteilung der Kupplungen gemäß ihrer Funktionen vornehmen.

Die nichtschaltbaren Kupplungen werden in starre Kupplungen, die eine drehstarre Verbindung bei genau fluchtenden Wellen herstellen, und in formschlüssig nachgiebige Kupplungen, die für Wellenverlagerungen (Längs-, Quer-, Winkel oder Drehverlagerungen) entweder beweglich als Gelenke oder elastisch zum Auffangen von Stößen und zur Dämpfung von Drehschwingungen als elastische Kupplungen ausgeführt. Unter kraftschlüssig drehnachgiebigen Kupplungen sind Schlupfkupplungen zu verstehen, die entweder hydrodynamisch (Strömungskupplung) oder elektromagnetisch (Induktionskupplung) wirken und das Drehmoment durch Drehzahlschlupf der beiden Kupplungshälften übertragen.

Die Schaltkupplungen können nach der Art des Schaltens eingeteilt werden. Dabei sind die fremdgeschalteten die eigentlichen Schaltkupplungen, momentengeschaltete werden als Anfahr- und Sicherheitskupplungen eingesetzt, drehzahlgeschaltete sind Fliehkraftkupplungen und richtungsgeschaltete Freilauf- oder Überholkupplungen. Die Drehmomentübertragung erfolgt bei diesen

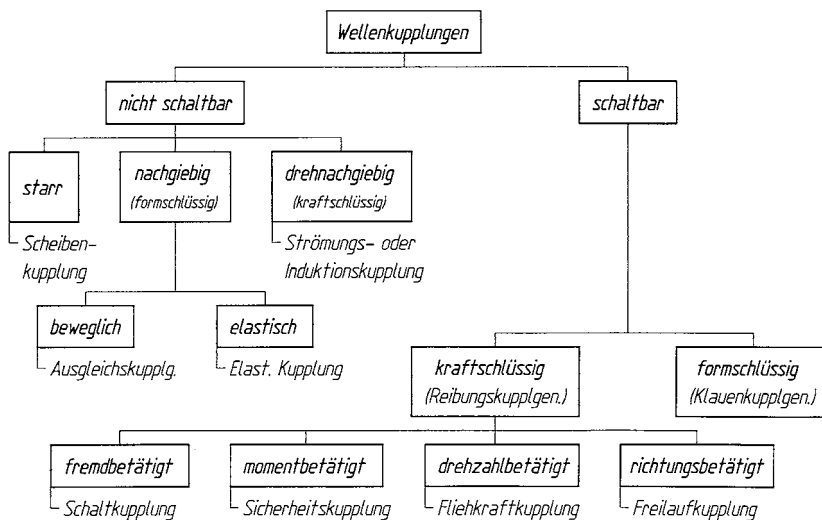


Abb. 4.83. Systematische Einteilung der Kupplungen (nach VDI 2240)

Kupplungen entweder formschlüssig, bei denen kein Schlupf möglich ist, oder kraftschlüssig (Reibungskupplungen), bei denen während des Schaltvorgangs Schlupf auftritt.

Aus der Fülle der Ausführungs- und Kombinationsmöglichkeiten können nur einige Beispiele ausgewählt werden. Die Gliederung erfolgt nach der in Abb. 4.83 dargestellten Einteilung. Dabei werden in jedem Abschnitt zuerst die gemeinsamen Merkmale, Anwendungsgebiete, wichtige Kennwerte und Rechengrößen besprochen, danach werden verschiedene Bauarten kurz vorgestellt. Bezüglich weiterer Einzelheiten, Typenstufungen und technischer Daten muß auf die Druckschriften der Hersteller verwiesen werden.

Bei der Konstruktion und Auswahl von Kupplungen sind ganz allgemein folgende Gesichtspunkte zu beachten:

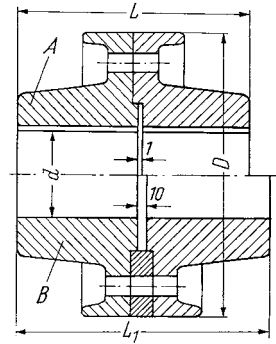
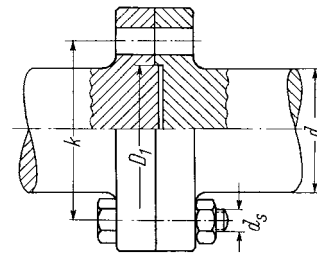
1. Die Kupplung soll einfach montierbar und demontierbar sein. Die Montage sollte ohne axiale Verschiebung der Wellen möglich sein.
2. Vorspringende Teile sollen vermieden oder verdeckt werden, da sie leicht Unfälle verursachen können.
3. Das Gewicht der Kupplung sollte möglichst gering sein. Um Biegebeanspruchungen durch Eigengewicht niedrig zu halten, soll die Kupplung möglichst nahe an einem Lager angebracht werden.
4. Die Massenträgheitsmomente sollen möglichst klein sein.
5. Die Kupplungen müssen gut ausgewuchtet sein, um Erschütterungen durch Fliehkräfte zu vermeiden.
6. Die Bedienung der Schaltelemente soll leicht möglich sein (gute Zugänglichkeit, geringe Schaltkräfte).

4.4.1

Starre Kupplungen

Da starre Kupplungen keine Nachgiebigkeit besitzen, eignen sie sich ausschließlich zur Verbindung von genau fluchtenden Wellen. Sie sind zwar verschleiß- und somit wartungsfrei und für beide Drehrichtungen geeignet, übertragen aber Stöße und Drehmomentschwankungen ungedämpft. Starre Kupplungen werden verwendet, um Wellenstücke zu langen, durchgehenden Wellensträngen zu verbinden wie z. B. Transmissionswellen.

Scheiben- und Flanschkupplung. Bei der Scheibenkupplung nach DIN 116 (Abb. 4.84) ist bei der Ausführung A ein Zentrieransatz vorgesehen. Er hat den Nachteil, daß beim Ausbau eine Welle um mehr als die Höhe des Absatzes längsverschoben werden muß. Mit der Ausführung B wird dieses vermieden, da ein zweiteiliger Zwischenring zwischen die Kupplungshälften gespannt wird. Die Verbindung der Scheiben erfolgt durch Schrauben, von denen mindestens zwei (diagonal gegenüberliegend) als Paßschrauben ausgebildet werden. Die Schrauben sind so stark anzuziehen und dementsprechend zu bemessen, daß das Drehmoment reibschlüssig über die Stirnflächen der Scheiben übertragen werden kann. Schraubensicherungen sind dann nicht erforderlich. Die Schraubenköpfe und Muttern werden zur Verringerung der Unfallgefahr von den

Abb. 4.84. Scheibenkupplung nach DIN 116**Abb. 4.85.** Flanschkupplung nach DIN 760

Scheibenrändern überdeckt. Die Kupplungsnaben werden mit der Bohrungstoleranz $N7$ bzw. $H7$ ausgeführt und werden mit einer Übergangspassung auf die Wellenenden gesetzt (z. B. $N7/h8$ bzw. $H7/k6$). Auch bei der Flanschkupplung nach DIN 760 (Abb. 4.85) erfolgt die Drehmomentübertragung durch Reibung an den Stirnflächen. Durch die Normalkräfte der Schrauben F_S wird bei n Schrauben die Reibungskraft $F_r = n \cdot F_S \cdot \mu$ erzeugt. Unter der Annahme, daß die Reibkraft am mittleren Radius r_m der Reibfläche angreift, ergibt sich das übertragbare Drehmoment

$$T_k = F_r r_m = n F_S \mu r_m .$$

Es muß größer sein als das zu übertragende Drehmoment T . Aus der Bedingung $T_k \geq T$ ergibt sich die erforderliche Schraubenkraft

$$F_S \geq \frac{T}{n \mu r_m} .$$

Schalenkupplung. Bei einer Schalenkupplung nach DIN 115 (Abb. 4.86) werden die beiden Schalen mit einer Zwischenlage (z. B. dünnes Blech) ausgedreht und dann durch die Schrauben fest auf die Wellenenden geklemmt. Da die beiden Kupplungshälften radial montiert werden, können sie einfach ein- und ausgebaut werden. Die Übertragung des Drehmomentes erfolgt durch Reibung. Zur Sicherheit sollen ab 55 mm Wellendurchmesser Paßfedern eingelegt wer-

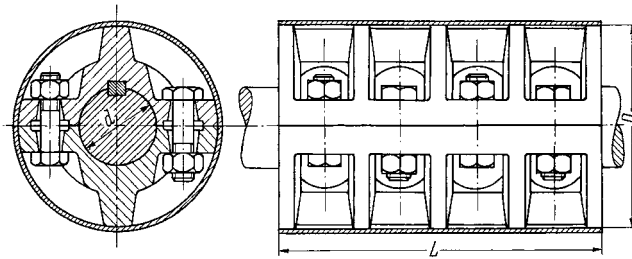


Abb. 4.86. Schalenkupplung nach DIN 115

den, wodurch jedoch die Eindeutigkeit des Übertragungsmechanismus verloren geht. Zur Vermeidung von Unfällen wird die Schalenkupplung mit einem Blechmantel umhüllt.

Das übertragbare Drehmoment einer Schalenkupplung kann wie bei einer Klemmverbindung (Kap. 2.4.6) berechnet werden. Eine gleichmäßige Presungsverteilung vorausgesetzt (das entspricht einer biegeweichen Nabe), ergibt sich das übertragbare Drehmoment somit zu

$$T_K = n F_s \mu \frac{\pi}{2} d.$$

Aus der Bedingung $T_K > T$ ergibt sich die erforderliche Schraubenkraft

$$F_s \geq \frac{2 T}{n \pi \mu d}.$$

Hierbei wird für d der Wellendurchmesser und für n die Anzahl der Schrauben einer Kupplungshälfte eingesetzt.

Stirnzahnkupplungen. Bei den Stirnzahnkupplungen mit Hirth-Verzahnung (Abb. 4.87) werden die Stirnflächen der zu verbindenden Wellenenden mit einer Verzahnung versehen und die Teile dann durch Gewindebolzen der Überwurfmuttern verbunden. Die Übertragung des Drehmoments erfolgt formschlüssig über die Zahnflanken. Sie ermöglichen bei geringem Raumbedarf die Übertragung großer Drehmomente in beiden Richtungen. Die Montage erfolgt ohne Schlagen und Pressen und die Verzahnung garantiert eine genaue selbsttätige Zentrierung. Die Teile können um einen oder mehrere Zähne gegeneinander verdreht werden. Außerdem können bei Kurbelwellen zwischen den Einzelteilen ungeteilte Lager (z. B. Wälzlager) angeordnet werden (Abb. 4.88).

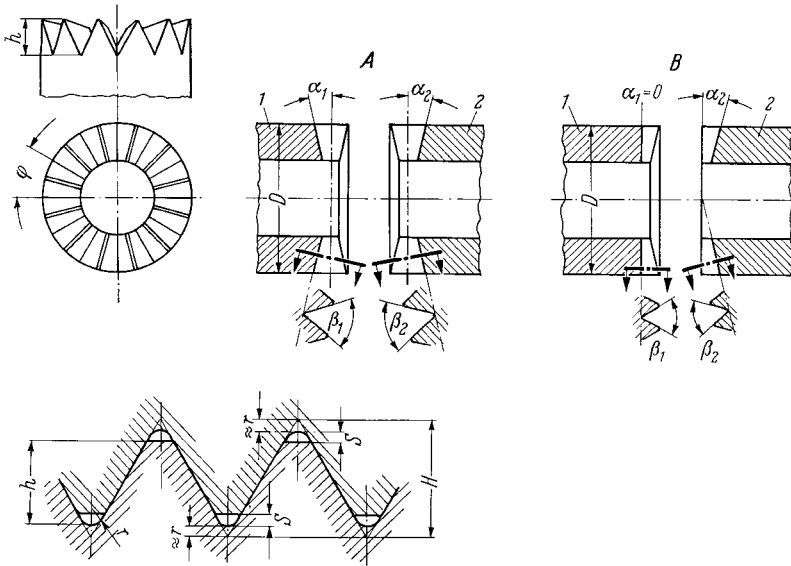
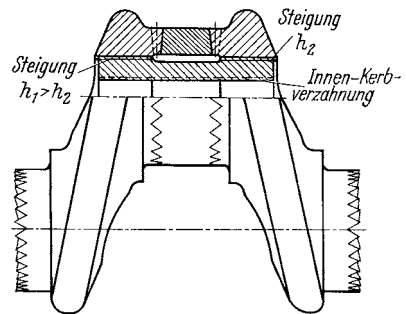


Abb. 4.87. Stirnzahnkupplung mit Hirth-Verzahnung

Abb. 4.88. Kurbelwelle mit Stirnverzahnungen



4.4.2

Bewegliche Kupplungen (Ausgleichskupplungen)

Gelenkige Ausgleichskupplungen werden bei Wellenverlagerungen verwendet. Axiale Verlagerungen der Wellenenden können durch Längenausdehnungen infolge von Erwärmungen, radiale Verlagerungen (Wellen sind parallel versetzt) und Winkerverlagerungen durch Ausricht- und Fertigungsfehler oder einer Anhäufung von Toleranzen auftreten. Bewegliche Kupplungen sind drehsteife Verbindungen, d.h., Drehmomentschwankungen werden ungedämpft übertragen. Sie gehören zu den formschlüssigen Kupplungen, denn die Kraftübertragung erfolgt über Schubgelenke (Klauen, Zähne) und Drehgelenke (Zapfen in Lagerbuchsen). Für die Dimensionierung sind die zulässigen Flächenpressungen maßgebend.

Abb. 4.89. Klauenkupplung. Jede Kupplungshälfte hat drei (oder mehr) ineinander greifende Klauen, die zugleich die Wellen zentrieren. Um die axiale Verschiebung sicherzustellen, wird der Zentrierring *a* eingelegt

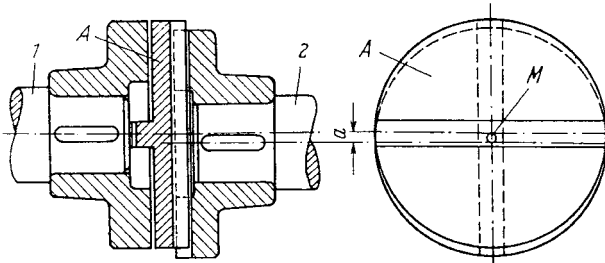
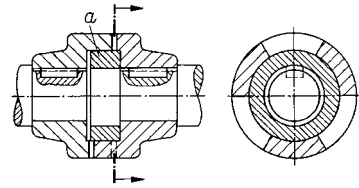


Abb. 4.90. Oldham-Kupplung (Kreuzscheibenkupplung). Kreuzscheibe A mit um 90° versetzte Leisten

Axiale Wellenverlagerung. Dem Längenausgleich dienen einfache Klauenkupplungen (Abb. 4.89) oder auch Keilwellen oder Polygonwellen mit entsprechenden HülSEN.

Radiale Wellenverlagerung. Bei vorwiegend parallel versetzten Wellen wird bei geringen Beträgen der Verlagerung (infolge Einbautoleranzen) die Oldham-Kupplung (Abb. 4.90) verwendet. Bei größeren Achsabständen müssen Gelenkwellen eingebaut werden.

Winkelverlagerung. Für rein winkelige Verlagerungen – auch bei größeren Winkelabweichungen – eignen sich die Kreuzgelenk- und Kugelgelenkkupplungen (Abb. 4.91 bis 4.97), die auch als Kardangelenke bezeichnet werden. Hierbei ist zu beachten, daß bei einem einfachen Gelenk nach dem Schema von Abb. 4.91 bei konstanter Winkelgeschwindigkeit ω_1 der Welle 1 die Winkelgeschwindigkeit ω_2 der Welle 2 Schwankungen aufweist, die umso größer sind, je größer der Ablenkungswinkel δ ist. Werden die Drehwinkel der Wellen mit φ_1 und φ_2 bezeichnet, so gelten folgende Beziehungen:

$$\tan \varphi_2 = \tan \varphi_1 \cos \delta; \quad \tan (\varphi_2 - \varphi_1) = - \frac{\tan \varphi_1 (1 - \cos \delta)}{1 + \tan^2 \varphi_1 \cos \delta}$$

und

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \varphi_1 \sin^2 \delta}.$$

Abb. 4.91. Schema eines Kardangelenks

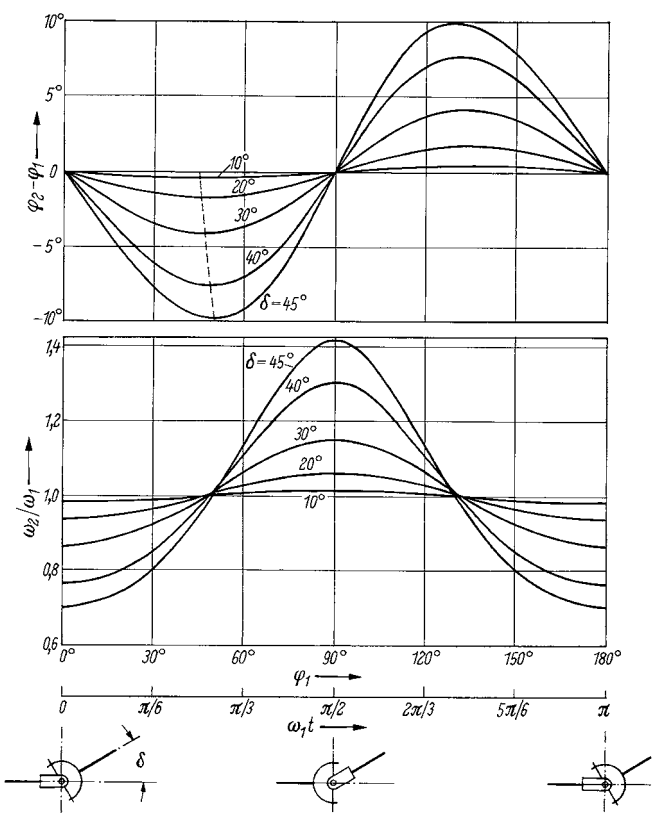
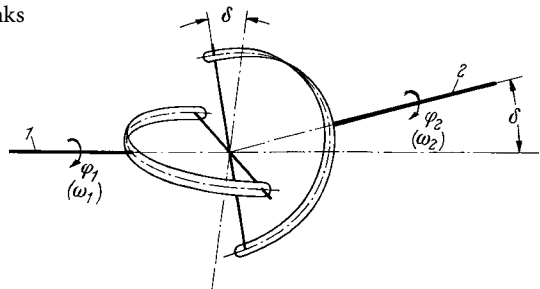


Abb. 4.92. Schwankungen der Winkeldifferenz ($\varphi_2 - \varphi_1$) und der Winkelgeschwindigkeit ω_2 ($\omega_1 = \text{konst.}$)

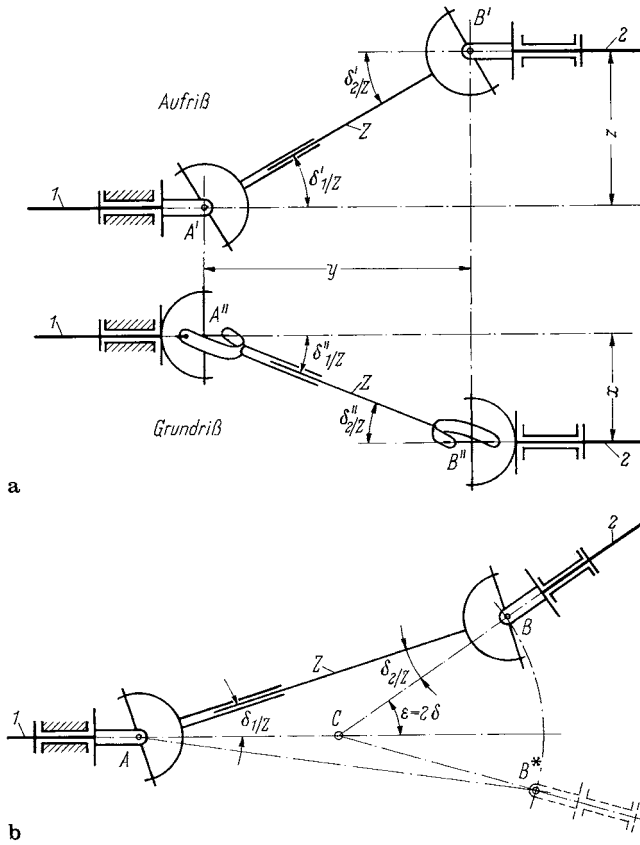


Abb. 4.93. Richtige Gelenkwellenanordnung (Z = Zwischenteil, Bedingung: $\delta_{1/Z} = \delta_{2/Z}$):
a) Z-Beugung; b) W-Beugung

Abb. 4.94. Einfaches Kreuzgelenk

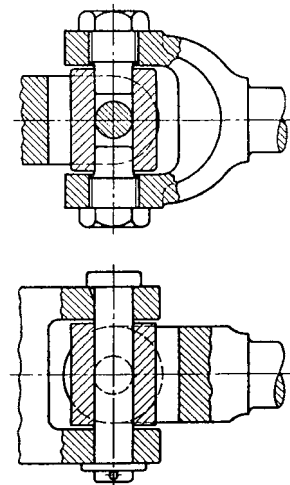


Abb. 4.95. Einfach-Wellengelenk nach DIN 808

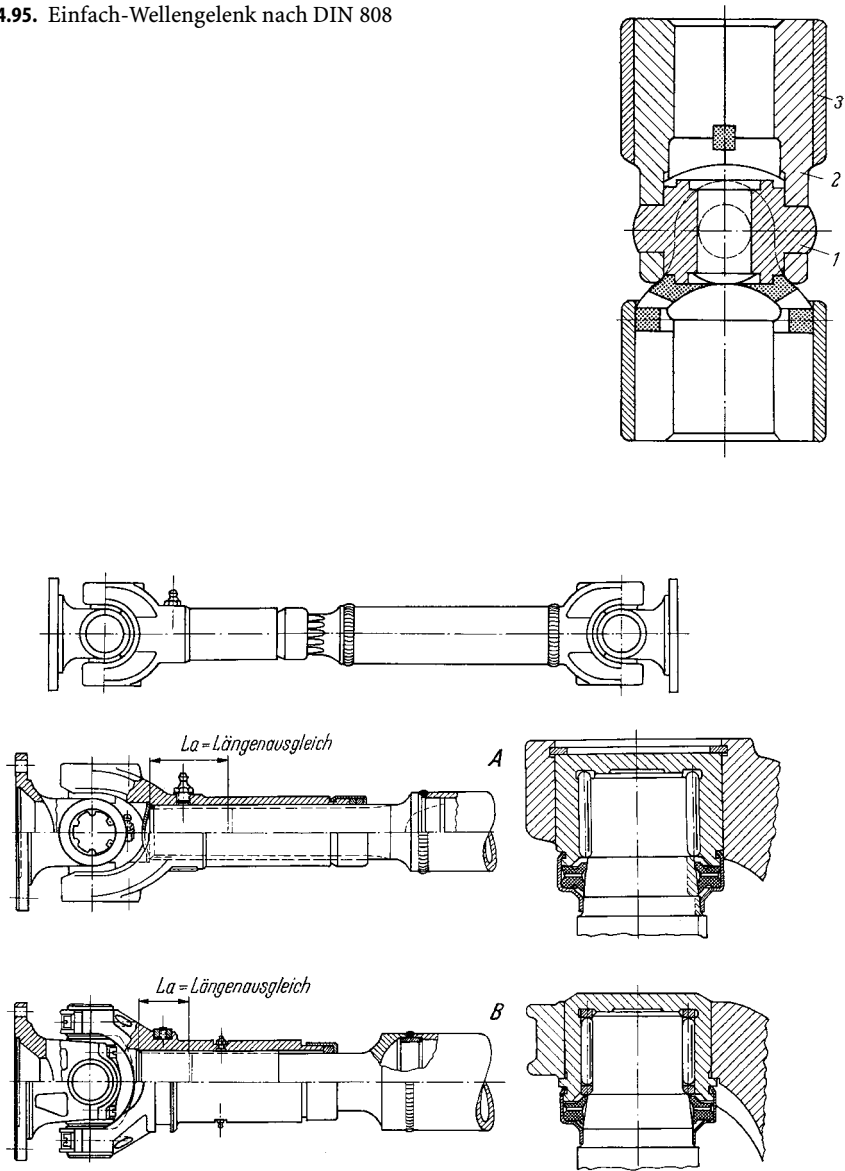


Abb. 4.96. Gelenkwellen für statische Momente von 135 bis 250 000 Nm

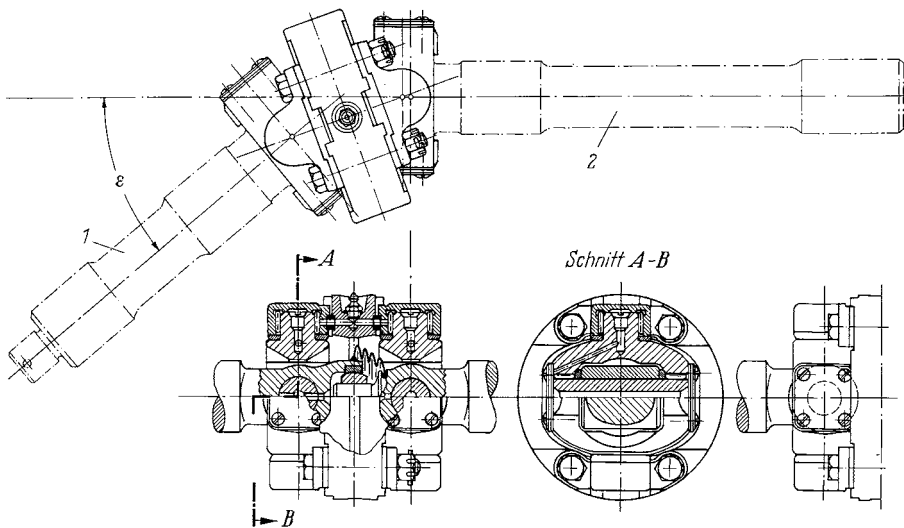


Abb. 4.97. Doppelgelenkwellen

Der Verlauf der Winkeldifferenz $\varphi_2 - \varphi_1$ und des Winkelgeschwindigkeitsverhältnisses ω_2/ω_1 in Abhängigkeit von $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$ ist in Abb. 4.92 für verschiedene Ablenkungswinkel δ aufgetragen. Die Extremwerte sind

$$\tan(\varphi_2 - \varphi_1)_{\max} = \mp \frac{1 - \cos \delta}{2 \sqrt{\cos \delta}}; \quad \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min} = \cos \delta; \quad \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} = \frac{1}{\cos \delta}.$$

Die Ungleichförmigkeit kann ausgeglichen werden, wenn man zwei Kardan Gelenke hintereinander schaltet. Dabei müssen jedoch die beiden inneren Gabeln in einer Ebene liegen, und die Winkel $\delta_{1/Z}$ und $\delta_{2/Z}$ müssen gleich groß sein (Abb. 4.93).

Die Wellen 1 und 2 können parallel angeordnet sein (Z-Beugung). Dabei sind veränderliche Verlagerungen möglich (Z im Aufriß und x im Grundriß). Wenn sich die Wellen 1 und 2 schneiden (W-Beugung), muß der Schnittwinkel $\varepsilon = 2 \delta_{1/Z} = 2 \delta_{2/Z}$ sein. D.h., es muß immer $\overline{AC} = \overline{CB}$ sein. Wird diese Bedingung erfüllt, dann kann ε variieren (z.B. C entspricht dem Drehpunkt und B wird auf einen Kreis bzw. einer Kugeloberfläche um C geführt. Das Zwischenteil Z dreht sich in beiden Fällen stets ungleichförmig, so daß bei größeren Drehzahlen unliebsame Massenkräfte (Biegeschwingungen) auftreten können. Verschiedene Ausführungsformen zeigen die Abb. 4.94 bis 4.97.

Kombinierte Wellenverlagerung. Für den Ausgleich von Längenänderungen und für winklige oder geringe parallele Wellenverlagerungen sind die Doppelzahnkupplungen (Abb. 4.98) geeignet. Sie bestehen aus auf den Wellenenden sit-

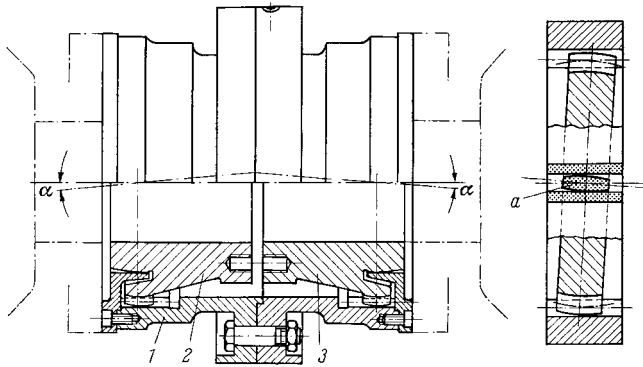
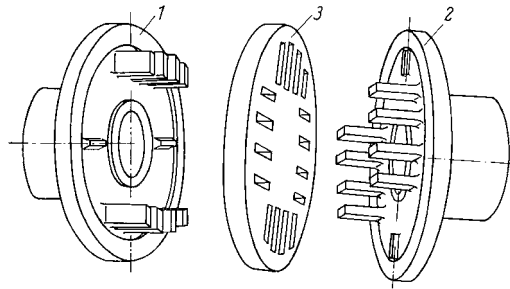


Abb. 4.98. Bogenzahnkupplungen

Abb. 4.99. Ringspann-Wellenausgleichskupplung



zenden Kupplungsscheiben, die mit – meist bogenförmigen, balligen – Außenverzahnungen versehen sind und einer darüberschobenen zweiteiligen Kupplungshülse mit zylindrischer Innenverzahnung, so daß eine Art Knorpelgelenk gebildet wird. Die Doppelzahnkupplung ist mit Öl gefüllt. Die maximal zulässige Winkelverlagerung der Wellen beträgt $1,5^\circ$ bis 2° .

Nach dem Prinzip der Oldham-Kupplung wurde die Ringspann-Wellenausgleichskupplung (Abb. 4.99) entwickelt, die neben geringen Längsverschiebungen auch parallele Verlagerungen (bis 2 % des Kupplungsdurchmessers) und Winkelabweichungen bis 3° zuläßt.

4.4.3

Elastische Kupplungen

Kupplungen mit elastischen Zwischengliedern haben außer Wellenverlagerungen zu überbrücken noch folgende wichtige Aufgaben:

1. Minderung von auftretenden Drehmomentspitzen (Stöße),
2. Verringerung der Ausschläge bei periodisch auftretenden Drehmoment-schwankungen (Schwingungen),
3. Beeinflussung der Eigenfrequenzen (Resonanzen vermeiden).

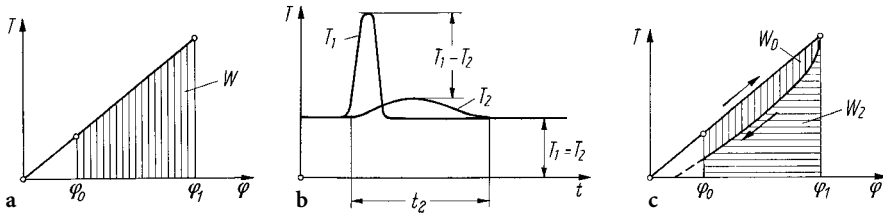


Abb. 4.100. Kupplungscharakteristiken: a) gespeicherte Arbeit bei gerader Kennlinie; b) zeitlicher Verlauf der Drehmomente T_1 und T_2 ; c) Dämpfungswirkung bei gerader Kennlinie

Die Stoßminderung beruht in erster Linie auf der Speicherwirkung der federnden Elemente. Tritt z.B. auf der treibenden Seite eine Drehmomentspitze T auf, vergrößert sich zunächst der relative Drehwinkel zwischen den Kupplungshälften, wobei von den Federn die Stoßarbeit $W = \int T d\varphi$ (schraffierte Fläche unter der Kennlinie in Abb. 4.100 a) aufgenommen wird, die dann während einer größeren Zeitspanne an die zweite Welle abgegeben wird, gleichzeit nimmt der relative Drehwinkel wieder ab. Der qualitative Drehmomentenverlauf ist in Abb. 4.100 b in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Die Stoßminderung $T_1 - T_2$ ist besonders gekennzeichnet. Sie wird noch größer, wenn außer der Speicherwirkung auch noch eine Dämpfungswirkung eintritt, wobei ein Teil der gespeicherten Arbeit in Wärme umgesetzt (W_D) und der Rest (W_2) auf die getriebene Welle übertragen wird (Abb. 4.100 c).

Auswahl. Bei periodisch auftretenden Drehmomentschwankungen (z. B. Kolbenkraftmaschine) müssen für die genaue Berechnung der Amplituden der erzwungenen Schwingungen neben den Massenträgheitsmomenten der treibenden und getriebenen Seite, die Kupplungskennlinie (T - φ -Diagramm), die Eigenfrequenz und die Dämpfung des Systems bekannt sein. Letztere Angaben sind nur vom Kupplungshersteller zu erhalten, so daß Auswahl und Auslegung elastischer Kupplungen bei extremen Betriebsbedingungen unbedingt in Zusammenarbeit mit dem Hersteller erfolgen sollte (siehe auch DIN 740). Die Kupplungen sind dabei so auszulegen, daß die Betriebsdrehzahl n wesentlich größer ist als die kritische Drehzahl n_k , da die „Vergrößerungsfunktion“ V (Abb. 4.101) stark von der Drehzahl abhängig ist. Um kleine Ausgangsamplituden zu erhalten, muß die Eigenfrequenz möglichst niedrig sein, wozu flache Kennlinien bzw. weiche Kupplungen erforderlich sind. Da diese bei großen Drehmomenten zu große relative Verdrehwinkel ergeben, bevorzugt man im Kupplungsbau Federelemente mit progressiven Kennlinien (Abb. 4.102 a). Das heißt, die Federsteifigkeit wird mit zunehmendem Drehmoment bzw. Drehwinkel immer größer. Mit dieser veränderlichen Steifigkeit wird außerdem gewährleistet, daß das gefürchtete Aufschaukeln im Bereich der kritischen Drehzahlen (Resonanz), der ja beim Anfahren und Auslaufen durchfahren wird, weitgehend vermieden wird, weil sich mit wachsenden Ausschlägen die Eigenfrequenz ändert.

Abb. 4.101. Vergrößerungsfunktion V bei erzwungenen Schwingungen mit Dämpfung D

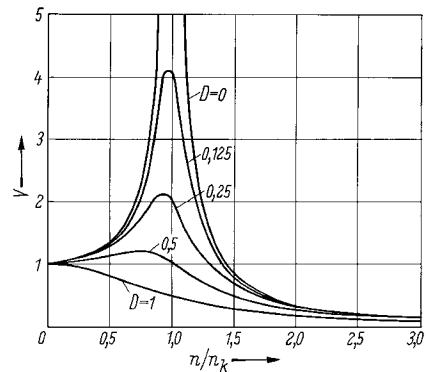
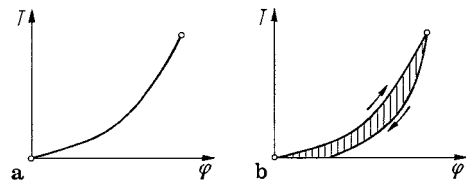


Abb. 4.102. Progressive Kennlinien:
a) ohne Dämpfung; b) mit Dämpfung



Die anzustrebende Kupplungscharakteristik ist in Abb. 4.102 b dargestellt, bei der nun auch noch eine Energieumwandlung in Wärme infolge Dämpfung berücksichtigt ist. Derartige Kupplungskennlinien können mit geschichteten Stahlfedern, bei denen zwischen den einzelnen Lagen Reibung auftritt, oder mit Federelementen mit hoher innerer Reibung (Gummi, Elastomere) erreicht werden.

Anwendungen. Für große Axialverschiebungen eignen sich vor allem Bolzen- und Klauenkupplungen, die jedoch keine großen Elastizitäten aufweisen und nur geringe Dämpfungswerte besitzen. Sind bei gleichförmigen Antrieben (Elektromotoren, Ventilatoren, usw.) hauptsächlich Anfahrstöße und Wellenlagefehler (Toleranzen) auszugleichen, werden elastische Kupplungen mit geringer Elastizität (Verdrehwinkel $\varphi < 5^\circ$) verwendet. Stark ungleichförmige Antriebe, wie Kolbenmaschinen, Pressen, Brecher, u. dgl., erfordern hochelastische Kupplungen ($\varphi = 5^\circ \dots 30^\circ$) mit guten Dämpfungseigenschaften. Auch für die Beeinflussung der Resonanzdrehzahl und für große radiale und winkelige Wellenverlagerungen sind hochelastische Kupplungen notwendig.

Metallelastische Kupplungen

Elastische Kupplungen mit Stahlfedern sind temperaturbeständig und ölfest. Die lineare Federkennlinie der Metallelemente wird durch konstruktive Maßnahmen oft so geändert, daß die Kupplung eine progressive Kennlinie besitzt. Je nach Federart weisen metallelastische Kupplungen unterschiedliche Verdrehwinkel auf ($\varphi = 2^\circ \dots 25^\circ$). Die Dämpfung kann nur durch Reibung

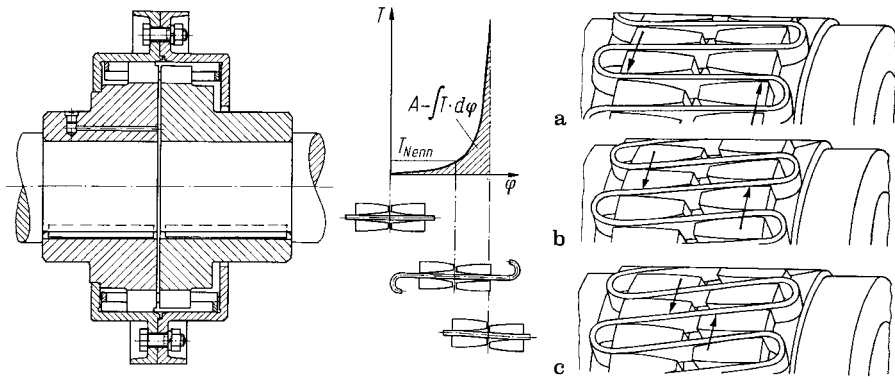


Abb. 4.103. Schlangenfederkupplung (Bibby-Kupplung, Malmedie & Co.): a) Normalbelastung; b) größere Belastung; c) Höchstbelastung

zwischen den Federelementen erfolgen und ist daher deutlich geringer als bei Elastomerkupplungen.

Schlangenfederkupplung. Die drehelastische Ganzmetallkupplung (Abb. 4.103) wird als stoßmindernde und verlagerungsnachgiebige Flansch- oder Wellenkupplung eingesetzt. Sie besitzt als elastisches Federelement schlangenförmig gewundene Stahlfedern, die in Nuten der Nabenscheiben eingelegt werden. Diese Nuten sind in axialer Richtung zur Mitte hin erweitert, so daß die freie Federlänge bei steigendem Drehmoment verkürzt wird und die Kennlinie dadurch progressiv ansteigt. Verdrehwinkel und Dämpfung sind gering. Die notwendige Schmierung der Feder wird dadurch erreicht, daß das Schutzgehäuse über den Federelementen mit Fett gefüllt ist.

Schraubenfederkupplung. Die elastischen Zwischenglieder (Abb. 4.104) sind tangential angeordnete Schraubendruckfedern *e*, die mit Vorspannung zwischen den Tragesegmenten *d* sitzen. Diese Tragesegmente sind auf den in den Kupplungsflanschen *a* und *b* befestigten achsparallelen Mitnehmerbolzen *c* schwenkbar gelagert. Während die Normalausführung axial verschieblich ist,

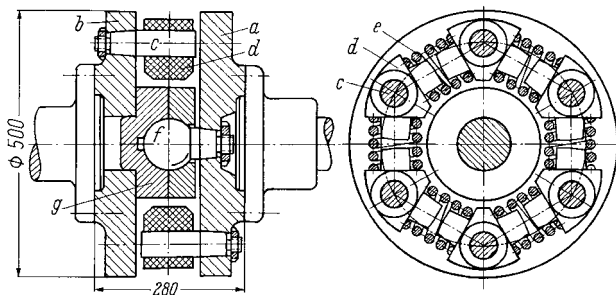


Abb. 4.104. Schraubenfederkupplung (Cardex-Kupplung, Hochreuter & Baum)

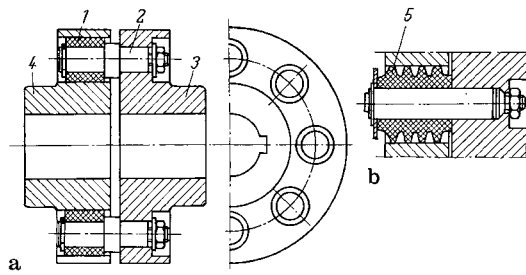
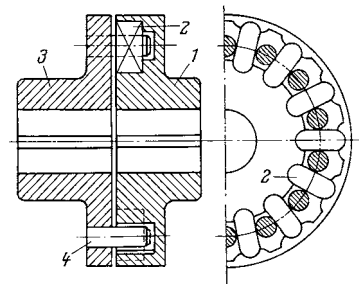


Abb. 4.106. Elastische Bolzenkupplung: a) Boflex-Kupplung mit elastischen Gummihülsen; b) Elco-Kupplung mit profilierten „Kompressionshülsen“

Abb. 4.107. Elastische Klauenkupplung

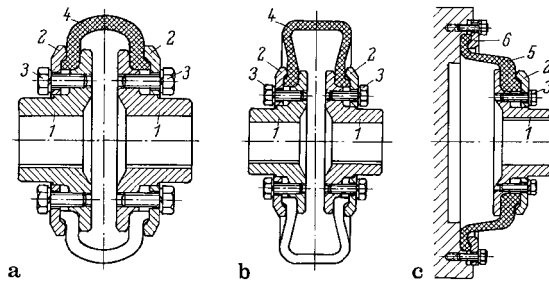
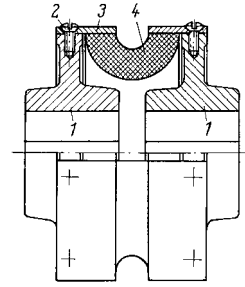
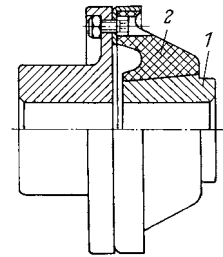


Wulst- und Scheibenkupplungen. Wulstkupplungen besitzen elastische Elemente in Form von Wülsten oder Reifen, sind hochelastisch und bauen Drehmomentstöße infolge großer Dämpfungswerte schnell ab. Ähnlich im Aufbau und in den Eigenschaften sind die Scheibenkupplungen, die das Drehmoment über mehr oder weniger scheibenförmige Elastomerteile übertragen.

Eine Wulstkupplung zeigt Abb. 4.108. Der Gummikörper 4 ist zweiteilig und mit den aufvulkanisierten Ringhälften 3 durch Schrauben 2 auf dem Umfang der Naben 1 verbunden. Dadurch wird eine einfache Montage ermöglicht. Der Verdrehwinkel kann bis zu 18° betragen.

Bei der Kupplung nach Abb. 4.109a und b wird ein senkrecht zur Umfangsrichtung aufgeschnittener Gummireifen 4 in die Kupplungsnaben 1 eingelegt und mit Hilfe der Druckringe 2 und Schrauben 3 eingespannt. Die Ausführung b ist für besonders große axiale und winkelige Verlagerungen entwickelt worden. Bei der Flanschkupplung (Abb. 4.109c) wird ein manschettentörmiger Reifen 5 mit Hilfe der Druckringe 2 und 6 eingespannt.

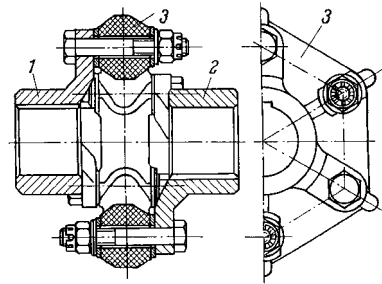
Abbildung 4.110 zeigt eine hochelastische Scheibenkupplung. Der kegelförmige Gummikörper ist auf die Nabe 1 aufvulkanisiert und besitzt ein großes Volumen, so daß eine große Arbeitsaufnahme möglich ist und die Kupplung besonders gute Stoß- und schwingungsdämpfende Eigenschaften aufweist. Bei der einseitigen Kegelflexkupplung beträgt der Verdrehwinkel bis zu 10° , bei einer zweiseitigen bis zu 20° .

Abb. 4.108. Hochelastische Wulstkupplung (Radaflex-Kupplung)**Abb. 4.109.** Hochelastische Wulst- und Scheibenkupplungen (Stromag): a) und b) Periflex-Wellenkupplungen; c) Periflex-Flanschkupplung (Scheibenkupplung)**Abb. 4.110.** Hochelastische Scheibenkupplung (Kegelflex-Kupplung, Kauermann)

Zwischenringkupplungen. Für große räumliche Verlagerungen (axiale, radiale und winkelige Wellenverlagerungen) sind Kupplungen mit ring- oder polygonförmigen Elastomerbauteilen geeignet. Sie werden vorwiegend bei rauen Betriebsbedingungen und Drehmomentstößen eingesetzt, sowie in Anwendungsfällen, bei denen im instationären Betrieb oft Resonanzbereiche durchfahren werden müssen. Lange Lebensdauer und Wartungsfreiheit der relativ klein bauenden Zwischenringkupplungen prädestinieren diese für den Einbau bei Kraftfahrzeug-Kardan- und anderen Gelenkwellen.

Die Polygon-Kupplung (Abb. 4.111) besitzt zwei genau gleiche Kupplungshälften 1 und 2 mit streuförmigem Flansch. Diese werden seitlich an den 6- oder 8-eckigen Polygonring 3, in dessen Ecken Metallbuchsen einvulkanisiert sind,

Abb. 4.111. Hochelastische Zwischenringkupplung (Polygon-Kupplung)



angeschraubt. Bei der Montage wird der elastische Zwischenring vorgespannt, so daß der Ring unter Druckvorspannung steht und auch bei Belastung keine für Gummi ungünstigen Zugspannungen auftreten. Die Polygon-Kupplung ermöglicht große Verdrehwinkel (6° bis 8°) und große winkelige Verlagerungen ($5^\circ \dots 6^\circ$, kurzzeitig bis 10°) und ist unempfindlich gegen axiale und radiale Wellenverlagerungen.

4.4.4

Formschlüssige Schaltkupplungen

Die formschlüssigen Schaltkupplungen, bei denen Klauen oder Zähne zur Kraftübertragung dienen, lassen sich nur im Stillstand oder im Gleichlauf einschalten, während das Ausrücken auch unter Last und bei voller Drehzahl möglich ist. Meistens werden formschlüssige Schaltkupplungen mechanisch von Hand oder elektrisch geschaltet (fremdbetätigt). Es gibt jedoch auch einige selbsttätig schaltende Kupplungen, und zwar momentbetätigte und richtungsbetätigte.

4.4.4.1

Fremdbetätigte Schaltkupplungen

Die Betätigung erfolgt normalerweise über Gleitmuffe, Schleifring und Schaltgabel, oder aber auch elektrisch mittels Magnet. Der verschiebbare Teil soll auf die zeitweise stillstehende Welle gesetzt werden, um unnötiges Schleifen und Abnutzung zu vermeiden.

Mechanisch betätigte Kupplungen. Klauenkupplungen. Die einfachste formschlüssige Schaltkupplung ist die ausrückbare Klauenkupplungen nach Abb. 4.112. Bei dieser Ausführung besteht an den Gleitfedern die Gefahr der Abnutzung, des Ausschlagens und Lockerns, da an dem geringen Hebelarm (halber Wellendurchmesser) große Umfangskräfte auftreten und große Verstellkräfte (beim Ausrücken unter Last) erforderlich sind. Diese Nachteile sind bei der Hildebrandt-Klauenkupplung (Abb. 4.113) vermieden, da beide Kupplungscheiben a und b fest mit den Wellenenden verbunden sind. Die Schaltmuffe c kann mit ihren Klauen schließend in die Lücken der Kupplungscheiben ein-

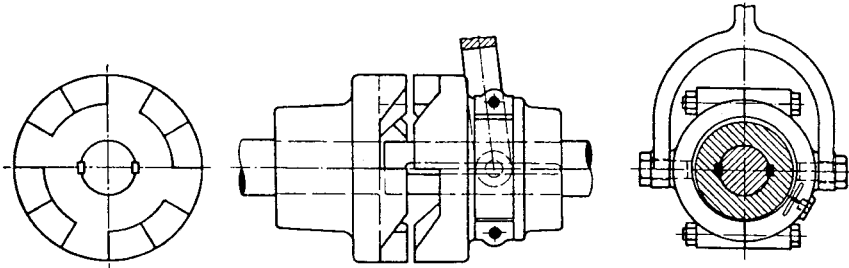


Abb. 4.112. Klauenkupplung

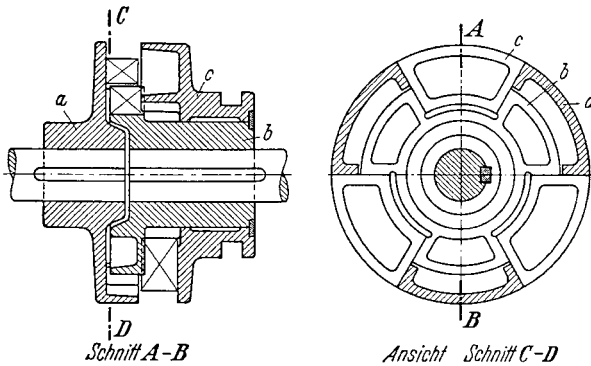
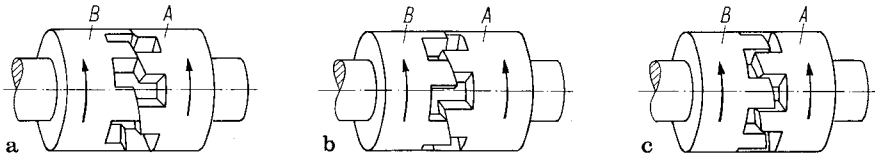


Abb. 4.113. Hildebrandt-Klauenkupplung

Abb. 4.114. Abweisklauenkupplung (Maybach): a) kein Eingriff bei $n_B > n_A$; b) noch kein Eingriff bei $n_B = n_A$; c) Eingriff wenn $n_B < n_A$

geschoben werden. Im ausgeschalteten Zustand bleiben die Klauen von b und c einige Millimeter im Eingriff.

Bei der Maybach-Abweisklauenkupplung (Abb. 4.114) wird durch die Anströmungen der Stirnflächen auf einfachste Art sichergestellt, daß ein Einrücken nicht möglich ist, solange die Drehzahl der Welle B größer ist als die der Welle A. Auch bei gleicher Drehzahl von Welle A und B erfolgt noch kein Eingriff. Jedoch jeder noch so geringe Drehzahlabfall von Welle B oder Drehzahlanstieg von A führt zum Eingriff.

Zahnkupplungen. Die in Getrieben des Kraftfahrzeugbaues vielfach verwendeten schaltbaren Zahnkupplungen, z. B. Abb. 4.115, besitzen als Schaltelement eine

Abb. 4.115. Schaltbare Zahnkupplung (ZF)

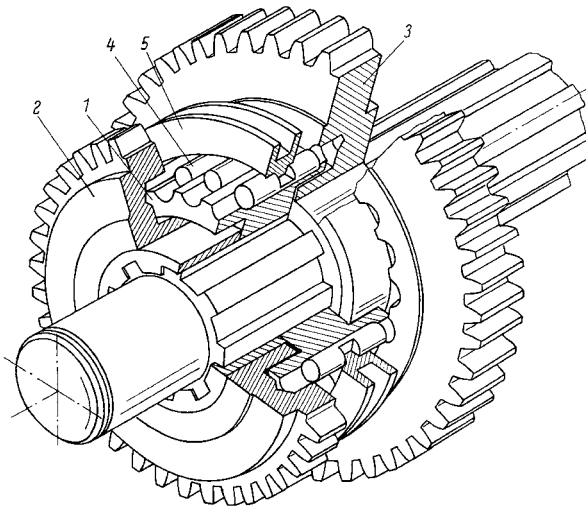
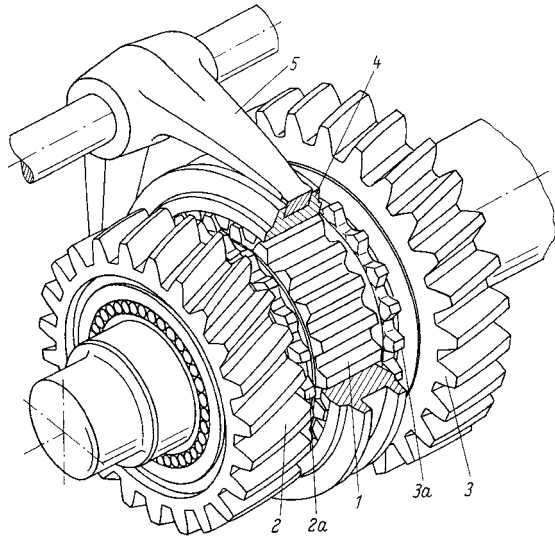
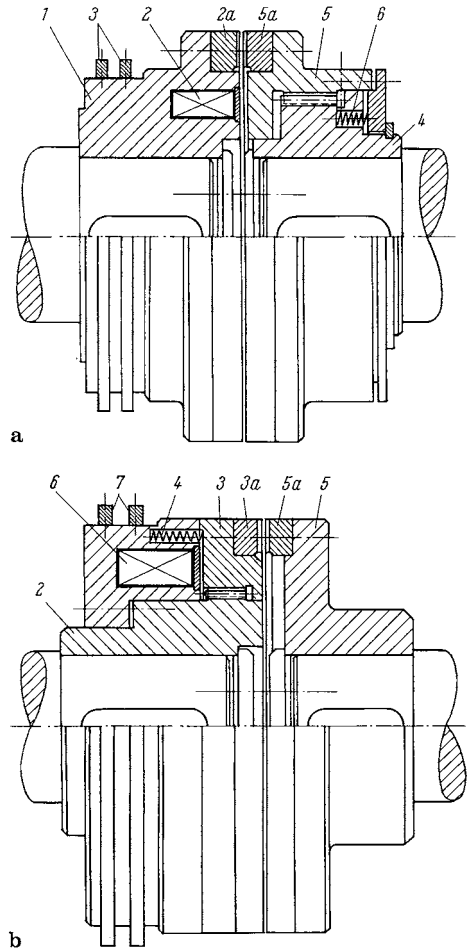


Abb. 4.116. Schaltbare Zahnkupplung mit zylindrischen Schaltstiften (ZF)

innenverzahnte Hülse 4, die über die mit Außenverzahnungen (2a und 3a) versehenen zu kuppelnden Teile (2 und 3) geschoben wird. Das Kupplungszahnrad 1 ist dabei fest mit der Welle verbunden. Geschaltet wird mit der Schaltgabel 5. Zur Schalterleichterung werden Synchronisiereinrichtungen benutzt, die meistens aus kleinen vorgeschalteten Kegelreibungskupplungen bestehen. Häufig werden auch noch Schaltsperren eingebaut, die erst bei Drehzahlgleichheit den Schaltweg für die Kupplungsmuffe freigeben.

Abb. 4.117. Elektromagnet-Zahnkupp-
lung: a) Einrücken mit Magnet 2, Lüften
mit Feder 6; b) Einrücken mit Feder 4,
Lüften mit Magnet 6



Eine im Aufbau einfache Zahnkupplung mit Halbrundverzahnungen, die in Schleppertriebwerken verwendet wird, zeigt Abb. 4.116. Hier sind die eigentlichen Kuppelungselemente die zylindrischen Stifte 4, die im entsprechend „verzahnten“ Kupplungsrad 1, das fest mit der Welle verbunden ist, axial über die Gleitmuffe 5 verschoben werden. Die zu kuppelnden Zahnräder besitzen halbrundförmige Innenverzahnungen.

Elektrisch betätigte Kupplungen. Bei den Elektromagnet-Zahnkupplungen sind die Kuppelungshälften mit Stirnverzahnungen versehen, die bei der Ausführung nach Abb. 4.117 a nach Einschalten des Gleichstroms durch den magnetischen Kraftfluß des auf der Antriebswelle 1 befestigten Ringmagnets 2 zum Eingriff gebracht und nach Stromausschalten durch Federkraft 6 entkuppelt werden. Der Gleichstrom wird über die Schleifringe 3 zugeführt, wodurch die auf der

Abtriebsnabe 4 axial verschiebbare Ankerplatte 5 angezogen wird. Dadurch kommen die Planräder 2a und 5a zum Eingriff.

Bei der Ausführung nach Abb. 4.117b wird umgekehrt der Eingriff stromlos durch Federkraft bewirkt, während das Entkuppeln über den Ringmagnet erfolgt. Wenn kein Strom fließt, wird die auf der Antriebsnabe 2 axial verschiebbare Ankerplatte 3 mit dem Planrad 3a gegen das Planrad 5a des Abtriebsflansches 5 gedrückt. Der Strom wird über Schleifringe 7 zugeführt. Es werden jedoch auch schleifringlose Kupplungen mit feststehendem Ringmagnet hergestellt.

4.4.4.2

Momentbetätigte Schaltkupplungen

Zu den formschlüssigen momentgeschalteten Kupplungen kann man die einfachen Sicherheitseinrichtungen mit Brechbolzen und Scherstiften rechnen, die zwischen zwei Kupplungsscheiben eingesetzt werden und so bemessen sind, daß sie bei Überlast brechen oder abgeschert werden.

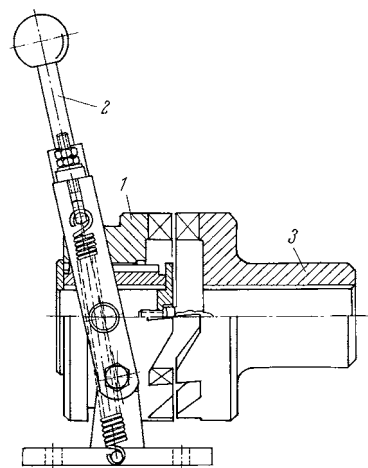
4.4.4.3

Richtungsbetätigte Schaltkupplungen

Zu den formschlüssigen Richtungskupplungen, die die Aufgabe haben, ein Drehmoment nur in einer Richtung zu übertragen, gehören die Klauen-Überholkupplungen und die Zahn- oder Klinkensperre.

Klauen-Überholkupplung. Diese Kupplung nach Abb. 4.118 findet Anwendung beim Langsamanfahren oder Anwerfen von Kraft- und Arbeitsmaschinen mit einem Hilfsantrieb, der selbsttätig abgekuppelt wird, wenn die Abtriebsdrehzahl die Antriebsdrehzahl überholt. Mit dem Handhebel 2 wird im Stillstand

Abb. 4.118. Klauen-Überholkupplung (MALMEDIE)



die Kupplungsscheibe 1 der Antriebswelle in die Kupplungsscheibe 3 der Abtriebswelle eingerückt. Die Klauen der beiden Kupplungsscheiben besitzen für die Drehmomentübertragung radiale Flächen, während die Rückenflächen so abgeschrägt sind, daß beim Überholvorgang die Kupplungsscheibe der Antriebsseite axial verschoben und dann durch die Zugfeder (oder ein Fallgewicht) ganz ausgerückt wird.

Klinkengesperre. Bei Zahnrichtgesperren greifen gewichts- oder federbelastete Klinken in Sperräder ein, deren Zähne so gestaltet sind, daß in einer Richtung Formschluß entsteht, während bei entgegengesetztem Drehsinn die Klinken über die Zähne hinwegrutschen. Übliche Ausführungsformen zeigt Abb. 4.119.

Der Neigungswinkel α der Zahnbrust gegen die Radiale beträgt etwa 17° (Tangenten an Kreis mit ca. $0,3 \cdot d$). Klinkengesperre finden Anwendung in Sperradbremsten (Abb. 4120) und bei Ratschen.

4.4.5

Kraftschlüssige Schaltkupplungen (Reibungskupplungen)

Diese zweite Hauptgruppe von Schaltkupplungen hat die Aufgabe, zwei Wellenenden während des Betriebes unter Last und auch bei großen Drehzahlunterschieden miteinander zu verbinden. Dies ist nur mit einem allmählich wirkenden Kraftschluß möglich, wobei die relativ zueinander bewegten Teile während des Schaltvorganges gegeneinander gleiten (rutschen) und erst nach der sogenannten Rutschzeit t_R auf gleiche Drehzahl kommen, sich dann also relativ zueinander in Ruhe befinden. Dementsprechend ist bei Reibungskupplungen zwischen dem schaltbaren Moment T_{KS} während der Rutschzeit und dem übertragbaren Moment $T_{KÜ}$ bei relativer Ruhe zu unterscheiden, die beide von den Kupplungsherstellern angegeben werden. Das

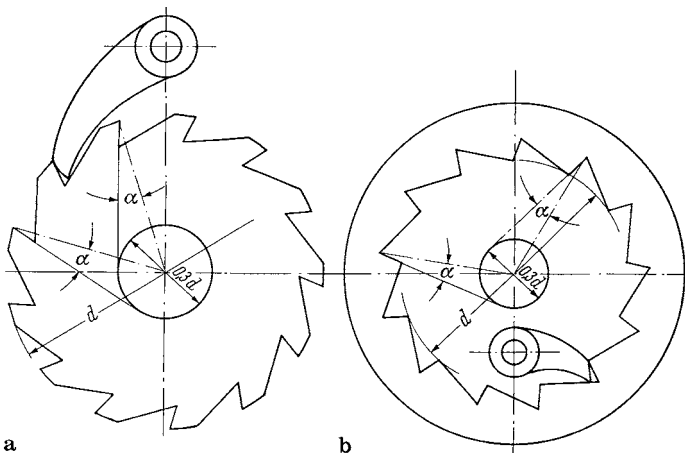


Abb. 4.119. Klinkengesperre: a) Sperrrad mit Außenverzahnung; b) Sperrrad mit Innenverzahnung

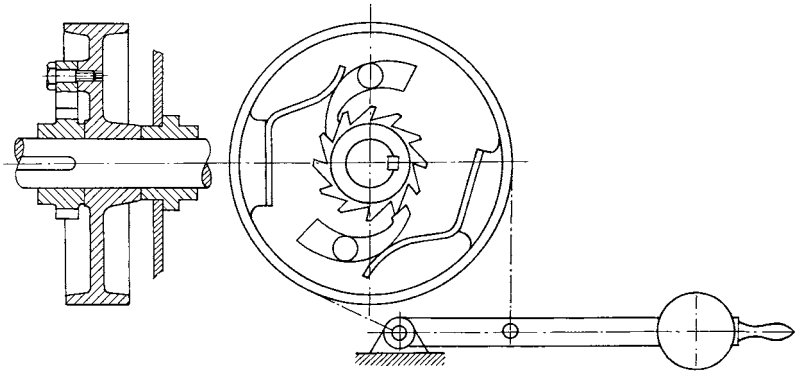


Abb. 4.120. Sperradbremse

schaltbare Moment wird vom Gleitreibbeiwert μ_G , das übertragbare Moment vom Haftreibbeiwert μ_H bestimmt. Da bei Reibungskupplungen das Drehmoment durch die Reibkraft begrenzt wird, wirken sie gleichzeitig als Sicherheitskupplungen.

Reibbeiwert. Die Größe der Reibbeiwerte ist von den Reibstoffpaarungen, der Temperatur, der Flächenpressung und der Oberflächengestalt (glatt oder genutet) abhängig. Außerdem ist zwischen Trocken- und Naßlauf zu unterscheiden. Trocken sind die Reibbeiwerte zwar größer, bei Naßlauf kann aber die beim Schaltvorgang entstehende Wärme besser abgeführt werden und der Verschleiß ist geringer. Als Reibstoffpaarungen werden für Trockenlauf meist Stahl/Reibbelag, GG/Reibbelag und Stahl/Sinterbronze, und für Naßlauf Stahl/Stahl und Stahl/Sinterbronze eingesetzt. Richtwerte für Reibbeiwerte und Flächenpressungen können Tabelle 4.13 entnommen werden.

Wirkungsweise. Das Reibmoment wird durch die senkrecht zu den Reibflächen wirkende Anpreßkraft F_N erzeugt, die mechanisch über Hebel, durch Federn, als Fliehkraft oder hydraulisch, pneumatisch oder elektrisch (Magnet) aufgebracht wird. In eingerücktem Zustand muß die Anpreßkraft ständig aufrecht erhalten werden. Bei mechanischen Schaltvorrichtungen besteht zwischen Anpreßkraft und Schaltkraft eine Übersetzung, so daß nur die kleinere Schaltkraft

Tabelle 4.13. Richtwerte für Reibbeiwerte und zulässige Flächenpressungen

	Belag	μ_G	p_{zul} [N/mm ²]
Trockenlauf	Organisch	0,25...0,5	bis 3,5
	Sinterbelag mit Keramikanteil	0,3...0,6	
Nasslauf	Sintermetall	0,08...0,12	bis 3
	Carbon-Reibbelag	0,08...0,10	bis 8

vom Bediener aufgebracht werden muß. Weiterhin läßt sich durch Spannfedern oder Kniehebel erreichen, daß die Schaltkraft nur beim Einrücken aufzubringen ist. Wird die Anpreßkraft durch Federn erzeugt, so dient die Schaltkraft nur zum Lösen (Ausrücken) der Kupplung. Die Anpreßkraft ist bei vielen Konstruktionen einstellbar, so daß die Unsicherheiten in den μ -Werten ausgeglichen werden können.

Die Schaltkraft soll bei Handbedienung kleiner als 120 N, bei Fußbedienung kleiner als 500 N sein. Die maximalen Schaltwege sind 0,8 m bei Hand- und 0,18 m bei Fußbedienung.

Für die Bemessung einer Reibungskupplung sind auch die Wärme- und Temperaturverhältnisse wichtig. Da Reibwerkstoffe nur bis bestimmte Temperaturen verwendbar sind, muß für hinreichende Kühlung, d.h. Abführung der Reibungswärme, gesorgt werden. Die entstehende Reibarbeit, die in Wärme umgesetzt wird, kann für jeden Schaltvorgang berechnet werden, wenn Schaltmoment T_{KS} , Rutschzeit t_R und die Drehzahlverhältnisse bekannt sind.

Schaltvorgang. Betrachtet man den Fall, daß die treibende Welle mit der Drehzahl n_1 läuft und daß die getriebene Welle zu Beginn des Schaltvorgangs in Ruhe ist ($n_{20} = 0$), so ergibt sich während des Schaltens etwa der in Abb. 4.121 a dargestellte Drehzahlverlauf. Während der Rutschzeit t_R nimmt die Drehzahl n_2 zu und n_1 infolge der Mehrbelastung des Antriebes etwas ab bis zur gemeinsamen Drehzahl n beider Wellen. Im folgenden Zeitabschnitt ($t_S - t_R$) erfolgt die Beschleunigung der festgekuppelten Wellen bis auf $n_2 = n_1$. Der Drehzahlverlauf während der Rutschzeit ist von der Größe der zu beschleunigenden Massen und dem zur Verfügung stehenden Beschleunigungsmoment abhängig. Beim Anlaufvorgang muß also zusätzlich zum Lastmoment T_L das Beschleunigungsmoment T_a aufgebracht werden. Vernachlässigt man den geringen Drehzahlabfall auf der treibenden Seite, so wird $t_S = t_R$. Nimmt man ferner an, daß T_{KS} und T_L während des Anfahrvorgangs konstant sind, dann ist auch T_a konstant, und es ergibt sich nach dem dynamischen Grundgesetz $T_a = \Theta \cdot d\omega/dt$ ein linearer Drehzahlanstieg für die getriebene Welle von 0 auf $n_2 = n_1 = n$. Diese vereinfachenden Verhältnisse sind in Abb. 4.121 b und c dargestellt (statt n kann auch ω gesetzt werden).

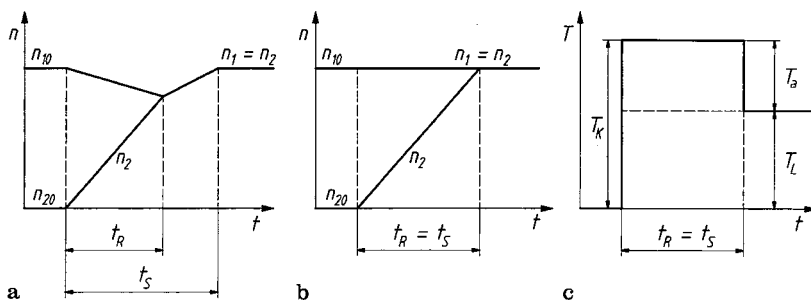


Abb. 4.121. Schaltvorgang: a) Drehzahlverlauf; b) vereinfachter Drehzahlverlauf ($n_1 = \text{konst.}$); c) Momentenverlauf

Mit dem Massenträgheitsmoment $\Theta_2 = \Theta$ der Lastseite, reduziert auf die Kupplungswelle, wird das Beschleunigungsmoment

$$T_a = \frac{\Theta}{t_R} \Delta \omega = \frac{\Theta}{t_R} (\omega - \omega_{20}) .$$

Diese Beziehung gilt natürlich auch für $\omega_{20} \neq 0$ bzw. $n_{20} \neq 0$.

Bei gegebener Rutschzeit t_R kann somit das erforderliche schaltbare Kupplungsmoment berechnet werden:

$$T_{KS} = T_a + T_L = \frac{\Theta}{t_R} (\omega - \omega_{20}) + T_L \leq T_{KNS} . \quad (4.50)$$

Das schaltbare Nenndrehmoment T_{KNS} einer Kupplung ist den Herstellerangaben zu entnehmen.

Ist die Kupplung gegeben, d.h. das schaltbare Nenndrehmoment T_{KNS} ist bekannt, so kann aus Gl. (4.50) die auftretende Rutschzeit abgeleitet werden:

$$t_R = \frac{\Theta}{T_{KNS} - T_L} (\omega - \omega_{20}) . \quad (4.51)$$

Der Arbeitsaufwand auf der treibenden Seite ist

$$W_1 = \int_0^{\varphi_1} T_{KS} d\varphi_1 = T_{KS} \int_0^{t_R} \frac{d\varphi_1}{dt} dt = T_{KS} \int_0^{t_R} \omega_1 dt = T_{KS} \omega t_R .$$

Die Nutzarbeit auf der getriebenen Seite ist

$$W_2 = \int_0^{\varphi_2} T_{KS} d\varphi_2 = T_{KS} \int_0^{t_R} \frac{d\varphi_2}{dt} dt = T_{KS} \int_0^{t_R} \omega_2 dt = T_{KS} \frac{\omega}{2} t_R .$$

Die in Wärme umgesetzte Reibarbeit ergibt sich als Differenz $W_R = W_1 - W_2$ oder

$$W_R = \frac{1}{2} T_{KS} \omega t_R .$$

Die Fläche unter n_2 in Abb. 4.121 b ist ein Maß für die Reibungsarbeit. Bezeichnet man die Anzahl der Schaltungen pro Stunde mit z_h , so wird die stündliche Reibungsarbeit

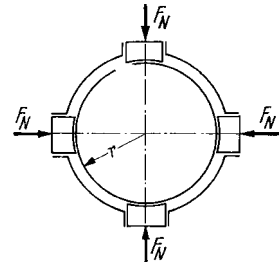
$$W_h = z_h W_R \leq W_{h \text{ zul}} .$$

Als Kennwert für die Wärmebelastung einer Kupplung wird von den Kupplungsherstellern eine zulässige Schaltarbeit $W_{h \text{ zul}}$ angegeben.

4.4.5.1

Fremdbetätigte Reibungskupplungen

Nach Form und Anordnung der Reibflächen bzw. der Reibkörper unterscheidet man

Abb. 4.122. Schema einer Backenkupplung

- Backen- und Bandkupplungen (bei zylindrischen Reibflächen),
- Kegel- oder Konuskupplungen (bei kegelförmigen Reibflächen),
- Einscheiben- und Lamellenkupplungen (bei ringförmigen Reibflächen).

Backenkupplungen

Nach dem Schema in Abb. 4.122 ergibt sich

$$\text{für das Reibmoment} \quad T_{KS} = \sum F_N \mu r$$

$$\text{für die Flächenpressung} \quad p = F_N / A.$$

Ein Ausführungsbeispiel ist die Conax-Reibungskupplung (Abb. 4.123). Die Reibkörper 1 sind innen doppelkegelige Ringsegmente, die durch die Schlauchfeder 2 im ausgerückten Zustand nach innen gegen die Tellerscheiben 3 und 4 gezogen werden. Zur Betätigung der Kupplung wird die rechte Tellerscheibe 4 über die Winkelhebel 5 und Schaltmuffe 6 nach links verschoben. Dadurch werden die Ringsegmente 1 radial an die Innenwand eines Hohlzylinders, des Kupplungsmantels 7 gepreßt. Die Ein- und Nachstellung der Kupplung erfolgt durch Anziehen des Gewindestiftes 8, der durch einen Schnappstift 9 gesichert wird. Die Schraubenfedern 10 drücken beim Entkuppeln die Tellerscheiben auseinander.

Eine pneumatisch bestätigte Backenkupplung zeigt Abb. 4.124, bei der ein flacher Gummigewebereifen 1, der außen auf einem Blechmantel 2 aufvulka-

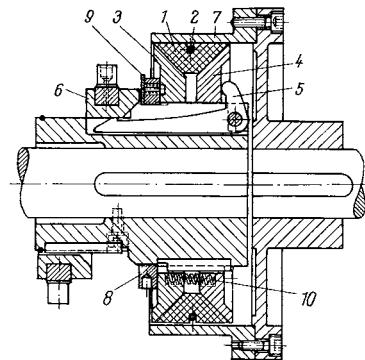
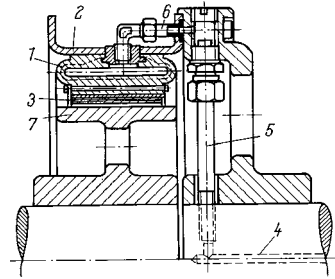
Abb. 4.123. Doppelkegelkupplung (Conax-Kupplung)

Abb. 4.124. Luftreifen-Zylinder-Reibungskupplung
(Fawick Airflex-Kupplung, Kauermann)



nisiert ist, auf der Innenseite auswechselbare Reibschuhe 3 trägt. Wird durch die Wellenbohrung 4 und die Rohre 5 und 6 Druckluft (5 bis 7 bar) zugeführt, werden die Reibschuhe 3 gegen die Reibtrommel 7 gepreßt. Der Gummireifen macht die Kupplung drehelastisch und stoßdämpfend.

Bandkupplungen

Bei Federbandkupplungen (Abb. 4.125) gelten die Beziehungen der Seilreibung:

Bandkräfte: $F_1 = F_2 e^{\mu\alpha}$

Umfangskraft: $F_U = F_1 - F_2 = F_2 (e^{\mu\alpha} - 1)$

Reibmoment: $T_{KS} = F_2 (e^{\mu\alpha} - 1) r$

max. Flächenpressung: $p_{\max} = \frac{F_1}{r b} = \frac{F_2}{r b} e^{\mu\alpha}$.

Abbildung 4.126 zeigt eine Federband-Wellenkupplung, die für die Übertragung großer Drehmomente bei niedrigen Drehzahlen und robustem Betrieb geeignet ist. Das aus Stahl geschmiedete und innen geschliffene Federband 1 greift mit dem angeschmiedeten Federkopf in eine Ausspannung der Treibscheibe 2 ein und umschließt (im ausgerückten Zustand mit etwas Spiel) die mit geschliffener und gehärteter Oberfläche versehene Muffe 3, die fest auf der Abtriebswelle sitzt. Der Einrückhebel 4 ist in einem an der Treibscheibe befestigten Block 5 gelagert und stützt sich über die Nachstellschraube 6 gegen einen am Ende der Feder angebrachten Nocken 7 ab. Die Betätigung erfolgt über

Abb. 4.125. Schema einer Federbandkupplung

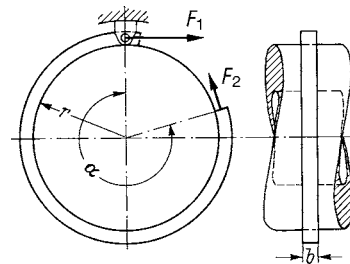
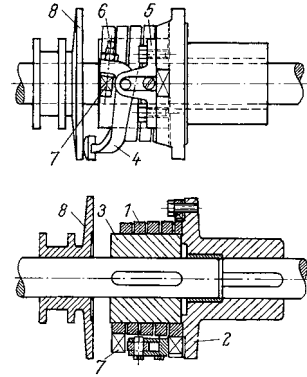


Abb. 4.126. Federband-Wellenkupplung

die Einrückscheibe 8, an der die Einrückkraft während der gesamten Einschaltdauer aufrecht erhalten werden muß.

Kegelkupplungen

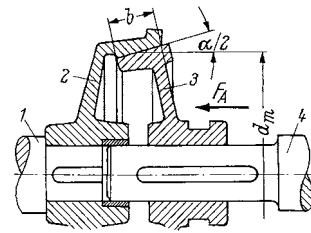
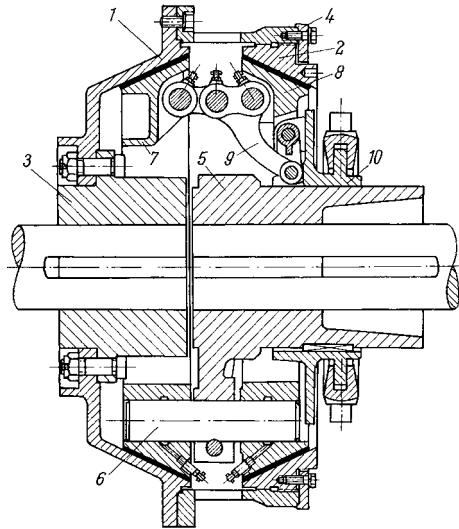
Bei einer einfachen Kegelkupplung nach Abb. 4.127 wird das Drehmoment von der fest mit der Antriebswelle 1 verbundenen Nabe 2 über einen Kegelsitz auf die axial verschiebliche Nabe 3, die auf der Abtriebswelle 4 sitzt, übertragen. Die Kräfte und Momente an Kegelkupplungen sind daher die gleichen wie die in Kap. 2.4.2 für Kegelsitze abgeleiteten. Der Kegel-Winkel wird, um Selbsthemmung zu vermeiden, zwischen $\alpha/2 = 20^\circ$ und 25° gewählt. Für die axiale Einrückkraft F_A , die während der gesamten Betriebsdauer aufrecht erhalten werden muß, gilt also

$$F_A = \frac{2 T_{KS}}{\mu d_m} \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)$$

und für die Flächenpressung

$$p = \frac{2 T_{KS}}{\mu \pi d_m^2 b}.$$

Als Beispiel ist in Abb. 4.128 eine Hochleistungs-Doppelkegel-Reibungskupplung mit mechanischer Einrückung über ein Doppelkniehebelsystem dargestellt. Dabei sind die Kegelmäntel 1 und 2 mit der Nabe 3 der treibenden Welle verbunden. Der Kegelmantel 2 ist als Ein- und Nachstellring ausgebildet, der mit dem Ring 4 gesichert wird. Auf der Abtriebswelle sitzt das Kreuzstück 5, in dessen Armen die Mitnehmerbolzen 6 befestigt sind. Auf diesen Bolzen werden die mit Reibbelägen versehenen Reibscheiben 7 und 8 durch die Kniehebel 9 verschoben. Die Bestätigung erfolgt über die Einrückmuffe 10. Durch die Doppelkegelanordnung werden die entgegengesetzt gerichteten Axialkräfte innerhalb der Kupplung aufgenommen und durch die Kniehebelwirkung muß die Schaltkraft nur beim Einrücken aufgebracht werden. Doppelkegelkupplungen werden auch mit pneumatischer oder hydraulischer Betätigung ausgeführt.

Abb. 4.127. Einfache Kegelreibungskupplung**Abb. 4.128.** Doppelkegel-Reibungskupplung (Lohmann & Stolterfoht)**Einscheibenkupplungen**

Kupplungen mit einer Reibscheibe (Einscheibenkupplungen) zeichnen sich durch ihre guten Kühlverhältnisse und die dadurch möglichen hohen Schaltzahlen aus. Ferner sind im ausgerückten Zustand An- und Abtriebsseite völlig getrennt, so daß kein Leerlaufmoment auftritt und daher auch für hohe Drehzahlen geeignet sind. Abb. 129a zeigt das Prinzip einer Scheibenkupplung mit einer Reibfläche. Unter der Annahme, dass die Flächenpressung p konstant über der Reibfläche A verteilt ist und die Reibkraft F_R am mittleren Radius r_m der Reibfläche angreift, wird das schaltbare Moment (Reibmoment)

$$T_{KS} = F_R \cdot r_m = F_N \cdot \mu_G \cdot r_m = p \cdot A \cdot \mu_G \cdot r_m.$$

Die Flächenpressung p kann also niedrig gehalten werden durch große Reibbeiwerte μ , große Reibflächen A und große mittlere Radien r_m . Bei der elektromagnetisch geschalteten Einscheibenkupplung nach Abb. 4.129b handelt es sich um eine *Einflächenkupplung*, bei der ein Reibbelag 4 auf der axial beweglichen Ankerscheibe 2 befestigt ist. Bei ausgeschaltetem Magnet wird die Kupplung durch die Federn 3 getrennt. Die treibende Seite besteht aus dem Ringmagnet 5 und der Spule 6, dem Schleifringkörper 7 mit den beiden Schleifringen und

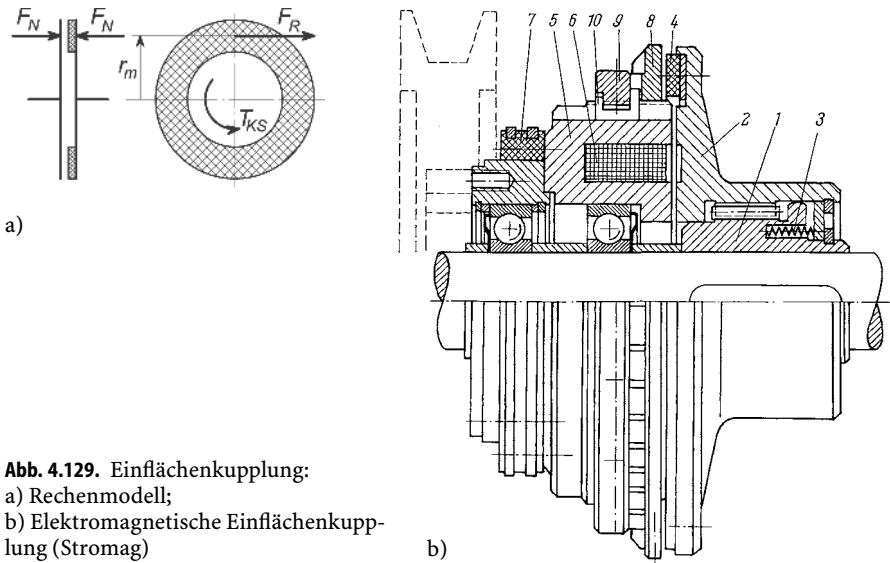


Abb. 4.129. Einflächenkupplung:
a) Rechenmodell;
b) Elektromagnetische Einflächenkupplung (Stromag)

dem Reibring 8, der mittels Gewinde auf dem Spulenkörper 5 verstellbar ist und durch Nutmutter 9 und Ziehkeil 10 gesichert wird. Der Antrieb erfolgt in diesem Beispiel durch eine angeflanschte Riemenscheibe.

Meistens werden Einscheibenkupplungen jedoch als *Zweiflächenkupplungen* mit zwei Reibflächen ausgeführt. Für das schaltbare Moment gilt dann:

$$T_{KS} = 2 \cdot F_R \cdot r_m = 2 \cdot F_N \cdot \mu_G \cdot r_m = 2 \cdot p \cdot A \cdot \mu_G \cdot r_m.$$

Am bekanntesten sind die im Fahrzeugbau verwendeten Einscheibentrockenkupplungen, von denen eine ältere Ausführung Abb. 4.130 zeigt. Die Anpreßkraft wird bei diesem Beispiel durch mehrere am Umfang verteilte Schraubenfedern 4 aufgebracht. Dabei befinden sich die Reibbeläge der Scheibe 1 zwischen den Reibflächen des Schwungrades 2 und der Druckplatte 3. Die Federn stützen sich in dem mit dem Schwungrad verschraubten Deckel 5 ab. Auf diesem Deckel sind Winkel 6 befestigt, die die Kippkante für die Hebel 7 bilden, die bei einer Verschiebung des Gleitringes 8 nach links über den Bolzen 9 die Druckplatte 3 nach rechts abheben. Die Betätigungsvorrichtung dient somit dem Entkuppeln, also zum Lüften der Kupplung beim Anfahren und Schalten der Gänge des Schaltgetriebes.

Heute werden Kupplungsdruckplatten mit geschlitzten Tellerfedern verwendet. Die Ringspann-Schaltkupplung mit Verriegelung nach Abb. 4.131 zeichnet sich dadurch aus, daß durch die Ringspann-Anpreßfeder im Schaltmechanismus die Reibflächen am ganzen Umfang gleichmäßig angepreßt und Hebel und Gelenke, wie in Abb. 4.130, vermieden werden. Die obere Bildhälfte zeigt die Kupplung in ausgerücktem, die untere in eingerücktem Zustand. Das Drehmoment wird von der Antriebswelle über eine Bolzen- oder Zahnverbindung in die Reibscheibe 6 eingeleitet. Der Kupplungsring 3 ist auf der

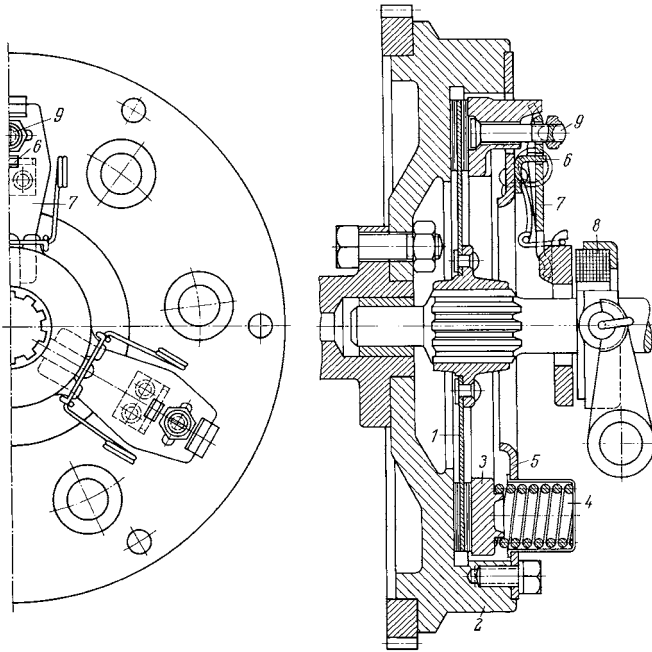
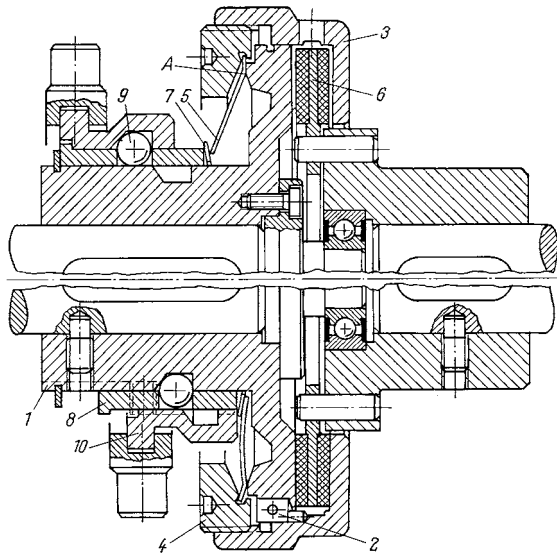


Abb. 4.130. Einscheibentrockenkupplung mit Schraubenfedern (Fichtel & Sachs)

Abb. 4.131. Einscheiben-
trockenkupplung mit Ver-
riegelung (Ringspann-Schalt-
kupplung)



Kupplungs-nabe 1 der getriebenen Seite über die Zylinderrollen 2 axial verschiebbar. Er wird über den Einstellring 4 von der Ringspannanpressfeder 5, die sich an der Kante A gegen die Kupplungs-nabe abstützt, beim Einrücken nach links bewegt und an die Scheibe 6 mit den Reibbelägen angepreßt. Zwischen dem Innenrand der Anpressfeder 5 und der Schaltbuchse 8 liegt die Tellerfeder 7. Die Schaltbuchse hat radial angeordnete Bohrungen, in denen sich die Kugeln 9 befinden, die bei ausgeschalteter Kupplung zur Hälfte in eine Ringnut der Schaltmuffe 10 eingreifen. Bei Verschiebung der Schaltmuffe nach rechts wird die Schaltbuchse 8 durch die Kugeln mitgenommen. In der Endstellung der Schaltbuchse werden die Kugeln in eine in die Kupplungs-nabe 1 eingedrehte Ringnut gedrückt, so daß die Schaltmuffe bis in die Endstellung weitergeschoben werden kann, in der dann die Schaltbuchse 8 verriegelt ist. Durch diese Verriegelung wird die Schaltmuffe im eingerückten Zustand entlastet.

Lamellenkupplungen

Bei Mehrscheiben- oder Lamellenkupplungen können mit kleineren Außendurchmessern größere Reibflächen erzielt werden (Reibfläche proportional Drehmoment). Bei n Reibflächen wird das schaltbare Moment

$$T_{KS} = n \cdot F_R \cdot r_m = n \cdot F_N \cdot \mu_G \cdot r_m = n \cdot p \cdot A \cdot \mu_G \cdot r_m.$$

Die Anzahl der Reibflächen ergibt sich aus der Summe der Innenlamellen n_I und Außenlamellen n_A minus 1:

$$n = n_I + n_A - 1.$$

Richtwerte für Reibbeiwerte und Flächenpressungen siehe Tabelle 4.13. Die Trägheitsmomente sind daher kleiner als bei Einscheibenkupplungen, die Kühlverhältnisse jedoch ungünstiger und somit die Wärmekapazität geringer. Außerdem treten gewisse Leerlaufmomente auf, da eine vollständige Trennung der Lamellen beim Auskuppeln nur schwer möglich ist. Die Innenlamellen sind auf der Innenseite gezahnt oder genutet oder greifen hier axial verschieblich in den mit entsprechenden Zähnen und Nuten versehenen Innenkörper ein. Die Außenlamellen sind mit Außenzähnen oder Nuten im Außenkörper geführt. Innen- und Außenlamellen sind abwechselnd angeordnet und werden mechanisch über Hebel, pneumatisch bzw. hydraulisch durch Ringzylinder oder elektrisch durch Magnetkräfte aneinandergepreßt.

Für sehr kurze Schaltzeiten werden Lamellenkupplungen im Trockenlauf verwendet. Dabei werden im allgemeinen die Innenlamellen mit einem Reibbelag beklebt. Bei Stahl/Stahl-Paarung ist Schmierung durch Ölnebel bzw. bei großen Schaltzahlen durch Drucköl erforderlich, das durch Bohrungen in der Welle zugeführt wird. In die Lamellen werden dann Nuten, meist Spiralnuten, eingearbeitet. Sehr gute Reib- und Notlaufeigenschaften besitzen die Sinterbronze/Stahl-Paarungen, wobei Bronze auf Stahlscheiben aufgesintert wird und die Gegenlamellen normale gehärtete und geschliffene Stahlscheiben sind. Die Schmierung erfolgt dabei durch Ölnebel.

Um das Aneinanderhaften der Lamellen in ausgerücktem Zustand zu vermeiden, können die Innenlamellen gewellt ausgebildet werden (Sinuslamel-

len), so daß nur an einigen Punkten Berührung stattfindet bzw. der sich bildende Ölkeil ein Abheben bewirkt. Beim Einschaltvorgang vergrößern sich die Reibflächen langsam, bis im eingerückten Zustand die Sinuslamellen planparallel an den Gegenlamellen anliegen.

Mechanisch betätigte Lamellenkupplungen. In Abb. 4.132 ist eine handbetätigte Sinus-Lamellen-Kupplung dargestellt. Die Anpreßkraft wird durch die Winkelhebel 2 aufgebracht, die in dem Innenlamellenträger 1 eingebaut sind und über die Schiebemuffe 3 betätigt werden. Das Lamellenpaket liegt zwischen den Druckscheiben 4 und 5. Die Einstellung des Drehmoments bzw. die Nachstellung bei Verschleiß erfolgt mit der Stellschraube 6, die mit einem Schnappstift 7 gesichert wird. Der Außenkörper, der das Zahnrad trägt, wird mit einem Gleitlager 9 auf der Welle gelagert.

Die druckölbetätigte Lamellenkupplung nach Abb. 4.133 bedarf keiner Nachstellung, da der Kolben durch Nachrücken den Verschleiß selbsttätig ausgleicht. Das Drehmoment wird durch den Öldruck eingestellt, der den Ringkolben 3 an das Lamellenpaket drückt. Der Ringzylinderraum wird dabei von dem fest mit der Welle verbundenen Innenlamellenträger 1 und dem angeschraubten Gehäuse 2 gebildet. Die Druckfedern 4 dienen zum Lösen. Der Außenkörper 5 ist hier mit Wälzlagern auf der Welle gelagert.

Abb. 4.132. Handbetätigte Sinus-Lamellenkupplung (ORTLINGHAUS)

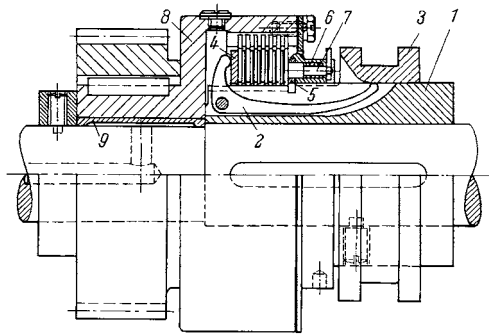
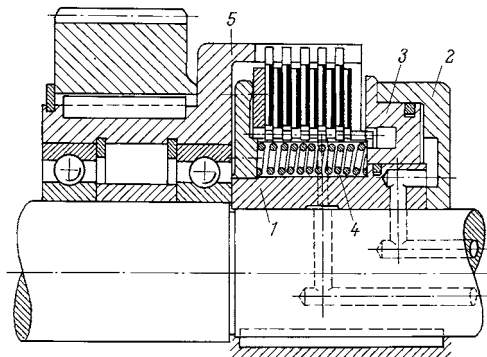


Abb. 4.133. Druckölbetätigte Sinus-Lamellenkupplung (ORTLINGHAUS)



Für die ähnlich aufgebauten druckluftbetätigenden Lamellenkupplungen gilt für Aufbau und Wirkungsweise das gleiche wie für druckölbetätigte.

Elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplungen. Ein wesentlicher Vorteil dieser Kupplungen besteht in der Möglichkeit, sie von beliebigen Stellen aus fernbetätigen zu können. Grundsätzlich wird nach der Wirkungsweise in zwei Bauarten unterschieden:

- Kupplungen mit nichtdurchfluteten Lamellen,
- Kupplungen mit durchfluteten Lamellen.

Beide Bauarten werden mit und ohne Schleifringe ausgeführt. Im ersten Fall laufen Spulenkörper und Spule um, so daß für die Stromzufuhr mindestens ein Schleifring erforderlich ist. Durch die unmittelbare Befestigung des Magnetsystems auf der Welle ist der Aufbau einfacher als bei schleifringlosen Kupplungen, aber der Schleifring ist störanfällig und bedarf der Wartung. Bei Kupplungen ohne Schleifringe steht der Magnetkörper still und muß daher auf der Welle gelagert sein. Dafür ist jedoch eine absolut störungs- und wartungsfreie und explosions sichere Stromzufuhr möglich.

Kupplungen mit nichtdurchfluteten Lamellen. Magnetsystem und Lamellenpaket sind voneinander getrennt angeordnet und ermöglichen die Verwendung beliebiger Lamellenwerkstoffe (Naß- und Trockenlauf). Sie zeichnen sich durch exaktes Ein- und Ausschalten und durch kürzeste Schaltzeiten aus, so daß sie vielfach im Werkzeugmaschinenbau bei Kopiersteuerungen und bei Stanzen und Pressen verwendet werden. Da die Anpreßkraft vom Luftspalt abhängig ist, ist eine Nachstellung erforderlich.

Die Wirkungsweise einer Kupplung mit nichtdurchfluteten Lamellen und mit Schleifring zeigt Abb. 4.134a, die mit der Lamellenpaarung Stahl/Sinterbronze für Naß- und Trockenlauf oder mit der Lamellenpaarung Stahl/Reibbelag nur für Trockenlauf hergestellt wird. Der Spulenkörper 1 ist dabei als Ringmagnet ausgebildet und enthält die Verzahnung für die Innenlamellen 2. Die genuteten Außenlamellen 3 greifen in den Außenkörper 4 ein, der hier mit einem Zahnrad verbunden ist. Die Ankerscheibe 5 sitzt axial beweglich auf der Buchse 6 und trägt außen die geschlitzte, mit der Spannschraube 8 feststellbare Stellmutter 7, die die Anpreßkraft auf die Lamellen überträgt. Der Schleifring 9 ist isoliert auf dem Spulenkörper befestigt. Die Druckfedern 10 dienen zum Lüften der Kupplung.

Kupplungen mit durchfluteten Lamellen. Die Lamellen sind bei dieser Bauart Bestandteil des Magnetsystems und müssen daher aus ferromagnetischem Werkstoff bestehen. Eine Nachstellung ist nicht erforderlich und der Raumbedarf ist sehr gering, so daß diese Kupplungen wesentlich kleiner bauen als nichtdurchflutete. Die Schaltzeiten sind jedoch größer.

Eine schleifringlose Elektromagnet-Lamellenkupplung mit durchfluteten Lamellen ist in Abb. 4.134b dargestellt. Die sehr dünnen Lamellen 5 und 6 sind in der mittleren Zone durchbrochen. Sie werden zwischen den Polflächen des Ringmagnets 1 und der Ankerscheibe 7 angeordnet, so daß bei eingeschalteter

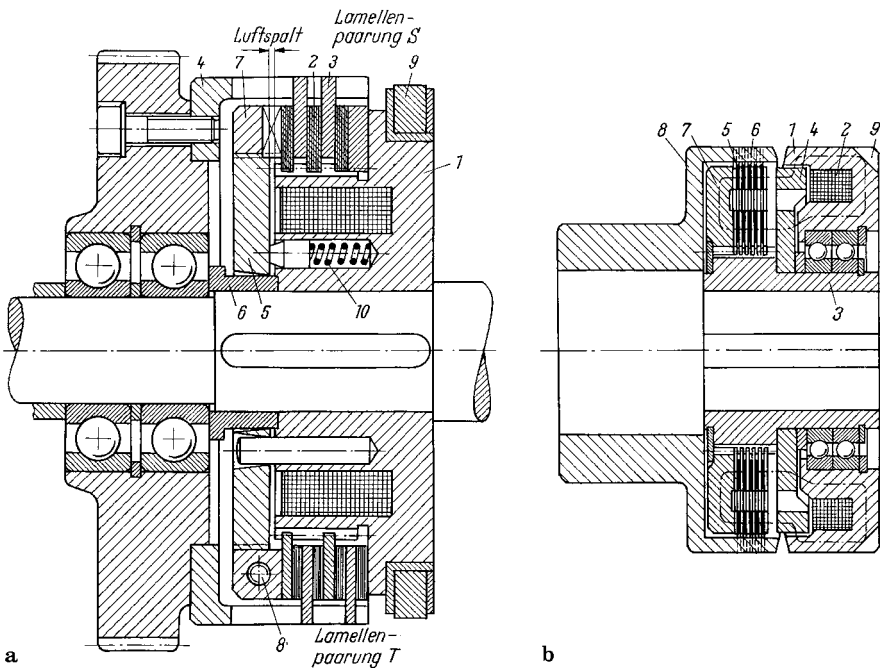


Abb. 4.134. Elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplung: a) mit nichtdurchfluteten Lamellen und mit Schleifring; b) mit durchfluteten Lamellen und ohne Schleifring

tem Strom der magnetische Kraftlinienfluß von der äußeren Polfläche des Magnets über die Außenzonen der Lamellen durch die Ankerscheibe und die Innenzonen der Lamellen zur inneren Polfläche verläuft. Der Ringmagnet 1 (mit der Ringspule 2) ist mit Kugellagern auf dem Innenteil 3 gelagert, mit dem die Stützscheibe 4 fest verbunden ist, so daß sich zwischen 1 und 4 ein unveränderlicher Luftspalt ergibt. Der Ringmagnet wird durch in die Nuten 9 eingelegte Riegel am mitdrehen gehindert.

4.4.5.2

Momentbetätigte Reibungskupplungen

Fast alle kraftschlüssigen Schaltkupplungen können auch als momentbetätigte Reibungskupplungen ausgeführt werden, indem durch einstellbare Anpreßkräfte die Höhe des übertragbaren Drehmoments begrenzt wird. Sie werden im allgemeinen als Sicherheitskupplungen eingesetzt, um Maschinen und Getriebe vor Überlastung und Beschädigung zu schützen. Sie können aber auch als Anlaufkupplungen dienen, wenn das eingestellte Rutschmoment wesentlich kleiner als das Anlaufdrehmoment des Motors ist. Da während der Rutschzeit die Reibungsarbeit in Wärme umgesetzt wird, bestimmt die Wärmekapazität die mögliche Dauer und Häufigkeit von Rutschvorgängen. Werden Reibungskupplungen ausschließlich als Sicherheits- oder Anlaufkupplungen verwendet, benötigen sie natürlich keine Schaltvorrichtung.

Ein Problem bei momentbetätigten Reibungskupplungen ist, daß die Haftreibung größer als die Gleitreibung ist. Um ruckartige Bewegungen beim Übergang von Haft- zum Gleitzustand zu vermeiden und um rechtzeitiges Wiederansprechen bei Sicherheitskupplungen zu erzielen, wird ein möglichst gleichgroßes Rutsch- und Haftmoment angestrebt.

Ein Beispiel aus der Vielzahl der Ausführungsformen ist die Anlauf- und Überlast-Rutschkupplung in Abb. 4.135, bei der Haft- und Rutschmoment annähernd gleich groß sind. Dabei werden die Segmente mit den Reibbelägen 1 durch die Druckfedern 2, die in den Mitnehmerringen 3 gehalten sind, gegen die zylindrische Innenfläche des Schalenteils 4 gepreßt. Das Rutschmoment wird durch die Federn bestimmt und kann nur durch Auswechseln der Federn geändert werden. Das treibende Nockenteil drückt mit den beiden Nasen a bzw. bei umgekehrtem Drehsinn mit den Nasen b auf die Mitnehmerringe und damit auf die Druckfedern, so daß die Anpreß- und Haftreibungskräfte zwischen Reibbelag und Schale verringert werden und schließlich Rutschen eintritt, wenn beim Anlauf oder bei Überlast das auftretende Moment größer als das eingestellte Rutschmoment wird. Da der gemeinsame Schwerpunkt aller Bauteile in der Drehachse liegt, treten keine Fliehkräfte auf, so daß das Rutschmoment von der Drehzahl unabhängig ist.

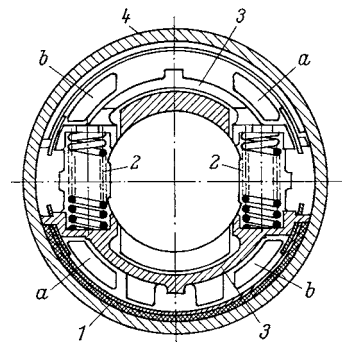
Eine Sicherheitskupplung, bei der das Rutschmoment einstellbar ist, zeigt Abb. 4.136.

4.4.5.3

Drehzahlbetätigte Reibungskupplungen

Als Kupplungen, die abhängig von der Drehzahl schalten sollen, eignen sich besonders Fliehkraftkupplungen. Sie werden hauptsächlich als Anlaufkupplungen eingesetzt, deren Aufgabe darin besteht, daß Motoren ohne Belastung auf Nenndrehzahl hochfahren können und dann erst der eigentliche Kupplungsvorgang erfolgt. Mit Hilfe von Anlaufkupplungen ist es möglich, einen Motor nur für die normale Vollastleistung und nicht für die wesentlich größere Anfahrleistung auszuliegen. Dadurch können z.B. einfachere und billigere Drehstrom-Kurzschlußläufermotoren an Stelle von überdimensionierten Schleifringläufermotoren verwendet werden.

Abb. 4.135. Anlauf- und Überlast-Rutschkupplung
(PIV-Antriebe Werner Reimers)



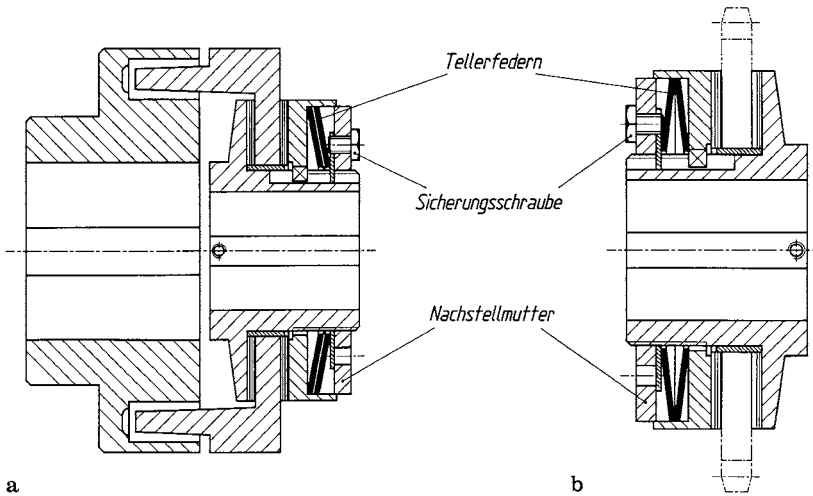


Abb. 4.136. Einstellbare Sicherheitskupplung: a) als Wellenkupplung mit elastischer Steckkupplung; b) als Nabenkupplung

Besonders einfach in Aufbau und Wartung sind Fliehkraftkupplungen, bei denen der Reibschluß durch die Zentrifugalkraft verschiedener Füllkörper erzeugt wird. Bei der in Abb. 4.137 dargestellten Metalluk-Kupplung befinden sich Stahlkugeln 3 in den durch ein auf der Antriebswelle sitzendes Schaufelrad 1 gebildeten Kammern. Das glockenförmige Gehäuse 2 ist mit der Abtriebswelle verbunden.

Auch die Granulat-Kupplung (Abb. 4.138) wird mit Stahlpulver gefüllt. Hier wird jedoch das außen mit Kühlrippen versehene und innen glattwandige Gehäuse 1 von der Antriebswelle 2 angetrieben. Auf der Abtriebshohlwelle 4 ist ein gewellter Rotor 3 befestigt, der ab einer bestimmten Drehzahl von dem Stahlpulver mitgenommen wird.

Fliehkraftkupplungen werden häufig auch als Backenkupplungen ausgeführt. Bei der in Abb. 4.139 dargestellte Amolix-Kupplung kann die Anlaufzeit durch ein Drosselventil 9 eingestellt werden, indem die Fliehgewichte mechanisch-hydraulisch gebremst werden. Im Längsschnitt zeigt die obere Bildhälfte den ausgeschalteten, die unter Bildhälfte den eingeschalteten Zustand. Die Betätigung der Kupplung erfolgt durch zwei mit Reibbelag 2 versehene und durch Zugfedern 3 miteinander verbundene Fliehgewichte 1. Die radiale Be-

Abb. 4.137. Metalluk-Kupplung (Cawe)

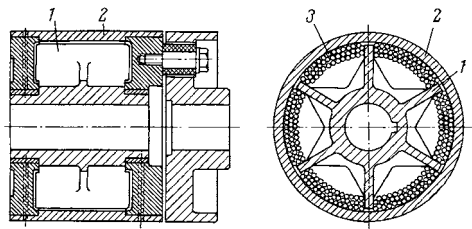


Abb. 4.138. Granulat-Anlaufkupplung (Centri-Kupplung)

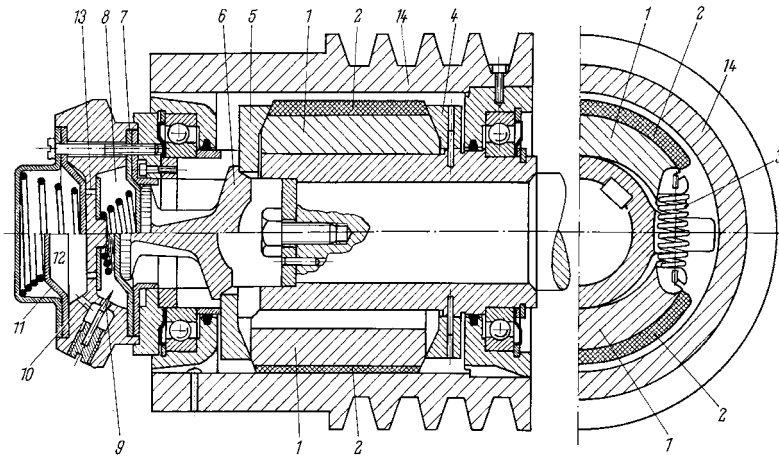
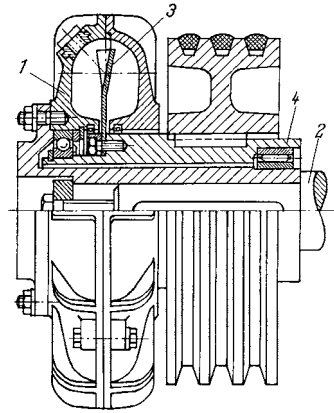


Abb. 4.139. Amolix-Kupplung (Centri-Kupplung)

wegung der Fliehgewichte bei Drehzahlsteigerung wird dadurch verzögert, daß jedes Gewicht Schrägflächen besitzt, von denen sich die rechte an einer mit der treibenden Nabe verbundenen Druckscheibe 4 abstützt, während die linke auf eine axialbewegliche Druckscheibe 5 einwirkt und somit über das Druckstück 6 auf die federbelastete Membran 7 eine Axialkraft ausgeübt wird. Das im Druckraum 8 befindliche Öl wird durch einen einstellbaren Drosselquerschnitt 9 und den Überleitungskanal 10 in den linken ebenfalls durch eine Membran 11 abgeschlossene Ausgleichsraum 12 gedrückt. Erst nach Überströmen einer bestimmten Ölmenge kommen die Reibbeläge der Fliegegewichte mit dem Kupplungsmantel 14 in Berührung, erst dann beginnt die allmähliche Drehmomentübertragung. Nach Abschalten des Motors wird über das Ausgleichsventil 13 mit großem Querschnitt das Öl durch die Kraftwirkung der Rückstellfedern sehr rasch in den Druckraum 8 zurückbefördert, so daß die Kupplung für den folgenden Anlauf sofort wieder betriebsbereit ist.

4.4.5.4

Richtungsbetätigte Reibungskupplungen

Die kraftschlüssigen Freilaufkupplungen haben gegenüber den formschlüssigen Klinkengesperren den Vorteil, daß sie in jeder Stellung funktionieren, geräuschlos arbeiten und auch für hohe Drehzahlen geeignet sind. Der sehr geringe Verschleiß ermöglicht eine hohe Lebensdauer.

Sie werden verwendet als zuverlässige Rücklaufsperrern bei Förderbändern, Seilwinden, Bauaufzügen und sonstigen Hebezeugen. Als Überholkupplung zur Trennung der Anwurfmotoren von Brennkraftmaschinen oder der Kriechgangmotoren von Hauptmotoren sind sie ebenso geeignet wie für Schaltvorgänge in halb- oder vollautomatischen Fahrzeuggetrieben und als Vorschubschaltelement in Textil-, Verpackungs-, Papierverarbeitungs- und Druckmaschinen und zum Materialvorschub an Stanzen, Schmiedepressen usw.

Radialer Kraftschluß. Es werden Kupplungen mit radialem und mit axialem Kraftschluß unterschieden. Bei radialem Kraftschluß werden Klemmrollen oder Klemmstücke zwischen dem Innen- und dem Außenkörper angeordnet. Bei *Klemmrollen-Freiläufen* wird der mit Klemmflächen versehene Körper Stern genannt (Innenstern Abb. 4.140a bzw. Außenstern Abb. 4.140b), während der Gegenkörper 2 mit zylindrischer Klemmbahn als Außen- bzw. Innenring bezeichnet wird. Um sofortige Wirksamkeit zu gewährleisten, werden die Klemmrollen leicht angefedert. In Abb. 4.140 werden zwei Einbau-Klemmrollenfreiläufe mit Einzelanfederung 5 gezeigt.

Abb. 4.140. Klemmrollen-Freilauf:
a) mit Innenstern; b) mit Außenstern

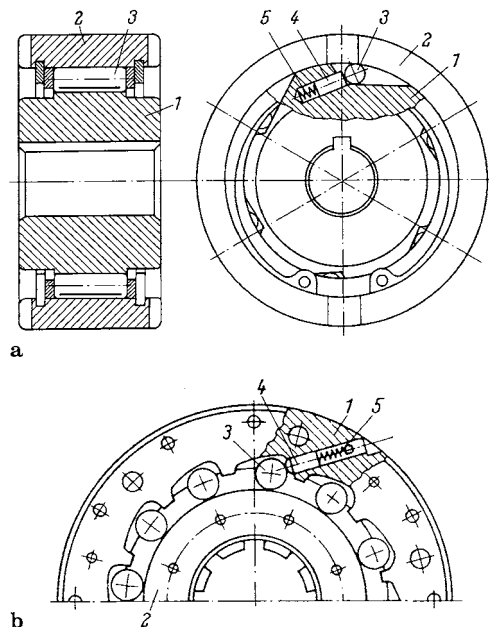
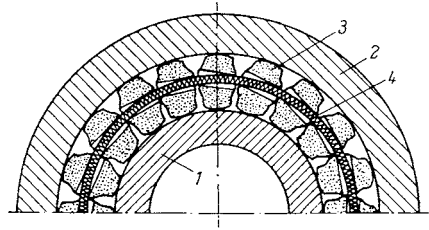


Abb. 4.141. Klemmkörper-Freilauf (Ringspann)

Die *Klemmkörperfreiläufe* haben konzentrische Außen- und Innenringe. Die Klemmkörper 3 besitzen an den Berührungsstellen wesentlich größere Krümmungshalbmesser, so daß die Hertz'sche Pressung niedriger ist. Außerdem kann auf dem Umfang eine größere Anzahl von Klemmkörpern untergebracht werden, so daß höhere Drehmomente bei gleichen äußeren Abmessungen übertragen werden können. Als Beispiel ist in Abb. 4.141 der Ringspann-Klemmstückfreilauf dargestellt, bei dem die Klemmkörper mittels einer Schraubenringfeder gemeinsam angefedert sind. Der Verschleiß kann z.B. mit dem sogenannten P-Schliff, bei dem die Laufbahn im Außenteil eine schwach elliptische Form erhält, oder die hydrodynamische Klemmstückabhebung oder die Klemmstückabhebung durch Fliehkraft reduziert werden.

Axialer Kraftschluß. Das Prinzip von Freilaufkupplungen mit axialem Kraftschluß ist aus Abb. 4.142 zu ersehen: Die treibende Welle 1 ist mit einem steilgängigen Flachgewinde versehen, so daß die Mutter 3 mit dem Reibkegel in den Innenkonus des getriebenen Teiles 2 gedrückt wird. Bei kleiner werdender Antriebsdrehzahl wird die Mutter nach links verschoben, die Kupplung also ausgerückt.

Ähnlich ist die Wirkungsweise der Lamellen-Reibüberholkupplung Abb. 4.143, die in Fahrzeuggetrieben Verwendung findet. Auch hier ist die Antriebswelle 1 mit einem steilgängigen Flachgewinde 8 versehen, durch das der Außenlamellenträger 3 axial verschoben werden kann. Der Innenlamellenträger 7 mit dem Abtriebszahnrad 10 ist auf der Antriebswelle mit Wälzlager gelagert. Auf Teil 7/10 ist der Einrückring 2 axial mit der Schaltmuffe 11 verschiebbar. Durch die schräg in Richtung der Gewindegänge angeordneten Druckfedern 4 wird der Außenlamellenkörper 3 bei geöffneter Kupplung ständig leicht gegen

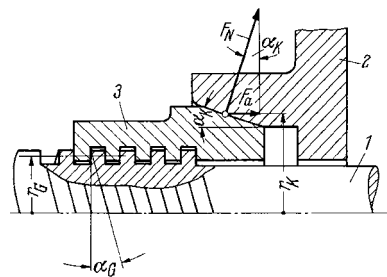
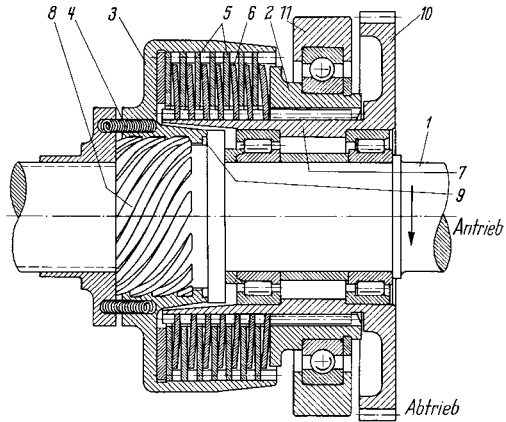
Abb. 4.142. Axialfreilauf mit Konus (Komet-Freilauf)

Abb. 4.143. Lamellen-Reibüberholkupplung (nach Rambausek)



den Bund 9 gedrückt, so daß beim Einschalten sofort ein sicherer Reibschluß erzielt wird. Eilt in eingeschaltetem Zustand das Abtriebszahnrad 10 vor, so wird Teil 3 durch das Steilgewinde nach links bewegt und die Kupplung gelöst. Diese Wirkung tritt jedoch nicht mehr ein, wenn der Einrückring 2 unter Überwindung der Federkraft der Federn 4 noch weiter nach links verschoben wird. Dadurch wird die Überholkupplung gesperrt und voller Kraftschluß in beiden Drehrichtungen erzielt.

4.4.6

Bremsen

Aufgaben. Bremsen haben im wesentlichen drei Aufgaben zu erfüllen:

- Festhalten einer Last (Haltebremse),
- Reduzierung einer Geschwindigkeit (Stopp- oder Regelbremse),
- Belastung einer Kraftmaschine (Belastungsbremse).

Haltebremsen sollen Bewegungen in beide Richtungen verhindern. Sie sind nur im Stillstand wirksam, und da keine Relativbewegungen auftreten, liegt auch keine Erwärmung vor.

Eine *Stoppbremse* bremst eine Bewegung bis zum Stillstand ab, so daß das Bremsmoment auch bis zum Stillstand vorhanden sein muß. Der Bremsvorgang ist zeitlich jedoch meistens sehr kurz.

Dagegen dient eine *Regelbremse* zur Geschwindigkeitsregulierung, d.h. sie vermindert die Geschwindigkeit bis zu einer gewünschten Größe. Dabei kann die Verzögerungsfunktion nur kurzzeitig oder über einen längeren Zeitraum wirken, so daß eine Dauerbremsung vorliegt.

Belastungsbremsen können durch Umformen von Bewegungsenergie in Wärme zeitlich begrenzt oder über längere Zeit zusätzliche Belastungen erzeugen. Dies ist z.B. erforderlich bei Leistungsmessungen von Motoren, Belastungssimulationen und Dauerläufen auf Prüfständen. Dabei wird von Bremsen ein dem Motorantriebsmoment entgegenwirkendes einstellbares Be-

lastungsmoment aufgebracht. Insbesondere bei Dauerbremsungen ist zu beachten, daß die zulässigen Temperaturen in den verwendeten Bremsen nicht überschritten werden. Wegen der schlechten Wärmeabfuhr und dem hohen Verschleiß sind Reibungsbremsen nur bedingt für Dauerbremsungen geeignet. Hierfür werden oft verschleißfreie elektrische Bremsen (Induktionsbremsen), Strömungs- oder Wasserwirbelbremsen eingesetzt. Bei diesen Bremsen kann die anfallende Wärme wesentlich leichter abgeführt werden. Nachteilig ist allerdings die stark drehzahlabhängige Bremswirkung.

Berechnung. Bremsen sind Kupplungen mit stillstehendem Abtriebsteil. Bei der Berechnung von *Haltebremsen* muß nur darauf geachtet werden, daß das Bremsmoment größer als das größte auftretende Belastungsmoment einschließlich aller dynamischen Wirkungen ist.

Die Berechnung von *Bremsen mit Verzögerungsfunktion* erfolgt wie bei Kupplungen, indem für das schaltbare Kupplungsmoment T_{KS} das Bremsmoment T_B gesetzt wird und das Beschleunigungsmoment T_a heißt hier Verzögerungsmoment. Bei der Berechnung des Verzögerungsmomentes T_a ist das auf die Bremswelle bezogene Massenträgheitsmoment aller abzubremsenden Massen zu berücksichtigen. Weiterhin ist zu beachten, ob das Lastmoment T_L entgegen oder in gleicher Richtung wie das Bremsmoment wirkt. Bei Hubwerke zum Beispiel wirkt das Lastmoment beim Abbremsen einer sinkenden Last *entgegen*, beim Abbremsen einer hebenden Last jedoch *in* Richtung des Bremsmomentes. Außerdem unterstützt das Reibmoment T_R (Lagerreibung, Seilreibung u. dgl.), wenn es nicht vernachlässigbar klein ist, den Bremsvorgang. Für das erforderliche Bremsmoment gilt somit:

$$T_B = T_a + T_L - T_R.$$

Dabei ist T_L für das oben angeführte Beispiel beim Senken einer Last positiv, beim Heben jedoch negativ einzusetzen.

Die Bremszeit kann entsprechend nach Gl. (4.51) berechnet werden.

Bauarten. Wie aus Abb. 4.144 ersichtlich, eignen sich als Bremsen grundsätzlich alle kraftschlüssigen Schaltkupplungen, die in Kap. 4.4.5 aufgeführt sind. Da Bremsen häufig baugleich mit Kupplungen sind, soll hier nur auf die wichtigsten Abweichungen eingegangen werden. Die Wirkprinzipien der Band-, Kegel- und ringförmigen Scheibenbremsen sind als Kupplungen ausführlich beschrieben. Deshalb wird auf eine weitere Darstellung derselben hier verzichtet.

Backenbremsen. Bei den Backen- bzw. Trommelbremsen unterscheidet man zwischen Außen- und Innenbackenbremsen. Abb. 4.145 zeigt eine Doppelbackenbremse, die als Halte-, Stopp- oder Regelbremse für raue Betriebsverhältnisse in Kran-, Förder- und Walzanlagen geeignet ist.

Bei der Innenbacken- oder Trommelbremse sind die Bremsbacken im inneren der Trommel vor äußeren Einflüssen geschützt, so dass die Reibungsverhältnisse viel weniger durch Umwelteinflüsse beeinträchtigt werden als dies bei Außenbackenbremsen der Fall ist. Die Zeit der Trommelbremse ist eigentlich vorbei. Von den unterschiedlichen Bauarten werden nur noch die Simplex- und

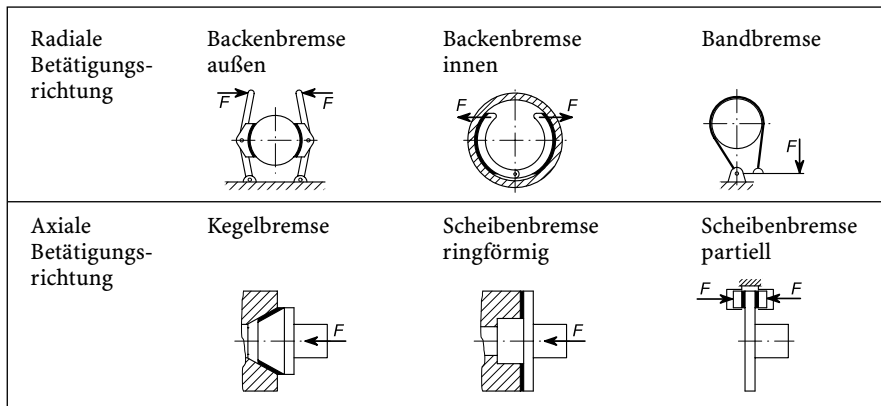


Abb. 4.144. Prinzipieller Aufbau von Reibungsbremsen

die Duo-Servobremse nach Abb. 4.146 eingesetzt, die hydraulisch oder pneumatische betätigt werden. Gelöst werden diese Bremsen fast immer durch Federn. Innenbackenbremsen werden hauptsächlich in Fahrzeugen, Flurförderern und Baggern eingesetzt.

Die Simplex-Bremse (Abb. 2.146a) hat bei einer Drehung der Trommel entgegen dem Uhrzeigersinn links eine auflaufende und rechts eine ablaufende Bremsbacke. Auflaufend wird eine Backe dann genannt, wenn ein Punkt der Trommel beim Drehen erst am Spreizmechanismus (in diesem Fall der Radbremszylinder) und dann an der Anschlagseite vorbei kommt. Dadurch entsteht eine Keilwirkung, die bei geringer Betätigungskraft relativ große Bremskräfte erzeugt (Selbstverstärkung). Bei der ablaufenden Bremsbacke ist das umgekehrt. Hier liegt eine selbstschwächende Wirkung vor.

Bei der Duo-Duplexbremse (Abb. 2.146b) sind beide Bremsbacken in beiden Richtungen auflaufend. Allerdings sind hier auch zwei Bremszylinder mit je zwei Kolben nötig. Am elegantesten ist die Duo-Servobremse (Abb. 2.146c), die mit weniger Aufwand auch noch die Keilwirkung der ersten auflaufenden Backe für die zweite zusätzlich nutzbar macht. Der kleine Unterschied zur Simplexbremse ist, dass die beiden Bremsbacken über eine Lasche miteinander verbunden sind. Zusätzlich ist noch ein Anschlag am Radbremszylinder erforderlich.

Scheibenbremsen. Da bei ringförmigen Scheibenbremsen, wie bei den Scheibenkupplungen beschrieben, eine mehr oder weniger große Kreisringfläche als Reibfläche genutzt wird, spricht man auch von Vollbelag-Scheibenbremsen. Dagegen wird bei der Scheibenbremse nach Abb. 4.147 nur ein verhältnismäßig kleiner Teil des Belags als Bremsfläche verwendet (Teilbelag-Scheibenbremse). Scheibenbremsen werden vermehrt anstelle von Trommelbremsen eingesetzt. Der große Vorteil gegenüber Trommelbremsen ist die kompakte Bauweise bei großen Bremsmomenten und kleinen Betätigungskräften. Der Bremsbelagstaub (Abrieb) wird gut abgeführt und die Montage ist recht einfach. Außer-

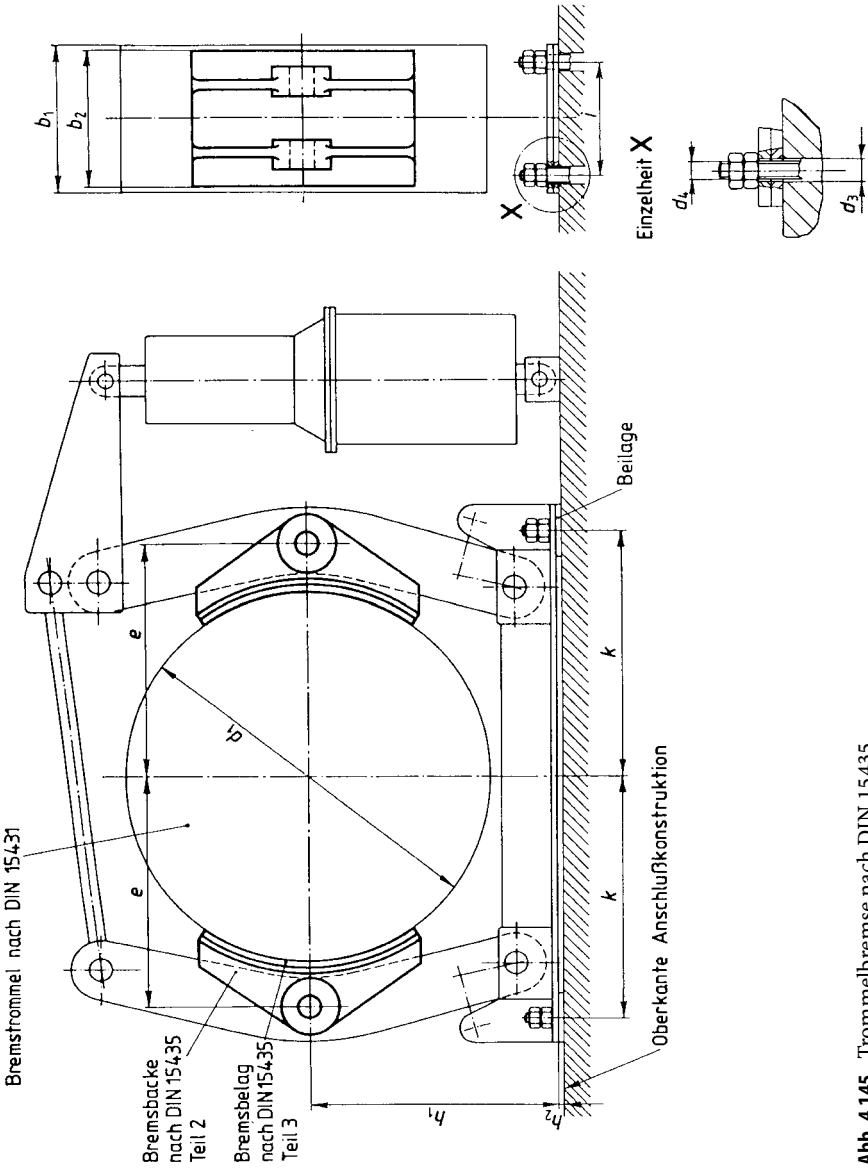


Abb. 4.145. Trommelbremse nach DIN 15435

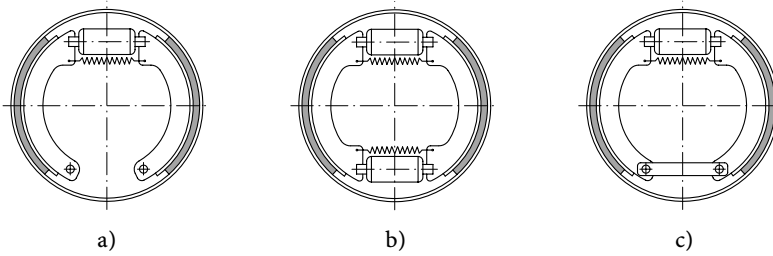
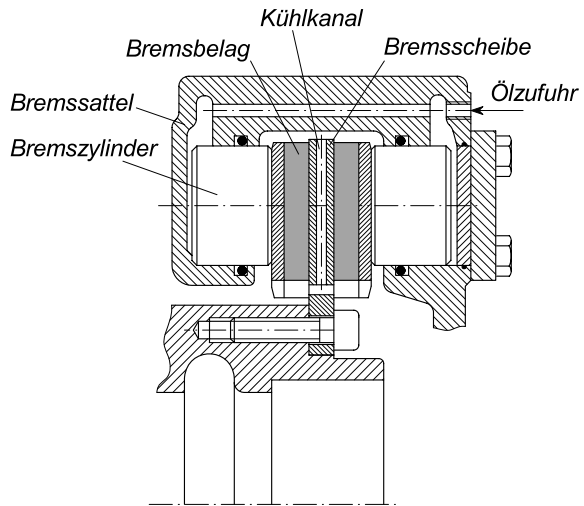


Abb. 4.146. Trommelbremsen: a) Simplexbremse; b) Duo-Duplexbremse; c) Duo-Servobremse

Abb. 4.147.
Scheibenbremse



dem besitzen sie ein kleineres Massenträgheitsmoment und eine bessere Wärmeabfuhr. Zur Verbesserung der Wärmeabfuhr können die Bremsscheiben zusätzlich mit radialen Kühlkanälen (selbstbelüftet) versehen werden.

5 Elemente der geradlinigen Bewegungen

Neben den Elementen der Drehbewegung spielen im Maschinenbau die geradlinigen Schubbewegungen eine große Rolle. Häufig stellt sich die Aufgabe, Belastungen bei linear bewegten Systemen aufzunehmen. Da diese oft auch seitlich geführt werden müssen, spricht man von Führungen. Als Führungen von Schlitten und Tischen im Werkzeugmaschinenbau werden sie ebenso benötigt, wie z. B. in den vielen ungleichförmig übersetzenden Getrieben mit „Schubge lenken“.

Eine Einteilung erfolgt am besten nach der geometrischen Form in Paarung ebener Flächen und in Rundlingspaarungen, wobei jeweils wieder Gleitlagerungen oder Wälzlagerungen vorgesehen werden können. Die wichtigsten Anforderungen an Geradführungen sind:

1. *Genaue Lagebestimmung* der geführten Teile und Aufrechterhaltung der gewünschten Position auch unter Krafteinwirkung. Ein Ecken, Kippen, Abheben oder Entgleisen muß verhindert werden.
2. *Geringer Verschleiß* bzw. Ein- und Nachstellmöglichkeiten bei unvermeidbarem Verschleiß.
3. *Leichte Verstellbewegungen*, die erforderlichenfalls auch gleichförmig und genau begrenzt ausgeführt werden müssen. D. h., die Reibungskräfte sollten möglichst gering und konstant sein.

Der Erfüllung dieser Anforderungen dienen konstruktive und fertigungstechnische Maßnahmen, geeignete Werkstoffkombinationen und im Betrieb zuverlässige Schmierung und Schutzvorrichtungen gegen Staub, Schmutz und – bei Werkzeugmaschinen – Späne.

5.1

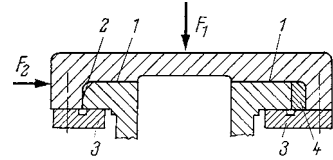
Paarung von ebenen Flächen

5.1.1

Führungen mit Gleitlagerungen

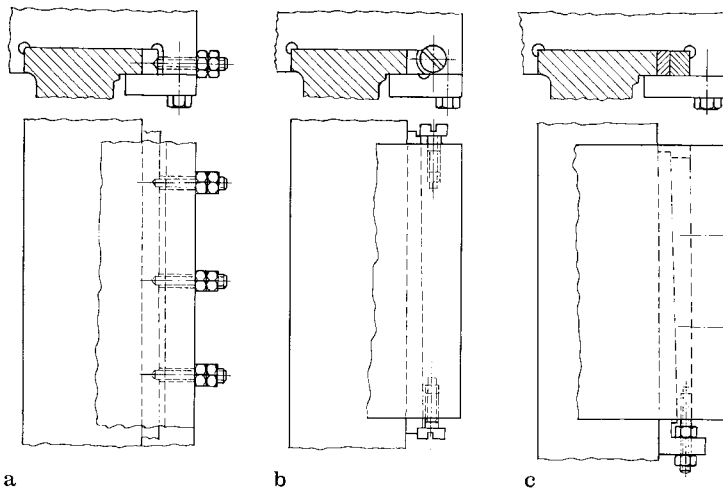
Je nach Größe und Richtung der Belastungen und je nach den räumlichen Verhältnissen werden, vornehmlich im Werkzeugmaschinenbau, die in Abb. 5.1 bis 5.7 dargestellten Ausführungen verwendet.

Flachführungen. Die Flachführungen (Abb. 5.1) sind hauptsächlich für die Aufnahme von Kräften F_1 senkrecht zu den Gleitflächen geeignet. Für die Führung

Abb. 5.1. Flachführung mit Gleitflächen 1 und 2

und zur Aufnahme von Querkraften F_2 sind seitliche Flächen 2 vorzusehen. Gegen Kräfte und Momente, die ein Abheben oder Kippen bewirken, werden unten Schließleisten 3 angeordnet. Mit den Stelleisen 4 wird das Spiel ein- bzw. bei Verschleiß nachgestellt. Leisten mit parallelen Flächen (Abb. 5.2a) können durch seitliche Schrauben eingestellt werden. Um örtliches Durchbiegen zu vermeiden, müssen die Leisten kräftig ausgebildet werden. Günstiger sind Keilleisten mit Neigungen 1:60 bis 1:100 (Abb. 5.2b), die ein gleichmäßiges Tragen auf der ganzen Länge ermöglichen. Sie werden durch Stellschrauben an den Stirnflächen angezogen. Bereitet die Herstellung der Neigung in den Schlitten Schwierigkeiten, so können auch doppelte Keilleisten (Abb. 5.2c) verwendet werden.

Schwalbenschwanzführungen. Diese Führungen (Abb. 5.3) benötigen infolge der (unter $\alpha = 55^\circ$) geneigten Flächen 2 keine Schließleisten und zeichnen sich daher durch geringe Bauhöhe aus. Die Stelleiste 3 bewerkstelligt den Spielausgleich in zwei Richtungen. Verschiedene Ausführungsmöglichkeiten zeigt Abb. 5.3. Bei der keilförmigen Leiste nach Abb. 5.3d können außer den im Schnitt gezeichneten Einstellschrauben noch zwei Spannschrauben angeordnet werden, um evtl. den Schlitten in beliebiger Stellung festzuklemmen. Die Schwalbenschwanzführungen erfordern mehr Bearbeitungsaufwand als die Flachführungen.

**Abb. 5.2.** Nachstellleisten. a) mit parallelen Flächen; b) mit einer Keilleiste; c) mit zwei Keilleisten

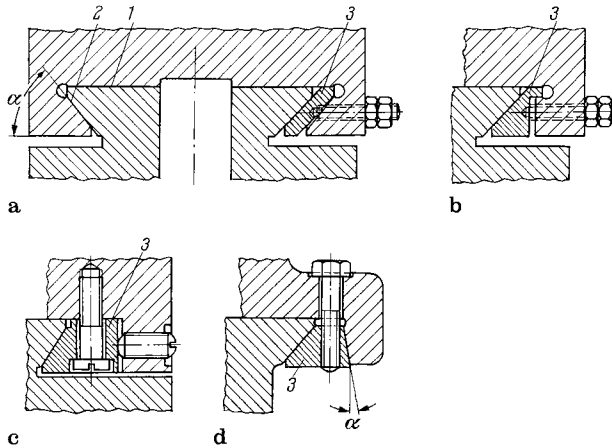


Abb. 5.3. Schwalbenschwanzführungen mit unterschiedlichen Ausführungen der Stelleisten 3

Prismenführungen. Sie werden als symmetrische oder unsymmetrische Dach- und V-Führungen ausgeführt und ermöglichen eine Lagebestimmung in zwei Richtungen und eine gewisse selbsttätige Nachstellung bei Verschleiß. Die Kräfteverhältnisse sind jedoch infolge der Keilwirkung ungünstiger als bei Flachführungen. Bei der symmetrischen Form und einer Vertikalkraft F_V ergeben sich nach Abb. 5.4 a die Normalkräfte zu

$$F_N = \frac{F_V}{2 \sin \alpha/2}$$

und die Verschiebekraft demnach zu

$$F_W = \frac{\mu F_V}{2 \sin \alpha/2}.$$

Greifen an einem unsymmetrischen Prisma, bei dem der Winkel $\alpha = 90^\circ$ und die lange Führungsfläche um den Winkel β gegen die Waagerechte geneigt ist, eine Vertikalkraft F_V und eine Horizontalkraft F_H an, dann betragen die Normalkräfte nach Abb. 5.4b

$$F_{N1} = F_V \cos \beta - F_H \sin \beta,$$

$$F_{N2} = F_V \sin \beta + F_H \cos \beta,$$

Abb. 5.4. Kräfte an Prismenführungen. a) symmetrisches Prisma; b) unsymmetrisches Prisma mit $\alpha = 90^\circ$

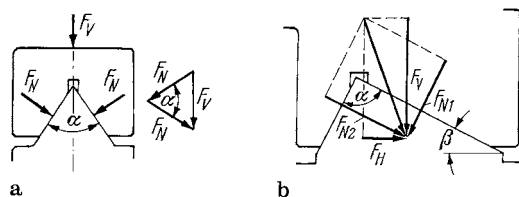
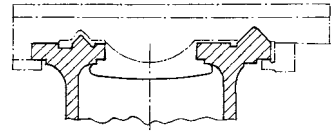


Abb. 5.5. Maschinenbett mit Dach- und Flachführungen

und die Verschiebekraft wird

$$F_W = \mu F_V (\cos\beta + \sin\beta) + \mu F_H (\cos\beta - \sin\beta).$$

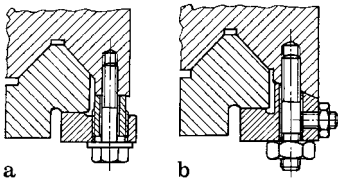
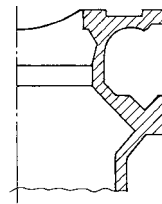
Bei $\beta = 45^\circ$ (also bei der symmetrischen Form) ist F_W von F_H unabhängig. Für Flächenpressung und Verschleiß sind jedoch die F_N -Werte maßgebend!

Da bei der Anordnung von zwei Dachführungen eine vollständige Auflage auf vier Flächen nicht zu erwarten ist, wird häufig vorn eine Dach- und hinten eine Flachführung vorgesehen (Abb. 5.5). Nachstellbare Abhebeleisten sind in Abb. 5.6 dargestellt.

V-Führungen (Abb. 5.7) haben gegenüber den Dachführungen den Vorteil, daß sich das Schmieröl besser hält. Sie müssen jedoch gegen Späne gut abgedeckt oder noch besser in einen gegen Späneabfall geschützten Raum des Bettes verlegt werden.

Schmierung. Gleitführungen werden entweder von Hand über Schmiernippel oder automatisch durch Druckölzufuhr geschmiert. Bei schnelllaufenden Tischen und langen Bahnen können auch durch federnd angedrückte Rollen oder Scheiben, die sich in mit Öl gefüllten Aussparungen des Bettes befinden, die Gleitflächen mit Öl versorgt werden. Im allgemeinen kann bei den im Werkzeugmaschinenbau vorkommenden Gleitgeschwindigkeiten nicht mit einem hydrodynamischen Schmierzustand gerechnet werden. Es stellt sich bei geeigneter Anordnung von Schmiernuten und einigermaßen gleichmäßiger Verteilung des Schmiermittels ein Mischreibungszustand ein, der häufig für die Erfüllung der Funktion genügt. Allerdings sind dann Werkstoffpaarung, Oberflächenzustand und Höhe der Flächenpressung von entscheidender Bedeutung.

Hydrostatische Lager. Mit dem Zustand der Mischreibung können bei großen Belastungen hohe Genauigkeitsansprüche und insbesondere die Aufgaben genauer Positionierung bei sehr geringen Vorschubgeschwindigkeiten nicht erfüllt werden. Es tritt hierbei wegen des Unterschiedes der Haftreibung μ und der Gleit-

**Abb. 5.6.** Nachstellbare Abhebeleisten bei Prismenführungen**Abb. 5.7.** V-Führungen in geschütztem Raum

reibung μ_G das sogenannte „Ruckgleiten“ (stick-slip) auf. D.h., der Schlitten wird bei Bewegung aus der Ruhe heraus durch die dem höheren Reibungswiderstand entsprechende, in den Antriebsgliedern gespeicherte Energie ruckartig, oft über das gewünschte Maß hinaus, verschoben. Um dies zu verhindern, werden mit Erfolg *hydrostatisch geschmierte Führungen* verwendet, die außerdem noch die Vorteile von Verschleißfreiheit und beachtlicher Tragfähigkeit aufweisen. Es wird dabei – wie bei den hydrostatischen Radiallagern – mehreren Druckkammern Preßöl zugeführt, und zwar jeweils eine möglichst konstante Ölmenge. Dies kann dadurch erreicht werden, daß für jede Kammer eine Pumpe konstanter Fördermenge vorgesehen, oder daß bei Verwendung einer gemeinsamen Pumpe jeder Kammer eine Drosselstelle vorgeschaltet wird. Bei rechteckigen Kammern und Spaltflächen bis zum Außenrand der Führung (Abb. 5.8a) tritt dort das Öl aus. Es läuft an der Maschine außen ab und muß gesammelt und vor Wiederverwendung gut gereinigt werden. Einen geschlossenen Ölkreislauf ermöglichen die in Abb. 5.8b dargestellten Drucktaschen. Die kreisförmige Druckkammer ist von einem kreisringförmigen Spalt umgeben, der wiederum von einem ringförmigen Abströmkanal umschlossen ist. Durch einen eingelegten durch Federn an die Führungsfläche angeprägten Dichtring

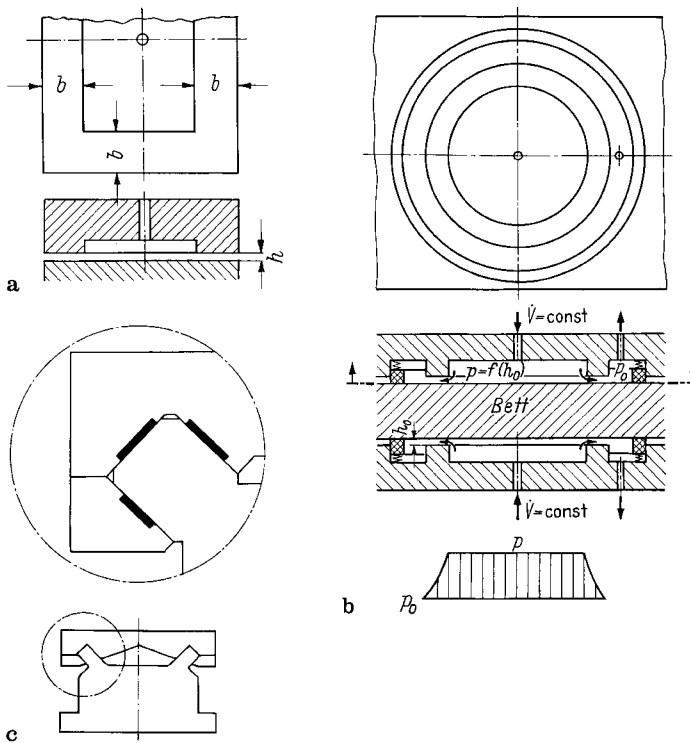


Abb. 5.8. Hydrostatische Lager. a) mit rechteckiger Druckkammer; b) mit kreisförmiger Druckkammer; c) Anordnung der Drucktaschen bei einer Prismenführung

wird das Austreten des Öles nach außen verhindert. Aus dem Abströmkanal wird das Öl durch eine Rücklaufleitung dem Ölbehälter wieder zugeführt. Die Drucktaschen können so auch an Doppelp Prismenführungen angeordnet werden (Abb. 5.8c). Es ist dabei auch möglich, die hydrostatische Lagerung nur zum Positionieren zu benutzen und in der gewünschten Arbeitsstellung beispielsweise die oberen Drucktaschen zu entlasten und mit dem Öldruck in den unteren Taschen ein zusätzliches Klemmen zu bewirken.

Bei hydrostatischen Lagern handelt es sich allerdings meistens um speziell auf den jeweiligen Anwendungsfall zugeschnittene Ausführungen.

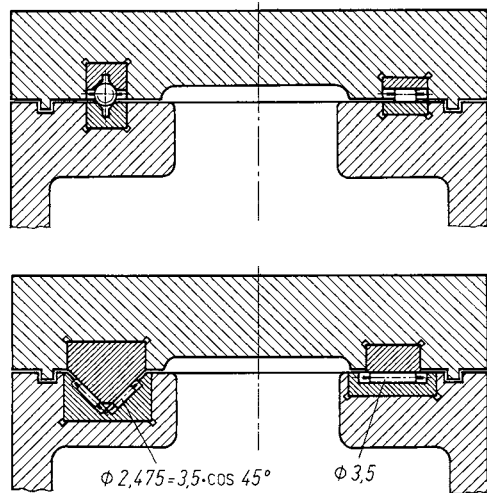
Werkstoffe. Ganz allgemein wird die Paarung von Werkstoffen unterschiedlicher Härte empfohlen. Für lange Bahnen und Gestelle, deren Nacharbeit teuer ist, wird ein härterer Werkstoff mit höherer Verschleißfestigkeit bevorzugt. Im Hinblick auf günstiges Gleitverhalten ist *Guß Eisen* durchaus geeignet, insbesondere wenn durch Schreckplatten beim Gießen oder durch Flamm- oder Induktionshärtung die Härte und die Verschleißfestigkeit an der Oberfläche vergrößert werden. Bei höheren Anforderungen werden Gleitbahnen aus *Stahl* eingesetzt. Auch leicht austauschbare oberflächengehärtete oder mit verschleißfesten Metallüberzügen versehene Stahlführungsleisten werden vielfach verwendet. Weiche Führungsbahnen werden geschabt, gehärtete geschliffen. Geschabte Flächen zeichnen sich durch hohe Genauigkeit und für die Schmierung günstige Oberflächen aus, sind aber sehr teuer in der Herstellung. Günstige Gleit- und Schmiereigenschaften weisen ferner die ausgesprochenen Gleitwerkstoffe, auch Kunststoffe, auf.

Mit Rücksicht auf den Mischreibungszustand werden nur geringe Flächenpressungen zugelassen:

bei GG auf GG (ungehärtet)	0,5 N/mm ² ,
bei St auf GG (ungehärtet)	1,0 N/mm ² ,
bei St auf GG oder St (gehärtet)	1,5 N/mm ² .

Verschleiß. Der Verschleiß in den Gleitflächen führt zu einer Verminderung der Arbeitsgenauigkeit der Maschinen, besonders deshalb, weil sich der Benutzungsbereich meist nicht über die ganze Länge der Bahn erstreckt. Die hierdurch hervorgerufenen Ungenauigkeiten können auch nicht durch Nachstellvorrichtungen behoben werden. Der Verschleiß ist außer von Flächenpressung und Werkstoffpaarung stark von der Verschmutzung der Führungsflächen abhängig. Sehr schädlich sind vor allem Staub-Öl-Gemische und feine Späne. Als Schutzmaßnahmen dienen Abdeckungen der Führungsbahnen mit überlaufenden oder sich teleskopisch ineinanderschiebenden Blechen oder Harmonikafaltenbälge aus Leder oder Kunststoff, ferner Abstreifer und Abdichtungen an den Schlittenenden, bestehend aus Messingblech und durch Blattfeder angepreßte Filz- und Gummistreifen, oder auch profilierte Vulkollan-Abstreifer mit unter Vorspannung stehenden Lippen.

Abb. 5.11. Offene Schlittenführungen.
a) auf Kugeln und Walzen gelagert;
b) auf Nadeln verschiedener Durchmesser gelagert



neten Mittelstellung ergibt sich, daß Tisch- und Bettlänge L_B mindestens um den halben Hub größer sein müssen als die Führungslänge der Wälzkörper. (Es braucht dabei nicht unbedingt die ganze Länge L mit Wälzkörper belegt zu sein, es genügen bei geringen Kräften je einige Wälzkörper am Anfang und Ende der Strecke L). Als Wälzkörper werden Kugeln, Rollen und Nadeln verwendet, die meist in entsprechenden Käfigen gehalten werden.

Bei offenen Schlittenführungen (Abb. 5.11) wird auf einer Seite die Sicherung in horizontaler Richtung übernommen entweder durch Kugeln, die zwischen zwei Prismenführungen laufen (Abb. 5.11a) oder durch zwei in V-Führung laufende Nadelreihen (Abb. 5.11b). Auf der Gegenseite sind Flachführungen mit Walzen oder Nadeln vorgesehen.

Eine geschlossene Schlittenführung mit übereinander angeordneten Kugeln und Walzen ist in Abb. 5.12a dargestellt. Für geringe Bauhöhe eignen sich wieder Schwalbenschwanzausführungen (Abb. 5.12b) mit vier Nadellagerreihen, wobei eine Leiste nachstellbar sein muß. Nadellagerflachkäfige werden als einbaufertige Bauelemente geliefert (Abb. 5.13), die durch Schwalbenschwanzverbindung zu beliebig langen Bandkäfigen zusammengesetzt werden können. Bei der zweireihigen Ausführung nach Abb. 5.13b aus biegsamem Kunststoff (Polyamid) ist ein bequemer Einbau in Prismen- oder Winkelführungen möglich.

Für geringe Belastungen sind geschlossene kugelgelagerte Längsführungen nach Abb. 5.14a mit seitlich angeordneten Führungsschienen geeignet. Eine von diesen muß zum Spielausgleich einstellbar sein. Wesentlich höhere Belastungen können die rollengelagerten Längsführungen nach Abb. 5.14b aufnehmen, bei denen Rollen benutzt werden, deren Durchmesser etwas größer ist als die Breite und deren Achsen von Rolle zu Rolle um 90° verdreht sind (Kreuzrollenbauweise).

Führungen für unbegrenzte Schiebewege. Wenn die Schlittenlänge gegenüber der Führungslänge kurz ist, können unbegrenzte Schiebewege verwirklicht wer-

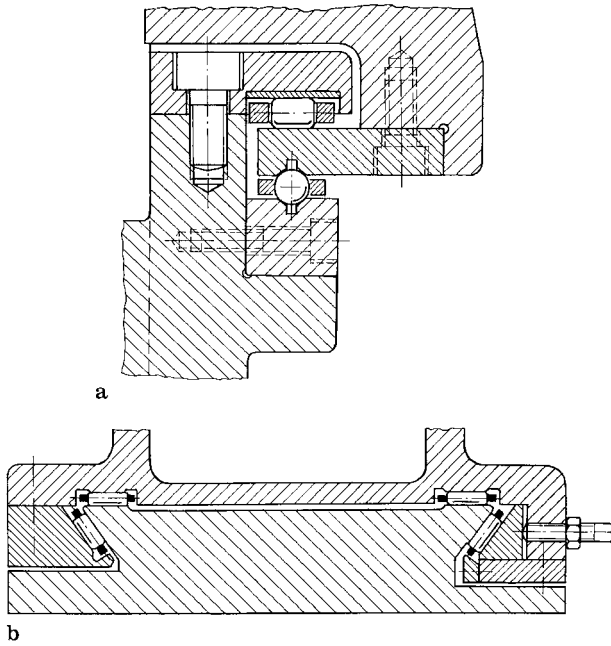


Abb. 5.12. Geschlossene Schlittenführungen. a) mit übereinander angeordneten Kugeln und Walzen; b) Schwalbenschwanzführung mit Nadellagern

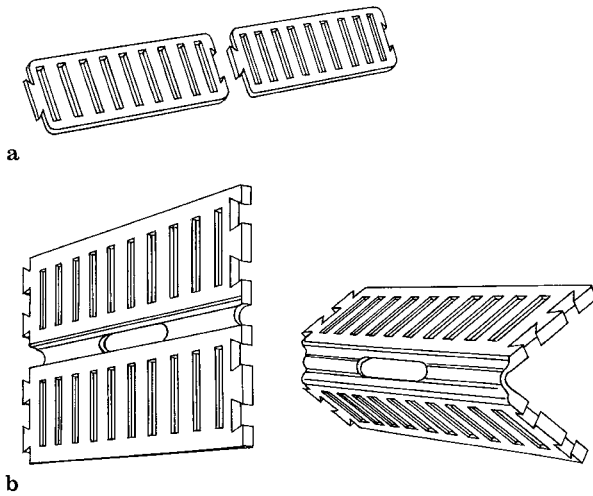


Abb. 5.13. Nadelflachkäfige. a) einreihig; b) zweireihig

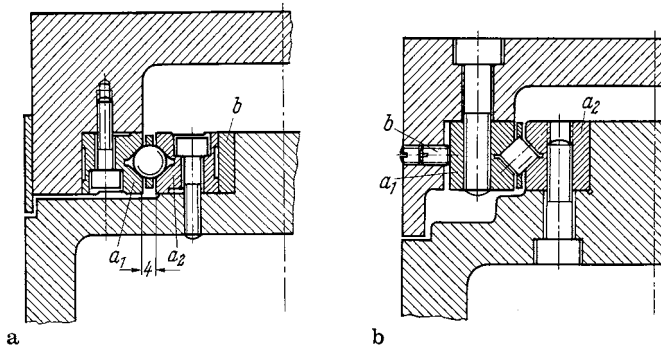


Abb. 5.14. Geschlossene Längsführungen mit Führungsschienen a_1 und a_2 . a) kugelgelagert mit Einstelleiste b ; b) rollengelagert mit Einstellschraube b

den. Die einfachste, aber meist zu viel Platz beanspruchende Ausführung benutzt Kugel- oder Rollenlager bzw. nadelgelagerte Stützrollen. In dem Beispiel der Abb. 5.15a ist zur zusätzlichen Aufnahme geringer Seitenkräfte der Kugellageraußenring an den Kanten abgeschrägt und die Führungsschiene ist als V-Prisma ausgebildet. In Abb. 5.15b übernehmen die Kugellager a und b nur die seitliche Führung. Zum Spielausgleich können die Kugellager auf *exzentrische* Bolzen gesetzt werden.

Vielfach wird heute von dem Prinzip der umlaufenden Wälzkörper Gebrauch gemacht, wobei Kugeln oder Rollen nach Durchlaufen der Arbeitsstrecke über Umlenkanäle oder durch Führung in Ketten zur Einlaufstelle in die Arbeitsstrecke zurückgebracht werden. Für Flachführungen ist das sog. *Blocklager* nach Abb. 5.16 entwickelt worden. Die Kugeln laufen (ohne Käfig) in dem Kanäle bildenden Blechgehäuse um, wobei der rechte Kanal a für die belasteten Kugeln ein langes Fenster aufweist. Die in Abb. 5.17 dargestellte *Kugelführung* ist für den Lauf in Prismenschienen gedacht. Die Kugeln sind um ein prismatisches Stahlsegment angeordnet und werden von einem Gehäuse umschlossen, das an der linken Längsseite geöffnet ist. Der mit dem Gehäuse

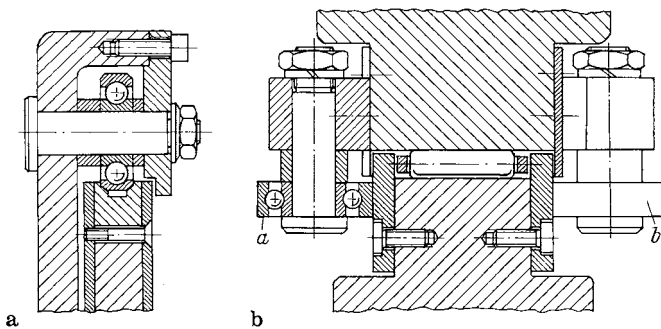


Abb. 5.15. Führungen für unbegrenzte Schiebewege. a) Kugellager mit abgeschrägtem Außenring in Prismenführung; b) Kugellager zur seitlichen Führung

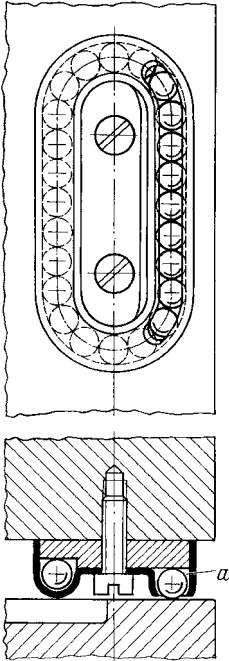


Abb. 5.16. Blocklager für Flachführungen

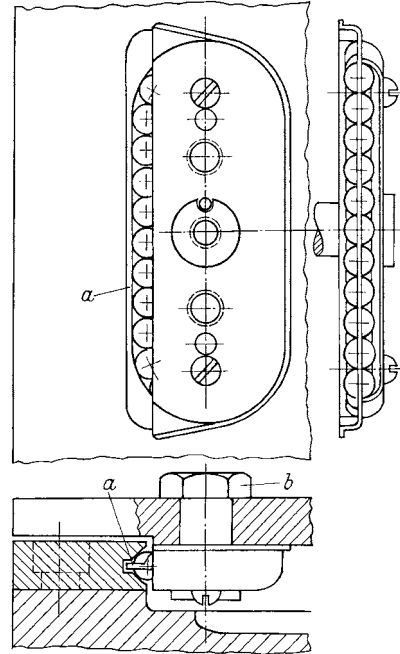


Abb. 5.17. Kugelführung für Prismenlaufschiene

verbundene Steg *a* verhindert das Herausfallen der Kugeln. Nach dem Einbau findet zwischen Steg und Kugeln keine Berührung mehr statt. Die Prismenschienen sind so ausgebildet, daß der Steg genügend Platz hat. Zur genauen Einstellung der Kugelführungen und zum Spielausgleich ist der Exzenterbolzen *b* vorgesehen. Für hohe Belastungen eignen sie Rollenumlaufführungen. Eine käfiglose Bauart zeigt Abb. 5.18, wobei breite, in der Mitte eingeschnürte Rollen *a* mit Klammern *b* im Führungsstück *c* gehalten werden, das mit dem Tisch *d* verschraubt wird. Zwischen Tisch und Führungsstück entsteht der Rücklauf-

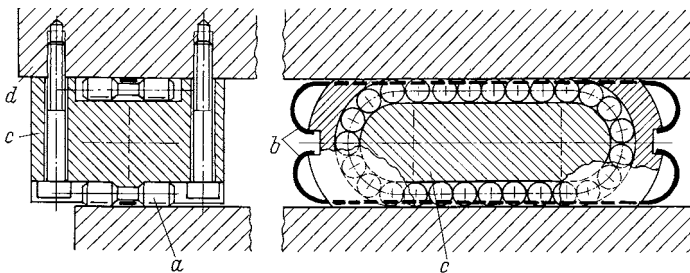
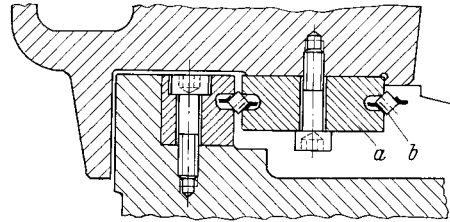
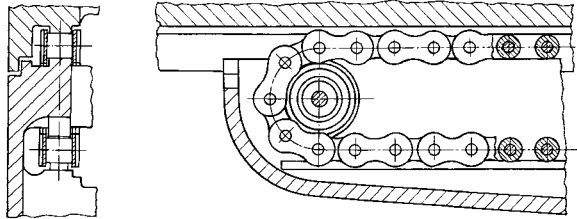


Abb. 5.18. Rollenumlauf-Führung

Abb. 5.19. Kreuzrollenkette**Abb. 5.20.** Führung mit Präzisionsrollenkette

kanal. Auf der Gegenseite, der Arbeitsstrecke, ragen die belasteten Rollen über das Führungsstück *c* vor. Für Seitenführung und Sicherung gegen Abheben können die gleichen einbaufertigen Elemente verwendet werden.

Die *Kreuzrollenkette* nach Abb. 5.19 arbeitet in zwei Richtungen wirkend wieder zwischen 90°-Prismenführungsschienen. Die Einbaueinheit, die am Tisch angeschraubt wird, besteht aus der Umlaufschiene *a* und den nahezu quadratischen Rollen *b* mit je nacheinander um 90° versetzten Achsen, wobei jede Rolle in einem Käfigglied gehalten wird und die Käfigglieder eine geschlossene Kette bilden. Für in nur einer Richtung wirkende Führungen haben sich auch normale Präzisionsrollenketten bewährt, die über Spann- und Umlenkrollen laufen (Abb. 5.20).

5.2

Rundlingspaarungen

Zylindrische Flächen werden häufig wegen ihrer verhältnismäßig einfachen Herstellung für Führungsaufgaben verwendet, ferner aber auch für Funktionselemente in allen Kolbenmaschinen und in Hydraulik- und Pneumatikzylindern. Bei den Paarungen „Kolben-Zylinder“ kommen wegen der gleichzeitigen Dichtungsprobleme nur Gleitbewegungen in Frage, während bei Führungssäulen und Schiebewellen neben Gleit- auch Wälzlagerungen vorgesehen werden können.

5.2.1

Gleitende Rundlingspaarungen

Unbelastete Rundführungen. Von *Richtführungen* spricht man, wenn keine Kräfte oder im wesentlichen nur Kräfte in der Führungsachse wirken. Beispiele hier-

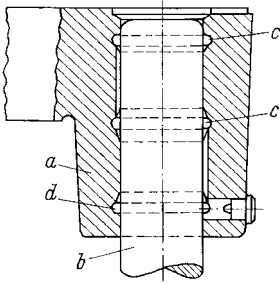


Abb. 5.21. Gleitführung eines Säulengestells. *a* Oberteil; *b* Führungssäule; *c* Schmierrillen, *d* Ölfangrinne

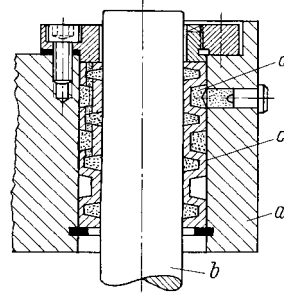


Abb. 5.22. Spieth-Führungsbuchse. *a* Oberteil; *b* Führungssäule; *c* Führungsbuchse; *d* Öl

für sind Reitstockpinolen, Bohrspindelhülsen, zylindrische Zahnstangen in Zahnradstoßmaschinen, Säulengestelle für Stanzen (genormt in DIN 9812 bis 9827), Führungsstangen in mechanischen Pressen, Säulen in dampfhydraulischen oder hydraulischen Schmiedepressen u. dgl. Bei hohen Genauigkeitsanforderungen (z. B. bei den Säulengestellen für Stanzen) werden die Bohrungen feinstgebohrt und gehont, die Führungssäulen gehärtet, geschliffen, evtl. auch geläpft. Die Passung $H5/h4$ ermöglicht (nach dem Ausleungsverfahren) ein Spiel von 4 bis 5 μm . Zur Schmierung wird Spezialöl mit Molybdändisulfid (MoS_2)-Zusatz empfohlen. In die Bohrungen werden geeignete, an den Kanten gerundete oder mit Anschrägungen versehene Schmierrillen eingearbeitet (Abb. 5.21). Nur die unterste Rinne besitzt als Ölfangrinne eine scharfe Kante. Für noch geringeres und einstellbares Spiel ist die in Abb. 5.22 dargestellte Spieth-Führungsbuchse geeignet, deren Wirkungsweise genau den Spieth-Spannhülsen entspricht (Kap. 2.4.4).

Belastete Rundführungen. Bei Führungen mit parallel und/oder quer zur Führungsachse wirkenden Kräften sind wegen der auftretenden Reaktions- und Reibungskräfte die Längen L der Führungshülsen (bzw. der Abstand l besonderer Führungsbuchsen) reichlich zu bemessen, da sonst die Gefahr des Klemmens besteht. In Abb. 5.23 sind schematisch die Kräfteverhältnisse dargestellt, wie sie sich z. B. bei vertikalen Konsol- oder Tischführungen oder an dem Ausleger von Radialbohrmaschinen einstellen. Aus den Gleichgewichtsbedingungen ergibt sich mit den eingetragenen Bezeichnungen die erforderliche Verschiebekraft F bei Aufwärtsbewegung

$$F = Q \frac{l + 2\mu q}{l + 2\mu f}$$

bzw. die nach oben gerichtete Bremskraft F' bei Abwärtsbewegung

$$F' = Q \frac{l - 2\mu q}{l - 2\mu f}.$$

Abb. 5.23. Senkrechte Rundführung mit achsparalleler Belastung Q

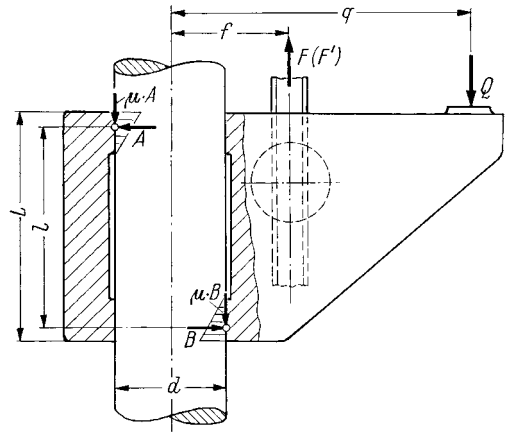
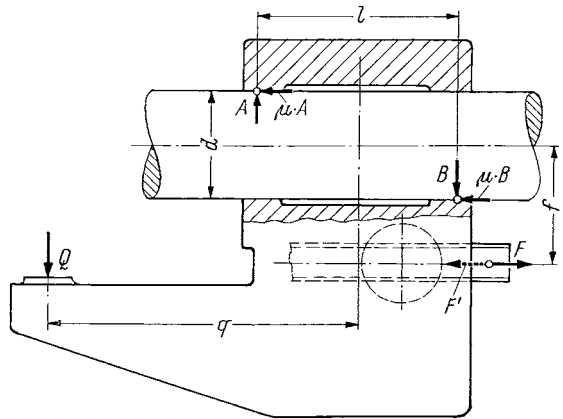


Abb. 5.24. Waagerechte Rundführung mit einer zur Führungssache senkrechten Belastung Q



Für die Anordnung nach Abb. 5.24 mit waagerechter Führungsstange erhält man die erforderliche Kraft F für eine Verschiebung nach rechts

$$F = \mu Q \frac{2q + \mu d}{l - 2\mu f}$$

bzw. F' für die Verschiebung nach links

$$F' = \mu Q \frac{2q - \mu d}{l + 2\mu f}.$$

Häufig werden *zwei* parallele Zylinderführungen verwendet, wobei jedoch kräftige Säulen und hohe Präzision erforderlich sind.

5.2.2

Rundführungen mit Wälzlagerungen

Kugelführungen. Für *begrenzte Schiebewege*, also Kurzhubbewegungen, z. B. für Säulengestelle, Schleifmaschinentische, nockenbetätigte Stößel u. dgl., bei denen es auf hohe Genauigkeit und Spielfreiheit bei sehr geringen Verschiebekräften ankommt, werden Kugelführungen nach Abb. 5.25 verwendet.

Bei der Ausführung nach Abb. 5.25 a sind die Laufflächen der Führungskörper (Buchse *a* und Säule *b*) zylindrisch, gehärtet, geschliffen und geläppt, und die Kugeln *c* sind im Kugelkäfig *d* auf steilgängigen Schraubenlinien angeordnet, so daß sehr viele dicht nebeneinander liegende Laufbahnen vorhanden sind und der Verschleiß sehr gering ist. Die Durchmesser von Führungsbuchse und Säule sind so toleriert, daß die Kugelführungen unter Vorspannung, also vollkommen spielfrei arbeiten. Als Schmierung genügt, wie bei Kugellagern, ein sachgemäßes Einfetten beim Einbau, so daß praktisch keine Wartung erforderlich ist.

Die Kugelführung nach Abb. 5.25 b besitzt an jedem Käfigende nur drei Reihen von Kugeln, die jedoch in 12 gleichmäßig über den Umfang verteilten in Achsrichtung geschliffenen Laufrillen des inneren Führungskörpers *b* laufen. Da nicht nur Punktberührung vorliegt, ist eine höhere Belastbarkeit möglich. Im äußeren Führungsrohr *a* befinden sich keine Laufrillen, weil hier die Schmiegunghverhältnisse (Hohlzylinder/Kugel) günstiger sind.

Kugelbuchsen. Für *unbegrenzte Schiebewege* eignen sich die in Abb. 5.26 dargestellten Kugelbuchsen. Mit der gehärteten und geschliffenen Außenhülse *a* sind die auf dem Umfang gleichmäßig verteilten Stahlblechführungen *b*, die wie die in Abb. 5.16 beschriebenen Blocklager die Kugeln *c* über den Rückführkanal der „Arbeitsstrecke“ zuführen, fest verbunden. Je nach der Größe der Buchse werden 3 bis 6 Führungen angeordnet. Die Kugelbuchsen sind in der Normalausführung längsgeschlitzt, so daß beim Einbau durch geeignete Hilfsmittel zum feinfühligsten radialen Nachstellen Spielfreiheit erzielt wird. Bei sehr langen Führungsstangen *d* würden sich wegen der Durchbiegung zu große Durchmesser ergeben. Für diese Fälle werden Kugelbuchsen mit einem breiteren Schlitz geliefert, der die Anwendung von Stützteilen *e* für die Führungsstange ermöglicht.

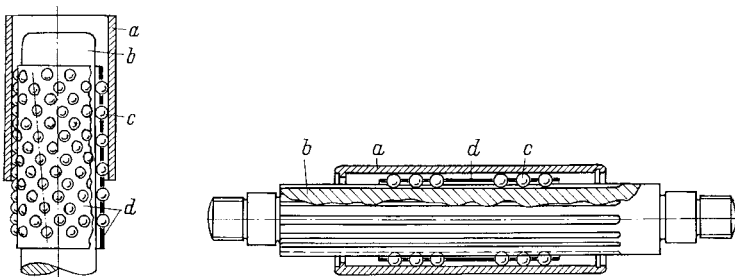


Abb. 5.25. Kugelführungen

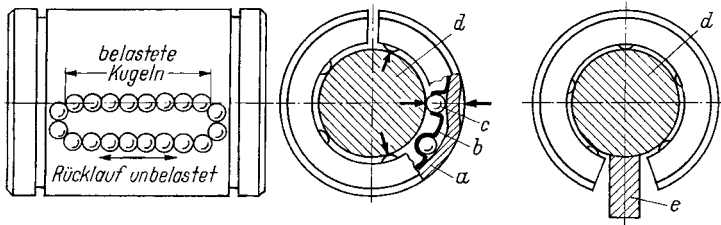


Abb. 5.26. Kugelbüchse

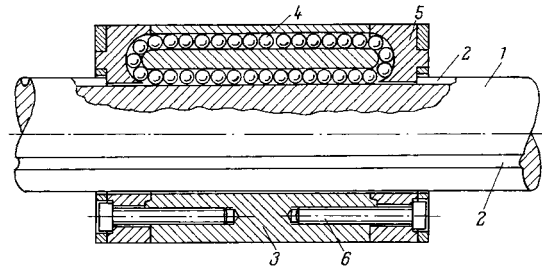


Abb. 5.27. Kugelschiebewelle

Kugelschiebewelle. Das Kugelumlaufprinzip wird auch bei der in Abb. 5.27 dargestellten Kugelschiebewelle verwendet, bei der sich die tragenden Kugeln in besonders profilierten Nuten der Welle *und* der Schiebemuffe befinden. Es können also auf unbegrenzten Schiebewegen auch beachtliche Drehmomente übertragen werden. Durch den Einbau mit Vorspannung kann ein spielfreier Lauf erzielt werden.

6 Elemente zur Übertragung gleichförmiger Drehbewegungen

Oft entsprechen Drehzahl und Drehmoment der Kraftmaschine (Motor) nicht dem Bedarf der Arbeitsmaschine. Zum Beispiel liegen bei den häufig verwendeten, robusten und kostengünstigen Drehstromasynchron-Motoren die Synchrondrehzahlen abhängig von den Polzahlen (2-, 4- oder 6polig) und der Netzfrequenz (50 Hz) mit 3000, 1500 und 750 min^{-1} fest. Auch ein Verbrennungsmotor arbeitet nur in einem kleinen Drehzahlbereich wirtschaftlich. Die Anpassung an den Bedarf der Arbeitsmaschine wird mit einem Getriebe bewerkstelligt. Ein Getriebe hat somit die Aufgabe eine Drehzahl und ein Drehmoment zu übertragen und zu wandeln.

Handelt es sich um die Übertragung von Drehbewegungen und bleibt das Verhältnis zwischen An- und Abtriebsdrehzahl konstant, so spricht man von gleichförmig übersetzenden Getrieben. Das Verhältnis von Drehzahl der Antriebswelle zu Drehzahl der Abtriebswelle heißt Übersetzungsverhältnis oder kurz Übersetzung

$$i = \frac{n_{\text{an}}}{n_{\text{ab}}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} .$$

Bei mehrstufigen (z. B. dreistufigen) Getrieben wird

$$i = \frac{n_{\text{an}}}{n_{\text{ab}}} = \frac{n_1}{n_2} \frac{n_2}{n_3} \frac{n_3}{n_4} = i_{1/2} i_{2/3} i_{3/4} ,$$

das heißt, die Gesamtübersetzung ist gleich dem Produkt aller Einzelübersetzungen. Werden die Verluste innerhalb eines Getriebes vernachlässigt, also ohne Reibung mit Wirkungsgrad $\eta = 1$, gilt $P_{\text{an}} = -P_{\text{ab}}$. Aus

$$P = T \omega = \text{konst.}$$

folgt, daß jede Drehzahländerung eine Momentenänderung bedingt. Für eine Außenverzahnung mit Drehrichtungsumkehr gilt:

$$T_{\text{ab}} = -T_{\text{an}} \cdot i .$$

Ein Getriebe besteht aus mindestens drei Gliedern: der Antriebswelle, der Abtriebswelle und einem feststehenden Gestell (Gehäuse). Das Gestell überträgt das Abstützmoment ($T_{\text{G}} = -T_{\text{ab}} - T_{\text{an}}$) auf das Fundament. Die Bewe-

gungsübertragung kann dabei entweder formschlüssig oder reibschlüssig erfolgen:

Wirkprinzip	Übertragungsverhalten	Ausführungsformen
Formschluß	ohne Schlupf: starr elastisch	Zahnradgetriebe, Kettengetriebe Zahnriemengetriebe
Reibschluß	mit Schlupf: elastisch starr	Reibradgetriebe, Riemengetriebe Rollenkeilkettengetriebe

Die wichtigsten Bauarten formschlüssiger Zahnradgetriebe sind in Abb. 6.1 schematisch dargestellt. Bei parallelen Wellen sind die Wälzkörper Zylinder

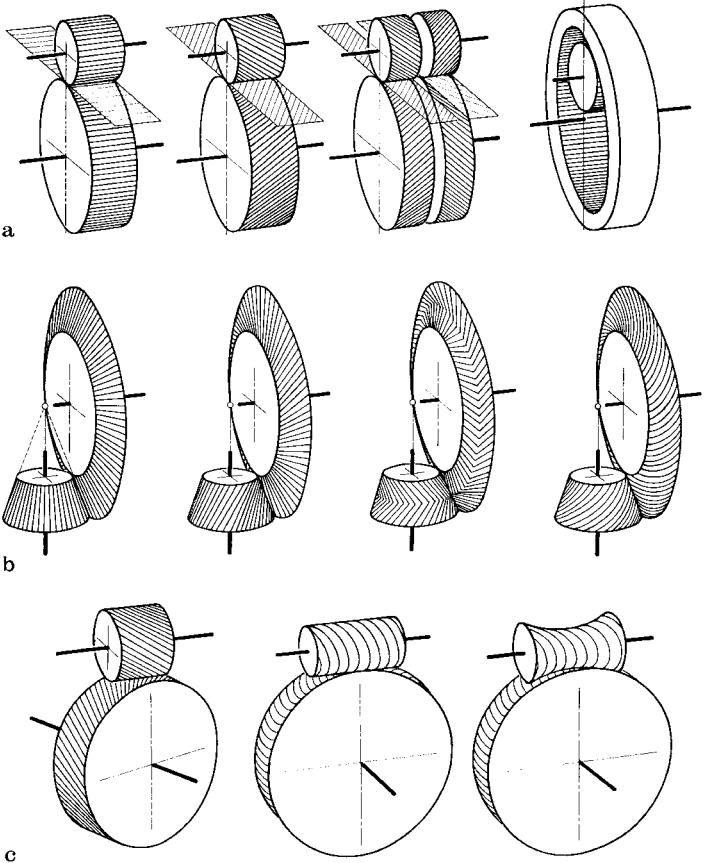


Abb. 6.1. Bauarten von Zahnradgetrieben. a) parallele Wellen; b) schneidende Wellen; c) kreuzende Wellen

und heißen Stirnräder. Sie werden mit Geradverzahnung, Schrägverzahnung, Doppelschräg- oder Pfeilverzahnung jeweils als Außen- oder Innenverzahnung (Hohlrad) ausgeführt. Bei sich schneidenden Wellen sind die Wälzkörper Kegel mit den Spitzen im Schnittpunkt der Wellenachsen. Die Kegelräder können ebenfalls gerad-, schräg- oder bogenverzahnt werden. Für windschiefe, d.h. sich kreuzende Wellen eignen sich die Schraubenräder- und die Schneckengetriebe. Bei letzteren beträgt der Kreuzungswinkel in der Regel 90° . Die Zahnflanken der Schrauben- und Schneckenräder verlaufen schraubenlinienförmig.

Stirn- und Kegelrädernetriebe sind Wälzgetriebe, die Getriebe mit kreuzenden Wellen sind Schraubgetriebe.

6.1 Stirnradgetriebe

Zur Anpassung von Drehzahl- und Drehmoment werden in der Antriebstechnik Stirnradgetriebe am häufigsten verwendet, da ihre Dimensionierung und Herstellung am besten beherrschbar ist. Geradstirnräder sind am einfachsten herstellbar und erzeugen keine Axialkräfte, sind jedoch ungünstiger im Geräuschverhalten als schrägverzahnte Zahnräder. Der allmähliche Zahneintritt und Zahnaustritt hat bei einer Schrägverzahnung neben besserer Laufruhe auch eine höhere Tragfähigkeit zur Folge. Der Nachteil liegt darin, daß durch schräggestellte Zahnflanken Axialkräfte entstehen, die unter Umständen teurere Lagerungen erfordern.

Bei einer Geradverzahnung sind die Zahnflanken parallel zur Radachse angeordnet. Dagegen sind bei einer Schrägverzahnung die Zähne um einen bestimmten Winkel β zur Radachse schräggestellt. Prinzipiell kann die Geradverzahnung als Sonderfall der Schrägverzahnung aufgefaßt werden, indem einfach der Schrägungswinkel β gleich Null gesetzt wird. Da die Geradverzahnung die Ableitung der Beziehungen und die Darstellung der grundsätzlichen Zusammenhänge wesentlich erleichtert, wird sie zuerst behandelt. Es sei jedoch jetzt schon darauf hingewiesen, daß alle an der Geradverzahnung angestellten Betrachtungen auch bei der Schrägverzahnung (für den Normalschnitt) gültig sind.

6.1.1 Verzahnungsgeometrie geradverzahnter Stirnräder

Soll bei einem Getriebe mit parallelen Wellen eine konstante Übersetzung erzielt werden, müssen zwei zylindrische Scheiben schlupffrei, d.h. ohne gleiten, miteinander abwälzen. Man nennt diese Zylinder die Wälzzylinder und die in einer zu den Radachsen senkrechten Schnittebene entstehenden Kreise die Wälzkreise (Abb. 6.2). Der Berührungspunkt C der Wälzkreise heißt Wälzpunkt.

Die Bedingung für schlupffreies abwälzen wird erfüllt, wenn die Wälzkreise gleiche Umfangsgeschwindigkeiten haben. Werden die Wälzkreisradien mit r_1 und r_2 und die entsprechenden Drehzahlen n_1 und n_2 bezeichnet, so ergibt sich mit

$$v_1 = r_1 \omega_1 = r_1 2 \pi n_1 \quad \text{und} \quad v_2 = r_2 \omega_2 = r_2 2 \pi n_2 ,$$

der Bedingung $v_1 = v_2$ und unter Beachtung der Drehrichtungsumkehr:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{d_2}{d_1} = i. \quad (6.1)$$

Das heißt, die Drehzahlen zweier Räder verhalten sich umgekehrt wie die Radien oder Durchmesser.

Für die Verzahnungen der Stirnräder werden die in Abb. 6.3 dargestellten Bezeichnungen verwendet. Unter einer Teilung p versteht man die auf dem „Teilkreis“ gemessene Entfernung zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rechts- oder Linksflanken. Sind die Teilkreise gleich den Wälzkreisen, so muß bei zwei miteinander kämmenden Rädern offensichtlich jeweils die gleiche Teilung p vorhanden sein.

Ferner muß der Teilkreisumfang bei jedem Rad gleich Zähnezahl mal Teilung sein:

$$\pi d_1 = z_1 p \quad \text{und} \quad \pi d_2 = z_2 p.$$

Hieraus folgt:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2}.$$

Die Zähnezahlen zweier Räder verhalten sich also direkt wie ihre Durchmesser.

Mit Gl. (6.1) ergibt sich dann

$$\frac{n_1}{n_2} = -\frac{d_2}{d_1} = -\frac{z_2}{z_1} = i. \quad (6.2)$$

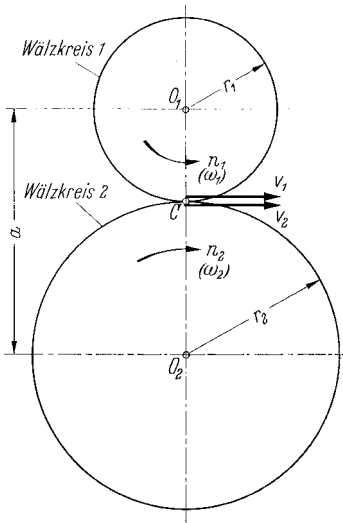


Abb. 6.2. Schlupffreies Abwälzen
($v_1 = v_2$)

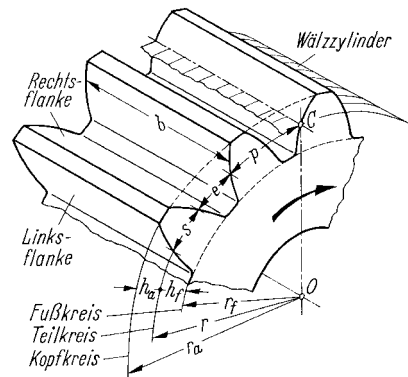


Abb. 6.3. Bezeichnungen am geradverzahnten Stirnrad

Für $n_1 < n_2$ wird $i < 1$ (Übersetzung ins Schnelle). Da jedoch für bestimmte Berechnungen Werte größer 1 notwendig sind, wird in DIN 3960 neben der Übersetzung ein Zähnezahlverhältnis u definiert, bei dem immer $z_2 > z_1$ ist:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1. \quad (6.3)$$

Für die Berechnung ist es zweckmäßig, die Teilung p als Vielfaches der Zahl π anzugeben, also

$$p = m \pi, \quad (6.4)$$

wobei m als Modul bezeichnet wird und eine Bezugsgröße für Zahnradabmessungen darstellt. Modulreihen sind daher in DIN 780 genormt. Bevorzugt soll die auszugsweise wiedergegebene Reihe 1 verwendet werden:

m	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6		8	
[mm]	10	12	16	20	25	32	40	50	60			

Für den Teilkreisdurchmesser folgt dann

$$d = 2r = \frac{p}{\pi} z = mz. \quad (6.5)$$

Der Achsabstand ergibt sich zu

$$a_d = r_1 + r_2 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2). \quad (6.6)$$

Auch die übrigen Zahnabmessungen werden auf den Modul bezogen:

Zahnkopfhöhe	$h_a = m,$
Zahnfußhöhe	$h_f = m + c,$
Zahnkopfspiel	$c = (0,1 \dots 0,3) m,$
Zahndicke	$s = p/2 = m \pi/2,$
Zahnlücke	$e = p/2 = m \pi/2$

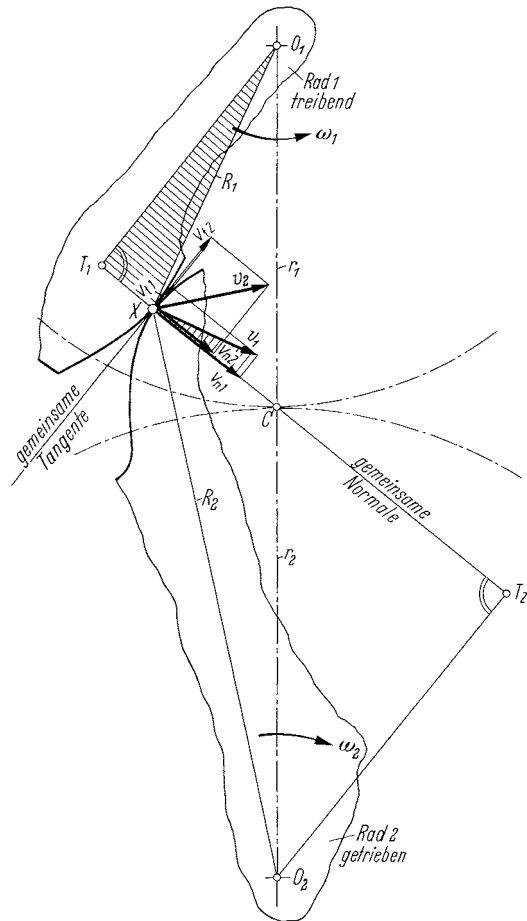
6.1.1.1

Allgemeines Verzahnungsgesetz

Die Zahnflanken müssen so ausgebildet werden, daß eine kontinuierliche gleichförmige Drehbewegungsübertragung zustande kommt. Die dafür erforderliche Bedingung soll an dem Beispiel in Abb. 6.4 abgeleitet werden:

Die Flanke des sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_1 um O_1 drehenden (treibenden) Rades 1 berührt in der gezeichneten Stellung im Punkt X die Gegenflanke des getriebenen Rades 2, das sich mit ω_2 um O_2 drehen soll. Der augenblickliche Berührungspunkt X wird auch *Eingriffspunkt* genannt. In ihm

Abb. 6.4. Allgemeines Verzahnungsgesetz



haben die beiden Zahnflanken eine gemeinsame Tangente und eine gemeinsame Normale. Die Geschwindigkeit des Punktes X als Flankenpunkt des Rads 1 ist $v_1 = R_1 \omega_1$ und die Geschwindigkeit des Punktes X als Flankenpunkt des Rades 2 ist $v_2 = R_2 \omega_2$. Diese Geschwindigkeitsvektoren stehen jeweils senkrecht auf R_1 und R_2 . Die Geschwindigkeit v_1 wird in eine Normalkomponente v_{n1} und eine Tangentialkomponente v_{t1} zerlegt. Ebenso wird v_2 in v_{n2} und v_{t2} zerlegt. Die Bedingung dafür, daß die beiden Flanken in Berührung bleiben, wird nur erfüllt, wenn (entgegen der Darstellung in Abb. 6.4) die *Normalkomponenten gleich groß sind*, also wenn $v_{n1} = v_{n2}$ ist. Wäre v_{n2} größer als v_{n1} so würde sich die Flanke 2 von der Flanke 1 abheben, andererseits kann v_{n1} nicht größer als v_{n2} werden, da die Flanke 1 die Flanke 2 nicht überholen kann.

Werden von den Punkten O_1 und O_2 auf die gemeinsame Normale die Lote gefällt, so entstehen die rechtwinkligen Dreiecke $O_1 T_1 X$ und $O_2 T_2 X$, die den

entsprechenden Geschwindigkeitsdreiecken (für Rad 1 schraffiert) ähnlich sind. Daraus ergeben sich die Proportionen

$$\frac{v_{n1}}{v_1} = \frac{\overline{O_1 T_1}}{R_1} \quad \text{oder} \quad v_{n1} = \frac{v_1}{R_1} \overline{O_1 T_1} = \omega_1 \overline{O_1 T_1} ,$$

$$\frac{v_{n2}}{v_2} = \frac{\overline{O_2 T_2}}{R_2} \quad \text{oder} \quad v_{n2} = \frac{v_2}{R_2} \overline{O_2 T_2} = \omega_2 \overline{O_2 T_2} ,$$

und aus $v_{n1} = v_{n2}$ folgt

$$\omega_1 \overline{O_1 T_1} = - \omega_2 \overline{O_2 T_2} \quad \text{oder} \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{\overline{O_2 T_2}}{\overline{O_1 T_1}} = i .$$

Aus Abb. 6.4 ist ferner zu ersehen, daß die gemeinsame Berührungsnormale die Mittellinie O_1-O_2 in C schneidet und dadurch zwei ähnliche rechtwinkelige Dreiecke $O_1 T_1 C$ und $O_2 T_2 C$ entstehen. Daraus ergibt sich

$$- \frac{\overline{O_2 T_2}}{\overline{O_1 T_1}} = - \frac{\overline{O_2 C}}{\overline{O_1 C}} = - \frac{r_2}{r_1} = i = \text{konst.}$$

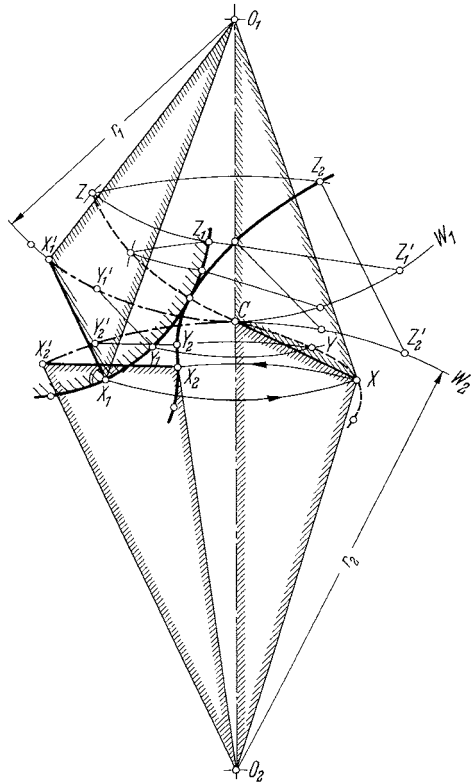
D. h. aber, daß entsprechend Gl. (6.1) der Schnittpunkt C der Wälzpunkt sein muß und daß r_1 und r_2 die Wälzkreisradien sind. Die Normale im Berührungspunkt zweier Zahnflanken muß also den Achsabstand $r_1 + r_2$ im konstanten Übersetzungsverhältnis teilen. Dieses Gesetz heißt das *allgemeine Verzahnungsgesetz*. Es lautet kurz:

Die Normale im jeweiligen Berührungspunkt zweier Zahnflanken muß stets durch den Wälzpunkt C gehen.

Gegenflanke und Eingriffslinie. Mit Hilfe des allgemeinen Verzahnungsgesetzes kann zu einer gegebenen Flanke des Rades 1 die entsprechende Gegenflanke des Rades 2 ermittelt werden, mit der ein schlupffreies Abwälzen der beiden Räder eindeutig möglich ist (Abb. 6.5).

Die Normale im Punkt X_1 der gegebenen Flanke schneidet den Wälzkreis W_1 im Punkt X'_1 . Wird Rad 1 nun so weit gedreht, bis X'_1 in den Wälzpunkt C kommt, so gelangt dabei der Punkt X_1 nach X (Kreis durch X_1 um O_1 ; Kreisbogen mit $\overline{X'_1 X_1}$ um C). In dieser Stellung geht also die Normale im Punkt X_1 des gegebenen Profils durch den Wälzpunkt, und im Punkt X muß sich nach dem Verzahnungsgesetz der Punkt X_2 der Gegenflanke decken, wobei die Normale der Gegenflanke ebenfalls durch C gehen muß. Um den Punkt X_2 in der ursprünglichen (X_1 entsprechenden) Stellung zu erhalten, muß das Rad 2 zurückgedreht werden, wobei auf dem Wälzkreis 2 der Bogen X'_2-C gleich dem Bogen X'_1-C gemacht werden muß. (Kreis durch X um O_2 ; Kreisbogen mit $\overline{CX} = \overline{X'_1 X_1} = \overline{X'_2 X_2}$ um X'_2). Im Punkt X kommen beim Wälzvorgang die Punkte X_1 und X_2 zum Eingriff, X ist also der *Eingriffspunkt*. Durch Wiederholung der Konstruktion für andere Punkte Y_1, Z_1 usw. der gegebenen Flanke ergeben sich die zugehörigen Punkte Y_2, Z_2 usw. und somit das Profil der Gegenflanke. Gleichzeitig entstehen die entsprechenden Eingriffspunkte X, Y, Z usw. Die Verbindungslinie der Eingriffs-

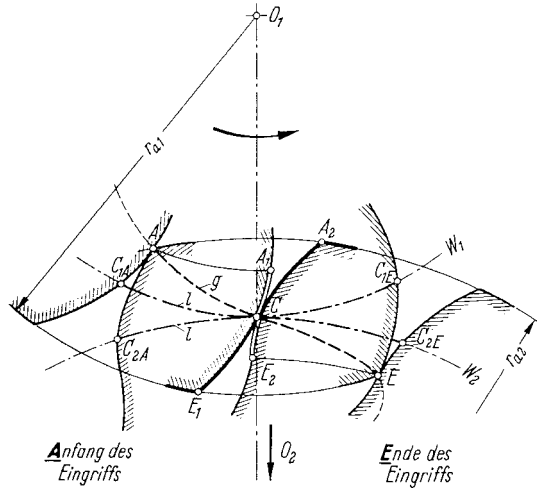
Abb. 6.5. Konstruktion von Gegenflanke und Eingriffslinie



punkte heißt die *Eingriffslinie*. Sie ist also der geometrische Ort aller aufeinander folgenden Berührungspunkte zweier Zahnflanken.

Die Form der Eingriffslinie hängt von der Profilform der Flanke ab. Zu jedem Flankenprofil gehört bei gegebenen Wälzkreisen *eine* ganz bestimmte Eingriffslinie und *ein* ganz bestimmtes Gegenprofil. Daraus folgt, daß umgekehrt zu einer gegebenen Eingriffslinie bei gegebenen Wälzkreisen ganz bestimmte Zahnflanken gehören. Von den vielen möglichen Formen von *Eingriffslinien* werden praktisch nur die einfachsten, das sind Kreis und Gerade, verwendet.

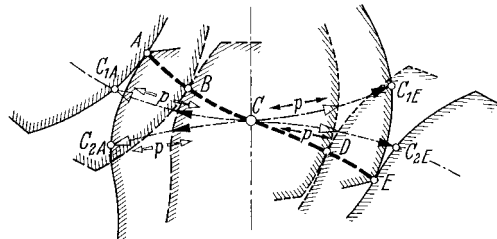
Überdeckung und Einzeleingriffspunkt. Die Eingriffslinie liegt im allgemeinen zum Teil vor und zum Teil hinter dem Wälzpunkt. In dem Fall, daß das treibende Ritzel sich linksherum dreht (Abb. 6.6), *beginnt* der Eingriff im Punkt A (Anfang) und er endet im Punkt E (Ende). Der Anfangspunkt A ergibt sich durch den Schnittpunkt des Kopfkreises von Rad 2 mit der Eingriffslinie und der Endpunkt E als Schnittpunkt des Kopfkreises von Rad 1 mit der Eingriffslinie. Das wirklich ausgenutzte Stück der Eingriffslinie A–C–E heißt *Eingriffsstrecke* *g*. Der auf den Wälzkreisen gemessene Bogen $C_{1A} - C_{1E} = C_{2A} - C_{2E}$, der vom Beginn bis zum Ende des Eingriffs von jeder Flanke zurückgelegt wird, ist die Eingriffslänge *l*.

Abb. 6.6. Eingriffsstrecke

In der Endstellung E, in der sich die Zahnflanken letztmals berühren, muß bereits ein neues Zahnpaar miteinander in Berührung gekommen sein, oder besser schon eine gewisse Zeit lang in Berührung miteinander stehen, damit eine kontinuierliche Drehbewegung aufrechterhalten wird. Dies wird nur dann der Fall sein, wenn die Eingriffsstrecke l größer als die Teilung p auf dem Wälzkreis ist. Das Verhältnis Eingriffsstrecke zur Teilung ist die Überdeckung (oder Überdeckungsgrad)

$$\varepsilon = \frac{l}{p} > 1. \quad (6.7)$$

Zeitweise stehen also innerhalb der Eingriffsstrecke während des Bewegungsablaufes zwei Zahnpaare im Eingriff und zwar um so länger, je größer ε ist. Dann eine Zeitlang jedoch nur ein Zahnpaar. Der Beginn des Einzeleingriffs ist dadurch bestimmt, daß das vorhergehende Zahnpaar gerade außer Eingriff kommt. Nach Abb. 6.7 findet man den Beginn des Einzeleingriffs dadurch, daß man vom Ende des Eingriffs, d. h. von C_{1E} und C_{2E} , auf den Wälzkreisen je eine Teilung p rückwärts abträgt und die Zahnflanken hier einzeichnet. Ihr Berührungspunkt auf der Eingriffslinie heißt bei treibendem linksdrehendem

Abb. 6.7. Einzeleingriffspunkt
(B: innerer, D: äußerer)

Ritzel, „innerer Einzeleingriffspunkt B“. Das Endes des Einzeleingriffs ist dadurch bestimmt, daß in A ein neues Zahnpaar zum Eingriff kommt, so daß das betrachtete Zahnpaar von C_{1A} und C_{2A} um eine Teilung voraus ist. Trägt man also von diesen Punkten die Teilung p vorwärts an, so erhält man den „äußeren Einzeleingriffspunkt D“. Wenn Rad 2 das treibende Rad ist, vertauschen die Punkte A und E sowie B und D ihre Plätze.

Gleitverhältnisse. Aus der Darstellung des allgemeinen Verzahnungsgesetzes (Abb. 6.4) ist ersichtlich, daß (auch bei $v_{n1} = v_{n2}$) die in die gemeinsame Tangente fallenden Geschwindigkeitskomponenten v_{t1} und v_{t2} verschieden groß sind. Das bedeutet aber, daß zwischen den Flanken in Richtung ihrer gemeinsamen Tangente eine Relativbewegung, also ein Gleiten vorhanden ist. Für die Gleitgeschwindigkeit, bezogen auf das Rad 1, gilt:

$$v_{g1} = v_{t1} - v_{t2}.$$

Aus der Ähnlichkeit der in Abb. 6.4. schraffierten Dreiecke folgt

$$\frac{v_{t1}}{v_1} = \frac{\overline{T_1 X}}{R_1} \quad \text{und} \quad \frac{v_{t2}}{v_2} = \frac{\overline{T_2 X}}{R_2}$$

oder

$$v_{t1} = v_1 \frac{\overline{T_1 X}}{R_1} = \omega_1 \overline{T_1 X} \quad \text{und} \quad v_{t2} = \omega_2 \overline{T_2 X}.$$

Aus der Ähnlichkeit der Dreiecke folgt ferner:

$$\frac{\overline{T_1 X} + \overline{XC}}{\overline{T_2 X} - \overline{XC}} = \frac{\overline{O_1 C}}{\overline{O_2 C}} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Damit wird

$$\omega_1 \overline{T_1 X} + \omega_1 \overline{XC} = \omega_2 \overline{T_2 X} - \omega_2 \overline{XC}$$

oder

$$v_{t1} - v_{t2} = v_{g1} = -(\omega_1 + \omega_2) \overline{XC}. \quad (6.8)$$

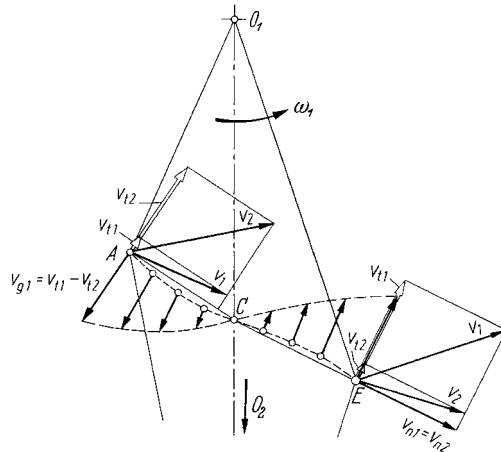
Da $\omega_1 + \omega_2$ konstant ist, ist die Gleitgeschwindigkeit also proportional dem Abstand $\overline{XC}$. Das negative Vorzeichen besagt, daß v_{g1} vor dem Wälzpunkt den Tangentialgeschwindigkeiten v_{t1} und v_{t2} entgegengesetzt gerichtet ist (Abb. 6.8), so daß die Ritzelflanke gegen die Radflanke „schiebt“. Hinter dem Wälzpunkt (v_{g1} positiv) „zieht“ dagegen die Ritzelflanke über die Radflanke. Nur im Wälzpunkt C findet kein Gleiten statt. Die größten Gleitgeschwindigkeiten treten an den Endpunkten A und E der Eingriffsstrecke auf.

Der Schlupf, das ist die Gleitgeschwindigkeit bezogen auf die absolute Tangentialgeschwindigkeit des Flankenpunktes in Richtung der gemeinsamen Tangente, wird „Spezifisches Gleiten“ genannt. Für den Flankenabschnitt vor dem Wälzpunkt gilt

$$\xi_1 = \frac{v_{g1}}{v_{t1}} = 1 - \frac{v_{t2}}{v_{t1}}$$

Abb. 6.8. Gleitgeschwindigkeiten

$$v_{gl} = v_{t1} - v_{t2}$$



und für den Abschnitt nach dem Wälzpunkt gilt

$$\xi_2 = \frac{v_{g2}}{v_{t2}} = 1 - \frac{v_{t1}}{v_{t2}}.$$

Das spezifische Gleiten ist ein Kriterium für die Verschleißbeanspruchung und sollte möglichst klein sein. Für den Übertragungswirkungsgrad ist es günstig, wenn der Wälzpunkt C etwas oberhalb der aktiven Flankenmitte liegt, was einer positiven Profilverschiebung entspricht.

6.1.1.2

Verzahnungsarten

Aus dem allgemeinen Verzahnungsgesetz geht hervor, daß alle Kurven, deren Normalen den zugehörigen Wälzkreis in einer Richtung fortschreitend schneiden, als Flankenprofil geeignet sind. Für die Praxis sind jedoch nur solche Flankenprofile sinnvoll, die einfache Eingriffslinien ergeben und die mit einfachen Werkzeugen sehr genau hergestellt werden können. Neben einer wirtschaftlichen Fertigung ist natürlich auch die Austauschbarkeit (Ersatzteile) ein wichtiges Argument für die Einschränkung der Vielzahl unterschiedlicher Flankenformen. Die im Maschinenbau vorherrschende Verzahnungsart ist die Evolventverzahnung mit Evolventen als Zahnflanken. Eine andere Verzahnungsart, die Zykloidenverzahnung mit Zykloiden als Zahnflanken, hat zwar nur untergeordnete Bedeutung, wird aber für besondere Anwendungen immer noch eingesetzt.

Zykloidenverzahnung. Bei der Zykloidenverzahnung setzt sich die Eingriffslinie aus Kreisbogenstücken zusammen. Die Kopf flanken (oberhalb vom Wälzpunkt C) besteht aus einer Epizykloide, die Fuß flanken (unterhalb von C) aus einer Hypozykloide. Nach Abb. 6.9 entsteht eine Epizykloide e , wenn ein „Rollkreis“

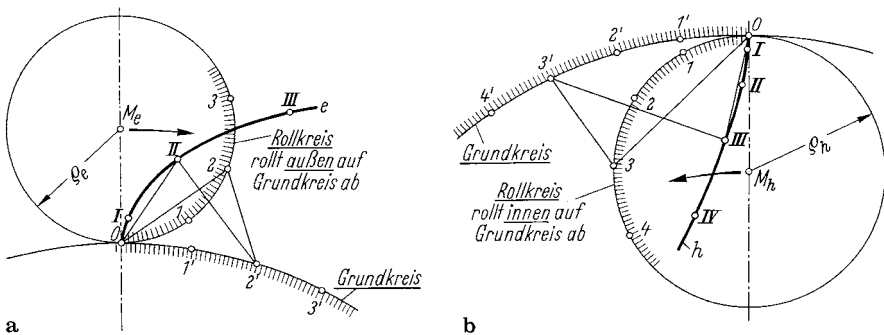


Abb. 6.9. Entstehung von Zykloiden. a) Epizykloide e , b) Hypozykloide h

außen auf einem Grundkreis abrollt, eine Hypozykloide h , wenn ein Rollkreis innen auf einem Grundkreis abrollt. Nach Abb. 6.10 sind die Grundkreise r_b , Wälzkreise r_w und Teilkreise r eines jeden Rades gleich groß:

$$r_{b1} = r_{w1} = r_1 = \frac{m}{2} z_1 \quad \text{und} \quad r_{b2} = r_{w2} = r_2 = \frac{m}{2} z_2.$$

Für die Rollkreise wurde $\varrho_1 \approx r_1/3$ und $\varrho_2 \approx r_2/3$ gewählt. Die Größe der Rollkreise beeinflusst die Flankenform, die Gleitverhältnisse, Größe und Richtung der Zahnkräfte und den Überdeckungsgrad. Im allgemeinen sind größere Rollkreise günstiger als kleine. Als Richtwert gilt $\varrho/r \approx 1/3 \dots 3/8$ (bei $\varrho/r = 1/2$ ergeben sich geradlinige, radiale Fußflanken).

Durch Abrollen des Rollkreises 1 auf dem Wälzkreis 1 entsteht die Fußflanke h_1 als Hypozykloide, durch Abrollen des Rollkreises 1 auf dem Wälzkreis 2 die Kopf flanken e_1 als Epizykloide. Ebenso entstehen mit Hilfe des Rollkreises 2 die Fußflanke h_2 und die Kopf flanken e_2 . Die Kopf flanken werden durch die Kopf kreise ($r_{a1} = r_1 + m$ und $r_{a2} = r_2 + m$) mit den Kopfeckpunkten E_1 und A_2 begrenzt.

Durch die Kopf kreise werden ferner die Punkte A und E auf den Rollkreisen und damit die Eingriffsstrecke A–C–E, also die *ausgenutzten* Rollkreisstücke, bestimmt. Dem Punkt A_2 des Rades 2 entspricht am Ritzel der Punkt A_1 , dem Punkt E_1 des Ritzels 1 entspricht am Rad 2 der Punkt E_2 . Unterhalb von A_1 und E_2 findet keine Zahnberührung mehr statt. Die Zahnwurzel kann daher hier gut ausgerundet werden, es muß nur jeweils auf die relative Kopfeckbahn des Gegenrades (gestrichelt eingezeichnet) Rücksicht genommen werden.

Vor- und Nachteile. Die Eingriffs- und Verschleißverhältnisse sind günstiger und die Zahnflankenpressung ist niedriger als bei der Evolventenverzahnung, da immer eine konkave und eine konvexe Flanke zusammenarbeiten. Ferner sind sehr niedrige Zähnezahlen ohne Unterschnitt und Eingriffsstörungen möglich (Abb. 6. 11).

Trotzdem werden Zykloidenverzahnungen nur noch selten verwendet, da den Vorteilen die Nachteile der schwierigeren Herstellung und der Achsabstandsempfindlichkeit gegenüberstehen. Jede Zahnflanke besitzt einen kon-

Abb. 6.10. Zykloidenverzahnung mit $z_1 = 8$ und $z_2 = 12$. h_1 und h_2 sind Hypozykloiden (Fußflanken), e_1 und e_2 sind Epizykloiden (Kopfflanken), ACE = Eingriffsstrecke

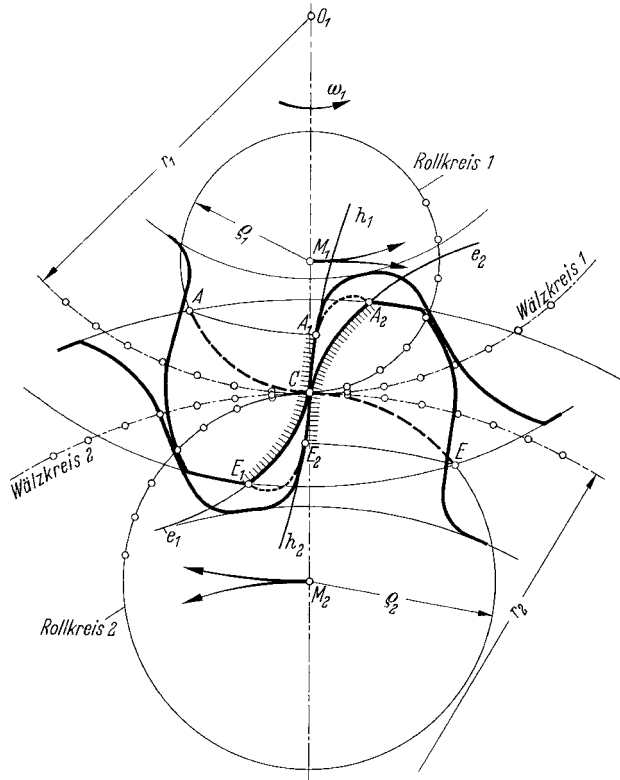
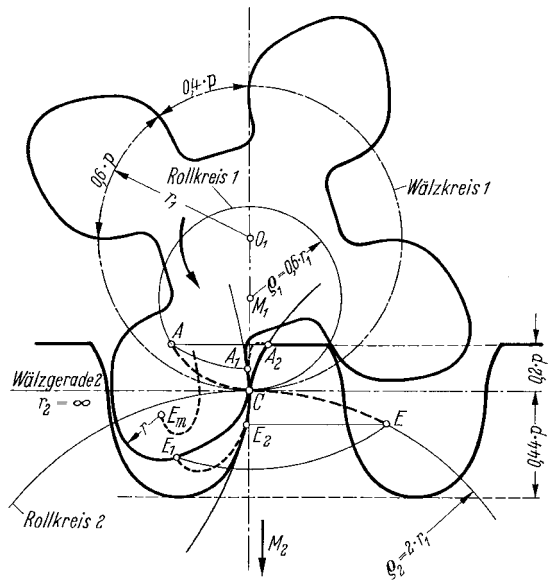


Abb. 6.11. Zykloidenverzahnung für Zahnstangengewinde ($z_1 = 4$, $z_2 = \infty$)



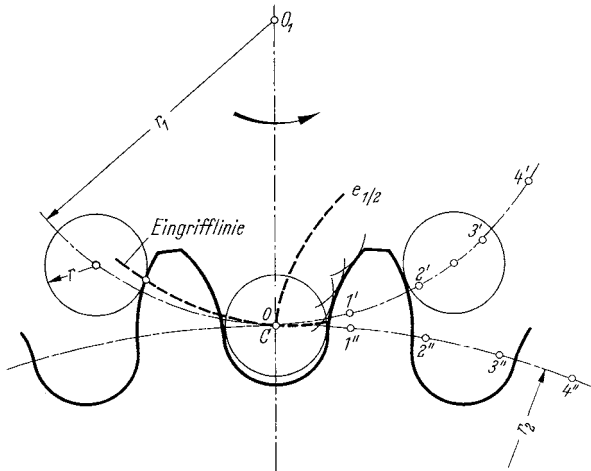


Abb. 6.12. Triebstockverzahnung ($z_1 = 10$, $z_2 = 27$)

kaven und einen konvexen Teil und somit einen Wendepunkt, der jeweils auf dem Teilkreis liegt, so daß eine exakte Bewegungsübertragung nur möglich ist, wenn der Achsabstand (gleich Summe der Teilkreisradien) genau eingehalten wird.

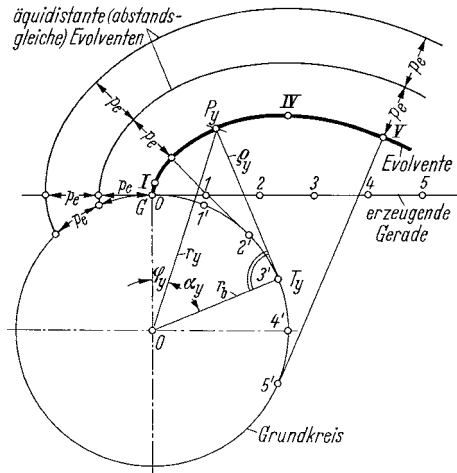
Triebstockverzahnung. Einen Sonderfall der Zykloidenverzahnung stellt die Triebstockverzahnung dar (Abb. 6.12), bei der $\varrho_1 = 0$ und $\varrho_2 = r_2$ gemacht werden, so daß sich eine einseitige Punktverzahnung ergibt, bei der dann der Punkt zu einem Zapfen vom Durchmesser $d = 2r$ vergrößert wird. Die Zahnflanke von Rad 2 entsteht dadurch, daß man durch Abrollen des Teilkreises 1 auf dem Teilkreis 2 die Relativbahn des Triebstockmittelpunktes bestimmt und dann von dieser Kurve aus mit dem Triebstockradius r Kreisbögen schlägt, die die Zahnform einhüllen.

Evolventenverzahnung. Eine Evolvente entsteht, wenn man eine erzeugende Gerade (entspricht einem Rollkreis mit $\varrho = \infty$) an einem Grundkreis mit dem Radius r_b abwälzt (Abb. 6.13). Legt man im Punkt $3' = T_y$ die Tangente an den Grundkreis, dann ist

$$\overline{T_y P_y} = \widehat{GT_y} = \widehat{G3'} = \overline{G3}.$$

Diese Strecke ist zugleich der Krümmungsradius ϱ_y der Evolvente im Punkt P_y . Zieht man noch die Verbindungslinie von P_y nach O und bezeichnet diese Linie mit r_y , den Winkel $P_y O T_y$ als Profilwinkel α_y und den Winkel $G O P_y$ mit φ_y , so ist

$$\widehat{GT_y} = r_b (\varphi_y + \alpha_y) \quad \text{und} \quad \overline{P_y T_y} = r_b \tan \alpha_y.$$

Abb. 6.13. Entstehung einer Evolvente

Da der Bogen zwischen G und T_y gleich der Strecke zwischen P_y und T_y ist, folgt daraus

$$\widehat{\varphi}_y = \tan \alpha_y - \bar{\alpha}_y \quad (6.9)$$

und

$$r_b = r_y \cos \alpha_y \quad (6.10)$$

und

$$\varrho_y = r_y \sin \alpha_y. \quad (6.11)$$

Die Beziehung nach Gl. (6.9) wird Evolventenfunktion (inv = involut) genannt:

$$\text{inv } \alpha_y = \tan \alpha_y - \bar{\alpha}_y = \tan \alpha_y - \frac{\pi}{180^\circ} \alpha_y. \quad (6.12)$$

Die Ermittlung vieler Größen der Verzahnungsgeometrie erfordert möglichst genaue inv-Werte (6 Stellen nach dem Komma), die nach Gl. 6.12 berechnet werden können. Der Evolventenwinkel α_y kann jedoch nicht direkt aus $\text{inv } \alpha_y$ berechnet werden. Dafür wird Tabelle 6.1 benötigt.

Aus Abbildung 6.13 erkennt man leicht, daß alle auf der erzeugenden Geraden liegenden Punkte gleiche Evolventen beschreiben. Wählt man für die Punkte auf der Geraden gleiche Abstände p_e , so entstehen äquidistante (abstandsgleiche) Evolventen. Die Form der Evolvente ist also nur vom Grundkreis abhängig. Zu einem bestimmten Grundkreisradius r_b gehört eine bestimmte Evolvente, die am Grundkreis beginnt.

Bei einer Evolventenverzahnung wird nach Abb. 6.14 (links) die erzeugende Gerade zur Eingriffslinie, die die beiden Grundkreise mit den Radien r_{b1} und r_{b2} in den Punkten T_1 und T_2 berührt und die Mittellinie O_1-O_2 im Wälzpunkt C schneidet. Die Eingriffslinie schließt mit der Tangente an die Wälzkreise in C den Winkel α ein, der als Eingriffswinkel bezeichnet wird. In den ähnlichen

Tabelle 6.1. Evolventenfunktion $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \bar{\alpha} = \tan \alpha - \alpha^\circ \cdot \pi / 180^\circ$

α°	,0	,1	,2	,3	,4
10	0,0017941	0,0018489	0,0019048	0,0019619	0,0020201
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595
14	0,0049819	0,0050912	0,0052022	0,0053147	0,0054290
15	0,0061498	0,0062760	0,0064039	0,0065337	0,0066652
16	0,0074927	0,0076372	0,0077835	0,0079318	0,0080820
17	0,0090247	0,0091889	0,0093551	0,0095234	0,0096937
18	0,010760	0,010946	0,011133	0,011323	0,011515
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015849
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760
25	0,029975	0,030357	0,030741	0,031130	0,031521
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637
27	0,038287	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116
31	0,059809	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133
33	0,073449	0,074188	0,074932	0,075683	0,076439
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816
36	0,098224	0,099149	0,100080	0,101019	0,101964
37	0,107782	0,108777	0,109779	0,110788	0,111805
38	0,118061	0,119130	0,120207	0,121291	0,122384
39	0,129106	0,130254	0,131411	0,132576	0,133750
40	0,140968	0,142201	0,143443	0,144694	0,145954
41	0,153702	0,155025	0,156358	0,157700	0,159052
42	0,167366	0,168786	0,170216	0,171656	0,173106
43	0,182024	0,183547	0,185080	0,186625	0,188180
44	0,197744	0,199377	0,201022	0,202678	0,204346

Tabelle 6.1 (Fortsetzung)

,5	,6	,7	,8	,9
0,0020795	0,0021400	0,0022017	0,0022646	0,0023288
0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
0,0044593	0,0045607	0,0046636	0,0047681	0,0048742
0,0055448	0,0056624	0,0057817	0,0059027	0,0060254
0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
0,0082342	0,0083883	0,0085444	0,0087025	0,0088626
0,0098662	0,0100407	0,0102174	0,0103963	0,0105773
0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029600
0,031917	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
0,036069	0,036505	0,036945	0,037338	0,037835
0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
0,102916	0,103875	0,104841	0,105814	0,106795
0,112829	0,113860	0,114899	0,115945	0,116999
0,123484	0,124592	0,125709	0,126833	0,127965
0,134931	0,136122	0,137320	0,138528	0,139743
0,147222	0,148500	0,149787	0,151083	0,152388
0,160414	0,161785	0,163165	0,164556	0,165956
0,174566	0,176037	0,177518	0,179009	0,180511
0,189746	0,191324	0,192912	0,194511	0,196122
0,206026	0,207717	0,209420	0,211135	0,212863

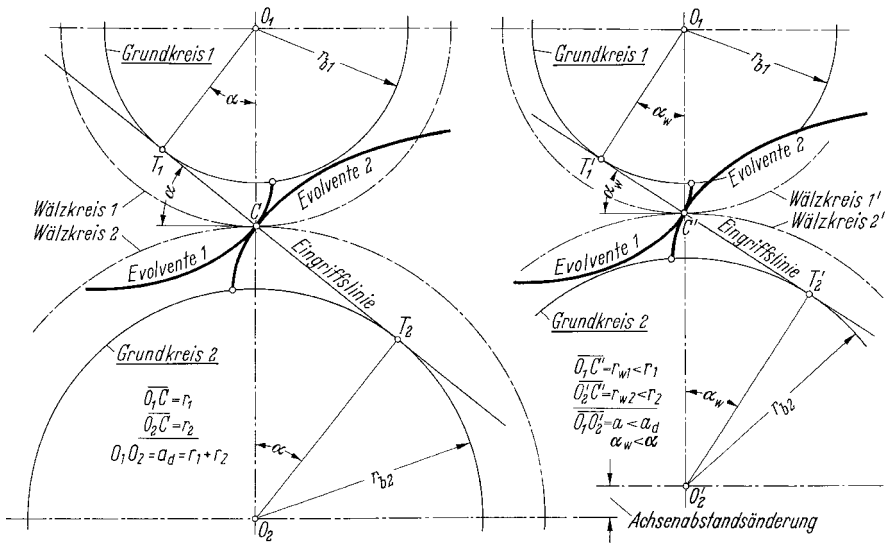


Abb. 6.14. Grundlagen der Evolventenverzahnung

rechtwinkligen Dreiecken $O_1 T_1 C$ und $O_2 T_2 C$ erscheint jeweils bei O der Winkel α , so daß gilt:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha \quad \text{und} \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha$$

oder

$$i = -\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = -\frac{r_2}{r_1}. \quad (6.13)$$

Das bedeutet aber, daß bei der Evolventenverzahnung das Übersetzungsverhältnis allein von den Grundkreisen abhängig ist. In Abb. 6.14 (rechts) ist der Achsabstand auf $a = a_d - \Delta a$ verringert. Da die Grundkreise dieselben wie links sind, ergeben sich also auch die gleichen Evolventen. Auch das Übersetzungsverhältnis bleibt nach Gl. (6.13) genau das gleiche. Es stellen sich nur andere Wälzkreise und ein neuer Eingriffswinkel α_w ein. Die Evolventenverzahnung ist also unempfindlich gegen Achsenabstandsänderungen.

Vorteile. Warum im Maschinenbau fast nur Evolventenverzahnungen verwendet werden, liegt hauptsächlich in den nachfolgend aufgeführten Vorteilen begründet:

- Einfache Herstellung: geradflankige Werkzeuge werden an einem Kreis abgewälzt.
- Unempfindlich gegen Achsabstandsveränderungen: der Achsabstand kann angepaßt und grob toleriert werden.
- Alle Zahnräder mit gleicher Teilung können gepaart werden: unabhängig von der Zähnezahle können Zahnräder gepaart und ausgetauscht werden.

Nachteile. Um hinreichende Betriebssicherheit und Lebensdauer zu erzielen, sind die Nachteile der Evolventenverzahnung bei der Dimensionierung zu beachten. Die Zahnflanken außenverzahnter Räder sind immer konvex, da die Zahnflanken keinen Wendepunkt aufweisen. Dadurch entsteht zum einen eine hohe Zahnflankenpressung und zum anderen ein geringer hydrodynamischer Traganteil. Außerdem besteht bei Zahnrädern mit kleinen Zähnezahlen die Gefahr des Unterschnitts, d. h. dünner Zahnfuß und kürzere aktive Zahnflanke.

6.1.1.3 *Bezugsprofil und Herstellung*

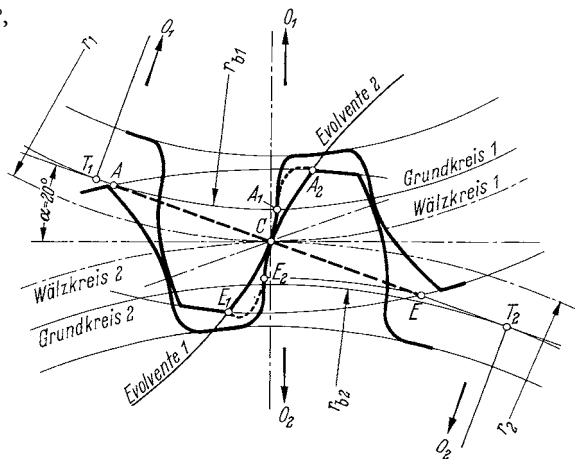
Aus praktischen Gründen (Austauschbarkeit und Vereinheitlichung der Werkzeuge) ist eine „Normverzahnung“ mit einem Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ festgelegt worden. Ein Getriebe mit

Eingriffswinkel	$\alpha = 20^\circ$,
Wälzkreis- gleich Teilkreisradien	$r_{w1} = r_1 = mz_1/2$ und $r_{w2} = r_2 = mz_2/2$,
Achsabstand	$a_d = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2)/2$,
Zahndicke auf Wälzkreis	$s_1 = s_2 = p/2 = m\pi/2$.

wird als „Nullgetriebe“ bezeichnet (Abb. 6.15). Die Schnittpunkte der Kopfkreise mit den Evolventen liefern die Kopfeckpunkte E_1 und A_2 und auf der Eingriffslinie die Punkte E und A. Bei treibendem linksdrehendem Ritzel beginnt der Eingriff in A und er endet in E. Der Abstand $\overline{AE}$ ist die Eingriffsstrecke g_α . Die Fußpunkte A_1 und E_2 begrenzen die jeweils unterhalb von C ausgenutzten Flankenstücke. Unterhalb A_1 und E_2 sind die Fußausrundungen eingezeichnet, die außerhalb der gestrichelt gezeichneten relativen Kopfeckbahnen liegen.

Wird nun die Zähnezahzahl des Rades 2 vergrößert, so wachsen entsprechend der Wälzkreisradius r_2 , der Grundkreisradius r_{b2} und der Krümmungsradius ϱ im Wälzpunkt an. Für $z_2 = \infty$ werden die genannten Größen unendlich groß.

Abb. 6.15. Nullgetriebe mit $\alpha = 20^\circ$, $z_1 = 15$ und $z_2 = 20$



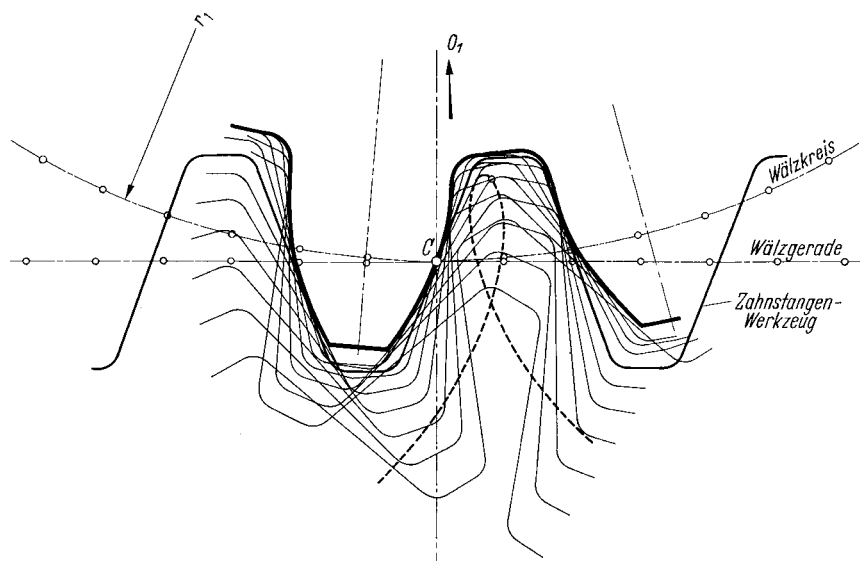


Abb. 6.18. Herstellung einer Elvolventenverzahnung mit geradflankigem Zahnstangen-Werkzeug

Abb. 6.17 rechts dargestellt. Für die Herstellung der Fußausrundung sind dem Kopfspiel c entsprechend die Werkzeugschneiden über das Maß m hinaus verlängert. Die Kopfspielrundung muß an oder unterhalb von A_2 beginnen, so daß der Abrundungsradius $\varrho_{a0} = c/(1 - \sin \alpha_0)$ wird.

Die Entstehung der Flanke als Hüllkurve eines geradflankigen Zahnstangenwerkzeuges ist noch deutlicher in Abb. 6.18 dargestellt. Zahnräder können aber auch mit einem Schneidrad hergestellt werden, das hinterschliffene Zahnflanken und einen hinterschliffenen Außendurchmesser besitzt. Dieses Schneidrad führt beim Abwälzen wie der Hobelkamm eine hin- und hergehende Stoßbewegung in Zahnrichtung aus. In DIN 3972 sind abhängig vom Fertigungsverfahren vier Werkzeug-Bezugsprofile mit unterschiedlichen Werkzeug-Zahnkopfhöhen definiert:

Werkzeug- Bezugsprofil	Zahnkopfhöhe h_{aP0} [mm]	Fertigungsverfahren
I	$1,167 \cdot m$	Fertigbearbeitung mit Wälzfräser und Hobelkamm
II	$1,25 \cdot m$	Fertigbearbeitung mit Schneidrad und Wälzfräser
III	$1,25 \cdot m + 0,25 \cdot m^{1/3}$	Vorbearbeitung zum Schleifen oder Schaben
IV	$1,25 \cdot m + 0,6 \cdot m^{1/3}$	Vorbearbeitung zum Schlichten

Für das am Zahnrad entstehende Kopfspiel gilt jeweils $c = h_{aP0} - m$.

6.1.1.4

Unterschnitt und Grenzzähnezahl

Das Profil des Zahnfußes kann zeichnerisch ermittelt werden, indem zuerst die Relativbahn des Abrundungsmittelpunktes A_m bestimmt und danach im Abstand ϱ die Hüllkurve (oder Äquidistante) gezogen wird. Bei nicht zu kleinen Zähnezahlen gehen die Evolvente und die Hüllkurve (Fußausrundung) tangential ineinander über. Bei sehr geringen Zähnezahlen dringt das Werkzeug jedoch zu weit in den Zahnfuß ein, so daß ein Unterschnitt entsteht. In Abb. 6.19 ist der Zahn eines Zahnrades mit $z_1 = 7$ Zähnen dargestellt, bei dem infolge Unterschnitt der Zahnfuß viel zu schwach und die wirksame Eingriffsstrecke zu klein ist. Ein Vergleich der Abb. 6.16 und 6.19 zeigt, daß theoretisch nur dann eine brauchbare Zahnform entsteht, wenn der Punkt A' innerhalb von T_1-C zu liegen kommt. Für den Grenzfall, in dem $A' = A$ auf T_1 liegt, gilt nach Abb. 6.20:

$$\text{aus } \triangle O_1 T_1 C \text{ folgt } \overline{T_1 C} = \frac{m}{2} z_g \sin \alpha ,$$

$$\text{aus } \triangle T_1 P C \text{ folgt } \overline{T_1 C} = \frac{h_{Na0}}{\sin \alpha} = \frac{h_{Na0}^* m}{\sin \alpha} .$$

Dabei ist h_{Na0} die Zahnkopf-Nutzhöhe des Werkzeugs. Die rechnerische Grenzzähnezahl ist dann

$$z_g = \frac{2 \cdot h_{Na0}^*}{\sin^2 \alpha} . \quad (6.14)$$

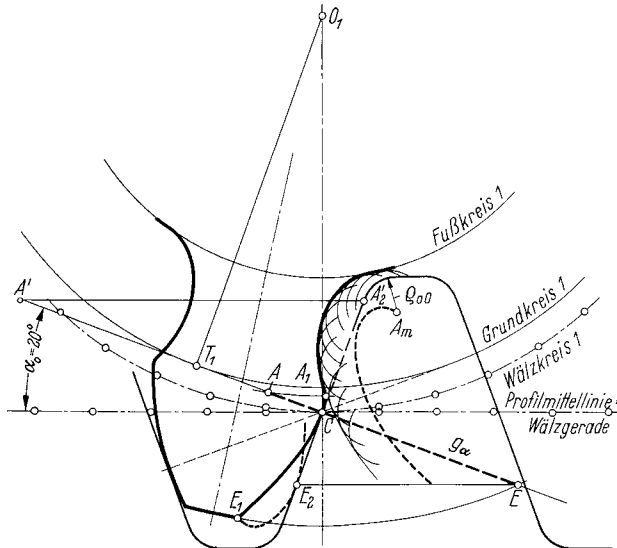
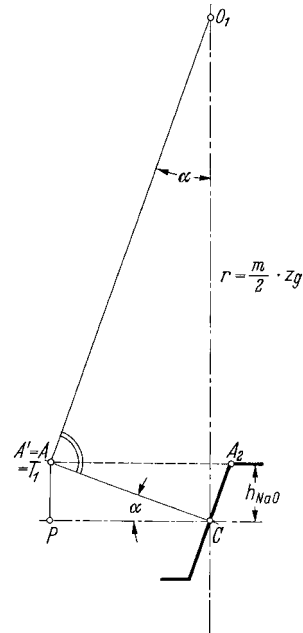


Abb. 6.19. Unterschnitt bei Herstellung mit Hobelkamm ($z = 7$)

Abb. 6.20. Ermittlung der theoretischen Grenzzähnezahl

und ist vom Herstellungs-Eingriffswinkel α_0 und von der nutzbaren Zahnkopfhöhe abhängig. Zu beachten ist, daß bei $\rho_{a0} < c/(1 - \sin \alpha_0)$ der Punkt A_2 (Abb. 6.17 und 6.20) nach oben wandert, so daß h_{Na0} größer als einmal Modul wird und der Zahnfuß daher auch früher unterschritten wird. Die Grenzzähnezahl wird dann größer.

Mit einer Werkzeug-Zahnkopfhöhe $h_{ap0} = 1,25 \cdot m$ (Bezugsprofil II nach DIN 3972) ergeben sich abhängig vom Kopfrundungsradius ρ_{a0} des Werkzeuges bei einem Herstellungs-Eingriffswinkel von $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$ folgende Grenzzähnezahlen:

Kopfabrundungs- radius ρ_{a0}	nutzbare Zahnkopfhöhe h_{Na0}^*	Grenzzähnezahl z_g
$0,25 \cdot m / (1 - \sin 20^\circ)$ $= 0,38 \cdot m$	$1,25 - 0,38 (1 - \sin 20^\circ) = 1$	17
$0,2 \cdot m$	$1,25 - 0,2 (1 - \sin 20^\circ) = 1,118$	19
0	$1,25 - 0 (1 - \sin 20^\circ) = 1,25$	21

Bei einer Normverzahnung mit $\alpha_0 = 20^\circ$ und $\rho_{a0} = c/(1 - \sin 20^\circ)$ wird die theoretische Grenzzähnezahl also $z_g = 17$. Ein wirklich schädlicher Einfluß des Unterschneidens macht sich jedoch erst unterhalb der sogenannten praktischen Grenzzähnezahl z'_g bemerkbar, die etwa bei $5/6$ unter z_g liegt. Für $\alpha_0 = 20^\circ$ wird dann $z'_g = 14$.

Daraus folgt für den Mindestprofilverschiebungsfaktor

$$x_{\min} = h_{\text{Na}0}^* - \frac{z}{2/\sin^2\alpha}$$

oder mit Gl. (6.14)

$$x_{\min} = \frac{z_g - z}{2/\sin^2\alpha}. \quad (6.15)$$

Für eine Normverzahnung mit $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$ und $h_{\text{Na}0} = m$ gilt dann:

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}.$$

Nach DIN 3960 genügt für die Praxis, die Mindestprofilverschiebung auf die praktische Grenzzähnezahl z'_g zu beziehen. Für eine Normverzahnung ($\alpha = 20^\circ$ und $h_{\text{Na}0} = m$) wird dann

$$x_{\min} = \frac{z'_g - z}{2/\sin^2\alpha} = \frac{14 - z}{17}.$$

Aus Gl. (6.15) ist zu ersehen, daß sich für $z > z_g$ negative Werte ergeben. Das Ergebnis dieser Gleichung kann also folgendermaßen interpretiert werden:

$x \cdot m$ positiv: Eine positive Profilverschiebung um mindestens $+x \cdot m$ ist erforderlich, um Unterschnitt zu vermeiden.

$x \cdot m$ negativ: Eine negative Profilverschiebung von $-x \cdot m$ ist zulässig, bevor Unterschnitt auftritt.

Das heißt, je kleiner die Zähnezahl, desto größer muß die erforderliche positive Profilverschiebung sein. Aber auch, je größer die Zähnezahl, desto größer darf die zulässige negative Profilverschiebung sein.

Für das Zahnrad mit $z = 7$ Zähnen ist nach Gl. (6.15) der Mindestprofilverschiebungsfaktor $x_{\min} = (17 - 7)/17 = 0,588$. In Abb. 6.22 wurde daher $x = 0,59$ gewählt. Man erkennt deutlich, daß kein Unterschnitt mehr vorhanden ist. Allerdings ist in diesem Beispiel die sogenannte Spitzengrenze überschritten, so daß hier der Kopfkreisradius um den Betrag k verringert werden mußte, um noch eine gewisse Zahndicke im Kopf zu erhalten. Mit $m = 5$ mm und der Kopfhöhenänderung $k = k^* \cdot m = -0,15 \cdot 5$ mm (negativer Wert bedeutet Kopfkürzung, positiver Wert Kopferhöhung) wird der Kopfkreisradius

$$r_a = r + m + xm + k^* m = 35 + 5 + 0,59 \cdot 5 - 0,15 \cdot 5 = \underline{42,2 \text{ mm}}.$$

Zahndicke. Eine positive Profilverschiebung hat zur Folge, daß der Zahn dicker, aber auch spitzer wird (Abb. 6.21 und 6.22). Außerdem ist in Abb. 6.22 dargestellt, daß auf dem Herstellungswälzkreis Zahndicke und Zahnücke nicht mehr gleich groß sind. Die Zahndicke wird um den Betrag $\Delta s = 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan\alpha$ größer, und da bei Herstellung mit einem Hobelkamm oder Wälzfräser der Herstellungswälzkreis gleich Teilkreis ist, ist die Zahndicke im Teilkreis

$$s = \frac{p}{2} + 2xm \tan\alpha = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan\alpha \right). \quad (6.16)$$

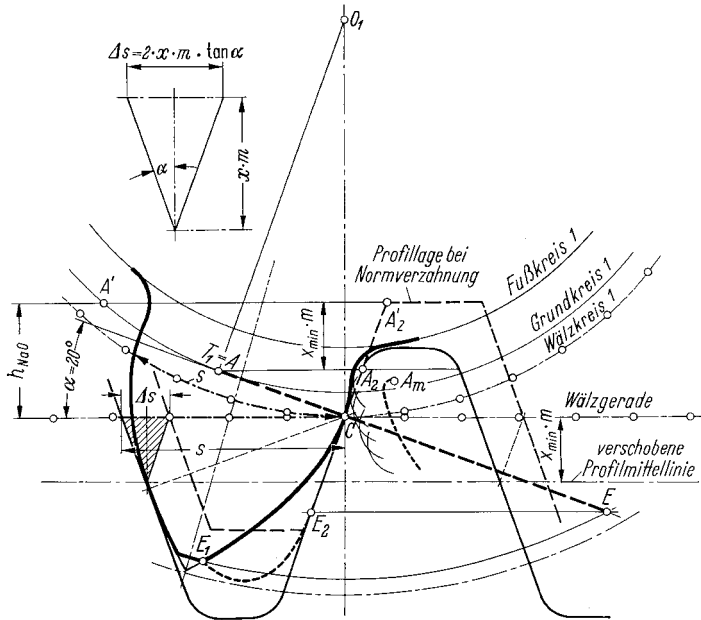


Abb. 6.22. Profilverschiebung zur Vermeidung von Unterschnitt ($z = 7$, $x = 0,59$, $k^* = -0,15$)

Die Zahndicke s_y auf einem Kreis mit beliebigem Radius läßt sich bei gegebener Zahndicke auf den Teilkreis mit Hilfe von Abb. 6.23 ableiten:

$$s_y = 2r_y [\widehat{\delta} - (\widehat{\varphi}_y - \widehat{\varphi})] \quad \text{mit} \quad \widehat{\delta} = \frac{s}{2r}.$$

Mit s nach Gl. (6.16), $\widehat{\varphi} = \text{inv } \alpha$, $\widehat{\varphi}_y = \text{inv } \alpha_y$ und $2r = m \cdot z$ ergibt sich

$$s_y = 2r_y \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right) - (\text{inv } \alpha_y - \text{inv } \alpha) \right]. \quad (6.17)$$

Der Profilwinkel α_y kann aus Gl. (6.10) mit $r_b = r \cdot \cos \alpha$ berechnet werden:

$$\cos \alpha_y = \frac{r_b}{r_y} = \frac{r}{r_y} \cos \alpha. \quad (6.18)$$

Mit den Gl. (6.17 und 6.18) können die Zahndicken auf beliebigen Kreisen genau berechnet werden. Für die Profilverschiebung von besonderem Interesse ist die Zahndicke im Kopfkreis:

$$s_a = 2r_a \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right) - (\text{inv } \alpha_a - \text{inv } \alpha) \right]. \quad (6.19)$$

bzw. mit Gl. (6.18)

$$p_y = p \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_y} . \quad (6.21)$$

Die Teilung p_y auf dem Grundkreis wird dann mit $r_y = r_b$ und $\alpha_y = 0$:

$$p_b = p \cos \alpha .$$

Nach Abb. 6.24 ist die Grundkreisteilung p_b auch gleich der auf der Eingriffsgeraden gemessenen Eingriffsteilung p_e (gleich senkrechter Abstand zweier gleichgerichteter Flanken) so daß gilt:

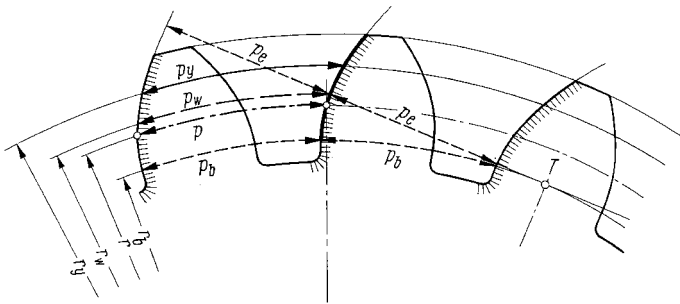
$$p_b = p_e = p \cos \alpha . \quad (6.22)$$

6.1.1.6

Zahnradpaarung

Mit denselben Normwerkzeugen ($\alpha_0 = 20^\circ$) werden Zahnräder mit und ohne Profilverschiebung hergestellt. Zahnräder mit gleichem Modul können spielfrei miteinander gepaart werden. Wie in Abb. 6.14 dargestellt, sind die Grundkreis- und Teilkreisradien von der Profilverschiebung unabhängig. Alle anderen Größen wie Achsabstand, Wälz-, Fuß- und Kopfkreisradien, Betriebseingriffswinkel usw. verändern sich mit der Profilverschiebung.

Achsabstand und Profilverschiebung. Der sich einstellende Achsabstand wird mit a bezeichnet, die Radien der sich einstellenden Betriebswälzkreise mit r_{w1} und r_{w2} , der sich einstellende Betriebseingriffswinkel mit α_w und die Teilung auf den Betriebswälzkreisen mit p_w . Der allgemeine Fall des profilverschobenen V-Getriebes schließt die Sonderfälle Nullgetriebe und V-Nullgetriebe mit ein. Zur Berechnung der Verzahnungsdaten sind grundsätzlich zwei Berechnungswege möglich:



- p_y = Teilung auf beliebigem Kreis mit r_y
 p = Teilung auf dem Herstellungswälzkreis mit r
 p_w = Teilung auf dem Betriebswälzkreis mit r_w
 p_b = Teilung auf dem Grundkreis mit r_b
 p_e = Teilung auf der Eingriffsgeraden

Abb. 6.24. Teilungen

Fall I: Profilverschiebungsfaktoren und Zähnezahlen gegeben.

Damit zwei Zahnräder spielfrei miteinander abwälzen können, muß die Summe der Zahndicke s_{w1} des Rades 1 und der Zahndicke s_{w2} des Rades 2 gleich der Teilung p_w sein. Nach Gl. (6.17) ist

$$s_{w1} = 2r_{w1} \left[\frac{1}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha \right) - (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) \right],$$

$$s_{w2} = 2r_{w2} \left[\frac{1}{z_2} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \tan \alpha \right) - (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) \right].$$

Mit

$$2r_{w1} = \frac{z_1 p_w}{\pi} \quad \text{und} \quad 2r_{w2} = \frac{z_2 p_w}{\pi} \quad \text{und} \quad s_{w1} + s_{w2} = p_w$$

ergibt sich durch Addition und Auflösung nach $\operatorname{inv} \alpha_w$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha. \quad (6.23)$$

Daraus läßt sich mit Hilfe der Evolventenfunktionstabelle (Tabelle 6.1) der Betriebseingriffswinkel α_w bestimmen. Nach Gl. (6.18) können damit die Wälzkreise berechnet werden:

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad \text{und} \quad r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Der Achsabstand ergibt sich zu

$$a = r_{w1} + r_{w2} = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = a_d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (6.24)$$

Fall II: Achsabstand und Zähnezahlen sind gegeben.

Mit Hilfe der Gl. (6.24) kann der Betriebseingriffswinkel berechnet werden:

$$\cos \alpha_w = \frac{a_d}{a} \cos \alpha = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a} \cos \alpha. \quad (6.24a)$$

Danach wird Gl. (6.23) nach $(x_1 + x_2)$ umgestellt:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha). \quad (6.23a)$$

Man erhält also die Summe der Profilverschiebungsfaktoren, die sinnvoll in x_1 (für Rad 1) und x_2 (für Rad 2) aufgeteilt werden müssen.

Wahl von $x_1 + x_2$. Die Größe von $x_1 + x_2$ ist hauptsächlich davon abhängig, ob eine möglichst große Tragfähigkeit oder eine gute Überdeckung erzielt werden soll. Außerdem können konstruktive Randbedingungen, wie vorgegebener Achsabstand, für die Wahl von $x_1 + x_2$ entscheidend sein. Nach DIN 3992 erreicht man Verzahnungen mit

- großer Tragfähigkeit mit $(x_1 + x_2) \approx 1$ (0,7 ... 1,2) und
- guten Überdeckungsgraden mit $(x_1 + x_2) \approx -0,2$ (-0,4 ... 0).

Für Zahnradpaare mit kleinen Zähnezahlsommen ($z_1 + z_2 < 40$) darf die Summe der Profilverschiebungsfaktoren nicht zu klein sein, damit Unterschnitt vermieden werden kann ($x_1 + x_2 > 0$). Eine ausgeglichene Verzahnung bezüglich Tragfähigkeit und Gleitgeschwindigkeit kann mit $x_1 + x_2 = 0,2 \dots 0,4$ erreicht werden.

Aufteilung von x_1 und x_2 . Die Aufteilung von x_1 und x_2 kann, was das Abwälzen der Verzahnung betrifft, beliebig vorgenommen werden. In jedem Fall ist darauf zu achten, daß bei positiver Profilverschiebung die Zähne nicht spitz und bei negativer Profilverschiebung nicht unterschritten werden. Sonst gilt grundsätzlich dasselbe wie bei der Wahl von $x_1 + x_2$. Je größer die Profilverschiebung, desto größer die Tragfähigkeit (besonders Zahnfußtragfähigkeit als Folge von dickeren Zähnen), bei kleinen Profilverschiebungsfaktoren wird die Überdeckung besser. Allgemein wird empfohlen, die Profilverschiebung von Rad 1 etwas größer zu wählen als von Rad 2, da die Zähne des kleineren Rades schwächer sind.

Eine sinnvolle Aufteilung von x_1 und x_2 kann nach DIN 3992 mit Hilfe von Diagrammen erfolgen. Eine elegantere Möglichkeit bieten heute jedoch Berechnungsprogramme für Maschinenelemente, mit deren Hilfe sehr schnell unterschiedliche Varianten durchgerechnet werden können, um aus dem Vergleich der Ergebnisse die optimale Verzahnung zu erhalten.

Eine Empfehlung für die Wahl und die Aufteilung von x_1 und x_2 gibt auch DIN 3994/3995 mit der sogenannten 05-Verzahnung, bei der jedes Zahnrad einen konstanten Profilverschiebungsfaktor $x_1 = x_2 = 0,5$ erhält. Es handelt sich hierbei um ein V-Getriebe mit $x_1 + x_2 = 1$, bei dem es mit genormten Moduln jedoch nicht möglich ist, beliebige vorgegebene Achsabstände zu verwirklichen. Der Vorteil der 05-Verzahnung liegt in der relativ hohen Tragfähigkeit. Die einfache Anwendung, indem die wichtigsten Verzahnungsdaten aus Tabellen entnommen werden können, spielt bei der Anwendung von Rechnerprogrammen heute nur noch eine untergeordnete Rolle.

Fuß- und Kopfkreisradien. Der von einem zahnstangenförmigen Werkzeug erzeugte Fußkreisradius wird durch die Kopfhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils h_{aP0} und die Profilverschiebung bestimmt:

$$r_f = r - h_{aP0} + xm = r - (m + c) + xm. \quad (6.25)$$

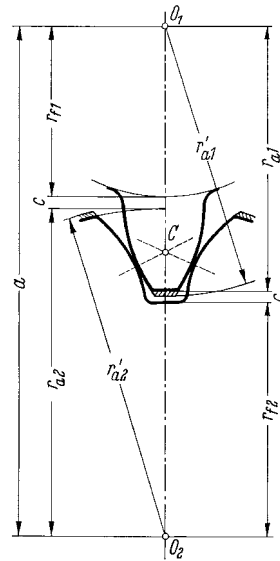
Um bei der Zahnradpaarung ein ausreichendes Kopfspiel c zu erhalten, muß die Zahnfußhöhe größer als die Zahnkopfhöhe des Gegenrades sein (Abb. 6.25). Das Kopfspiel ergibt sich durch die Wahl des Verzahnungswerkzeuges (nach Kap 6.1.1.3 wird mit Werkzeug-Bezugsprofil I nach DIN 3972: $c = 0,167 \cdot m$ und mit Bezugsprofil II: $c = 0,25 \cdot m$).

Die Kopfkreisradien sind abhängig von der Profilverschiebung und der Kopfhöhenänderung k :

$$r_a = r + m + xm + k. \quad (6.26)$$

Eine Änderung der Kopfhöhe kann als Kopfkürzung ($k = -k^* \cdot m$) erforderlich sein, wenn der Zahn zu spitz wird (Abb. 6.22). Unter Umständen sind die Kopf-

Abb. 6.25. Kopfspiel



höhen zu verändern, um ein vorgegebenes Kopfspiel c einzuhalten. Da die Achsabstandsdifferenz nicht gleich der Summe der Profilverschiebung, sondern

$$\Delta a < (x_1 + x_2) m$$

ist, werden profilverschobene Räder (V-Getriebe) enger zusammengeschoben. Dadurch wird das Kopfspiel der Paarung kleiner als das dem Werkzeug entsprechende Kopfspiel. Soll dieses aber eingehalten werden, so müssen die Kopfkreise nach Abb. 6.25 von r'_a auf r_a gekürzt werden:

$$r_{a1} = a - (r_{f2} + c) \quad \text{und} \quad r_{a2} = a - (r_{f1} + c).$$

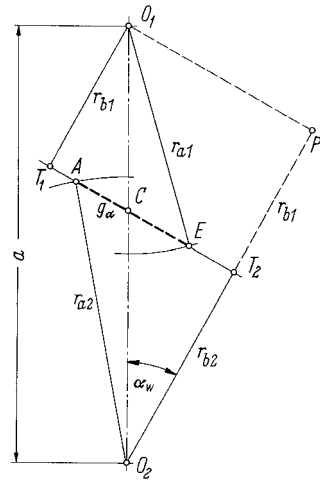
Mit $k = r_{a1} - r'_{a1} = r_{a2} - r'_{a2}$ und r_{f1} und r_{f2} nach Gl. (6.25) ergibt sich die erforderliche Kopfhöhenveränderung zu

$$k = k^* m = a - a_d - m(x_1 + x_2). \quad (6.27)$$

Die hiernach berechneten Kopfhöhenveränderungen ergeben sich vorzeichengerecht, d.h. negative Werte bedeuten Kopfkürzung. Die berechneten Werte sind jedoch häufig so klein, daß sie durch die zur Erzeugung des Flankenspiels notwendige negative Profilverschiebung ausgeglichen werden. Bei Werkzeug-Bezugsprofil I ($c = 0,167 \cdot m$) können $k^* > -0,05$ und bei Bezugsprofil II ($c = 0,25 \cdot m$) können $k^* > -0,1$ vernachlässigt werden.

Überdeckung. Der Überdeckungsgrad geradverzahnter Stirnräder mit profilverschobener Evolventenverzahnung ergibt sich aus dem in Abb. 6.26 dargestellten Eingriffsverhältnissen. Bei linksdrehendem, treibendem Ritzel beginnt der Eingriff in A und endet in E. In diesen Stellungen sind die Zahnflanken einge-

Abb. 6.27. Geometrische Verhältnisse zur Berechnung der Eingriffsstrecke g_α



Hiermit und mit $p_w = p \cos \alpha / \cos \alpha_w$ nach Gl. (6.21) und mit $r_{b1} = r_{w1} \cos \alpha_w$ nach Gl. (6.10) wird der Überdeckungsgrad nach Gl. (6.7):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{l}{p_w} = \frac{g_\alpha r_{w1}}{p_w r_{b1}} = \frac{g_\alpha}{p_w \cos \alpha_w} = \frac{g_\alpha}{p \cos \alpha} = \frac{g_\alpha}{p_e} > 1.$$

Zur Berechnung der Eingriffsstrecke g_α liefert Abb. 6.27 die erforderlichen geometrischen Beziehungen:

$$g_\alpha = \overline{T_1 E} + \overline{T_2 A} - \overline{T_1 T_2}.$$

$$\text{Aus Dreieck } O_1 T_1 E \quad \text{folgt:} \quad \overline{T_1 E} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}.$$

$$\text{Aus Dreieck } O_2 T_2 A \quad \text{folgt:} \quad \overline{T_2 A} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}.$$

$$\text{Aus Dreieck } O_1 O_2 P \quad \text{folgt:} \quad \overline{T_1 T_2} = \overline{O_1 P} = a \sin \alpha_w.$$

Der Überdeckungsgrad einer Geradverzahnung, Profilüberdeckung genannt, kann also nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha}. \quad (6.28)$$

Die Gl. (6.28) gilt für alle Null- und V-Getriebe, bei denen die Zahnköpfe nicht abgerundet bzw. angefast (Kopfrücknahme) und die Zähne nicht unterschritten sind, weil dadurch die aktive Evolventenflanke und somit auch die Länge der Eingriffsstrecke verkürzt werden (siehe DIN 3990).

Beispiel: Geradverzahnung

Gegeben sind $z_1 = 11$; $z_2 = 29$; $m = 6$ mm; $a = 125$ mm; $x_1 = 0,5$ mm und $c^* = 0,2$. Gesucht werden α_w ; x_2 ; die Radien; ε_α und die Zahndicken des Ritzels.

$$a_d = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = 3 \text{ mm} \cdot 40 = 120 \text{ mm};$$

$$r_1 = \frac{m}{2} z_1 = 33 \text{ mm}; \quad r_2 = \frac{m}{2} z_2 = 87 \text{ mm}.$$

$$\text{Gl. (6.24a)} \quad \cos \alpha_w = \frac{a_d}{a} \cos \alpha = \frac{120}{125} \cos 20^\circ = 0,902105,$$

$$\alpha_w = 25^\circ 33' 50'' = 25,564^\circ, \quad \text{inv } \alpha_w = 0,032172$$

$$\text{inv } \alpha = 0,014904$$

$$\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha = 0,017268$$

$$\begin{aligned} \text{Gl. (15a)} \quad \underline{x_1 + x_2} &= \frac{(z_1 + z_2) (\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)}{2 \tan \alpha} \\ &= \frac{40 \cdot 0,017268}{2 \cdot 0,3640} = \frac{0,34536}{0,3640} = \underline{0,9488}. \end{aligned}$$

Aufteilung: $x_1 = 0,5$; $x_2 = 0,4488$

$$\text{Gl. (6.25)} \quad r_{f1} = r_1 - (m + c) + m x_1 = 33 - 1,2 \cdot 6 + 6 \cdot 0,5 = 28,80 \text{ mm}$$

$$r_{f2} = r_2 - (m + c) + m x_2 = 87 - 1,2 \cdot 6 + 6 \cdot 0,4488 = 82,49 \text{ mm}$$

Erforderliche Kopfhöhenänderung nach Gl. (6.27):

$$k = a - a_d - m (x_1 + x_2) = 125 - 120 - 6 \cdot 0,9488 = -0,69 \text{ mm}$$

$$\text{Gl. (6.26)} \quad r_{a1} = r_1 + m + m x_1 + k = 33 + 6 + 6 \cdot 0,5 - 0,69 = 41,3 \text{ mm}$$

$$r_{a2} = r_2 + m + m x_2 + k = 87 + 6 + 6 \cdot 0,4488 - 0,69 = 95,0 \text{ mm}$$

$$\text{Gl. (6.10)} \quad r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 33 \cos 20^\circ = 31,01 \text{ mm}$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = 87 \cos 20^\circ = 81,75 \text{ mm}$$

$$(r_{b1} + r_{b2}) = 112,76 \text{ mm}$$

$$\text{Gl. (6.28)} \quad \varepsilon_a = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = 1,227.$$

Zahndicke auf dem Kopfkreis:

$$\text{Gl. (6.18)} \quad \cos \alpha_{a1} = \frac{r_1}{r_{a1}} \cos \alpha = \frac{33}{41,31} \cos 20^\circ = 0,750662,$$

$$\alpha_{a1} = 41^\circ 21' 8'' = 41,3522^\circ,$$

$$\text{inv } \alpha_{a1} = 0,15840$$

$$\text{inv } \alpha = 0,01490$$

$$\text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha = 0,14350$$

$$\text{Gl. (6.17)} \quad 2x_1 \tan \alpha = 2 \cdot 0,5 \cdot 0,3640 = 0,3640$$

$$\pi/2 = 1,5708$$

$$\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha = 1,9348$$

$$\frac{1}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha \right) = \frac{1,9348}{11} = 0,1759$$

$$\text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha = 0,1435$$

$$[] = 0,0324$$

$$\underline{s_{a1}} = 2r_{a1} [] = 2 \cdot 41,31 \cdot 0,0324 = 2,677 \text{ mm}$$

$$(s_{a \text{ min}} = 0,2 \text{ m} = 1,2 \text{ mm}).$$

Zahndicke auf dem Grundkreis nach Gl. (6.17) mit $r_y = r_b$; $\alpha_y = 0$; $\text{inv } \alpha_y = 0$

$$\underline{s_{b1}} = 2r_{b1} \left[\frac{1}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha \right) + \text{inv } \alpha \right]$$

$$= 2 \cdot 31,01 \cdot [0,1759 + 0,0149] = \underline{\underline{11,833 \text{ mm}}}.$$

Um den Einfluß positiver Profilerschiebung anschaulich darzustellen, ist in Abb. 6.28 für die Zähnezahlen $z_1 = 11$ und $z_2 = 29$ je ein Zahnpaar mit unterschiedlicher Profilverschiebung aufgezeichnet. Nr. 1 ist ein Nullgetriebe mit $a = a_d = 120 \text{ mm}$, Nr. 2 bis Nr. 5 sind V-Getriebe mit jeweils $a = 125 \text{ mm}$, Nr. 6 ist eine 05-Verzahnung nach DIN 3994/3995, die einen Achsabstand von $a = 125,243 \text{ mm}$ ergibt und Nr. 7 ist eine MAAG-Verzahnung mit $\alpha_0 = 15^\circ$ und $a = 125,89 \text{ mm}$. Die MAAG-Verzahnung ist seit etwa 1920 bekannt und benutzte schon früh profilverschobene Zahnprofile und Betriebseingriffswinkel, die einen Kompromiß zwischen den verschiedenen Anforderungen (große Tragfähigkeit, hohe Überdeckung, günstige Gleitverhältnisse, Vermeidung spitzer Zahnformen usw.) schlossen. In Tabelle 6.2 sind die Zahlenwerte für die verschiedenen Zahnradpaarungen zusammengestellt. Die Verbesserung der Ritzelzahnform mit zunehmender Profilverschiebung ist in Abb. 6.29 für die Fälle 1 bis 5 noch deutlicher in vergrößerter Darstellung zu erkennen.

6.1.1.7

Innenverzahnung

Wie die Prinzipskizze Abb. 6.43 zeigt, arbeitet ein außenverzahntes Ritzel 1 mit einem innenverzahnten Hohlrad 2 zusammen. Beide Zahnräder haben die gleiche Drehrichtung.

Vorteile. Diese Getriebe bauen raumsparend und die Außenfläche des Hohlrades kann als Riemenscheibe, Bremse, Stirnrad oder Schneckenrad ausgebildet werden. Die Eingriffs- und Tragfähigkeitsverhältnisse sind günstig, weil die Flanken des Hohlrades konkav und die des Ritzels konvex sind. Dadurch erhält man

Abb. 6.28. Profilformen bei verschiedenen Profilverschiebungen ($z_2 = 11, z_2 = 29, m = 6 \text{ mm}$)

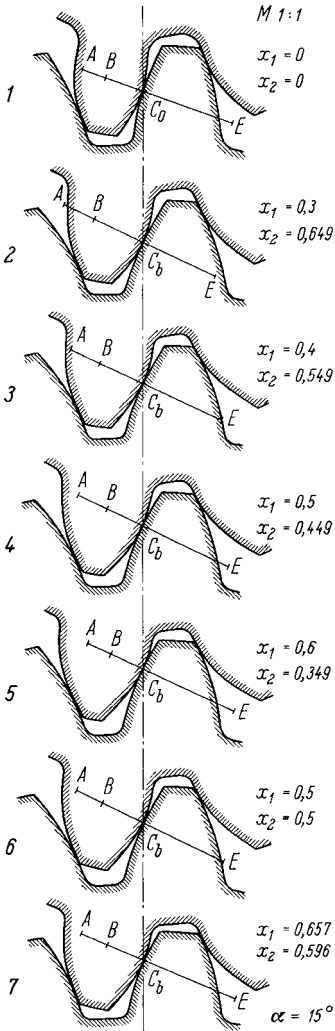


Abb. 6.29. Einfluß der positiven Profilverschiebung

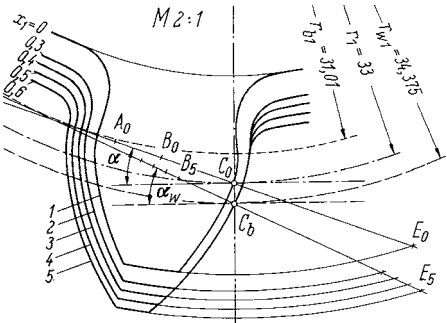


Tabelle 6.2 Zahlenwerte für die Zahnradpaarungen in Abb. 6.28 ($z_1 = 11$, $z_2 = 29$, $m = 6$ mm)

	Getriebe Nr.						
	1	2	3	4	5	6	7
Herstellungswinkel	α_0	20°	20°	20°	20°	20°	15°
Betriebseingriffswinkel	α_w	20°	25,564°	25,564°	25,564°	25,795°	22°58'
Profilverschiebungsfaktor	x_1	0	0,3	0,5	0,6	0,5	0,657
	x_2	0	0,649	0,449	0,349	0,5	0,596
Betriebswälzkreisradien	r_{w2}	33,00	34,375	34,375	34,375	34,442	34,62
	r_{w2}	87,00	90,625	90,625	90,625	90,801	91,27
Achsabstand	a	120,0	125,0	125,0	125,0	125,243	125,89
Grundkreisradien	r_{b1}	31,01	31,01	31,01	31,01	31,01	31,88
	r_{b2}	81,75	81,75	81,75	81,75	81,75	84,04
Fußkreisradien	r_{f1}	25,80	27,60	28,80	29,40	28,50	29,940
	r_{f2}	79,80	83,69	82,49	81,89	82,50	83,575
Fußhöhenfaktor	h_f^*	1,2	1,2	1,2	1,2	1,25	7/6
Kopfkreisradien	r_{a1}	39,00	40,11	41,31	41,91	41,24	41,43
	r_{a2}	93,00	96,20	95,00	94,40	95,24	94,95
Kopfhöhenänderung	k	0	-0,693	-0,693	-0,693	-0,757	-1,63
Überdeckungsgrad	ϵ_α	1,18	1,253	1,241	1,211	1,217	1,173
Zahndicke des Ritzels im Kopfkreis	s_{a1}	3,63	3,55	3,13	2,19	2,79	3,79

niedrige Hertzsche Pressungen, gute Schmierung und sehr hohe Wirkungsgrade. Die Anwendung ist sehr vielseitig, besonders bei Umlaufgetrieben (siehe Kap. 6.5) und bei Leistungsverzweigung, d.h. Verteilung des Leistungsflusses über mehrere Zwischen- oder Planetenräder.

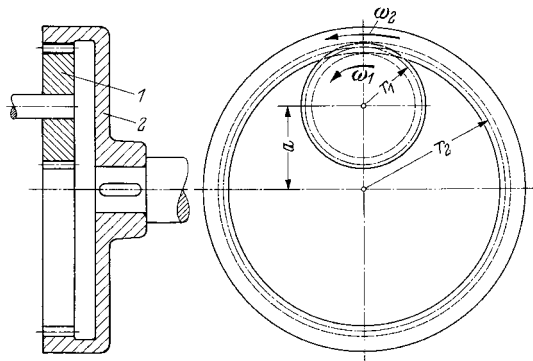
Nachteile. Lagerung und Herstellung sind schwieriger als bei Außenverzahnung. Innenverzahnungen können im Wälzverfahren nur mit Schneidrädern (Stoßrädern) hergestellt werden und Schleifen ist nur im Formverfahren möglich. Zu beachten sind vor allem auch die Eingriffsstörungen, die bei kleinen Achsabständen sowohl bei der Herstellung mit dem Schneidrad als auch beim Zusammenarbeiten von Ritzel und Hohlrad auftreten können.

Berechnung. Rein rechnerisch entsteht eine Zahnstange, indem der Teilkreisradius (Teilkreisdurchmesser) auf ∞ vergrößert wird, so daß dadurch auch die Zähnezah ∞ wird. Durch weiteres Vergrößern auf zunächst $-\infty$ wird der Teilkreisradius im weiteren Verlauf negative endliche Werte annehmen. Da der Modul stets positiv ist, wird auch die Zähnezah des Hohlrades negativ. Durch Berücksichtigung des negativen Vorzeichens für z_2 nehmen alle Hohlradradien und -durchmesser zwangsläufig negative Werte an, wenn für die Berechnungen die Gleichungen der Außenräder verwendet werden. Damit werden dann Achsabstand a und Zähnezahverhältnis u negativ, die Übersetzung i jedoch positiv.

Profilverschiebung. Auch Hohlräder können profilverschoben werden. Der Profilverschiebungsfaktor ist positiv, wenn der Zahn wie bei der Außenverzahnung dicker wird, also zum Zahnkopf rückt und negativ, wenn der Zahn dünner wird, also zum Zahnfuß hin verschoben wird. Die Summe der Profilverschiebungsfaktoren $x_1 + x_2$ wird durch vorzeichengerechte Addition der beiden Faktoren gebildet.

Je nach Wahl der Profilverschiebungsfaktoren wird auch hier zwischen Nullgetriebe ($x_1 = x_2 = 0$), V-Nullgetriebe ($x_1 + x_2 = 0$) und V-Getriebe ($x_1 + x_2 \neq 0$) unterschieden. Nullgetriebe sind wegen der ungünstigen Ritzelzahnformen (besonders bei kleinen Zähnezahlen z_1) und der hohen erforderlichen Kopf-

Abb. 6.30. Stirnradgetriebe mit Innenverzahnung



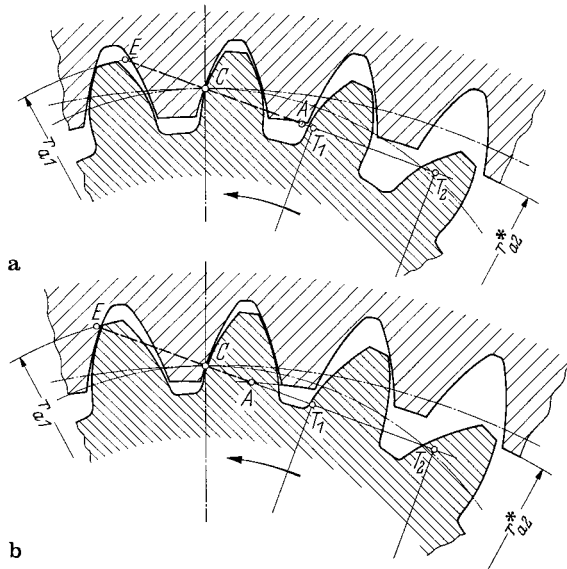


Abb. 6.31. Innenverzahnung ($\alpha = 20^\circ$, $z_1 = 18$ und $z_2 = -38$). a) Nullgetriebe mit $x_1 = x_2 = 0$; b) V-Nullgetriebe mit $x_1 = 0,5$ und $x_2 = -0,5$

kürzung am Hohlrads nicht zu empfehlen. Günstig sind V-Nullgetriebe mit $x_1 = -x_2 \approx 0,5$ und $|z_2| - z_1 \geq 10$. In Abb. 6.31 sind zum Vergleich für $m = 5$ mm, $z_1 = 18$ und $z_2 = -38$ die Verzahnungen des Nullgetriebes und des V-Nullgetriebes, dargestellt.

6.1.2

Verzahnungsgeometrie schrägverzahnter Stirnräder

Die Entstehung schrägverzahnter Stirnräder geht anschaulich aus Abb. 6.32 hervor. In Abb. 6.32a ist dargestellt, wie man sich ein Schräg Zahnstirnrad aus vielen sehr dünnen geradverzahnten Scheiben hergestellt denken kann, die gegeneinander so versetzt sind, daß sich jeweils der Wälzpunkt C auf einer Schraubenlinie $C-C'$, auf dem Teilzylinder befindet. Der spitze Winkel, den die Tangente an die Schraubenlinie mit einer Mantellinie ($C-C''$) im Berührungspunkt einschließt, heißt Schrägungswinkel β . Auch die Begrenzungslinien $K-K'$ auf dem Kopfzylinder sowie auf dem Fußzylinder und auch auf dem Grundzylinder ($G-G'$, Abb. 6.32b) sind Schraubenlinien, deren Steigungswinkel natürlich verschieden sind. Bei Zahnrädern wird allerdings immer der „Schrägungswinkel“ gegen die Mantellinie, die der Drehachse parallel ist, gemessen. Es ergibt sich also aus der Bedingung gleicher Steigung P aus den Steigungsdreiecken (Abb. 2.83)

$$\tan \beta = \frac{2 \pi r}{P} \quad \text{und} \quad \tan \beta_b = \frac{2 \pi r_b}{P}$$

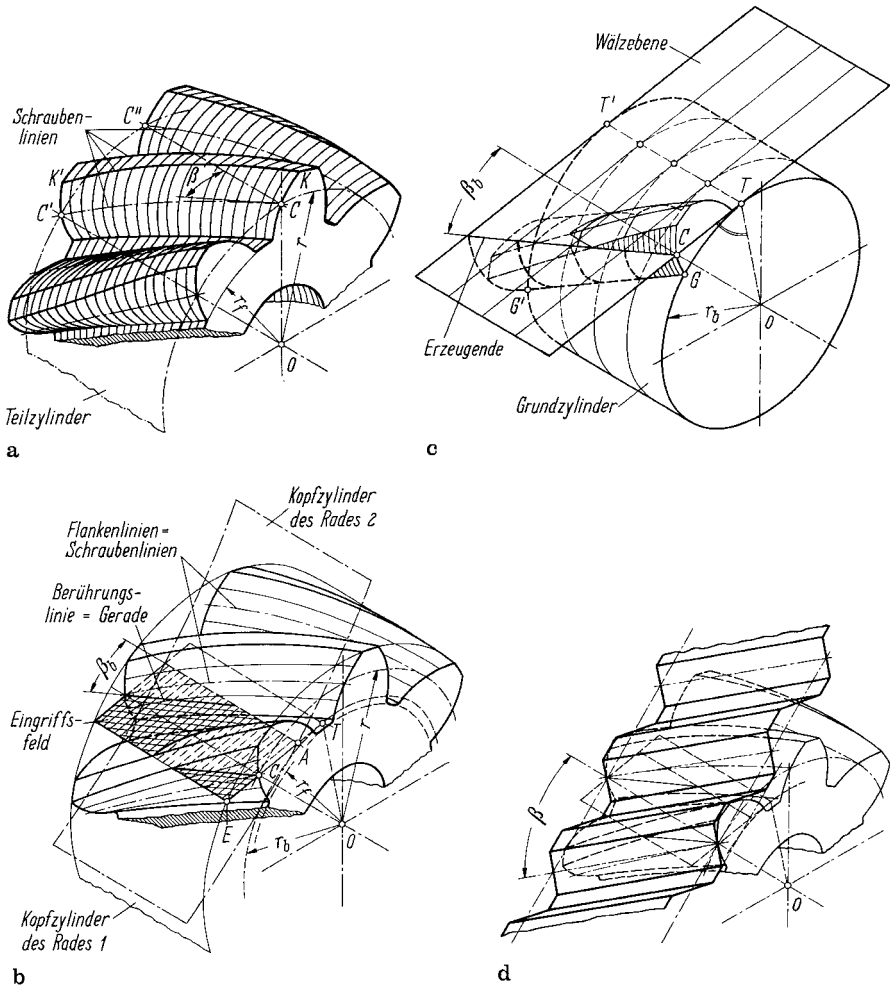


Abb. 6.32. Entstehung schrägverzahneter Stirnräder

oder

$$\tan \beta_b = \frac{r_b}{r} \tan \beta, \quad (6.29)$$

bzw. allgemein

$$\tan \beta_y = \frac{r_y}{r} \tan \beta.$$

Als Bezugsmaß dient immer der Schrägungswinkel am Teilzylinder. Man unterscheidet – wie bei den Schrauben – rechtssteigende und linkssteigende Räder (Abb. 6.32). Bei der Paarung außenverzahneter Stirnräder ist immer ein Rad rechts-, das andere linkssteigend, wobei der Betrag von β gleich groß sein muß.

Abbildung 6.32 b zeigt deutlich, daß die Evolventenschraubenfläche auch durch Abwälzen der Wälzebene am Grundzylinder entsteht, wenn die erzeugende Gerade in der Wälzebene unter dem Winkel β_b gegen die Mantellinie $T-T'$ geneigt ist. Die Wälzebene wird wie bei der Geradverzahnung, bei der $\beta = 0$ und $\beta_b = 0$ sind, zur Eingriffsebene, wenn sie die beiden Grundzylinder berührt. Die Eingriffsebene geht durch die Punkte $A-C-E$ in axialer Richtung und wird durch die Breite des Zahnrades und die Kopfzylinder von Rad 1 und Rad 2 begrenzt (Abb. 6.32 c). Dadurch entsteht das Eingriffsfeld, dessen Schnittlinien mit den sich berührenden Zahnflanken die Berührungslinien (= Geradenstücke der Erzeugenden) sind.

Vorteile und Nachteile. Man erkennt hieraus die *Vorteile* der schrägverzahnten Stirnräder. Es sind immer mehrere Zähne im Eingriff, die Belastung eines Zahnes erfolgt nicht plötzlich über die ganze Zahnbreite, sondern allmählich, und zwar schräg über die Flankenfläche, und die Folgen davon sind höhere Belastbarkeit und größere Laufruhe. Ferner ist, wie später noch gezeigt wird, die Grenzzähnezahl niedriger als bei geradverzahnnten Stirnrädern. Dem steht als *Nachteil* das Auftreten einer Axialkraft F_a (siehe Abb. 6.37) entgegen, die jedoch meist leicht in den Lagern aufgenommen oder durch Doppelschrägverzahnung bzw. Pfeilverzahnung ausgeglichen werden kann.

Anwendung. Getriebe mit schrägverzahnnten Zahnradern werden vorwiegend bei hohen Drehzahlen und großen Belastungen verwendet. Üblicherweise werden Schrägungswinkel von $\beta = 10^\circ \dots 30^\circ$ verwendet, da bei $\beta < 10^\circ$ die Vorteile der Schrägverzahnung zu gering und bei $\beta > 30^\circ$ die auftretenden Axialkräfte zu groß werden.

6.1.2.1

Grundbegriffe und -beziehungen

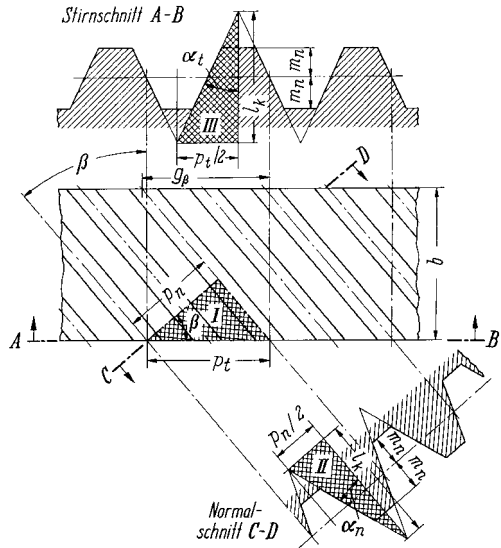
Wird die Zähnezahl des Gegenrades unendlich groß, so ergibt sich eine Schrägzahnstange mit ebenen Flanken und den um β geneigten Flankenlinien (Abb. 6.32 d). Damit für die Herstellung von Schräg- und Geradstirnzahnradern dieselben Werkzeuge verwendet werden können, wird nicht das Profil im Stirnschnitt, sondern im Normalschnitt als Bezugsprofil benutzt. Bei Schrägverzahnungen unterscheidet man also zwischen Stirnschnitt (Schnitt senkrecht zur Achse) und Normalschnitt (Schnitt senkrecht zur Flankenlinie). Der Zusammenhang der Größen im Stirnschnitt (Index t) und im Normalschnitt (Index n) ist in Abb. 6.33 dargestellt. Daraus geht hervor, daß die Teilung im Stirnschnitt p_t größer als die Teilung im Normalschnitt p_n ist, weshalb auch der Stirnmodul m_t größer als der Normalmodul m_n sein muß. Aus Dreieck I folgt:

$$\cos \beta = \frac{p_n}{p_t} = \frac{m_n \pi}{m_t \pi} \quad (6.30)$$

Demnach ist der Stirnmodul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (6.31)$$

Abb. 6.33. Zusammenhang der Größen im Stirnschnitt und im Normalschnitt



Da es sich bei dem Normalmodul um den Herstellungsmodul handelt, entspricht m_n dem in DIN 780 genormten Modul. Für den Teilkreisdurchmesser gilt nach Gl. (6.5):

$$d = 2r = m_t z = \frac{m_n}{\cos \beta} z. \quad (6.32)$$

In Abb. 6.33 ist die lange Kathete l_k im Dreieck II:

$$l_k = \frac{p_n/2}{\tan \alpha_n}.$$

Da alle zur Profilmittellinie senkrechten Abstände im Stirn- und Normalschnitt gleich sind, folgt aus Dreieck III

$$\tan \alpha_t = \frac{p_t}{2l_k} = \frac{p_t \tan \alpha_n}{2 p_n/2}.$$

Mit Hilfe der Gl. (6.30) kann somit der Stirneingriffswinkel berechnet werden:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}. \quad (6.33)$$

Für den Normalschnitt wurde das Bezugsprofil nach DIN 867 gewählt, so daß $\alpha_n = 20^\circ$ ist. Nach Gl. (6.10) gilt für den Grundkreisradius

$$r_b = r \cos \alpha_t.$$

Damit kann nach Gl. (6.29) der Schrägungswinkel auf dem Grundkreis berechnet werden:

$$\tan \beta_b = \cos \alpha_t \tan \beta. \quad (6.34)$$

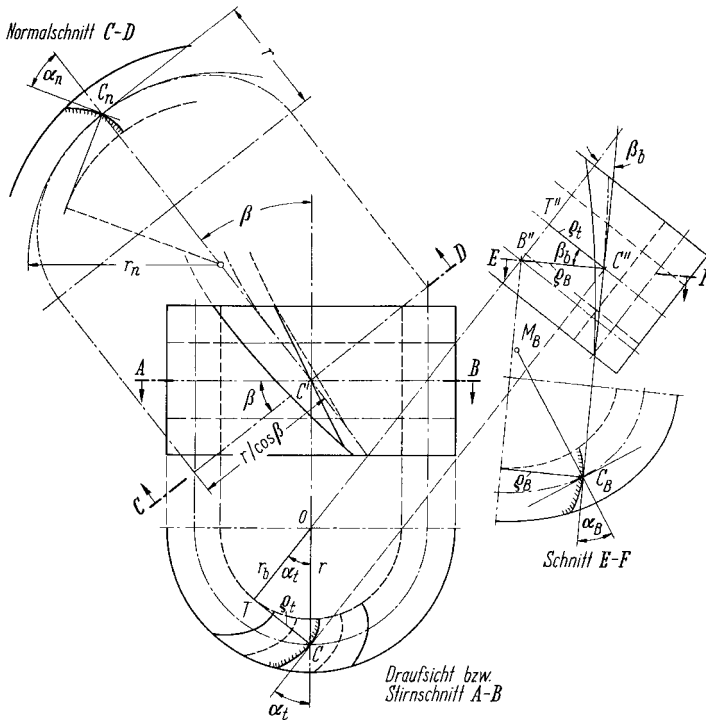


Abb. 6.34. Ersatz-Geradverzahnung

Ersatzgeradverzahnung. Wird ein schrägverzahntes Stirnrad senkrecht zur Flankenlinie durch den Wälzpunkt C geschnitten (Normalschnitt), so werden alle Kreise im Stirnschnitt (Teilkreis, Grundkreis, usw.) im Normalschnitt zu Ellipsen (Abb. 6.34). Wird der große Krümmungsradius der Teilkreisschnittellipse durch einen Ersatzkreis $d_n = 2r_n$ ersetzt, erhält man ein virtuelles Geradstirnrad, das den Verhältnissen einer Schrägverzahnung im Normalschnitt entspricht. Somit können alle Gleichungen und Ableitungen der Geradverzahnung auf die Schrägverzahnung übertragen werden. Da die Evolvente vom Grundkreis des Stirnschnittes abhängt, ist der Krümmungsradius ϱ_B der Evolventenflanke in einem Schnitt E-F senkrecht zur Berührungsgeraden zu ermitteln (Abb. 6.34 rechts), wenn die Eingriffsverhältnisse der Ersatz-Geradverzahnung möglichst genau der Schrägverzahnung entsprechen sollen. Für die Berechnungen der Verzahnungsgrößen mit Hilfe eines Ersatzrades genügt es jedoch, den Teilkreisradius r_n durch den großen Krümmungsradius der Schnittellipse des Teilzylinders anzunähern (Abb. 6.34 links):

$$r_n = \frac{(\text{große Halbachse})^2}{\text{kleine Halbachse}} = \frac{r^2 / \cos^2 \beta}{r} = \frac{r}{\cos^2 \beta}$$

oder

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta} = m_n z_n. \quad (6.35)$$

Die Zähnezahl des Ersatzstirnrades wird dann mit Gl. (32) und (35):

$$z_n = \frac{d_n}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{z m_n}{m_n \cos^2 \beta \cos \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (6.36)$$

Diese Ersatzzähnezahl ist nicht mehr ganzzahlig und immer größer als die Zähnezahl im Stirnschnitt.

Grenzzähnezahl und Mindestprofilverschiebung. Für den Beginn von Unterschnitt gilt für das geradzahnnte Ersatzstirnrad Gl. (6.14). Danach ist mit einem Herstellungseingriffswinkel $\alpha_n = \alpha_{n0} = 20^\circ$ und einer nutzbaren Werkzeug-Zahnkopfhöhe $h_{Na0} = m$ die rechnerische Grenzzähnezahl für das Ersatzrad $z_{gn} = 17$. Mit Gl. (6.36) wird die tatsächliche Grenzzähnezahl des Schrägstirnrades

$$z_g = \frac{2 h_{Na0}^* \cos^3 \beta}{\sin^2 \alpha_n}. \quad (6.37)$$

Für $\alpha_{n0} = 20^\circ$ und $h_{Na0}^* = 1$ ergibt sich für die rechnerische Grenzzähnezahl z_g :

β	0°	12°	20°	30°	43°
z_g	17	16	14	11	7

Da mit zunehmendem Schrägungswinkel die Grenzzähnezahl kleiner wird, können mit Schrägstirnrädern wesentlich kleinere Zähnezahlen als mit Geradzahnstirnrädern verwirklicht werden. Auch bei einer Schrägverzahnung ist ein unschädlicher Unterschnitt zulässig, so daß nach DIN 3990 für die praktische Grenzzähnezahl gilt:

$$z'_{gn} = \frac{5}{6} z_{gn}. \quad (6.38)$$

Bei niedrigeren Zähnezahlen als z_g bzw. z'_{gn} muß das Zahnrad profilverschoben werden. Der zur Vermeidung von Unterschnitt erforderliche Mindestprofilverschiebungsfaktor wird nach Gl. (6.15)

$$\begin{aligned} \text{theoretisch: } x_{\min} &= \frac{z_g - z_n}{2 / \sin^2 \alpha_n} = \frac{17 - z_n}{17} = \frac{17 - z / \cos^3 \beta}{17}, \\ \text{praktisch: } x_{\min} &= \frac{z'_{gn} - z_n}{2 / \sin^2 \alpha_n} = \frac{14 - z_n}{17} = \frac{14 - z / \cos^3 \beta}{17}. \end{aligned} \quad (6.39)$$

Die Profilverschiebung (in mm) ergibt sich dann als radiales Maß sowohl im Stirnschnitt als auch im Normalschnitt zu $x \cdot m$. Der Profilverschiebungsfaktor x wird also immer auf den Normalmodul (entspricht dem Herstellungsmodul) bezogen.

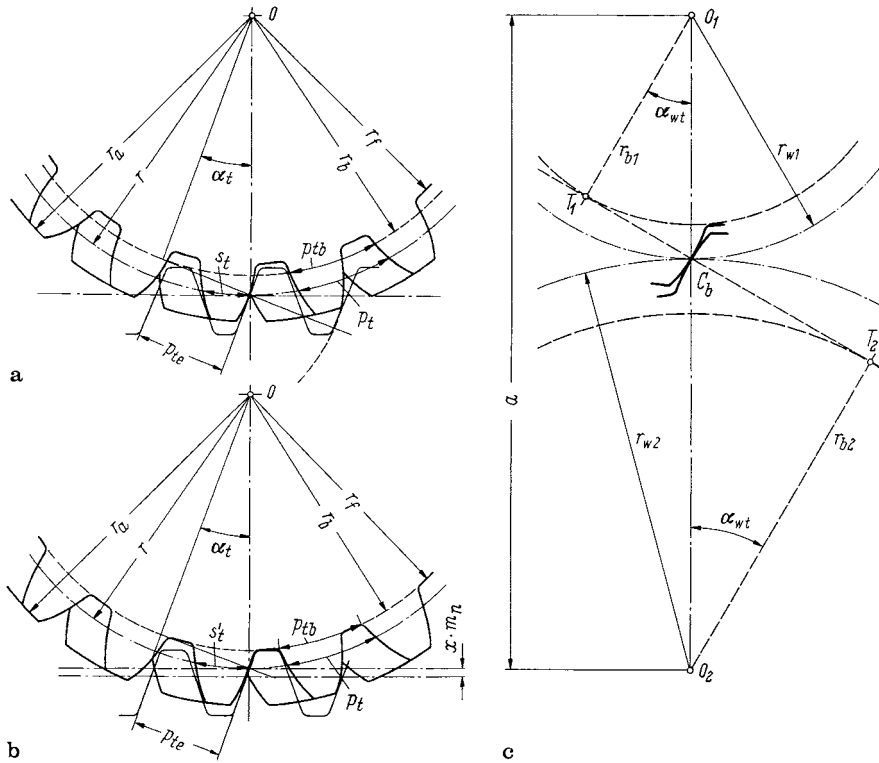


Abb. 6.35. Schrägverzahnung im Stirnschnitt. a) ohne Profilverschiebung; b) mit Profilverschiebung; c) Paarung zu V-Getriebe

Zahndicke und Teilungen. Die in Kap. 6.1.1.5 für das geradverzahnnte Stirnrad abgeleiteten Gleichungen für die Zahndicken und die Teilungen sind auch für den Stirnschnitt schrägverzahnter Stirnräder gültig, wenn die in Abb. 6.35 angegebenen Bezeichnungen benutzt werden. Unter Berücksichtigung der Gln. (6.29) bis (6.35) ergeben sich folgende Beziehungen:

Zahndicke auf dem Teilkreis

$$s_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n \right). \quad (6.40)$$

Zahndicke auf einem Kreis mit beliebigem Radius

$$s_{ty} = 2r_y \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n \right) - (\text{inv } \alpha_{ty} - \text{inv } \alpha_t) \right], \quad (6.41)$$

mit

$$\cos \alpha_{ty} = \frac{r}{r_y} \cos \alpha_t.$$

Teilung auf beliebigem Kreis

$$p_{ty} = p_t \frac{r_y}{r} = p_t \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{ty}}. \quad (6.42)$$

Teilung auf dem Grundkreis

$$p_{tb} = p_t \cos \alpha_t.$$

6.1.2.2

Paarung schrägverzahnter V-Räder

Auch bei schrägverzahnten Stirnrädern wird die Profilverschiebung nicht nur zur Vermeidung von Unterschnitt angewendet. Bei der Paarung von V-Rädern ist es auch hier möglich, einen vorgegebenen Achsabstand einzuhalten oder durch positive Profilverschiebung günstigere Zahnformen und bessere Überdeckungen zu erzielen.

Mit den Bezeichnungen im Stirnschnitt nach Abb. 6.35 c, können die Gleichungen der geradverzahnten Stirnräder verwendet werden. Analog zu Kap. 6.1.1.6 gilt:

Fall I: Profilverschiebungsfaktoren und Zähnezahlen sind gegeben.

Nach Gl. (6.23) kann der Betriebseingriffswinkel berechnet werden:

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t. \quad (6.44)$$

Für den Achsabstand gilt nach Gl. (6.24):

$$a = r_{w1} + r_{w2} = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = a_d \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}. \quad (6.45)$$

Fall II: Achsabstand und Zähnezahlen sind gegeben.

Der Betriebseingriffswinkel wird aus Gl. (6.45) berechnet:

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{a_d}{a} \cos \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{z_1 + z_2}{2a} \cos \alpha_t. \quad (6.45 a)$$

Die Summe der Profilverschiebungsfaktoren wird nach Gl. (6.44):

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t). \quad (6.44 a)$$

Für die Aufteilung von $x_1 + x_2$ gilt das gleiche wie für geradverzahnte Stirnräder.

Radien. Da auch schrägverzahnte Stirnräder mit geradverzahnten Zahnstangen hergestellt werden, sind die radialen Maße im Stirn- und Normalschnitt gleich groß und die Zahnhöhen sowie Profilverschiebung und Kopfhöhenänderung beziehen sich auf den Normalmodul m_n .

Für den mit einem zahnstangenförmigen Werkzeug erzeugten Fußkreisradius gilt daher:

$$r_f = r - h_{ap0} + m_n x = r - (m_n + c) + m_n x \quad (6.46)$$

und für den Kopfkreis

$$r_a = r + m_n + m_n x + k^* m_n, \quad (6.47)$$

wobei die erforderliche Kopfhöhenänderung wie Gl. (6.27) berechnet werden kann:

$$k = k^* m_n = a - a_d - m_n (x_1 + x_2). \quad (6.48)$$

Überdeckung. Der Überdeckungsgrad schrägverzahnter Stirnradgetriebe setzt sich aus der Profilüberdeckung im Stirnschnitt und der Sprungüberdeckung zusammen.

Die Profilüberdeckung im Stirnschnitt kann, entsprechend Gl. (6.28) nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_{wt}}{\pi m_t \cos \alpha_t}. \quad (6.49)$$

Durch den schraubenförmigen Verlauf der Flankenlinien sind die Stirnflächen eines Zahnes um den sogenannten „Sprung“ versetzt zueinander. Dadurch kommen die Zahnpaare nicht schlagartig in bzw. außer Eingriff wie bei der Geradverzahnung, sondern allmählich über den Sprung verteilt. Der Sprung ist in Abb. 6.33 eingezeichnet und berechnet sich zu

$$g_\beta = b \tan \beta.$$

Dadurch entsteht eine zusätzliche Sprungüberdeckung ε_β , die als das Verhältnis von Sprung zu Stirnteilung definiert ist:

$$\varepsilon_\beta = \frac{g_\beta}{p_t} = \frac{b \tan \beta}{p_n / \cos \beta} = \frac{b \sin \beta}{m_n \pi}. \quad (6.50)$$

Die Gesamtüberdeckung ist dann die Summe aus Profil- und Sprungüberdeckung

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (6.51)$$

6.1.2.3

Verzahnungstoleranzen

Bei jedem Herstellungsverfahren treten Maßabweichungen auf, die je nach den Anforderungen und dem Verwendungszweck bestimmte Werte nicht überschreiten dürfen. So müssen auch bei Zahnrädern Toleranzen für die verschiedenen Bestimmungsgrößen am einzelnen Rad und bei Räderpaarungen vorgeschrieben werden. Für die Bestimmungsgrößen und Fehler an Stirnrädern sind in DIN 3961 die Begriffe und Bezeichnungen festgelegt. Danach wird zwischen Einzel- und Summenabweichungen unterschieden. Einzelabweichungen sind auf einzelne Verzahnungsgrößen bezogen und können mit geeigneten Prüfgeräten gemessen werden. Summenabweichungen werden mit einem Lehrzahnrad entweder durch Einflanken-Wälzprüfung (Räder kämmen in dem vorgeschriebenen Achsabstand und die Winkelwegunterschiede infolge Verzahnungsfehlern werden gegenüber einer vollkommen gleichbleibenden

Drehbewegung gemessen) oder Zweiflanken-Wälzprüfung (Räder kämmen unter gleichbleibender Kraft spielfrei miteinander und die Schwankungen des Achsabstandes werden aufgezeichnet) nachgewiesen.

Für die Funktion eines Getriebes sind jedoch nicht alle Abweichungen gleich wichtig. Daher sollten nur diejenigen Bestimmungsgrößen einer Verzahnung toleriert und geprüft werden, die für die Funktion wichtig sind (siehe DIN 3961). Bei der Wahl der Verzahnungsqualität (DIN 3962 und 3963) und der Achslage-Genauigkeitsklasse (DIN 3964) sollte man auf Erfahrungen mit bewährten Getrieben zurückgreifen. Richtlinien für erreichbare und empfohlene Verzahnungsqualitäten sind in Tabelle 6.3 zusammengestellt.

Für die Achsabstandsabmaße werden die ISO-Toleranzfelder *js5* bis *js11* verwendet, die symmetrisch zur Nulllinie liegen ($\pm$ -Toleranzen, Abb. 6.36b). Die Achslage-Genauigkeitsklasse (1 bis 12) berücksichtigt die Verzahnungsqualität und beinhaltet die Achslagetoleranzen (z.B. zulässige Achsneigung). Wegen der Unempfindlichkeit gegen Achsabstandsveränderungen von Evolventenverzahnungen, muß der Achsabstand nicht zu genau toleriert werden. Für die meisten Anwendungen im Maschinenbau reichen die ISO-Toleranzfelder *js7* und *js8*. Die Achsabstandsabmaße beeinflussen jedoch das Flankenspiel.

Tabelle 6.3. Richtlinien für Verzahnungsqualitäten

Verzahnungs- qualität	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Herstellungs- verfahren							gestanzt, gepreßt, gespritzt					
							gehobelt, gefräst, gestoßen					
						geschabt						
						geschliffen						
Umfangsge- schwindigkeit									bis 3 m/s			
								3 bis 6 m/s				
						6 bis 20 m/s						
					> 20 m/s							
Anwendungs- beispiele								Landmaschinen				
								Hebezeuge und Fördermittel Büromaschinen				
							Baumaschinen					
							Apparatebau					
						Werkzeugmaschinenbau						
						Brennkraftmaschinen						
						Turbinen, Meßgeräte						
			Prüfgeräte									

Flankenspiel. Ein Spiel zwischen den Zahnflanken ist notwendig um Toleranzen und eventuelle Wärmedehnungen auszugleichen und um den Aufbau eines Schmierfilms zu ermöglichen. Unter einem Flankenspiel ist das vorhandene Spiel zwischen den Rückflanken eines Radpaares zu verstehen, wenn die Arbeitsflanken sich berühren. Man unterscheidet zwischen

Drehflankenspiel j_t : Länge des Wälzbogens im Stirnschnitt, um den sich jedes der beiden Zahnräder bei festgehaltenem Gegenrad von der Anlage der Rechtsflanke bis zur Anlage der Linksflanke drehen kann.

Normalflankenspiel j_n : kürzeste Abstand zwischen den Rückenflanken eines Radpaares bei sich berührenden Arbeitsflanken.

Da sich das Drehflankenspiel (Abb. 6.36 a) einfach messen läßt, eignet es sich gut zur Beurteilung von Radpaarungen. Als Richtwerte für das Drehflankenspiel können angegeben werden:

Modul [mm]	0,8 ... 1,75	2 ... 3	3,25 ... 5	6 ... 10	12 ... 25
Flankenspiel [µm]	50 ... 100	80 ... 130	100 ... 230	180 ... 400	250...1000

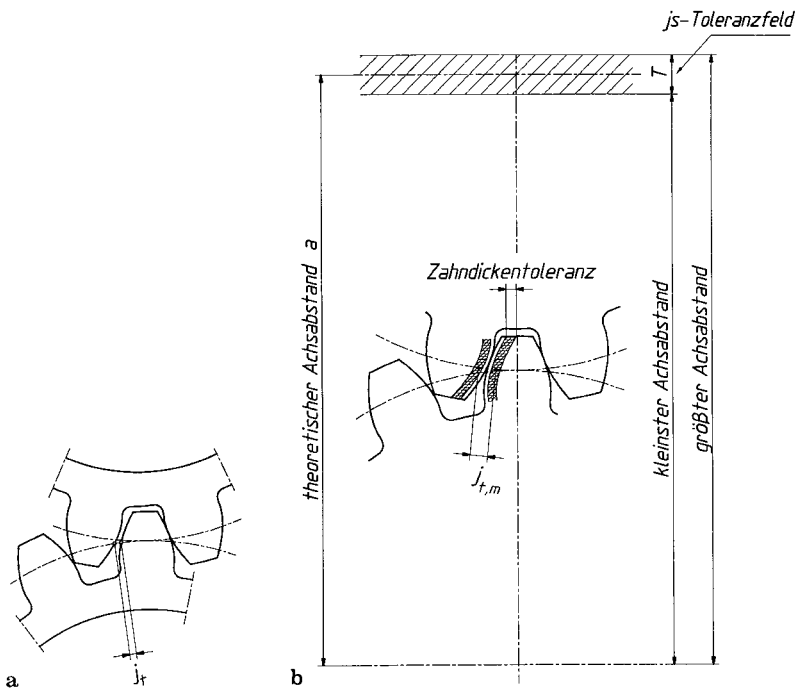


Abb. 6.36. Flankenspiel. a) Verdrehflankenspiel j_t ; b) Einfluß der Zahndicken- und Achsabschabstoleranz auf das Flankenspiel (j_{tm} = mittlere Verdrehflankenspiel)

Das Flankenspiel, das von jedem Zahnradberechnungsprogramm berechnet wird, ist von den Achsabstandsabmaßen A_a und von den Zahndickenabmaßen A_s abhängig (Abb. 6.36b).

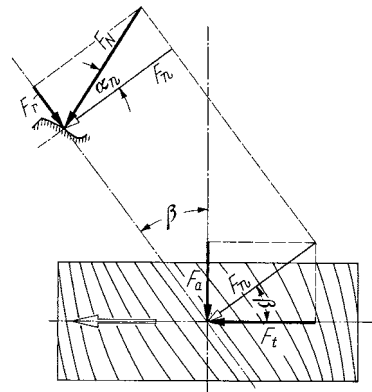
Zahndickentoleranzen. Ähnlich wie beim ISO-Toleranzsystem für Wellen und Bohrungen werden Zahndickentoleranzen nach DIN 3967 mit Buchstaben (Abstand von der Nulllinie) und Ziffern (Breite des Toleranzfeldes) bezeichnet. Da es bei Verzahnungen nur Spielpassungen geben kann, kommen nur die Buchstaben a bis h vor, wobei a großes Spiel und h kleines Spiel bedeutet. Die Toleranzreihe (Toleranzbreite) ist mit 21 bis 30 festgelegt. Die Toleranzreihe 21 führt zu kleinen Maximalwerten des Flankenspiels, Toleranzreihe 30 zu großen Maximalwerten.

Für viele Anwendungen ist es nicht notwendig das Flankenspiel sehr eng zu wählen, so daß im Maschinenbau vorzugsweise $cd24$ bis $cd26$ verwendet wird. Wenn die Funktion es zuläßt (z.B. keine dynamische Belastung) können die fertigungstechnisch günstigeren Abmaßreihen c , bc oder b gewählt werden. Nur wenn sehr kleine Flankenspiele gefordert werden, sind die Abmaßreihen d , e oder f auszuwählen.

Prüfmaße. Zur Kontrolle der Zahndickentoleranzen müssen bei der Herstellung von Zahnrädern die Zahndicken gemessen werden. Da es sich dabei jedoch um Kreisbögen handelt, können sie nicht direkt gemessen werden. Bei Stirnrädern wird häufig die Zahnweite W_k gemessen, da die Messung einfach und unabhängig vom Kopfkreisdurchmesser ist. Die Zahnweite W_k ist der über k Zähne gemessene Abstand zweier paralleler Ebenen, die je eine Rechts- und eine Linksflanke berühren. Bei Schrägstirnrädern wird die Zahnweite über mehrere Zähne im Normalschnitt gemessen. Nach DIN 3960 ergibt sich für außenverzahnte Stirnräder mit k Zähnen

$$W_k = m_n \cos \alpha_n [(k - 0,5) \pi + z \operatorname{inv} \alpha_t] + 2 x m_n \sin \alpha_n . \quad (6.52)$$

Abb. 6.37. Kräfte am Schrägstirnrad



6.1.3

Kräfte und Momente

Das von der Antriebswelle eingeleitete Drehmoment T wird vom Ritzel über die Zahnflanken auf das Rad übertragen. Bei der Ermittlung der Zahnkräfte für die Berechnung der Lagerkräfte und der Tragfähigkeit der Zahnräder wird vom ungünstigsten Fall, daß nur ein Zahnpaar im Eingriff ist, ausgegangen. Nach den Gesetzen der Technischen Mechanik kann eine Kraft nur senkrecht zur Oberfläche auf einen anderen Körper übertragen werden. Die Zahnnormalkraft F_N wirkt also senkrecht auf die Zahnflanke. Bei einer Geradverzahnung ist dies die Richtung der Eingriffslinie (tangential am Grundkreis r_b) und berechnet sich zu:

$$F_N = \frac{T}{r_b}. \quad (6.53)$$

Da Kräfte auf ihrer Wirkungslinie verschoben werden dürfen, ist F_N unabhängig vom Kraftangriffspunkt. Für die weitere Berechnung ist es jedoch zweckmäßig, die Zahnnormalkraft in eine Tangential- und eine Radialkomponente, und bei schrägverzahnnten Stirnrädern zusätzlich in eine Axialkomponente zu zerlegen (Abb. 6.37). Im Gegensatz zu F_N sind die einzelnen Komponenten vom Radius abhängig, an dem sie angreifen. Nach DIN 3990 greift die Umfangskraft F_t am Teilzylinder (Teilkreis) im Stirnschnitt an und ergibt sich aus dem zu übertragenden Drehmoment zu

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{2T}{d}. \quad (6.54)$$

In Abb. 6.37 sind die auf ein getriebenes, linkssteigendes Rad wirkenden Kräfte in der Draufsicht und im Normalschnitt dargestellt. Aus der Draufsicht ergibt sich die Axialkraft

$$F_a = F_t \tan \beta \quad (6.55)$$

und aus dem Normalschnitt die Radialkraft

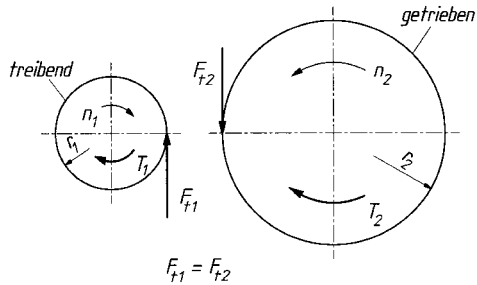
$$F_r = F_n \tan \alpha_n = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = F_t \cdot \tan \alpha_t. \quad (6.56)$$

Hingegen F_r immer zur Radmitte hin gerichtet ist, ist die Richtung von F_t und F_a abhängig von der Drehrichtung, der Flankenrichtung und ob das Rad treibt oder getrieben wird. Nach Abb. 6.38 kann aus Gleichgewichtsgründen folgende Regel abgeleitet werden:

Die Umfangskraft wirkt am treibenden Rad (Ritzel) entgegen der Drehrichtung und am getriebenen Rad in Drehrichtung.

Lagerkräfte und Biegemomente. Abbildung 6.39a gibt die Kräfte auf eine Antriebswelle mit rechtssteigendem Ritzel wieder, während die Abb. 6.39b bis 6.39d die Kräfte auf die Zwischenwelle zweistufiger Getriebe in verschiedenen

Abb. 6.38. Umfangskräfte am freigeschnittenen Ritzel und Rad



Anordnungen zeigen. Um die vom Festlager J aufzunehmende resultierende Axialkraft $J_z = F_{aII} - F_{aI}$ möglichst klein zu halten, müssen beide Räder der Zwischenwelle linkssteigend (oder beide rechtssteigend) sein, zusätzlich kann $\beta_{II} < \beta_I$ ausgeführt werden.

Die Lagereaktionen ergeben sich aus den Gleichgewichtsbedingungen (Summe der Momente gleich Null, Summe der Kräfte gleich Null), jeweils in der x - z -Ebene (Draufsicht) und in der y - z -Ebene (Ansicht von vorn). Damit kann in jeder Ebene der Biegemomentenverlauf bestimmt werden (M_{bx} in der y - z -Ebene und M_{by} in der x - z -Ebene). Das resultierende Biegemoment an jeder Stelle ist dann gleich

$$M_{b\text{ res}} = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2}.$$

Zu beachten ist, daß die Ergebnisse vom Drehsinn abhängig sind.

Beispiel: Für die Zwischenwelle eines Zahnradgetriebes mit schrägverzahnten Stirnrädern nach Abb. 6.39c sind die Zahn- und Lagerkräfte sowie die Biegemomente zu bestimmen. Gegeben: $K_A = 1$; $P = 8 \text{ kW} = 8000 \text{ Nm/s}$ und $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$ ($\omega_1 = 152 \text{ s}^{-1}$), so daß $T_1 = K_A \cdot P / \omega_1 = 52,6 \text{ Nm}$ ist.

Stufe I

$$a = 100 \text{ mm}; \quad m_{nI} = 2 \text{ mm}; \quad \beta_I = 30^\circ$$

$$i_1 = z_2 / z_1 = 70 / 15 = 4,67$$

$$n_2 = n_3 = n_{zw} = n_1 / i_1 = 310 \text{ min}^{-1}$$

$$T_{zw} = T_1 i_1 = 246 \text{ Nm}$$

$$r_1 = \frac{m_{nI} z_1}{2 \cdot \cos \beta_I} = \frac{2 \text{ mm} \cdot 15}{2 \cdot \cos 30^\circ} = 17,3 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{m_{nI} z_2}{2 \cdot \cos \beta_I} = \frac{2 \text{ mm} \cdot 70}{2 \cdot \cos 30^\circ} = 80,8 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{F_{tI}}} = \frac{T_1}{r_1} = \frac{52600 \text{ Nmm}}{17,3 \text{ mm}} = \underline{\underline{3040 \text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{rI}}} = F_{tI} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_I} = \underline{\underline{1278 \text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{aI}}} = F_{tI} \tan \beta_I = \underline{\underline{1755 \text{ N}}}$$

Stufe 2

$$a = 100 \text{ mm}; \quad m_{nII} = 3 \text{ mm}; \quad \beta_{II} = 15^\circ$$

$$i_{II} = z_4 / z_3 = 50 / 13 = 3,84$$

$$n_4 = n_3 / i_{II} = 81 \text{ min}^{-1}$$

$$T_4 = T_{Ab} = T_{zw} i_{II} = 945 \text{ Nm}$$

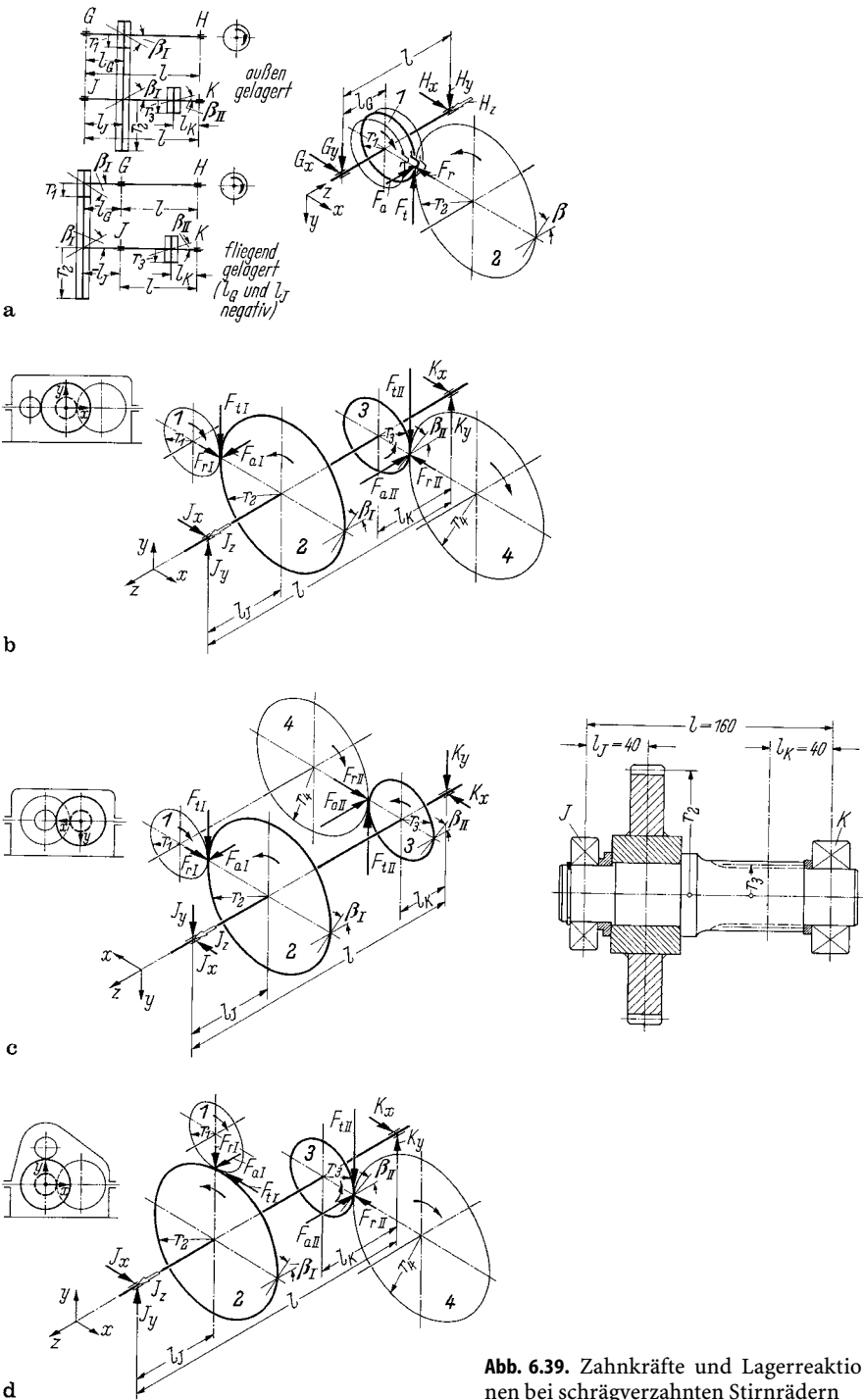
$$r_3 = \frac{m_{nII} z_3}{2 \cdot \cos \beta_{II}} = \frac{3 \text{ mm} \cdot 13}{2 \cdot \cos 15^\circ} = 20,2 \text{ mm}$$

$$r_4 = \frac{m_{nII} z_4}{2 \cdot \cos \beta_{II}} = \frac{3 \text{ mm} \cdot 50}{2 \cdot \cos 15^\circ} = 77,6 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{F_{tII}}} = \frac{T_{zw}}{r_3} = \frac{246000 \text{ Nmm}}{20,2 \text{ mm}} = \underline{\underline{12178 \text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{rII}}} = F_{tII} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{II}} = \underline{\underline{4589 \text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{aII}}} = F_{tII} \tan \beta_{II} = \underline{\underline{3263 \text{ N}}}$$



Mit den Längenabmessungen $l_j = 40 \text{ mm}$, $l_K = 40 \text{ mm}$; $l = 160 \text{ mm}$ erhält man für den in Abb. 6.39c eingezeichneten Drehsinn:

Kräfte in der x-z-Ebene

$$-J_x l + F_{rI} (l - l_j) + F_{rII} l_K + F_{aI} r_2 - F_{aII} r_3 = 0$$

$$J_x \cdot 160 \text{ mm} = 1278 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm} + 4589 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} + 1755 \text{ N} \cdot 80,8 \text{ mm} - 3263 \text{ N} \cdot 20,2 \text{ mm}$$

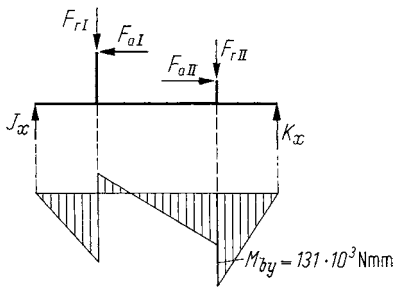
$$\underline{J_x} = \frac{412811 \text{ Nmm}}{160 \text{ mm}} = \underline{2580 \text{ N}}$$

$$\underline{K_x} = F_{rI} + F_{rII} - J_x = \underline{3287 \text{ N}}$$

$$J_r = J_{\text{res}} = \sqrt{J_x^2 + J_y^2} = \sqrt{2580^2 + 765^2} = 2690 \text{ N} \rightarrow J_z = F_{aII} - F_{aI} = \underline{1508 \text{ N}}$$

$$\underline{K_r} = K_{\text{res}} = \sqrt{K_x^2 + K_y^2} = \sqrt{3287^2 + 8373^2} = \underline{8995 \text{ N}}$$

Biegemomentenverlauf in der x-z-Ebene



Kräfte in der y-z-Ebene

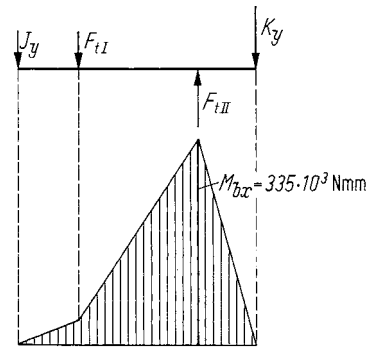
$$+J_y l + F_{tI} (l - l_j) - F_{tII} l_K = 0$$

$$J_y \cdot 160 \text{ mm} = -3040 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm} + 12178 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm}$$

$$\underline{J_y} = \frac{122320 \text{ Nmm}}{160 \text{ mm}} = \underline{765 \text{ N}}$$

$$\underline{K_y} = F_{tII} - F_{tI} - J_y = \underline{8373 \text{ N}}$$

Biegemomentenverlauf in der y-z-Ebene



$$M_{b \text{ max res}} = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2} = \sqrt{355^2 + 131^2} \cdot 10^3 \text{ Nmm} = \underline{360 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}$$

Bei umgekehrtem Drehsinn ergibt sich:

Kräfte in der x-z-Ebene

$$-J_x l + F_{rI} (l - l_j) + F_{rII} l_K - F_{aI} r_2 + F_{aII} r_3 = 0$$

$$J_x = \frac{266720 \text{ Nmm}}{160 \text{ mm}} = \underline{1667 \text{ N}}$$

$$\underline{K_x} = F_{rI} + F_{rII} - J_x = \underline{4200 \text{ N}}$$

$$J_r = J_{\text{res}} = \sqrt{J_x^2 + J_y^2} = \sqrt{1667^2 + 765^2} = 1834 \text{ N} \rightarrow J_z = F_{aII} - F_{aI} = \underline{1508 \text{ N}}$$

$$\underline{K_r} = K_{\text{res}} = \sqrt{K_x^2 + K_y^2} = \sqrt{4200^2 + 8373^2} = \underline{9367 \text{ N}}$$

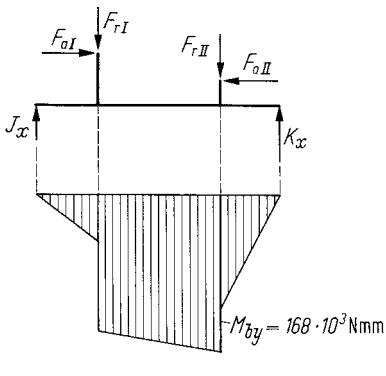
Kräfte in der y-z-Ebene

$$-J_y l + F_{tI} (l - l_j) + F_{tII} l_K = 0$$

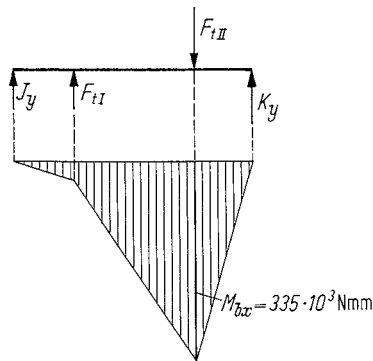
$$\underline{J_y} = \underline{765 \text{ N}}$$

$$\underline{K_y} = \underline{8373 \text{ N}}$$

Biegemomentenverlauf in der x-z-Ebene



Biegemomentenverlauf in der y-z-Ebene



$$M_{b \max res} = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2} = \sqrt{335^2 + 168^2} \cdot 10^3 \text{ Nmm} = \underline{\underline{375 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}}.$$

Die Lagerkraft K_r und das resultierende Biegemoment an der gefährdeten Stelle haben also bei „umgekehrtem“ Drehsinn Höchstwerte, während die Lagerkraft J_r beim ursprünglichen (in der Abbildung angedeuteten) Drehsinn einen höheren Wert hat. Die Wälzlager sind selbstverständlich nach den möglichen Höchstwerten zu bemessen, und für die genaue Nachrechnung der Spannungen in der Welle ist das maximale Biegemoment zu benutzen.

6.1.4

Grundlagen der Tragfähigkeitsberechnung (DIN 3990)

Die Lebensdauer von Verzahnungen werden hauptsächlich durch drei in der Praxis beobachtbaren Schadensfällen begrenzt:

- Zahnbruch (Zahnfußtragfähigkeit)
- Grübchenbildung (Flankentragfähigkeit)
- Fressen (Freßtragfähigkeit)

Zahnbruch. Bricht in einem Getriebe ein Zahn, so wird dadurch im allgemeinen die Funktionsfähigkeit bzw. die Lebensdauer des Getriebes schlagartig beendet. Ein Zahnbruch kann durch eine extreme Überlastung (Stoß) auftreten. Ein Dauerbruch wird durch längere Laufzeit oberhalb der Dauerfestigkeit verursacht, ausgehend von Kerben, Härterissen u. dgl. Der Zahnbruch tritt am Zahnfuß auf. Eine größere Zahnfußtragfähigkeit wird durch Vergrößerung des Bruchquerschnitts (größerer Modul, breitere Zähne oder positive Profilverschiebung) oder durch Verringerung der Kerbwirkung (glatte Fußausrundung und keine Schleifkerben) erreicht.

Grübchenbildung. Eine zu große Flankenpressung führt nicht zu einem plötzlichen Ausfall des Getriebes, sondern es entstehen im Laufe der Zeit grübchenartige Ausbröckelungen (Pittings) auf der Zahnflanke. Die Grübchenbildung ist eine Ermüdungserscheinung des Werkstoffs, d. h. Grübchen treten erst

nach einer genügend großen Anzahl von Überrollungen auf (ab ca. $5 \cdot 10^4$ Lastwechsel). Kommen Einlaufgrübchen zum Stillstand, so sind sie ungefährlich. Fortschreitende Grübchen zerstören jedoch die Flanke und sind Ursache für Geräusch und Dauerbruch. Die wirksamste Maßnahme zur Erhöhung der Flankentragfähigkeit ist eine hohe Flankenhärte.

Fressen. Auch Freßerscheinungen an Zahnflanken bedeuten nicht gleich das Ende der Lebensdauer des Getriebes. Fressen entsteht durch Versagen der Zahnflankenschmierung. Bei großen Gleitgeschwindigkeiten (Warmfressen) oder bei kurzzeitigen Überlastungen und kleinen Gleitgeschwindigkeiten (Kaltfressen) wird der Schmierfilm unterbrochen, was zu einem örtlichen Verschweißen der Zahnflanken führen kann. Sie werden zwar sofort wieder auseinandergerissen, beide Flanken werden dabei jedoch verletzt.

Diese Vorgänge sind sehr komplex und mit einem Berechnungsverfahren nur schwierig zu erfassen. DIN 3990 bietet zwei gleichwertige Berechnungsverfahren (das Integraltemperatur-Verfahren und das Blitztemperatur-Verfahren) an, die jedoch häufig zu unterschiedlichen Ergebnissen führen.

Da durch geeignete Zahnradwerkstoffe (hohe Warmfestigkeit) und Schmierung mit Hochdruckölen das Fressen weitgehend vermieden werden kann und die Berechnung außerdem nicht sehr zuverlässig ist, wird in den meisten Fällen auf einen Nachweis der Freßtragfähigkeit verzichtet. Um unerwünschte Freßerscheinungen zu vermeiden, ist die relative Gleitgeschwindigkeit (spezifisches Gleiten) möglichst klein zu wählen. Außerdem sollte für ein ordnungsgemäßes Einlaufen gesorgt werden.

Rechenverfahren nach DIN 3990. Die Berechnungsnorm DIN 3990 Teil 1 bis 41 (Ausgabe 12/87 bis 7/90) stellt den derzeitigen Stand der Technik bezüglich der Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern dar. Für die Tragfähigkeit von Zahnradern sind viele Einflußgrößen bestimmend, deren vollständige Erfassung nur mit sehr großem Aufwand möglich ist und weit über den Rahmen dieses Buches hinausgeht. Außerdem sind die Größen einzelner Einflüsse noch Gegenstand laufender Forschungen, da deren Auswirkungen zum Teil noch nicht vollständig bekannt sind. Für die Praxis ist es jedoch notwendig, möglichst rasch zu ausreichend genauen Ergebnissen zu kommen. Es wurde daher versucht, die sehr komplexen Zusammenhänge und von vielen Einflußfaktoren abhängigen Berechnungen der DIN 3990 möglichst stark zu vereinfachen und übersichtlich darzustellen. Für viele Anwendungen ist eine solche „einfache“ Berechnung der Hauptbeanspruchungen ausreichend, da die Ergebnisse meist mit Erfahrungswerten und Versuchsergebnissen abgesichert werden. In Fällen, die eine genaue Berechnung von Zahnradgetrieben erfordern, muß konsequent nach DIN 3990 gerechnet werden.

Zur Ermittlung der Einflußfaktoren sind in DIN 3990 verschiedene Methoden angegeben, die sich bezüglich Aufwand und Genauigkeit unterscheiden:

Methode A: Die Faktoren werden hierbei durch genaue Messungen, umfassende mathematische Analysen oder gesicherte Betriebserfah-

rungen ermittelt. Da alle Getriebe- und Belastungsdaten bekannt sein müssen und die Zusammenhänge auch noch nicht bis im Detail erforscht sind, wird diese Methode selten angewandt.

Methode B: Für die Bestimmung der Faktoren werden Annahmen getroffen, die für die meisten Anwendungsfälle ausreichend genau sind. Diese Methode ist besonders für numerische Berechnungen geeignet, da alle Faktoren mit Hilfe von Gleichungen berechnet werden können.

Methode C: Einige Faktoren können nach vereinfachten Näherungsangaben ermittelt werden. Sie gelten jedoch nur für bestimmte Voraussetzungen, wie Normverzahnung, unterkritischer Drehzahlbereich und Vollscheibenräder aus Stahl.

Methode D: Zur Bestimmung einfacher Faktoren werden noch weitere Vereinfachungen angeboten, die zum Teil nur für bestimmte Anwendungen zulässig sind.

Da Getriebe in sehr unterschiedlichen Anwendungsbereichen mit speziellen Anforderungen eingesetzt werden, sind in der Berechnungsnorm DIN 3990 neben den Grundnormen (Teil 1 bis 5) auch Anwendungsnormen enthalten (Industriegetriebe, Turbogetriebe, Kfz-Getriebe). Die meisten Industriegetriebe können hinreichend genau nach der Methode C berechnet werden. Da außerdem in der Auslegungsphase noch nicht alle Getriebedaten zur Verfügung stehen können, wird im folgenden die Berechnung der Tragfähigkeit in Anlehnung an die Methode C dargestellt.

6.1.4.1

Allgemeine Faktoren

Getriebe werden allgemein durch äußere und innere Kräfte beansprucht. Als äußere Kräfte treten neben den statischen Kräften, die sich aus dem Nennmoment errechnen, noch dynamische Zusatzkräfte aus An- und Abtrieb auf. Innere Kräfte sind dynamische Kräfte, die während des Betriebes innerhalb des Getriebes entstehen. Diese dynamischen Zusatzkräfte, sowie die Verteilung der Kräfte während des Eingriffs wird durch die Kraftfaktoren (allgemeine Faktoren) berücksichtigt:

Anwendungsfaktor K_A berücksichtigt die äußeren dynamischen Zusatzkräfte.
 Dynamikfaktor K_V berücksichtigt die inneren dynamischen Zusatzkräfte.
 Breitenfaktor $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ berücksichtigt die ungleichmäßige Lastverteilung über die Zahnbreite.
 Stirnfaktor $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ berücksichtigt die Kraftaufteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindlichen Zahnpaare.

Anwendungsfaktor K_A . Die äußeren dynamischen Zusatzkräfte werden von Stößen, Drehmomentschwankungen und Belastungsspitzen verursacht, die

Tabelle 6.4. Richtwerte für Anwendungsfaktor K_A (nach DIN 3990)

Arbeitsweise der Arbeitsmaschine	Arbeitsweise der Antriebsmaschine			
	gleichmäßig Elektromotor	mäßige Stöße Turbine	mittlere Stöße Mehrzylinder-Verbrennungsmotor	starke Stöße Einzylinder-Verbrennungsmotor
gleichmäßig Stromerzeuger, gleichmäßig beschickte Gurtförderer, Förderschnecken, Lüfter	1,00	1,10	1,25	1,50
mäßige Stöße Hauptantrieb v. Werkzeugmaschinen, Rührer und Mischer für Stoffe mit unregelmäßiger Dichte, Pumpen, usw.	1,25	1,35	1,50	1,75
mittlere Stöße Extruder für Gummi, Mischer mit unterbrochenem Betrieb, leichte Kugelmühlen, Holzbearbeitung, usw.	1,50	1,60	1,75	2,00
starke Stöße Bagger, schwere Kugelmühlen, Walzwerk- und Hüttenmaschinen, Steinbrecher, Gummikneter, usw.	1,75	1,85	2,00	2,25

von der Antriebsmaschine (z. B. Kolbenmotor) und der Abtriebsmaschine (z. B. Walzwerk) auf das Getriebe übertragen werden. Sie werden berücksichtigt, indem die Nennlast mit dem Anwendungsfaktor (Betriebsfaktor) multipliziert wird. Anhaltswerte für K_A sind Tabelle 6.4 zu entnehmen.

Dynamikfaktor K_v . Die sich im Eingriff befindlichen Zähne verhalten sich wie Biegefedern mit veränderlicher Steifigkeit entlang der Eingriffslinie. Stöße beim Zahneingriff, Abweichungen von der theoretischen Zahnform und Verformungen von Zahnrad, Welle, Lager und Gehäuse regen das System zu Schwingungen an, welche dynamische Zusatzkräfte hervorrufen. Die Ermittlung der tatsächlich auftretenden inneren dynamischen Zusatzkräfte ist äußerst schwierig, obwohl in DIN 3990 eine umfangreiche Berechnungsvorschrift vorliegt. Für Industriegetriebe, die üblicherweise im unterkritischen Bereich betrieben werden, kann der Dynamikfaktor für Geradverzahnung

Tabelle 6.5. Werte für K_1 und K_2 zur Berechnung von K_V

	K_1								K_2
Verzahnungsqualität	5	6	7	8	9	10	11	12	alle
Geradverzahnung	5,7	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5	0,0193
Schrägverzahnung	5,1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1	0,0087

und Schrägverzahnung mit Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta \geq 1$ nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}. \quad (6.57)$$

Die Faktoren K_1 und K_2 sind abhängig von Verzahnungsart und Verzahnungsqualität und können Tabelle 6.5 entnommen werden. v ist die Umfangsgeschwindigkeit am Ritzelteilkreis in m/s, F_t die Umfangskraft am Teilkreis, b die gemeinsame Zahnbreite und u das Zähnezahlverhältnis.

Bei Schrägverzahnung mit einer Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta < 1$ wird K_V durch lineare Interpolation der Werte für Geradverzahnung ($K_{V\alpha}$) und Schrägverzahnung ($K_{V\beta}$) bestimmt:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta}). \quad (6.58)$$

Breitenfaktoren $K_{F\beta}$ und $K_{H\beta}$. Eine ungleichmäßige Kraftverteilung über die Zahnbreite infolge elastischer Verformungen (f_{sh}) und Herstellungsabweichungen (f_{ma}) haben Auswirkungen auf die Zahnfuß- bzw. Flankenbeanspruchung. Mit dem Faktor $K_{F\beta}$ wird der Einfluß auf die Zahnfußtragfähigkeit und mit $K_{H\beta}$ der Einfluß auf die Flankentragfähigkeit berücksichtigt.

Diese Faktoren können nach folgendem Berechnungsablauf einfach ermittelt werden:

1. Flankenlinienabweichung
infolge Wellen- und Ritzelverformung: $f_{shg} = 1,33 \cdot f_{sh}$ aus Tabelle 6.6
2. Flankenlinien-Winkelabweichung: $f_{H\beta}$ aus Tabelle 6.7
3. Herstellabweichung: $f_{ma} = f_{H\beta}$
4. Wirksame Flankenlinienabweichung
vor dem Einlaufen: $F_{\beta x} = f_{ma} + f_{shg}$
5. Einlaufbetrag: γ_β aus Abb. 6.40
6. Wirksame Flankenlinienabweichung
nach dem Einlaufen: $F_{\beta y} = F_{\beta x} - \gamma_\beta$
7. Breitenfaktoren: $K_{F\beta}$ und $K_{H\beta}$ aus Abb. 6.41

Tabelle 6.6. Anhaltswerte für die zulässige Flankenlinienabweichungen f_{shg} in μm durch Gesamtverformung ($f_{shg} = 1,33 \cdot f_{sh}$)

Zahnbreite b [mm]	Zahnbreite b						
	bis 20	über 20 bis 40	über 40 bis 100	über 100 bis 200	über 200 bis 315	über 315 bis 560	über 560
sehr steife Getriebe (z. B. stationäre Turbogetriebe)	5	6,5	7	8	10	12	16
mittlere Steifigkeit (meiste Industrie- getriebe)	6	7	8	11	14	18	24
nachgiebige Getriebe	10	13	18	25	30	38	50

Tabelle 6.7. Zulässige Flankenlinien-Winkelabweichungen $f_{H\beta}$ in μm (nach DIN 3962)

Verzahnungs- qualität	Zahnbreite b			
	bis 20	über 20 bis 40	über 40 bis 100	über 100
5	6	6,5	7	8
6	8	9	10	11
7	11	13	14	16
8	16	18	20	22
9	25	28	28	32
10	36	40	45	50
11	56	63	71	80
12	90	100	110	125

Für die durchschnittliche Kraft je Zahnbreiteneinheit gilt

$$\frac{F_m}{b} = \frac{F_t}{b} K_A K_V.$$

Die Abnahme der Zahnfedersteifigkeit bei kleinen Linienlasten wird dadurch berücksichtigt, daß bei $F_m/b < 100 \text{ N/mm}$ mit $F_m/b = 100 \text{ N/mm}$ gerechnet wird. D.h., der gerastete Bereich in Abb. 6.41 ist nicht zugelassen. Für Radpaare mit besonderen Anpassungsmaßnahmen, wie Einlappen oder Einlaufen bei geringer Last, kann die Herstellabweichung auf $f_{ma} = 0,5 \cdot f_{H\beta}$ herabgesetzt werden.

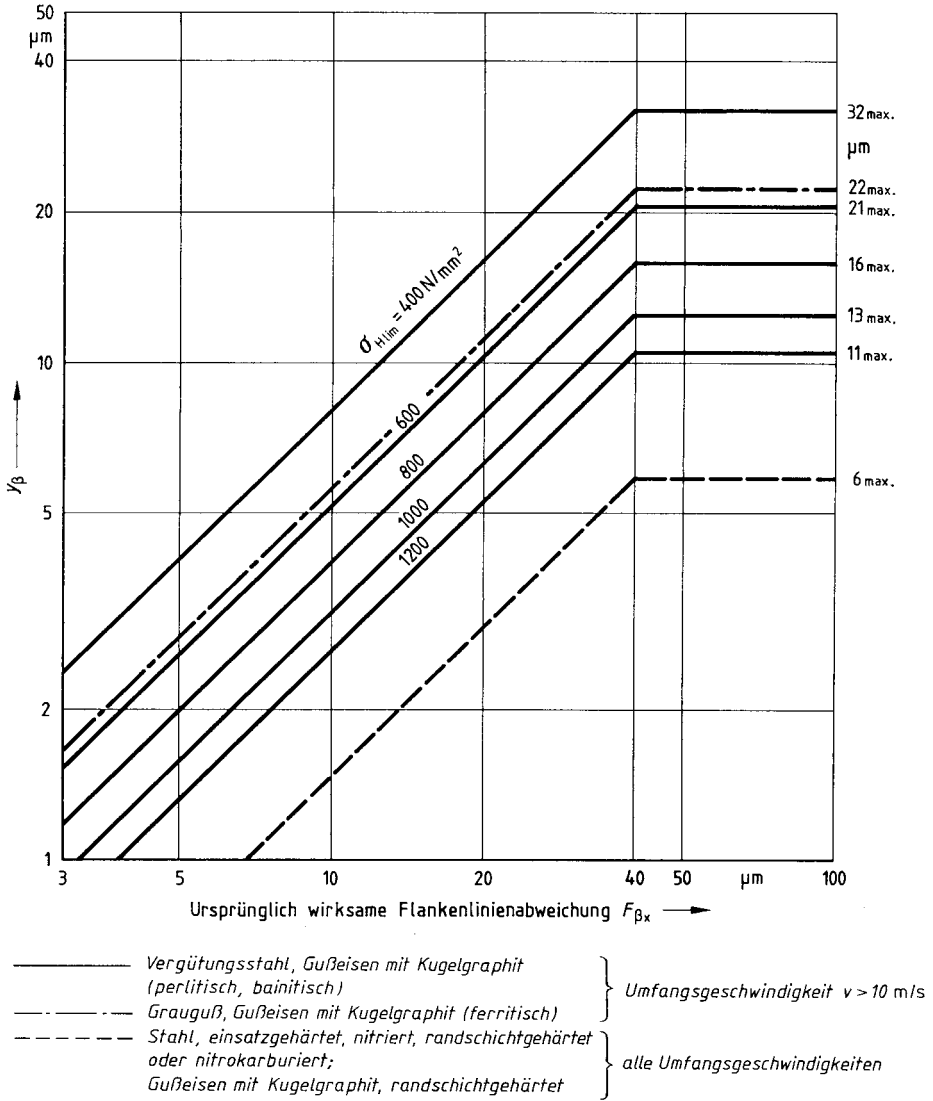


Abb. 6.40. Einlaufbetrag y_β eines Zahnpaars (bei unterschiedlichen Werkstoffen für Ritzel und Rad gilt $y_\beta = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2})/2$)

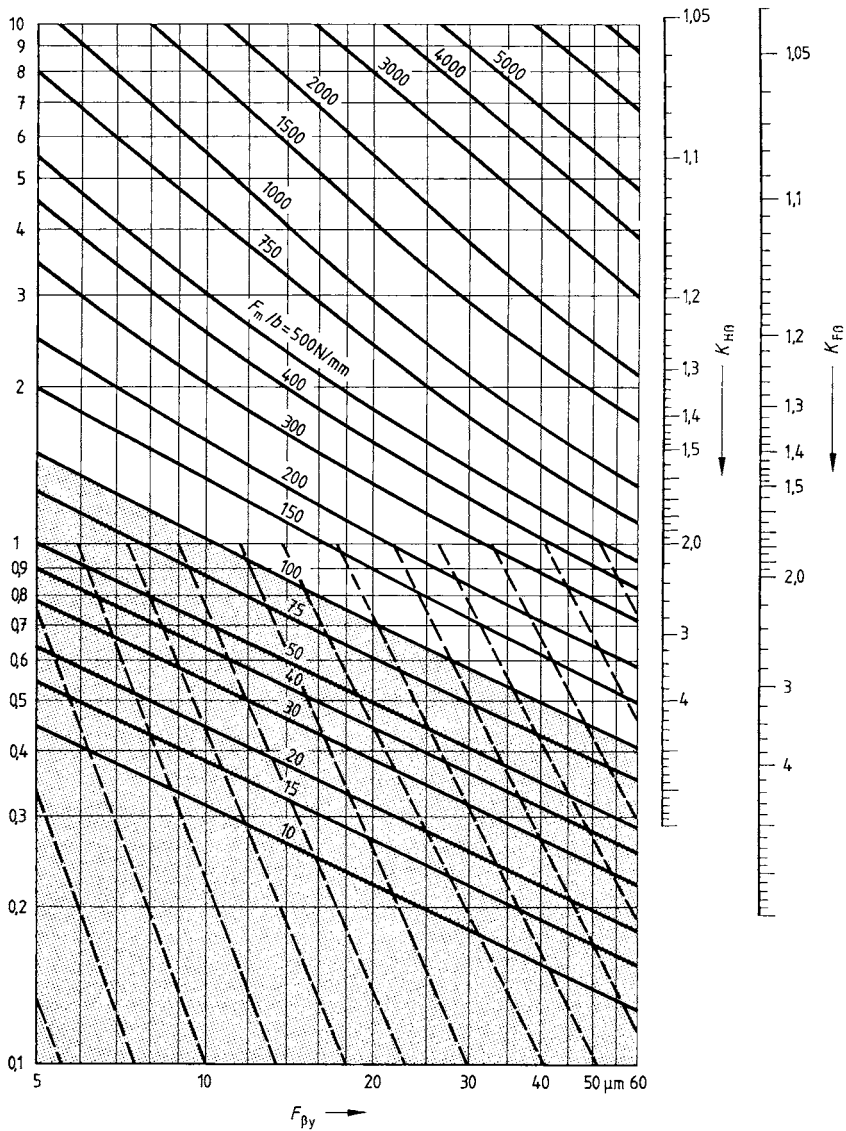


Abb. 6.41. Breitenfaktor $K_{H\beta}$ (Flanke) und $K_{F\beta}$ (Fuß).

Der grau hinterlegte Bereich $F_m/b < 100$ N/mm ist zu vermeiden. Werte kleiner als 100 N/mm entstehen, wenn

- die Zahnradbreite b zu groß gewählt wurde oder
- bei Zahnradpaarungen mit kleinen Zahnkräften (z.B. kleinen Getrieben). In diesem Falle ist $F_m/b = 100$ N/mm zu setzen

Tabelle 6.8. Stirnfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$

Linienbelastung $K_A \cdot F_t / b$		> 100 N/mm							≤ 100 N/mm
Verzahnungsqualität (DIN 3961)		6	7	8	9	10	11	12	ab 6
einsatz- gehärtet oder nitriert	Geradverzahnung $K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$ $1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
	Schrägverzahnung $K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
nicht gehärtet	Geradverzahnung $K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0			1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$ $1/Y_\epsilon \geq 1,2$		
	Schrägverzahnung $K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		

Stirnfaktoren $K_{F\alpha}$ und $K_{H\alpha}$. Die Stirnfaktoren berücksichtigen die ungleichmäßige Kraftaufteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindlichen Zahnpaare. Eine ungleichmäßige Verteilung der Last in Umfangsrichtung entsteht hauptsächlich durch Verzahnungsabweichungen und ist somit von der Verzahnungsqualität (siehe Kap. 6.1.2.3) abhängig. Für Normverzahnungen können mit ausreichender Genauigkeit die Stirnfaktoren für die Zahnfußbeanspruchung $K_{F\alpha}$ und für die Flankenbeanspruchung $K_{H\alpha}$ der Tabelle 6.8 entnommen werden.

6.1.4.2

Zahnfußtragfähigkeit

Berechnungsmodell. Für die Berechnung wird vom ungünstigsten Fall ausgegangen, daß

- nur ein Zahnpaar an der Lastaufnahme beteiligt ist und
- der Kraftangriff am Zahnkopf erfolgt.

Aus spannungsoptischen Untersuchungen ergab sich, daß die Stellen höchster Biegebeanspruchung im Zahnfuß sich mit guter Annäherung mit den Berührungspunkten der 30°-Tangenten an den Fußausrundungen decken. Der Berechnungsquerschnitt (Bruchquerschnitt) ist also das in Abb. 6.42a schraffierte Rechteck. In Abb. 6.42b sind die Kräfteverhältnisse genauer dargestellt: F_N ist die Zahnnormalkraft senkrecht zur Zahnflanke, α_{Fan} der Kraftangriffswinkel am Kopfzylinder der Ersatz-Geradverzahnung, $F_N \cdot \cos \alpha_{Fan}$ ist die am Biegehebelarm h_{Fa} angreifende Komponente. Für die Biegespannung ergibt sich also

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F_N \cos \alpha'_a h_{Fa}}{b s_{Fn}^2 / 6}$$

und mit $F_N = F_t / \cos \alpha$

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b m_n} \frac{6 \frac{h_{Fa}}{m_n} \cos \alpha'_a}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa}. \quad (6.59)$$

Der zweite Bruch ist zur Abkürzung mit Y_{Fa} bezeichnet und heißt Formfaktor. Er ist dimensionslos und von der Zähnezahl (bei Schrägverzahnung von der Ersatzzähnezahl) und von der Profilverschiebung abhängig. Infolge der Zahnkraft wirken im Berechnungsquerschnitt zusätzlich zur Biegespannung jedoch noch Druck- und Schubspannungen. Es wird jedoch keine Vergleichsspannung gebildet, sondern die spannungserhöhenden Wirkungen werden mit Hilfe eines Spannungskorrekturfaktors Y_{Sa} berücksichtigt.

Festigkeitsnachweis. Zunächst werden nur die Grundgleichungen für die Nachrechnung der Zahnfußtragfähigkeit aufgestellt. Die erforderlichen Einflußfaktoren (Y -Faktoren) werden dann anschließend besprochen. Die Kraftfaktoren (K -Faktoren) werden in Kap. 6.1.4.1 behandelt.

Die Zahnfußspannung berechnet sich nach DIN 3990 zu

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (6.60)$$

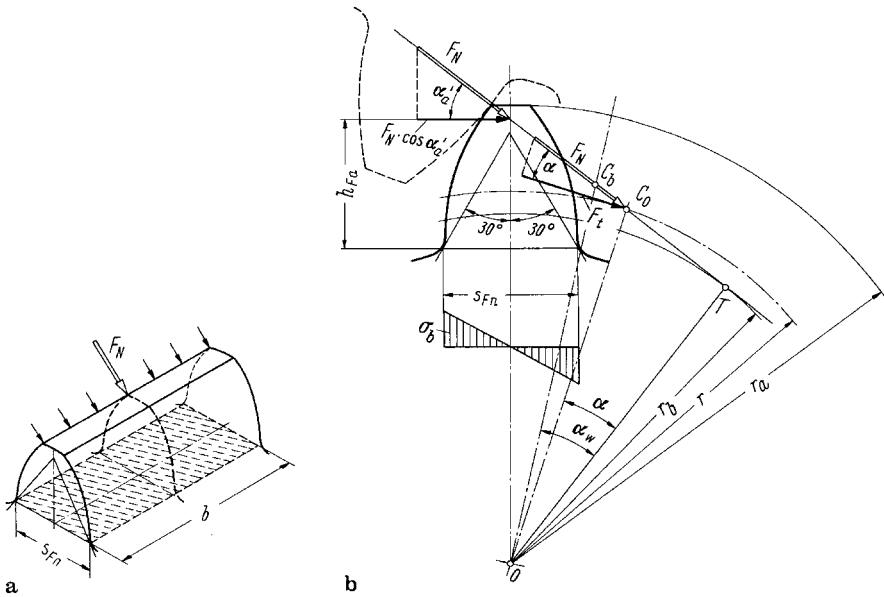


Abb. 6.42. Berechnungsmodell für Zahnfußtragfähigkeit. a) Bruchquerschnitt s_{Fn} ; b) Biegespannung am Zahnfuß

Hierin ist die Zahnfuß-Nennspannung σ_{F0} die maximale örtliche Zugspannung am Zahnfuß einer fehlerfreien Verzahnung:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta. \quad (6.61)$$

F_t ist die Umfangskraft am Teilzylinder im Stirnschnitt, b die Zahnbreite und m_n der Modul im Normalschnitt.

Die Zahnfuß-Grenzfestigkeit σ_{FG} ist die maximal ertragbare Biegespannung im Zahnfuß:

$$\sigma_{FG} = \sigma_{FE} Y_{NT} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X. \quad (6.62)$$

Dabei ist σ_{FE} die Dauerfestigkeit der ungekerbten Probe und kann Tabelle 6.9 entnommen werden. Die Dauerfestigkeitswerte für die Zahnfuß-Biegenennspannungen σ_{Flim} wurden mit Standard-Referenz-Prüfrädern ermittelt. Mit einem Spannungskorrekturfaktor $Y_{ST} = 2$ (gilt für alle Werkstoffe) multipliziert ergibt sich $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}$.

Für die Sicherheit gilt dann:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F}. \quad (6.63)$$

Da infolge unterschiedlicher Zahnformen die Zahnfußspannungen in Ritzel und Rad verschieden sind, ergeben sich auch unterschiedliche Sicherheiten. Bei gleichen Werkstoffen und gleichen Zahnradbreiten ist $S_{F1} < S_{F2}$. Übliche Sicherheitsfaktoren für Industriegetriebe liegen bei $S_F \geq 1,3 \dots 1,5$.

Einflußfaktoren für Zahnfußspannung

Y_{Fa} **Formfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Zahnform auf die Biegenennspannung im Berechnungsquerschnitt. Die Bedeutung und Ableitung ist aus Gl (6.59) ersichtlich. Abhängig von der Ersatzzähnezahl und der Profilverschiebung kann aus Abb. 6.43 der Formfaktor Y_{Fa} für eine Normverzahnung abgelesen werden.

Y_{Sa} **Spannungskorrekturfaktor**, rechnet die Biegenennspannung auf die örtliche Zahnfußspannung um. Dieser Faktor erfasst die Spannungserhöhung durch Kerbwirkung (Fußausrundung) und berücksichtigt, daß am Zahnfuß nicht nur Biegespannungen, sondern zusätzlich Druck- und Schubspannungen auftreten. Analog zum Formfaktor läßt sich auch Y_{Sa} aus Abb. 6.44 einfach ablesen.

Y_ϵ **Überdeckungsfaktor**, rechnet den Kraftangriff vom Zahnkopf (siehe Berechnungsmodell) auf den Einzeleingriffspunkt um. Y_ϵ ist abhängig von der Profilüberdeckung und dem Schrägungswinkel und berechnet sich zu

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cos^2 \beta_b$$

Y_β **Schrägungsfaktor**, berücksichtigt den Unterschied zwischen der Schrägverzahnung und dem Berechnungsmodell zugrunde liegenden Ersatz-Ge-

Tabelle 6.9. Dauerfestigkeitswerte für Zahnradwerkstoffe (nach DUBBEL)

Art Behandlung	Bezeichnung	Anwendung, Eigenschaften	Flanken- härte	σ_{FE} [N/mm ²]	σ_{Hlim} [N/mm ²]
Grauguß DIN EN 1561	GJL-200	für komplizierte Radformen, kostengünstig, leicht zerspanbar, geräuschkämpfend	180 HB	80	300
	GJL-250		220 HB	110	360
Schwarzer Temperguß DIN EN 1562	GJMB-350	für kleine Abmessungen, Eigenschaften zwischen Grauguß und unlegiertem Stahlguß	150 HB	330	320
	GJMB-650		220 HB	410	460
Sphäroguß DIN EN 1563	GJS-400	auch für große Abmessungen, Eigenschaften zwischen GG und GS, Flamm- und Induktions- härtung möglich	180 HN	370	370
	GJS-600		250 HN	450	490
	GJS-900		350 HB	500 ¹⁾	650 ¹⁾
Unlegierter Stahlguß DIN 1681	GS-52.1	für große Abmessungen, schwer gießbar (Lunker, Gußspannungen)	160 HB	280	320
	GS-60.1		180 HB	320	380
Baustähle DIN EN 10025	S235J	gut schweißbar	120 HB	250	320
	E295		160 HB	350	430
	E355		190 HB	410	460
Vergütungsstähle DIN EN 10083	C45 E + N	gut zerspanbar gut schweißbar gut zerspanbar	190 HB	320 ... 400	430 ... 530
	34CrMo4V		270 HB	430 ... 580	530 ... 710
	42CrMo4V		300 HB	450 ... 620	580 ... 770
	34CrNiMo6V		310 HB	460 ... 620	590 ... 780
	30CrNiMo8V		320 HB	470 ... 640	600 ... 790
	34CrNiMo12.8V		350 HB	490 ... 650	650 ... 840
Vergütungsstähle flamm- oder induktions- gehärtet	C45E + N	Umlaufhärtung, kleine Abmessungen		500 ... 750	
	34CrMo4	Umlauf- oder Einzelzahnhärtung		Fuß gehärtet	
	42CrMo4	Umlaufhärtung	50 ... 55 HRC	300 ... 450	1000 ... 1230
	34CrNiMo6	Einzelzahnhärtung, rißunempfindlich	nicht gehärtet		

Tabelle 6.9 (Fortsetzung)

Art Behandlung	Bezeichnung	Anwendung, Eigenschaften	Flanken- härte	σ_{FE} [N/mm ²]	σ_{Hlim} [N/mm ²]
Vergütungs- und Einsatzstähle nitriert	42CrMo4 + QT 16 MnCr5 + QT	Nht < 0,6 mm; <i>m</i> < 16 mm; etwas einlauffähig Nht < 0,6 mm; <i>m</i> < 10 mm	48 ... 57 HRC	520 ... 740	780 ... 1000
Nitrierstähle	31CrMoV9V	Nht < 0,6 mm; <i>m</i> < 16 mm; kantenempfindlich für Nht < 0,6 mm; <i>m</i> < 16 mm	60 ... 63 HRC	560 ... 840	1120 ... 1250
nitriert	14CrMoV6.9V				
Vergütungs- und Einsatzstähle nitrocarboniert	C45 E + N 16MnCr5 + N 42CrMo4 + QT	geringer Verzug, günstiger Preis <i>m</i> < 6 mm höhere Kernfestigkeit; <i>m</i> < 10 mm	42 ... 45 HRC } 52 ... 55 HRC	460 ... 600 460 ... 640	650 ... 760 650 ... 800
carbonitriert	34Cr4 + QT	für Kfz-Getriebe	55 ... 60 HRC	600 ... 900	1100 ... 1350
Einsatzstähle DIN EN 10084 einsatzgehärtet	16MnCr5 (15CrNi6) ² 18CrNiMo7-6	Standardstahl bis <i>m</i> = 20 mm } für große Abmessungen <i>m</i> > 16 mm	58 ... 62 HRC	620 ... 1000	1300 ... 1500

1) Genaue Werte liegen noch nicht vor.
2) Werkstoff in DIN EN 10084 nicht mehr enthalten.

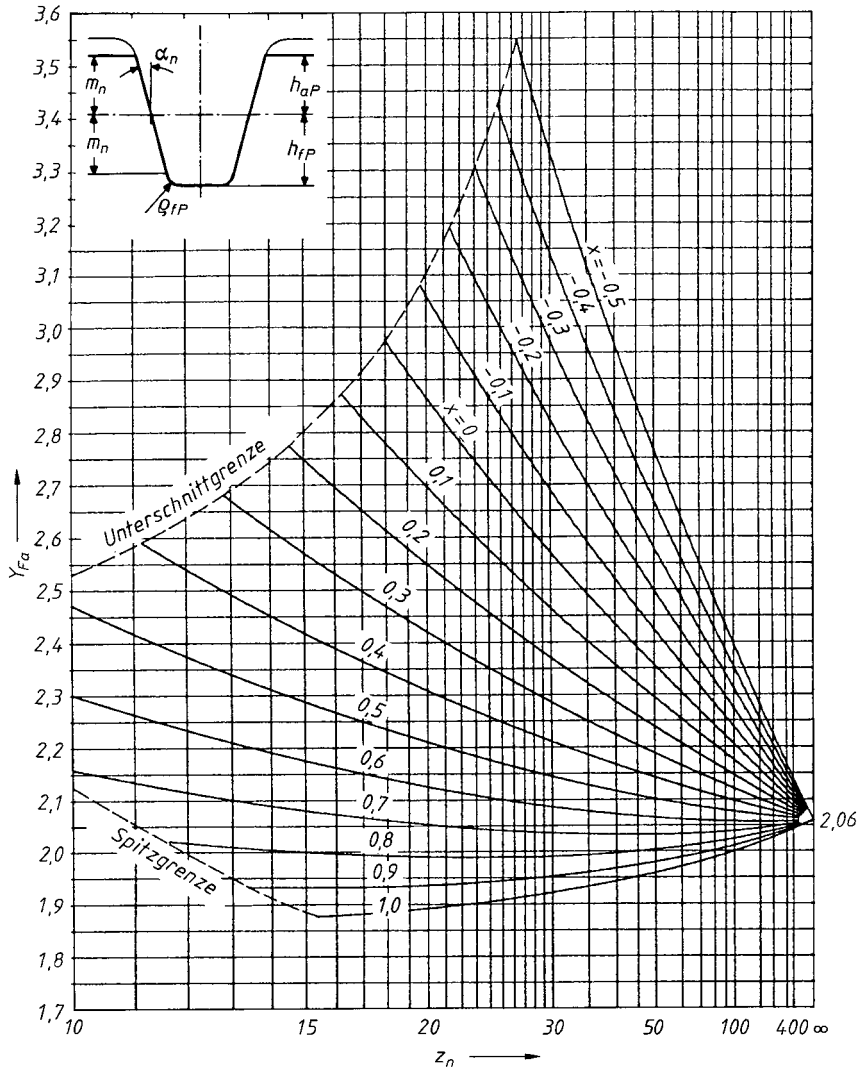


Abb. 6.43. Formfaktor Y_{Fa} für $\alpha_n = 20^\circ$, $h_{ap} = 1 \cdot m$, $h_{fp} = 1,25 \cdot m$, $q_{fp} = 0,375 \cdot m$

radverzahnung. Durch die schräg über die Flanke verlaufenden Berührungslinien wird die Zahnfußbeanspruchung geringer. Y_β kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}.$$

Wenn die Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta > 1$ ist, wird $\varepsilon_\beta = 1$ und bei $\beta > 30^\circ$ wird $\beta = 30^\circ$ gesetzt, so daß sich $1 \geq Y_\beta \geq 0,75$ ergibt.

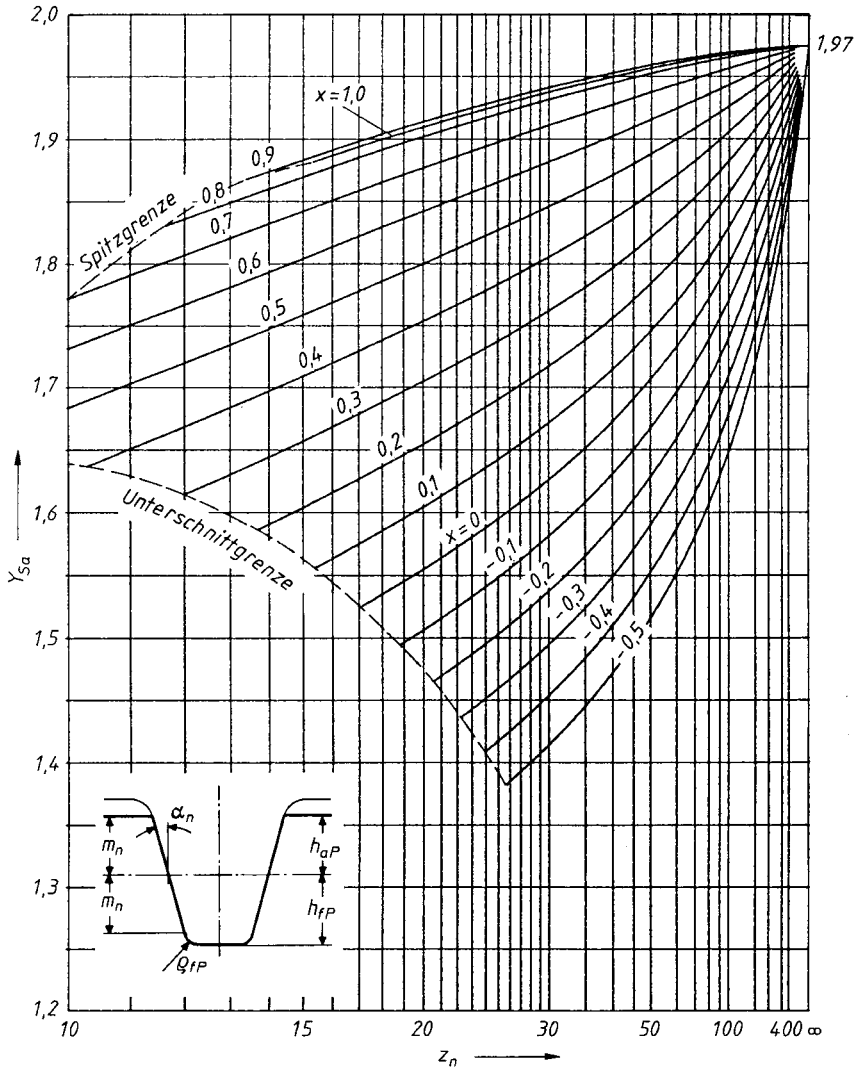


Abb. 6.44. Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa} für $\alpha_n = 20^\circ$, $h_{aP} = 1 \cdot m$, $h_{fP} = 1,25 \cdot m$, $\rho_{fP} = 0,375 \cdot m$

Einflußfaktoren für Zahnfußgrenzfestigkeit

Y_{NT} **Lebensdauerfaktor**, berücksichtigt die höhere Tragfähigkeit, wenn das Getriebe aufgrund einer begrenzten Anzahl an Lastwechsel nicht dauerfest sein muß. Die höhere Zeitfestigkeit wird durch Multiplikation des Faktors Y_{NT} (nach Abb. 6.45 gilt $2,5 \geq Y_{NT} \geq 1$) mit der Dauerfestigkeit erreicht. Die Anzahl der Lastwechsel kann berechnet werden zu

$$N_L = x n 60 L. \quad (6.64)$$

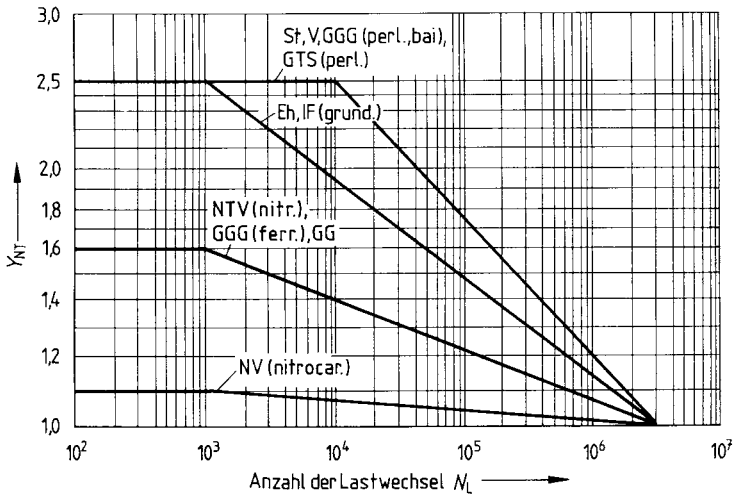


Abb. 6.45. Lebensdauerfaktor Y_{NT} (St: Stahl; V: Vergütungsstahl; Eh: Einsatzstahl; IF: induktiv gehärtet am Zahngrund)

Dabei ist x die Anzahl der Eingriffe pro Umdrehung, n die Drehzahl in 1/min und L die Lebensdauer in Betriebsstunden.

$Y_{\delta \text{rel T}}$ **Relative Stützziffer**, berücksichtigt den Einfluß der Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes (abhängig vom Spannungskorrekturfaktor Y_{sa}).

$Y_{R \text{rel T}}$ **Relativer Oberflächenfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit in der Fußausrundung (abhängig von der Rauhtiefe).

Y_X **Größenfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Zahnradabmessungen (abhängig vom Modul).

Da die Faktoren $Y_{\delta \text{rel T}}$, $Y_{R \text{rel T}}$ und Y_X für viele Getriebe nahe bei 1 liegen und sich zudem teilweise kompensieren, kann für Überschlagsrechnungen ohne weiteres gesetzt werden:

$$Y_{\delta \text{rel T}} Y_{R \text{rel T}} Y_X \approx 1.$$

Für sehr genaue Nachrechnungen oder für große Getriebe sind bei Bedarf die entsprechenden Faktoren der DIN 3990 T3 zu entnehmen.

6.1.4.3

Flankentragfähigkeit

Berechnungsmodell. Die Grundlage der Berechnung bildet die Hertzsche Pressung für zwei sich berührende Zylinder:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \frac{m^2}{m^2 - 1} E \frac{F_N}{b} \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right)}$$

mit $m = \frac{1}{\nu}$ Poisson Zahl (ν Querkontraktion),

$E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ mittlerer Elastizitätsmodul,

F_N Normalkraft (Zahnnormalkraft),

b Länge der sich berührenden Zylinder (Zahnbreite),

ϱ_1, ϱ_2 Zylinderhalbmesser (= Krümmungsradien der Zahnflanken im jeweiligen Berührungspunkt).

Mit $m = 10/3$ ergibt sich

$$\sigma_H = \sqrt{0,175 E \frac{F_N}{b} \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right)}.$$

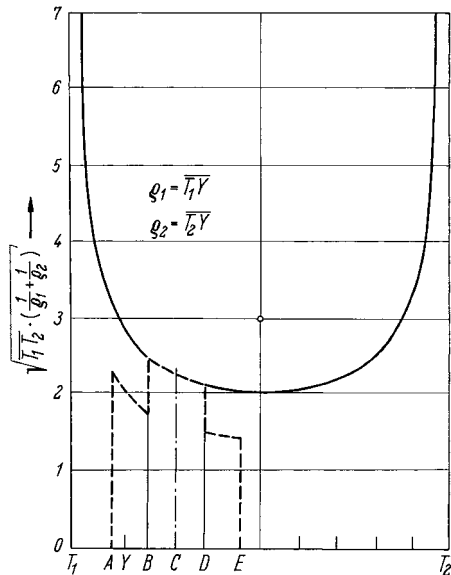
Für einen beliebigen Punkt Y auf der Eingriffslinie wird (vgl. Abb. 6.26):

$$\varrho_1 = \overline{T_1 Y} \quad \text{und} \quad \varrho_2 = \overline{T_2 Y}; \quad \varrho_1 + \varrho_2 = \overline{T_1 T_2} = a \sin \alpha_{wt}.$$

In Abb. 6.46 ist die dimensionslose Größe $\sqrt{\overline{T_1 T_2} \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right)}$,

die proportional zur Hertzschen Pressung ist, über $T_1 - T_2$ aufgetragen. Das Minimum liegt in der Mitte und in der Nähe von T_1 und T_2 wird σ_H sehr groß. Liegt die Eingriffsstrecke $A-E$ sehr weit seitlich (das ist der Fall bei kleinen Ritzelzähnezahlen), dann ist die Hertzsche Pressung im inneren Einzeleingriffspunkt B deutlich größer als im Wälzpunkt C und somit für die Berechnung maßgebend. Bei Ritzelzähnezahlen $z_1 \geq 20$ genügt es jedoch, die Hertzsche Pressung im Wälzpunkt C zu berechnen.

Abb. 6.46. Verlauf der Hertzschen Pressung über $T_1 - T_2$



Im Wälzpunkt C sind die Krümmungsradien

$$\varrho_{1C} = r_{w1} \sin \alpha_{wt} / \cos \beta_b \quad \text{und} \quad \varrho_{2C} = r_{w2} \sin \alpha_{wt} / \cos \beta_b .$$

Also wird

$$\frac{1}{\varrho_{1C}} + \frac{1}{\varrho_{2C}} = \frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_{wt}} \left(\frac{1}{r_{w1}} + \frac{1}{r_{w2}} \right) = \frac{\cos \beta_b}{r_{w1} \sin \alpha_{wt}} \left(1 + \frac{1}{u} \right)$$

oder mit $r_{w1} = r_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{wt}$.

Setzt man für die Normalkraft $F_N = F_t / \cos \alpha_t$, so wird die Hertzsche Pressung im Wälzpunkt

$$\frac{1}{\varrho_{1C}} + \frac{1}{\varrho_{2C}} = \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{r_1 \cos \alpha_t \sin \alpha_{wt}} \left(\frac{u+1}{u} \right),$$

$$\sigma_{HC} = \sqrt{0,175 E \frac{F_t}{b \cos \alpha_t} \frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{d_1 \cos \alpha_t \sin \alpha_{wt}} \frac{u+1}{u}} .$$

oder

$$\sigma_{HC} = \sqrt{0,175 E} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}} \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{u+1}{u}} . \quad (6.65)$$

Danach ist die Hertzsche Pressung im Wälzpunkt für Ritzel und Rad gleich groß.

Festigkeitsnachweis. Auch hier sollen zunächst wieder nur die Grundgleichungen für die Nachrechnung der Flankentragfähigkeit aufgestellt werden. Die Bedeutung und Bestimmung der Einflußfaktoren (Z-Faktoren) wird anschließend behandelt. Die Kraftfaktoren (K-Faktoren) sind Kap. 6.1.4.1 zu entnehmen.

Die maximale Flankenpressung für das Ritzel ist nach DIN 3990

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (6.66)$$

und die Flankenpressung für das Rad

$$\sigma_H = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (6.66a)$$

mit der nominellen Flankenpressung im Wälzpunkt einer fehlerfreien Verzahnung:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} . \quad (6.67)$$

F_t ist die Umfangskraft am Teilzylinder im Stirnschnitt, b die gemeinsame Zahnbreite, d_1 der Teilkreisdurchmesser und u das Zähnezahlnverhältnis.

Die Flankengrenzfestigkeit (Grübchen-Grenzfestigkeit) wird berechnet nach

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H \lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (6.68)$$

mit dem Dauerfestigkeitswert $\sigma_{H \lim}$ für die Flankenpressung (Tabelle 6.9).

Für die Sicherheit gilt dann

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}. \quad (6.69)$$

Da nach Gl. (6.65) die Hertsche Pressungen im Wälzpunkt für Ritzel und Rad gleich groß sind, sind auch die Sicherheiten bei gleichen Ritzel- und Radwerkstoffen gleich groß (wenn $Z_B = Z_D = 1$). Bei unterschiedlichen Werkstoffen ist die Sicherheit auf den Werkstoff mit der geringeren Grenzfestigkeit zu beziehen. Für Industriegetriebe gibt die Norm als Mindestsicherheit $S_{H, \min} = 1,0$ an. Da die Festigkeitsberechnung aus Untersuchungen mit größeren Zahnrädern abgeleitet wurde, können für kleine Moduln ($m < 1,5$ mm) die Sicherheitswerte auch kleiner als 1 werden.

Einflußfaktoren für Flankenpressung

Z_B **Ritzel-Einzeleingriffsfaktor** berücksichtigt, daß die Flankenpressung im Ritzel-Einzeleingriffspunkt *B* höher als im Wälzpunkt *C* ist (Abb. 6.46). Für die meisten Anwendungen genügt es jedoch, die Flankenpressung im Wälzpunkt zu berechnen, d.h. $Z_B = 1$. Wenn erforderlich, z.B. bei sehr kleinen Zähnezahlen, kann der Faktor Z_B nach DIN 3990 T2 berechnet werden.

Z_D **Rad-Einzeleingriffsfaktor**, berücksichtigt die Umrechnung der Flankenpressung im Wälzpunkt auf den Rad-Einzeleingriffspunkt *D*. Da sich nur bei Radpaaren mit $u \approx 1$ eine höhere Flankenpressung im Punkt *D* ergibt als im Wälzpunkt *C* (Eingriffstrecke ist dann in der Mitte von T_1 - T_2 in Abb. 6.46), kann meistens $Z_D = 1$ gesetzt werden.

Z_H **Zonenfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Krümmungsradien der Flanken im Wälzpunkt auf die nominelle Flankenpressung. Der Zonenfaktor ist die zweite Wurzel in Gl. (6.65), so daß gilt

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}}.$$

Z_E **Elastizitätsfaktor**, berücksichtigt die spezifischen Werkstoffgrößen Elastizitätsmodul und Poisson-Konstante. Der Elastizitätsfaktor ist in Gl (6.65) die erste Wurzel, so daß gilt:

$$Z_E = \sqrt{0,175 E}.$$

Bei Radpaarungen aus Werkstoffen mit unterschiedlichen Elastizitätsmoduln E_1 und E_2 wird ein Ersatzmodul eingesetzt:

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}.$$

Z_ϵ **Überdeckungsfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Profil- und Sprungüberdeckung auf die Flankenpressung, die geringer wird, wenn sich die

Last zumindest teilweise auf mehrere Zähne verteilt. Für $\varepsilon_\beta < 1$ (einschließlich $\varepsilon_\beta = 0$ für Geradverzahnung) gilt:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Für $\varepsilon_\beta \geq 1$ gilt:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Z_β **Schrägenfaktor**, berücksichtigt den Einfluß des Schrägungswinkels β auf die Flankentragfähigkeit (z. B. Kraftverteilung entlang der Berührlinien). Der Schrägenfaktor ist nur von β abhängig und die folgende empirische Formel stimmt gut mit praktischen Erfahrungen überein:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}.$$

Einflussfaktoren für Flankengrenzfestigkeit

Z_{NT} **Lebensdauerfaktor**, berücksichtigt die höhere Tragfähigkeit für eine begrenzte Anzahl von Lastspielen (Zeitfestigkeit statt Dauerfestigkeit). Der Lebensdauerfaktor für die Zeitfestigkeit kann aus Abb. 6.47 abgelesen werden. Die Anzahl der Lastwechsel wird wie bei der Zahnfußgrenzfestigkeit nach Gl. (6.64) berechnet.

Z_L **Schmierstofffaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Nennviskosität auf die Wirkung des Schmierfilms.

Z_V **Geschwindigkeitsfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit auf die Wirkung des Schmierfilms.

Z_R **Rauheitsfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Flankenrauheit nach dem Einlaufen auf die Wirkung des Schmierfilms.

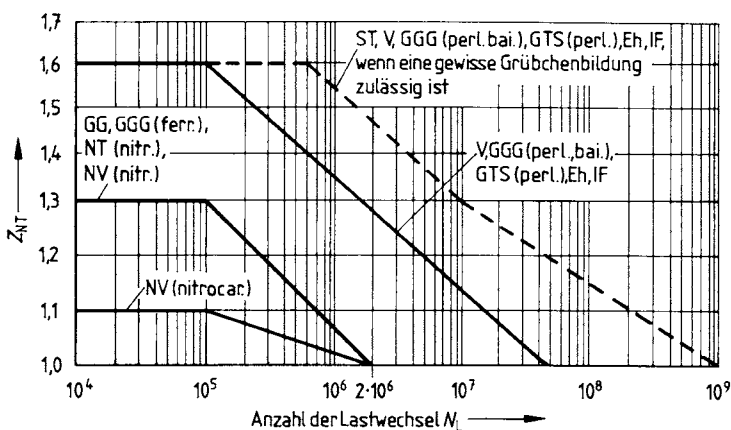


Abb. 6.47. Lebensdauerfaktor Z_{NT} (ST: Stahl; V: Vergütungsstahl; Eh: Einsatzstahl; IF: induktiv gehärtet am Zahngrund)

Z_W **Werkstoffpaarungsfaktor**, berücksichtigt die Zunahme der Flankentragfähigkeit eines Stahlzahnrades (Baustahl oder Vergütungsstahl) bei der Paarung mit einem wesentlich härteren Ritzel.

Z_X **Größenfaktor**, berücksichtigt den Einfluß der Zahnradabmessungen auf die Flankentragfähigkeit.

Da die Werte der Faktoren Z_L , Z_V und Z_R zur Schmierfilmbildung streuen und ebenso wie Z_W und Z_X nahe bei 1 liegen, und sich außerdem noch teilweise kompensieren, kann für Überschlagsrechnungen mit ausreichender Genauigkeit gesetzt werden:

$$Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = 1.$$

Für sehr genaue Nachrechnungen oder für sehr große Getriebe sind bei Bedarf die entsprechenden Faktoren der DIN 3990 T2 zu entnehmen.

6.1.5

Auslegung und Gestaltung

Für die Auslegung und Gestaltung von Zahnradgetrieben sind viele Gesichtspunkte zu beachten und erfordern daher umfangreiche Erfahrungen.

Auslegung. Bei der Festlegung der Getriebeabmessungen (Verzahnungsdaten) geht man sinnvollerweise nach folgendem Ablaufplan vor:

1. geometrische Randbedingungen festlegen,
2. Übersetzungen aufteilen,
3. Überschlägige Wellenberechnung durchführen,
4. Ritzelgestaltung festlegen,
5. Teilkreisdurchmesser abschätzen,
6. Modul festlegen,
7. Zähnezahl festlegen,
8. Achsabstand ermitteln.

1. Geometrische Randbedingungen. Aus der Anforderungsliste (Pflichtenheft) des Getriebes können die darin festgelegten geometrischen Anforderungen entnommen werden. Dazu gehören z.B. Wellendurchmesser, -höhe und -anordnung der An- und Abtriebswellen; maximale oder minimale Länge, Breite und Höhe des Getriebes; Anschlußmaße usw.

2. Übersetzungen. Mit Zahnradgetrieben können normalerweise folgende maximalen Übersetzungsverhältnisse realisiert werden:

- einstufiges Getriebe $i \leq 6$ (8)
- zweistufiges Getriebe $i \leq 35$ (45)
- dreistufiges Getriebe $i \leq 150$ (200)

Damit die übertragbare Leistung bei voller Ausnutzung der Festigkeit in jeder Stufe etwa gleich ist, wird für die erste Stufe eine größere Übersetzung

empfohlen als für die zweite. Für Stirnradgetriebe mit $i > 6$ gelten folgende Erfahrungswerte:

- zweistufige Getriebe $i_{1/2} \approx 0,7 \cdot i^{0,7}$,
- dreistufige Getriebe $i_{1/2} \approx 0,55 \cdot i^{0,55}$ und $i_{3/4} \approx i^{0,32}$.

Wenn aus Funktionsgründen nicht unbedingt erforderlich, soll die Zähnezahzahl des Rades kein ganzzahliges Vielfaches des Ritzels sein und möglichst keinen gemeinsamen Nenner enthalten, da sonst die gleichen Zahnpaare periodisch zum Eingriff kommen (die Folgen wären Schwingungen, Geräusche und einseitiger Verschleiß).

Im Werkzeugmaschinenbau sind nach Normzahlen gestufte Drehzahlen (DIN 804) und Vorschübe (DIN 803) üblich, so daß auch für die Stufensprünge und Zähnezahzahlverhältnisse Normzahlen zu verwenden sind. Auch bei handelsüblichen Zahnradgetrieben sind die Übersetzungen häufig nach Normzahlen gestuft.

3. *Überschlägige Wellenberechnung.* Nach Gl. (4.1) kann der kleinste mögliche Wellendurchmesser zunächst überschlägig berechnet werden (bei Hohlwellen nach Gl. (4.2)).

4. *Ritzelgestaltung.* Ritzel werden entweder mittels einer Wellen-Naben-Verbindung (Paßfeder oder Preßsitz) mit der Welle verbunden oder als Schaftritzel (Ritzelwelle) ausgebildet, bei der Ritzel und Welle aus einem Stück sind (Abb. 6.48).

5. *Teilkreisdurchmesser.* Bei gegebenem Wellendurchmesser d_w (aus überschlägiger Wellenberechnung) kann der kleinstmögliche Ritzelteilkreisdurchmesser d_1 abhängig von der Ritzelgestaltung abgeschätzt werden:

bei auf die Welle aufgesetzten Ritzeln $d_1 \approx (2,0 \dots 2,5) \cdot d_w$,
 bei Schaftritzeln (Ritzel und Welle aus einem Stück) $d_1 \approx (1,2 \dots 1,4) \cdot d_w$,

Dabei sind die größeren Werte für kleine Zähnezahlen ($z_1 < 14$) zu verwenden.

6. *Modul.* Da der Modul für die Flankentragfähigkeit eine untergeordnete Rolle spielt, die Zahnfußtragfähigkeit jedoch direkt vom Modul abhängig ist,

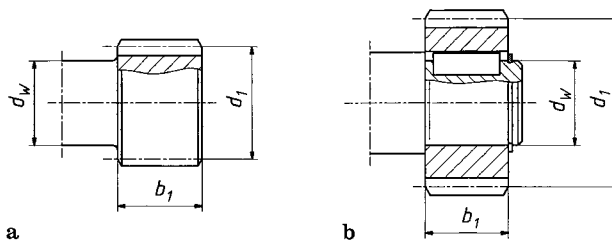


Abb. 6.48. Ritzelgestaltung. a) Ritzelwelle (Schaftritzel); b) aufgesetztes Ritzel

kann ein Anhaltswert für den Modul aus den Gln. (6.60) bis (6.63) abgeleitet werden.

$$m_n > \frac{F_t K_A S_F}{b \sigma_{FE}} Y_{Fa} Y_{Sa} = \frac{2 T K_A S_F}{d_1 b \sigma_{FE}} Y_{Fa} Y_{Sa} \quad (6.70)$$

Dabei sind Drehmoment T und Anwendungsfaktor K_A der Aufgabenstellung (bzw. Tabelle 6.4) zu entnehmen. Als Sicherheit kann $S_F = 2$ gesetzt werden. Für den Kopffaktor kann mit ausreichender Genauigkeit $Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = 4$ angenommen werden (für $x_1 \approx 0,5$ und $h_{ap0} = 1,25 \cdot m$ gilt: $Y_{FS} = 3,91 \dots 4,04$). Nach Wahl des Werkstoffes ist die Dauerfestigkeit σ_{FE} aus Tabelle 6.9 zu entnehmen. Die mögliche Zahnbreite b ist vor allem von der Art der Lagerung im Gehäuse abhängig. Bei beidseitiger Lagerung in steifem Getriebegehäuse sind keine zu großen Deformationen zu befürchten, so daß die Zähne gleichmäßig über die ganze Breite tragen. Die üblichen Richtwerte werden entweder auf den Ritzelteilkreisdurchmesser oder auf den Modul bezogen (Tabelle 6.10).

Mit Hilfe des berechneten m -Wertes ist ein Modul nach DIN 780 (Kap. 6.1.1) zu wählen. Dabei sollte ein kleinerer Modul für ruhigen Lauf und ein größerer Modul für zahnbruchgefährdete Räder (Stöße oder ungünstige Lagerung) verwendet werden.

7. *Zähnezahlen.* Modul und Ritzelzähnezahl sind verknüpft über die Beziehung

$$z_1 = \frac{d_1}{m_n} \cos \beta.$$

Tabelle 6.10. Richtwerte für die Breitenverhältnisse des Ritzels (Größtwerte)

a) Durchmesser-Breitenverhältnis b_1/d_1

Oberfläche	Lagerung	b_1/d_1 -Werte
vergütet	fliegend	$\leq 0,7$
	beidseitig	$\leq 1,4$
einsatzgehärtet	fliegend	$\leq 0,6$
	beidseitig	$\leq 1,1$
nitriert	fliegend	$\leq 0,4$
	beidseitig	$\leq 0,8$

b) Breiten-Modulverhältnis b_1/m

Verzahnungs-Qualität	Lagerung	b_1/m -Werte
11 ... 12	Stahlkonstruktion, leichtes Gehäuse	10 ... 15
8 ... 9	fliegendes Gehäuse	15 ... 25
6 ... 7	beidseitig gelagert	20 ... 30
6 ... 7	genaue, starre Lagerung	25 ... 35
4 ... 6	sehr genaue Lagerung	40 ... 60

Nachdem der Schrägungswinkel β (üblich zwischen $10^\circ \dots 30^\circ$) gewählt wurde, kann die Ritzelzähnezahl berechnet und auf eine ganze Zahl auf- oder abgerundet werden. Dabei ist zu beachten, daß bei unterschreiten der Grenzzähnezahl eine positive Profilverschiebung vorgenommen werden muß.

8. *Achsabstand.* Mit $a_d = m(z_1 + z_2)/2$ kann der Achsabstand ermittelt werden, der durch Profilverschiebung noch verändert werden kann. Günstige Werte für $x_1 + x_2$ sind in Kap. 6.1.1.6 (Wahl von $x_1 + x_2$) angegeben. Dadurch kann der Achsabstand an fertigungsgerechte (z.B. ganze Zahlenwerte für a) oder funktionsgerechte (Normzahlen, vorgegebener Achsabstand, usw.) Anforderungen angepaßt werden.

Gestaltung. Ritzel und kleinere Zahnräder werden meist als Scheibenräder aus dem Vollen gearbeitet oder bei größeren Stückzahlen als Gesenkschmiedestücke ausgeführt (6.48). Für besonders kompakte Getriebe sind Schaftritzel (Abb. 6.48 a) zu verwenden, da damit die kleinstmöglichen Zahnräder erreichbar sind. Die Zahnbreite des Ritzels soll etwas breiter sein als die des Gegenrades, damit axiale Toleranzen ausgeglichen werden können.

Große Zahnräder werden häufig geschweißt. Sie bestehen aus der Nabe, der Scheibe und dem Zahnkranz, wobei zur Versteifung noch radiale Rippen angeordnet werden können. Bei breiteren Rädern werden zwei Scheiben (Abb. 6.49) mit dazwischenliegenden Rippen vorgesehen. Für die Nabe kann auch ein Stahlgußstück verwendet werden und für den Zahnkranz eine aufgeschumpfte Bandage aus hochwertigerem Werkstoff (Abb. 6.50).

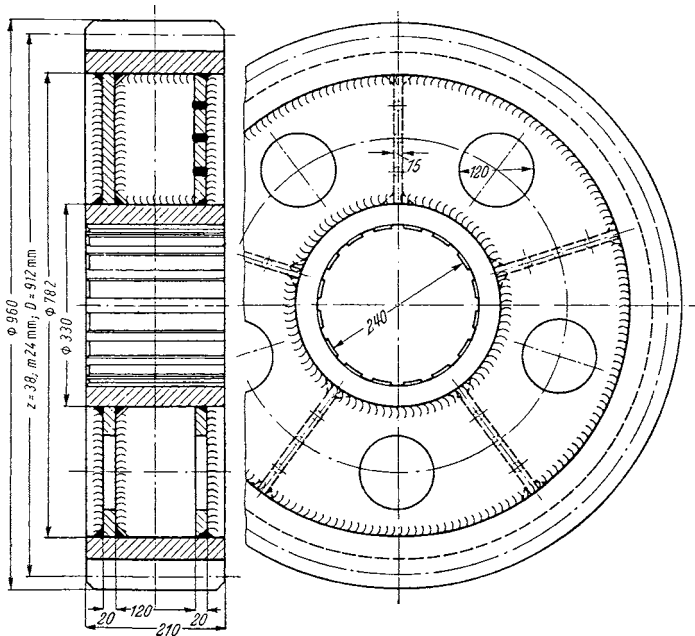
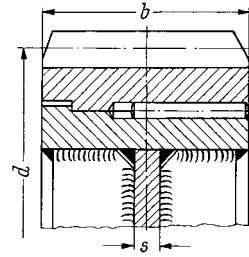


Abb. 6.49. Geschweißtes Zahnrad

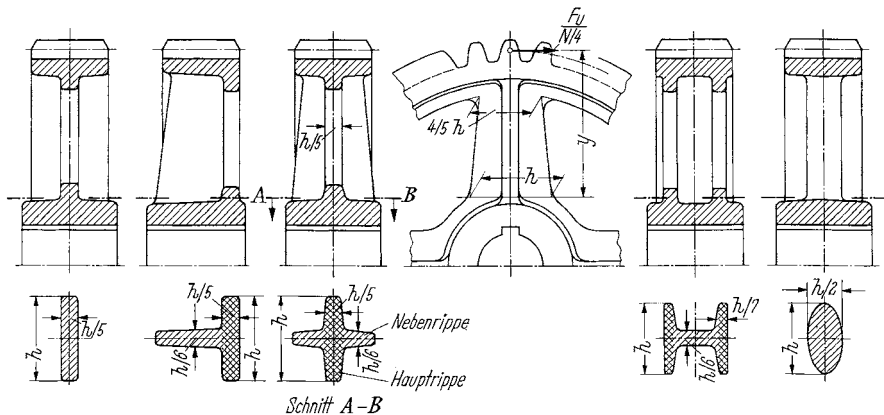
Abb. 6.50. Aufgeschrumpfte Bandage

Gegossene Räder erhalten in der Radscheibe Aussparungen, Abb. 6.51, so daß Arme mit Rechteckenquerschnitt bzw. – bei Rippen – mit T-, Kreuz- und Doppel-T-Querschnitten entstehen. Für die Berechnung werden dabei nur die Schenkel in der Radebene als tragend angenommen. Bisweilen werden für die Arme auch Oval-(Ellipsen-)Querschnitte mit der langen Seite in der Radebene gewählt. Zur Vereinfachung werden die Arme als einseitig an der Nabe eingespannte Träger aufgefaßt, die auf Biegung beansprucht werden. Mit dem Abstand y und den Maßverhältnissen nach Abb. 6.51 gilt für n Arme

$$\text{für Rechteck-, T- und Kreuzquerschnitt: } h \approx 5 \sqrt[3]{\frac{F_t y}{n \sigma_{b \text{ zul}}}},$$

$$\text{für Doppel-T- und Ovalquerschnitt: } h \approx 4,4 \sqrt[3]{\frac{F_t y}{n \sigma_{b \text{ zul}}}}.$$

Getriebegehäuse. Die Gestaltung der Gehäuse richtet sich nach der Anordnung der Wellen, der Art der Lager, der Schmierung und Kühlung und nach der Aufnahme der Kräfte bzw. des Abstützmoments durch Fundamente oder Tragkonstruktionen. Hierdurch wird häufig auch die Lage von Teilfugen, Trenn-

**Abb. 6.51.** Gegossenes Zahnrad

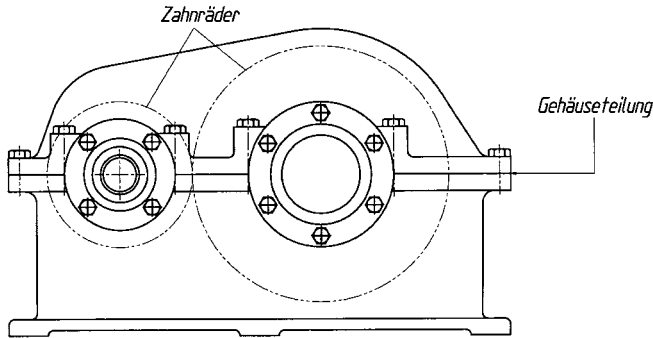
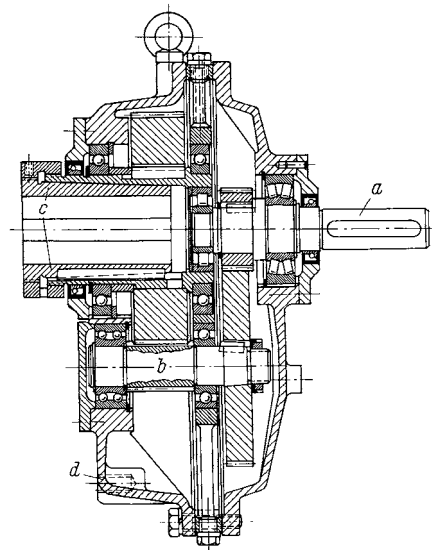


Abb. 6.52. Stirnradgetriebe mit Gehäuseteilung in Lagerebene

wänden, Deckeln, Dichtungen u. dgl. bestimmt. Getriebegehäuse für Stirnradgetriebe werden entweder in der Lagerebene (Abb. 6.52, Schalenbauweise) oder senkrecht zu den Wellen (Abb. 6.53, Topfbauweise) geteilt. Die Schalenbauweise gewährleistet in der Regel eine problemlose Montage, da die Wellen, Zahnräder und Lager vormontiert und einfach in das offene Gehäuse eingelegt werden können. Mit einem Gehäuse in Topfbauweise lassen sich höhere Anforderungen bezüglich der Genauigkeit erzielen (keine geteilten Lagersitze), außerdem eignet sich diese Bauform besser für ein Anflanschen an Motor oder Arbeitsmaschine.

Die Forderungen von Verwindungssteifheit und hoher Dämpfung können durch geeignete Werkstoffe und günstige Formgebung, vor allem durch ausreichende Verrippung und gewölbte Wände erfüllt werden. Ob Guß- oder

Abb. 6.53. Aufsteckgetriebe



Schweißkonstruktionen vorteilhafter sind, hängt von Stückzahlen, Abmessungen und zugelassenem Gewichtsaufwand ab. Für sehr große Getriebe werden geschweißte Gehäuse bevorzugt. Bei Großserien (Baukastenprinzip) sind Gehäuse aus Grauguß, Stahlguß oder auch Leichtmetallguß wirtschaftlicher.

Das Abstützmoment kann von Füßen oder Flanschen aufgenommen werden. Ein besonderes Getriebefundament erübrigt sich bei den Aufsteckgetrieben (Abb. 6.53). Bei diesen ist die Abtriebswelle c als Hohlwelle ausgebildet, so daß sie unmittelbar auf das Wellenende der anzutreibenden Maschine aufgesteckt und meist mittels Spannhülse befestigt werden können. Das Rückdrehmoment wird durch eine starre oder auch federnde Stütze aufgenommen, die am Gehäuse d befestigt wird. Es entfällt jegliche Wellenkupplung und das sonst erforderliche genaue Ausrichten.

6.2 Kegelradgetriebe

Bei einer Umlenkung des Energieflusses (meist um 90°) werden Kegelradgetriebe eingesetzt, wenn sich die Achsen in einem Punkt schneiden. Auch kreuzende Achsen mit kleinen Achsversetzungen sind mit Hypoidrädern (Kegel-Schraubräder) möglich, hingegen sich kreuzende Achsen mit großer Achsversetzung nur mit Schraubenstirnrad- oder Schneckengetrieben realisiert werden können.

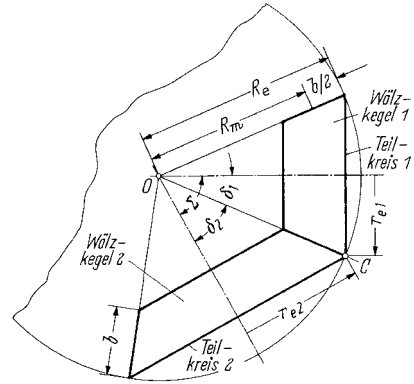
Mit Kegelradgetrieben können höhere Wirkungsgrade als mit Schneckengetrieben erreicht werden. Gegenüber Stirnradgetrieben sind jedoch zusätzliche Fehlermöglichkeiten zu beachten. Ein wesentlicher Vorteil bei Stirnradgetrieben ist die Achsabstandsunempfindlichkeit. Bei Kegelrädern müssen sich dagegen die Teilkegelwinkel genau in einem Punkt schneiden, da sonst einseitiges Tragen oder Klemmen und somit Verschleiß und Geräusch die Folge wären. Daher ist eine genaue Fertigung aller Teile und in vielen Fällen sogar eine Einstellmöglichkeit bei der Montage erforderlich.

Wegen des ungünstigen Geräuschverhaltens werden geradzahnte Kegelräder vorwiegend für kleinere Drehzahlen oder kleine Leistungen eingesetzt. Für höhere Drehzahlen und Leistungen werden schrägverzahnte Kegelräder verwendet. Werden besondere Anforderungen an Laufruhe oder Zahnfußtragfähigkeit gestellt, kommen bogenverzahnte Kegelräder zum Einsatz.

6.2.1 Verzahnungsgeometrie geradzahnte Kegelräder

Bei Wälzgetrieben mit sich schneidenden Achsen sind die Wälzkörper zwei Kegel, deren Spitzen im Schnittpunkt der Drehachsen liegen. Sie berühren sich ständig in der gemeinsamen Mantellinie OC (Abb. 6.54) und rollen bei konstanter Übersetzung ohne Gleiten aufeinander ab, d.h., sie haben in gleichen Spitzenentfernungen R gleiche Umfangsgeschwindigkeiten. Man nennt die Kegel *Wälzkegel* bzw., wenn auf sie die Teilung bezogen wird, *Teilkegel*. Die Teil-

Abb. 6.54. Kegel als Wälzkörper bei Kegelrad-getrieben



kegelwinkel (Winkel zwischen Radachse und Mantellinie) werden mit δ_1 und δ_2 bezeichnet. Ihre Summe ist bei Null- und V-Nullgetrieben gleich dem Achsenwinkel Σ (Schnittwinkel der Radachsen):

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2. \quad (6.71)$$

Die *äußeren Teilkreise* (Kreise in Schnittebenen senkrecht zu den Radachsen) sind durch die Beziehungen

$$2\pi r_{e1} = z_1 p_e = z_1 m_e \pi \quad \text{und} \quad 2\pi r_{e2} = z_2 p_e = z_2 m_e \pi$$

oder

$$d_{e1} = m_e z_1 \quad \text{und} \quad d_{e2} = m_e z_2 \quad (6.72)$$

festgelegt, wobei für m_e möglichst ein Normmodul nach DIN 780 zu wählen ist. Für die *mittleren Teilkreise* gilt entsprechend

$$d_{m1} = m_m z_1 \quad \text{und} \quad d_{m2} = m_m z_2 \quad \text{mit} \quad m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}. \quad (6.73)$$

Die äußere Teilkegelgänge R_e (Länge der Mantellinien OC der von den Teilkreisen begrenzten Teilkegel) ergibt sich aus Abb. 6.54 zu

$$R_e = \frac{r_{e1}}{\sin \delta_1} = \frac{r_{e2}}{\sin \delta_2} \quad (6.74)$$

und die mittlere Teilkegelgänge

$$R_m = \frac{r_{m1}}{\sin \delta_1} = \frac{r_{m2}}{\sin \delta_2} = R_e - \frac{b}{2}. \quad (6.75)$$

Mit der Bedingung gleicher Umfangsgeschwindigkeiten beider Teilkreise folgt aus Gl. (6.72) und (6.74) zu

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Meist wird jedoch das Zähnezahlenverhältnis u angegeben:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1.$$

Durch Umformung mit Hilfe der Gl. (6.71) lassen sich hieraus bei gegebenem Achsenwinkel Σ und gegebenen Zähnezahlen z_1 und z_2 (also $u = z_2/z_1$) die Bestimmungsgleichungen für die Teilkegelwinkel ableiten:

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \quad \text{und} \quad \tan \delta_2 = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma}. \quad (6.76)$$

Für den häufigsten Sonderfall $\Sigma = 90^\circ$ wird

$$\tan \delta_1 = \frac{1}{u} \quad \text{und} \quad \tan \delta_2 = u. \quad (6.76a)$$

Die Beziehungen (6.71) bis (6.76) sind von der Zahnflankenform unabhängig. Aus Abb. 6.54 und noch deutlicher aus Abb. 6.55 geht hervor, daß die Teilkreise auf der Oberfläche einer Kugel vom Radius R_e liegen. Da jeder beliebige Flankenpunkt im Abstand R_e von 0 der Flanke des Rades 1 bei der Bewegung einmal zum Eingriffspunkt wird (nämlich wenn er mit dem entsprechenden Punkt der Gegenflanke zusammenfällt), muß auch die Eingriffslinie in der Kugeloberfläche liegen. In Abb. 6.55 sind Verzahnungen von Kegelrädern mit gleichen δ_1 und größer werdendem δ_2 auf der Kugeloberfläche eingezeichnet. Dar-

Abb. 6.55. Verzahnungen auf der Kugeloberfläche

- a) $\delta_1 = \delta_2$
- b) $\delta_2 > \delta_1$
- c) $\delta_2 = 90^\circ$ (Planrad)

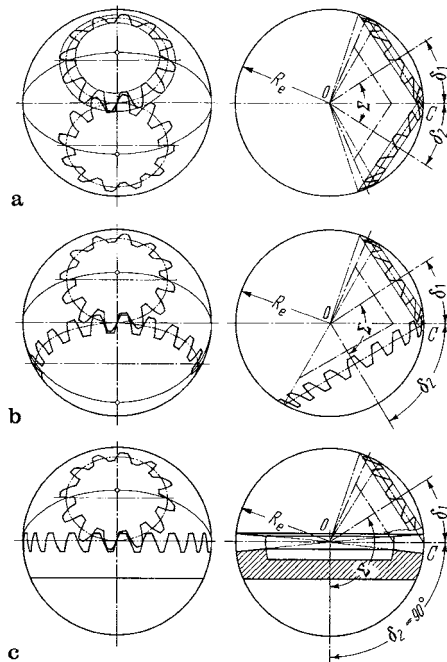
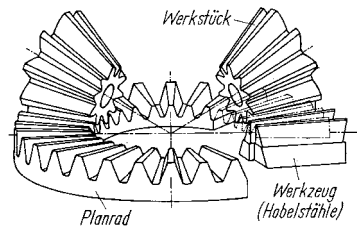


Abb. 6.56. Herstellung mit geradflankigen Hobelstählen



aus ist ersichtlich, daß schließlich bei $\delta_2 = 90^\circ$ das Rad 2 in ein *Planrad* übergeht. Die Zahnform der Planradverzahnung auf der Kugel mit dem Radius R_e wird nach DIN 3971 als Bezugsprofil bezeichnet.

Bei der Herstellung von Kegelrädern im Wälzverfahren werden vorteilhafterweise geradflankige Werkzeuge mit dem Flankenwinkel α , z. B. Hobelstähle, benutzt, die nach Abb. 6.56 einem Planrad mit ebenen Zahnflankenflächen entsprechen. Die dabei entstehende Verzahnung wird *Oktoidenverzahnung* genannt, da die vollständige Eingriffslinie auf der Kugelfläche eine Oktoide (acht-förmige Kurve) darstellt (Abb. 6.57a).

Bei der nur durch Kopieren im Schablonenverfahren herstellbaren Kugel-evolventenverzahnung ist die Eingriffslinie auf der Kugel ein unter dem Winkel gegen die Planradebene geneigter Großkreis (Abb. 6.57b). Die Flankenfläche des Planradzahnes ist hierbei doppelt gekrümmt, im Zahnfuß konvex wie bei einer Außenverzahnung, im Zahnkopf konkav wie bei einer Innenverzahnung (in Abb. 6.57b übertrieben dargestellt). Die Eingriffslinie der Kugel-evolvente bildet im Wälzpunkt C die Tangente der Oktoide, der Eingriffslinie der Oktoidenverzahnung. In dem praktisch verwendeten, durch die Zahnhöhen begrenzten Bereich ist der Unterschied zwischen Oktoide und Großkreis nicht sehr groß, so daß auch die Abweichungen in der Zahnform verhältnismäßig gering sind.

Da eine Kugeloberfläche nicht in die Ebene abwickelbar ist, werden für zeichnerische Untersuchungen nach TREDGOLD die sogenannten Rücken- oder Tangentialkegel (allgemeiner Ergänzungskegel) benutzt, deren Mantel-

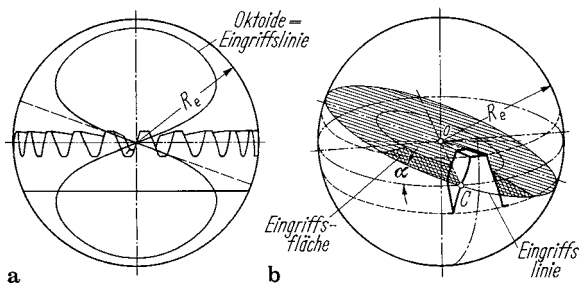


Abb. 6.57. Oktoiden- und Kugelevolventen-Verzahnung am Planrad. a) ebene Zahnflankenflächen mit Oktoide als Eingriffslinie; b) doppelt gekrümmte Kugelevolventen-Zahnflankenfläche mit Kreis als Eingriffslinie

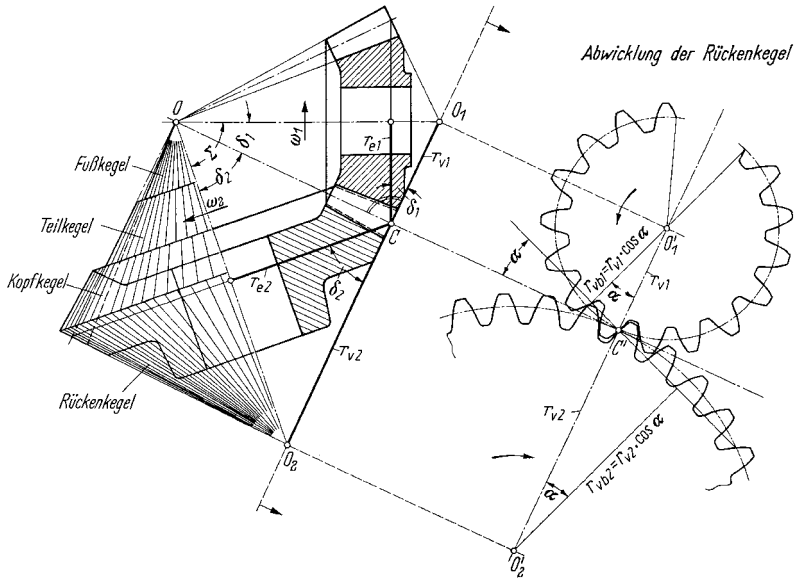


Abb. 6.58. Rückenkegel (Ergänzungskegel) und Ersatz-Stirnradverzahnung als Abwicklung der Rückenkegel

linien auf den Teilkegelmantellinien senkrecht stehen. Die Spitzen der Rückenkegel sind in Abb. 6.58 mit O_1 und O_2 bezeichnet. Die Längen der Mantellinien ergeben sich zu

$$\overline{O_1C} = r_{v1} = \frac{r_{e1}}{\cos \delta_1} \quad \text{und} \quad \overline{O_2C} = r_{v2} = \frac{r_{e2}}{\cos \delta_2} \quad (6.77)$$

und bei $\Sigma = 90^\circ$

$$r_{v1} = r_{e1} \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}} \quad \text{und} \quad r_{v2} = r_{e2} \sqrt{u^2 + 1}. \quad (6.77a)$$

Werden die Rückenkegel in die Ebene abgewickelt (Abb. 6.58 rechts) und dort mit einer normalen Evolventenverzahnung (Ersatz-Stirnradverzahnung) versehen, so stellen diese Zahnformen eine sehr gute Näherung für die wirklich bei der Oktoidenverzahnung auf dem Rückenkegel entstehenden Zahnflanken dar. Für das Planrad $\delta = 90^\circ$ wird nach Gl. (6.77) $r_v = \infty$ d.h., es ergibt sich in der Abwicklung das geradflankige Zahnstangenprofil (Bezugsprofil nach DIN 867). Teile der Rückenkegel werden für die Ausbildung der Kegelradkörper benützt. Auf den Rückenkegeln werden auch die Zahnkopfhöhe $h_a = m_e$ und die Zahnfußhöhe $h_f = m_e + c$ gemessen.

Für die Grundkreisradien der Verzahnungen in der Abwicklung gilt

$$r_{vb1} = r_{v1} \cos \alpha \quad \text{und} \quad r_{vb2} = r_{v2} \cos \alpha. \quad (6.78)$$

Die Ersatzzähnezahlen ergeben sich aus

$$2\pi r_{v1} = z_{v1} p_e = z_{v1} m_e \pi \quad \text{und} \quad 2\pi r_{v2} = z_{v2} p_e = z_{v2} m_e \pi$$

mit Gl. (6.77) und (6.72) zu

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{und} \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (6.79)$$

Bei $\Sigma = 90^\circ$ wird entsprechend Gl. (6.77a)

$$z_{v1} = z_1 \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}} \quad \text{und} \quad z_{v2} = z_2 \sqrt{u^2 + 1} = z_{v1} u^2. \quad (6.79a)$$

Wird für z_{v1} die praktische Grenzzähnezahl für Unterschnittfreiheit geradzahnter Stirnräder, also 14 bei $\alpha = 20^\circ$, eingesetzt, so ergibt sich aus Gl. (6.79) die praktische Grenzzähnezahl des Kegelrades

$$z'_g = 14 \cos \delta_1. \quad (6.80)$$

Abhängig vom Teilkegelwinkel ergeben sich somit folgende Grenzzähnezahlen:

δ_1	$0^\circ \dots 21^\circ$	$22^\circ \dots 30^\circ$	$31^\circ \dots 37^\circ$	$38^\circ \dots 44^\circ$
z'_g	14	13	12	11

Bei kleineren Zähnezahlen muß Profilverschiebung angewandt werden. Zu bevorzugen sind V-Nullgetriebe, da bei diesen die Teilkegel zugleich die Wälzkegel sind. Es sind aber auch Kegelräder-V-Getriebe möglich, wobei die Betriebswälzkegel nicht mit den Erzeugungswälzkegeln übereinstimmen. Bei der Herstellung von V-Kegelrädern benutzt man sowohl die Profil-Seitenverschiebung, bei der die Zahndicken auf dem Teilkreis größer oder kleiner werden als eine halbe Teilung, als auch die Profil-Höhenverschiebung, bei der durch Winkeländerungen die Zahnkopf- und Zahnfußhöhe gegenüber den Werten des Bezugsprofils verändert werden.

6.2.2

Kegelräder mit Schräg- und Bogenverzahnung

Das Bezugsprofil bei Kegelrädern ist die Verzahnung des Planrades. Bei geradzahnenden Kegelrädern ist der Flankenlinienverlauf beim Planrad radial gerichtet, bei Schräg- und Pfeilverzahnung (Abb. 6.59 a und b) dagegen schräg, und zwar tangential an einen Kreis, der kleiner als der Innenkreis ist. Größere Verbreiterung haben wegen der günstigeren Eingriffsverhältnisse, der höheren Belastbarkeit, des ruhigeren Laufes und der größeren Unempfindlichkeit gegen Verlagerungen und Deformationen bogenförmig verlaufende Flankenlinien gefunden.

Die nach verschiedenen Verfahren hergestellten Räder werden auch *Spiralkegelräder* genannt. Der mittlere Spiralwinkel β_m beträgt meist 35° bis 40° , kann

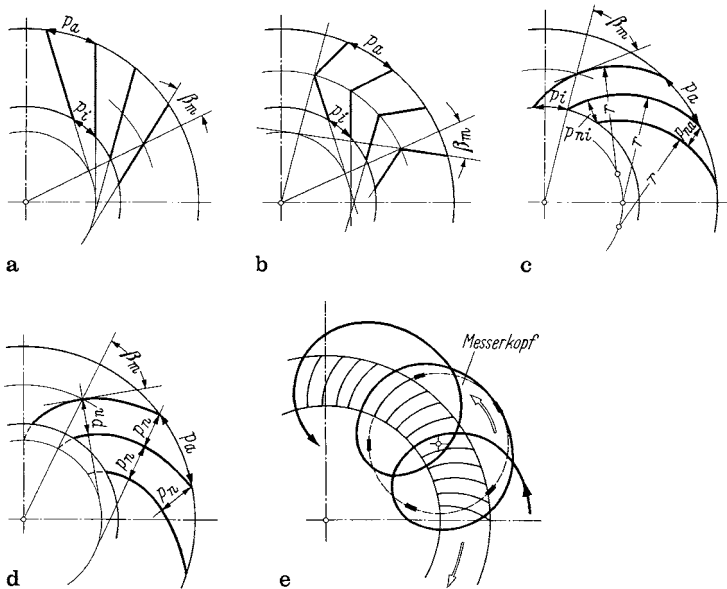


Abb. 6.59. Flankenlinienverlauf auf dem Planrad für a) Schrägverzahnung; b) Pfeilverzahnung; c) Kreisbogenverzahnung von Gleason; d) Spiralverzahnung von Klingelnberg (Basis: Evolvente); e) Elloidverzahnung von Oerlikon (Basis: Epizykloide)

aber auch bis 0° heruntergehen. Die Windungsrichtung der gekrümmten Zähne ist bei Ritzel und Rad gegenseitig.

Es werden im wesentlichen folgende Flankenlinienformen benutzt:

- Kreisbogen (Gleason, Abb. 6.59 c),
- Verlängerte Evolventen (Klingelnberg, Oerlikon, Abb. 6.59 d und 6.60),
- Verlängerte Epizykloiden (Klingelnberg, Oerlikon, Abb. 6.59 e).

Kreisbogen-Verzahnung. Die *Gleason-Bogenverzahnung* (Abb. 6.59 c) ist auch nach dem Erfinder als *Böttcher-Kreisbogenverzahnung* bekannt. Ihre Herstellung erfolgt mittels eines rotierenden Messerkopfes mit trapezförmigen Schneidstählen, die im Teilschalten von Zahn zu Zahn aus dem Radkörper kreisbogenförmige Lücken ausschneiden.

Bei der Gleasonverzahnung verjüngen sich Zahndicke, Zahnhöhe und Lückenweite zur Kegelspitze hin. Das Gleason-Verfahren ist besonders für große Kegelräder (bis 2300 mm Durchmesser und Modul 20) geeignet.

Klingelnberg-Verzahnung. Beim *Klingelnberg-Verfahren* (Abb. 6.59 d und 6.60), erzeugt ein kegelschneckenförmiger Wälzfräser (Abb. 6.61) in fortlaufendem Arbeitsgang Zähne, deren Flanken im Planrad in ihrer Längsrichtung nach leicht abgeänderten verlängerten Evolventen gekrümmt sind, um ein balliges Flankentragen zu erzielen (Pallioverzahnung). Die Zähne verjüngen sich nach der Kegelspitze zu nicht, wie dies bei geraden Kegelzähnen und auch bei Kreis-

Abb. 6.60. Kegelräder mit Klingenberg-Palloidverzahnung

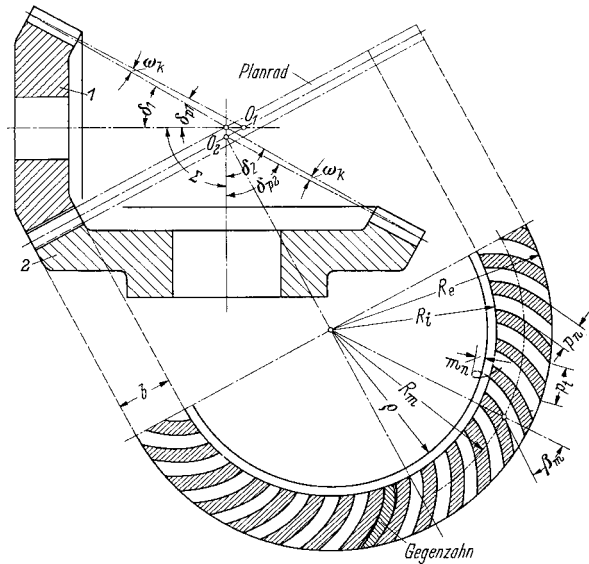
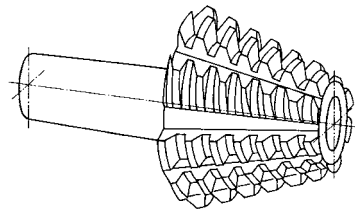


Abb. 6.61. Kegelschneckenförmiger Wälzfräser (zur Herstellung von Klingenberg-Palloidverzahnungen)



bogenzähnen der Fall ist, sondern sie haben außen und innen nahezu konstante Normalteilung und Zahndicke und außerdem auch konstante Zahnhöhe.

Der Kegelwinkel δ_{p1} des Ritzels wird zur Erzielung besserer Laufeigenschaften gegenüber dem rechnerischen Teilkegelwinkel δ_1 um einen kleinen Winkel, die sog. Winkelkorrektur ω_k , verkleinert und der des Rades um den gleichen Wert vergrößert. Die Spitzen dieser Erzeugungskegel decken sich daher nicht. Die Größe der Winkelkorrektur, die einer veränderlichen, von außen nach innen zunehmenden Profilverschiebung entspricht, hängt vom Übersetzungsverhältnis der Räder ab und ist gleich Null bei $i = 1$.

Die kleineren Zykelo-Palloid-Kegelräder von Klingenberg und die Elloid-Kegelräder von Oerlikon (Abb. 6.59 e) werden in einem kontinuierlichen Fräsverfahren ohne Teilungsschaltung mit Messerköpfen erzeugt und haben im Planrad nach verlängerten Epizykloiden gekrümmte Flankenlinien. Auch bei ihnen werden zum Herbeiführen balligen Flankentragens die einander berührenden Flanken mit ein wenig verschiedenen Krümmungsradien ausgeführt. Bei beiden Verzahnungen ist ebenfalls die Zahnhöhe konstant.

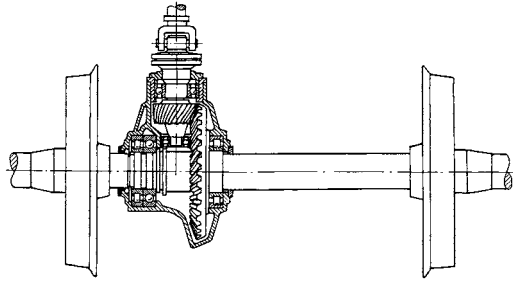
Abb. 6.62. Achstrib

Abbildung 6.62 zeigt ein Kegelrädergetriebe mit Klingenberg-Verzahnung eines Maybach-Achstriebes für Triebwagen oder Motorlok. Die beidseitige Lagerung des über eine Gelenkwelle angetriebenen Ritzels gewährleistet guten Zahneingriff und hohe Laufruhe. Die Schmierung der Räder und der Wälzlager erfolgt durch eine Zahnradpumpe.

6.2.3

Kräfte am Kegelrad

Der Angriffspunkt der Zahndruckkraft F_N wird auf der Mitte der Zahnbreite angenommen. In Abb. 6.63 a sind oben die auf das treibende Kegelritzel wirkenden Kräfte dargestellt. Die Umfangskraft F_{mt} ist wieder der Umfangsgeschwindigkeit entgegengerichtet, und berechnet sich mit Hilfe des Antriebsdrehmomentes T_1 zu

$$F_{mt} = F_{mt1} = F_{mt2} = \frac{T_1}{r_{m1}}. \quad (6.81)$$

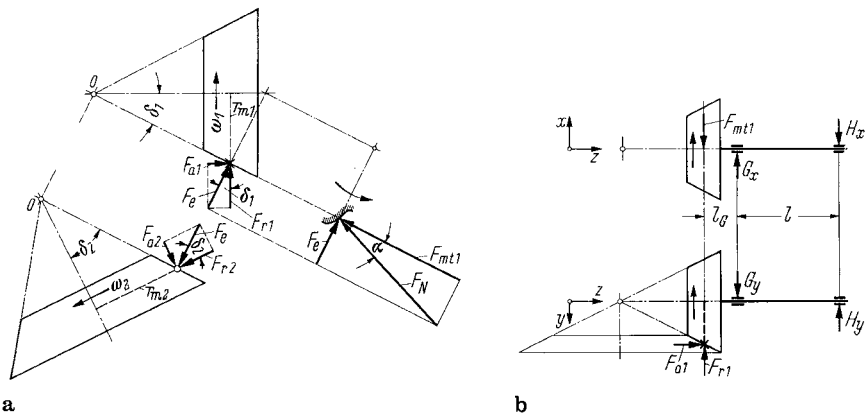


Abb. 6.63. Kräfte bei Kegelradgetrieben. a) Zahnkräfte; b) Kräfte zur Ermittlung der Lagerreaktionen

Die zweite, auf F_{mt} senkrecht stehende Komponente von F_N sei mit F_e (entsprechend der Radialkraft auf die Ersatzstirnräder) bezeichnet. Sie wird an ihrem Angriffspunkt in die zur Drehachse hin gerichtete Radialkraft F_{r1} und in die von der Kegelspitze weg gerichtete Axialkraft F_{a1} zerlegt. Aus den Kräfte-dreiecken folgt mit $F_e = F_{mt} \cdot \tan \alpha$

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_e \cos \delta_1 = F_{mt1} \tan \alpha \cos \delta_1, \\ F_{a1} &= F_e \sin \delta_1 = F_{mt1} \tan \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \quad (6.82)$$

Am getriebenen Kegelrad sind F_N , F_{mt} und F_e entgegengesetzt gerichtet. Die Zerlegung von F_e liefert auch hier die zur zugehörigen Drehachse hin gerichtete Radialkraft F_{r2} und die von der Kegelspitze weg gerichtete Axialkraft F_{a2} :

$$\begin{aligned} F_{r2} &= F_e \cos \delta_2 = F_{mt2} \tan \alpha \cos \delta_2, \\ F_{a2} &= F_e \sin \delta_2 = F_{mt2} \tan \alpha \sin \delta_2. \end{aligned} \quad (6.83)$$

Bei $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ wird $F_{r1} = F_{a2}$ und $F_{r2} = F_{a1}$.

Die Lagerreaktionen und Biegemomente werden wieder in zwei zueinander senkrecht stehenden Ebenen ermittelt, vgl. Abb. 6.63 b. Die resultierenden radialen Lagerkräfte ergeben sich dann zu

$$G_r = \sqrt{G_x^2 + G_y^2} \quad \text{und} \quad H_r = \sqrt{H_x^2 + H_y^2}.$$

Im Festlager muß die Axialkraft F_{a1} aufgenommen werden.

Bei fliegender Anordnung des Ritzels ist der Abstand l_G möglichst gering zu halten, der Abstand l der Lager dagegen möglichst groß ($l \approx 2 \cdot d_1$ bzw. $l \geq 2,5 \cdot l_G$).

6.2.4

Tragfähigkeitsberechnung (DIN 3991)

Die Berechnung der Tragfähigkeit von den in der Praxis überwiegend verwendeten Null- oder V-Null-Kegelrad-Verzahnungen wird auf die Berechnung von Ersatz-Stirnradverzahnungen zurückgeführt. Somit gelten sinngemäß die Gleichungen und Gesichtspunkte für Stirnräder (DIN 3990 bzw. Kap. 6.1.4) auch für Kegelräder.

Bei Kegelrädern rechnet man mit der Umfangskraft F_{mt} am Teilkegel in Mitte der Zahnbreite (Abb. 6.63 a).

Für die örtliche Zahnfußspannung gilt:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b_{eF} m_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_\beta. \quad (6.84)$$

Die effektive Zahnbreite b_{eF} wird unter normalen Bedingungen $b_{eF} = 0,85 \cdot b$ gesetzt. Der Modul m_{mn} ist der Normalmodul nach Gl. (6.73) in Mitte der Zahnbreite.

Für die nominelle Flankenpressung gilt:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} b_{eH}} \frac{u_v + 1}{u_v}}. \quad (6.85)$$

Dabei wird auch hier für die effektive Zahnbreite $b_{eH} = 0,85 \cdot b$ gesetzt. d_{mI} ist der mittlere Teilkreisdurchmesser des Kegelradritzels.

Die Zahnfußspannung σ_F wird nach Gl. (6.60) und die Flankenpressung σ_H nach Gl. (6.66) berechnet. Ebenso gelten für die Grenzfestigkeiten und Sicherheit die Gleichungen der Stirnverzahnung. Die Kraft- und Einfluß-Faktoren (K -, Y - und Z -Faktoren) werden mit den Verzahnungsdaten der Ersatzverzahnung nach den Gleichungen von Kap. 6.1.4 berechnet.

Nur der Kegelradfaktor Z_K taucht bei der Stirnradverzahnung nicht auf. Er berücksichtigt den Einfluß des von der Evolvente abweichenden Zahnprofils und der über die Breite veränderlichen Zahnsteifigkeit auf die Grübchenbildung. Bei angepaßter Höhenballigkeit gilt $Z_K = 0,85$.

6.3

Schraubradgetriebe

Im Gegensatz zu den Wälzgetrieben handelt es sich bei Schraubenrädern um Getriebe mit *sich kreuzenden* Achsen. Die verwendeten Grundkörper sind keine Wälzkörper, da die Umfangsgeschwindigkeiten der Berührungspunkte an beiden Grundkörpern nach Größe und Richtung voneinander verschieden sind (vgl. Abb. 6.66 d). Daher tritt in Richtung der Flankenlinie zusätzlich eine relative Gleitgeschwindigkeit, insgesamt also eine Schraubenbewegung auf. Die ursprünglichen Grundkörper für Schraubenrädergetriebe sind Drehungshyperboloide, die durch Rotation einer windschiefen Geraden um die Drehachsen entstehen. Abbildung 6.64 zeigt schematisch die Paarung zweier Drehungshyperboloide, wobei die erzeugenden Geraden g die sich berührenden Flankenlinien darstellen. Bei praktischen Ausführungen werden die stärker hervorgehobenen Teile benutzt, die dann durch einfachere Schraubenstirnräder entstehen, und im äußeren Bereich durch Kegel, so daß es sich dann um Schraubenkegelräder oder sogenannte Hypoidräder handelt.

Abb. 6.64. Paarung zweier Drehungshyperboloide mit der erzeugenden Geraden g . Drehachse des oberen Grundkörpers (Ritzel): I–I; Drehachse des unteren Grundkörpers (Rad): II–II

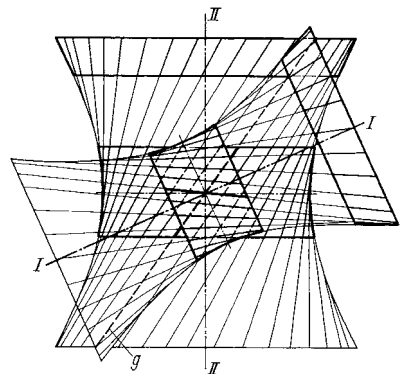
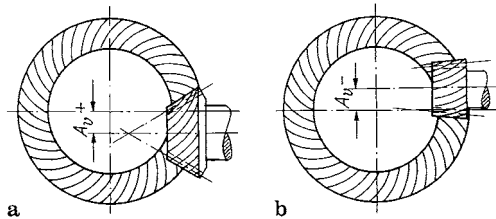


Abb. 6.65. Schraubenkegelradgetriebe (Spiralkegelräder von Klingenberg). a) positive Achsversetzung (in Richtung der Spirale); b) negative Achsversetzung (gegen Spiralrichtung)



Als Schraubenstirnräder werden normale schrägverzahnte Stirnräder benutzt, bei denen die Flankenlinien also Schraubenlinien sind und daher nur Punktberührung auftritt.

Die Schraubenkegelradergetriebe werden meist mit 90° Kreuzungswinkel und mit spiralförmigem Flankenlinienverlauf ausgeführt. Als Beispiele sind in Abb. 6.65 mit Klingenberg-Verzahnung versehene achsversetzte (AVAU-)Getriebe dargestellt. Als Vorteile sind zu nennen: die Möglichkeit der Durchführung der Wellen und evtl. beidseitige statt fliegende Lagerung des Ritzels, ferner geräuscharmer Lauf und gute Schmierfilmbildung, sofern geeignete Schmieröle (Hypoidschmiermittel) verwendet werden.

6.3.1

Verzahnungsgeometrie von Schraubenrädern

In den meisten Fällen ist der Kreuzungswinkel Σ größer als der Zahnschrägungswinkel β_2 des getriebenen Rades. Dafür können jeweils zwei rechtssteigende oder zwei linkssteigende Räder gepaart werden, wobei die Beträge der Steigungswinkel verschieden sein können. Aus der Draufsicht in Abb. 6.66 b ergibt sich, daß dann der Kreuzungswinkel gleich der Summe der Schrägungswinkel ist:

$$\Sigma = \beta_1 + \beta_2. \quad (6.86)$$

In der Abb. 6.66 sind zwei rechtssteigende Räder mit den sich ergebenden Drehrichtungen dargestellt. Im Normalschnitt C–D müssen beide Räder gleiche Teilung und gleichen Eingriffswinkel haben. Nach Kap 6.1.2 ergibt sich:

$$m_{t1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1} \quad \text{und} \quad m_{t2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2}, \quad (6.87)$$

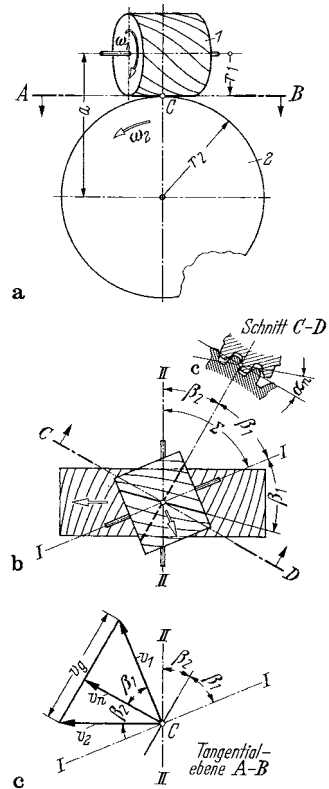
$$r_1 = \frac{m_{t1}}{2} z_1 = \frac{m_n}{2} \frac{z_1}{\cos \beta_1} \quad \text{und} \quad r_2 = \frac{m_{t2}}{2} z_2 = \frac{m_n}{2} \frac{z_2}{\cos \beta_2} \quad (6.88)$$

und somit

$$i = \frac{z_2}{z_1} = 2 \frac{r_2}{m_{t2}} \frac{m_{t1}}{2 r_1} = \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}. \quad (6.89)$$

In der Tangentialebene A–B zwischen den Teilzylindern liegt der Berührungspunkt C der Flankenlinien (Schraubenlinien, die bei Abwicklung der Teilzylindern

Abb. 6.66. Schraubenstirnradgetriebe. a) Ansicht von vorn; b) Draufsicht; c) Normalschnitt; d) Geschwindigkeiten



der in die Tangentialebene zu unter den Winkeln β_1 und β_2 gegen die Drehachsen geneigten, aneinander vorbeigleitenden Geraden = Zahnstangenflankenglinien werden). Abbildung 6.66c zeigt die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Tangentialebene (Draufsicht): Als Punkt der Flanke 1 hat Punkt C die Umfangsgeschwindigkeit $v_1 = r_1 \cdot \omega_1$ (senkrecht zur Achse I), als Punkt der Flanke 2 hat er die Umfangsgeschwindigkeit $v_2 = r_2 \cdot \omega_2$ (senkrecht zur Achse II). Die Normalkomponenten v_n müssen einander gleich sein, so daß aus dem Geschwindigkeitsdreieck folgt

$$v_n = v_1 \cos \beta_1 = v_2 \cos \beta_2 \quad \text{oder} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}. \quad (6.90)$$

Auch hiermit läßt sich Gl. (6.89) ableiten:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1/r_1}{v_2/r_2} = \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

Das Übersetzungsverhältnis ist also nicht nur vom Durchmesser Verhältnis sondern auch noch von den Schrägungswinkeln abhängig. Man kann z. B. beliebige Durchmesser oder auch einen beliebigen Achsabstand wählen und die

zu einem gewünschten Übersetzungsverhältnis erforderlichen Schrägungswinkel bestimmen. Für den häufigsten Sonderfall sich rechtwinklig kreuzender Achsen $\Sigma = 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ - \beta_1$ wird die Übersetzung

$$i = \frac{r_2}{r_1} \tan \beta_1$$

und der Achsabstand

$$a = \frac{m_n}{2} \left(\frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\sin \beta_1} \right). \quad (6.91)$$

Die Gleitgeschwindigkeit v_g , mit der sich die Berührungspunkte C relativ in Flankenrichtung gegeneinander bewegen, ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck in Abb. 6.66 c mit Hilfe des Sinussatzes zu

$$v_g = \frac{v_1 \sin \Sigma}{\cos \beta_2} = \frac{v_2 \sin \Sigma}{\cos \beta_1} \quad (6.92)$$

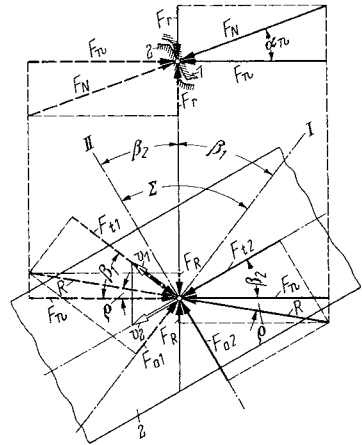
6.3.2

Kräfteverhältnisse und Wirkungsgrad

Kräfte. In Abb. 6.67 sind die auf das getriebene Rad 2 wirkenden Kräfte ausgezogen, die auf das treibende Rad 1 wirkenden Kräfte gestrichelt dargestellt. Es bedeuten

- F_N die im Normalschnitt in der Eingriffslinie wirkende Zahndruckkraft,
- F_r die zur jeweiligen Drehachse hin gerichtete Radialkraft,
- F_n die auf F_r senkrecht stehende Komponente von F_N ,
- F_R die in Flankenrichtung wirkenden Reibungskräfte,
- R die Resultierende aus F_n und F_R ,
- F_{t1}, F_{t2} die Umfangskräfte (jeweils senkrecht zur Drehachse),
- F_{a1}, F_{a2} die Axialkräfte (in Richtung der Drehachse).

Abb. 6.67. Kräfte an Schraubenstirnrädern



Aus den Kräftedreiecken in Abb. 6.67 können folgende Beziehungen abgeleitet:

$$\frac{F_r}{F_{t1}} = \frac{\tan \alpha_n \cos \varrho}{\cos (\beta_1 - \varrho)}, \quad (6.93a)$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{t1}} = \tan (\beta_1 - \varrho), \quad (6.93b)$$

$$\frac{F_{t2}}{F_{t1}} = \frac{\cos (\beta_2 + \varrho)}{\cos (\beta_1 - \varrho)}, \quad (6.93c)$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{t1}} = \frac{\sin (\beta_2 + \varrho)}{\cos (\beta_1 - \varrho)}. \quad (6.93d)$$

Bei $\Sigma = 90^\circ$ wird $F_{t2} = F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan (\beta_1 - \varrho)$ und $F_{a2} = F_{t1}$.

Wirkungsgrad. Das Verhältnis von Nutzleistung am getriebenen Rad ($F_{t2} \cdot v_2$) zum Leistungsaufwand am treibenden Rad ($F_{t1} \cdot v_1$) wird als Wirkungsgrad η bezeichnet. Er ergibt sich mit Gl. (6.93c) und (6.90) und mit $\tan \varrho = \mu$ zu

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} = \frac{\cos (\beta_2 + \varrho) \cos \beta_1}{\cos (\beta_1 - \varrho) \cos \beta_2} = \frac{1 - \mu \tan \beta_2}{1 + \mu \tan \beta_1}, \quad (6.94)$$

bzw. bei $\Sigma = 90^\circ$:

$$\eta = \frac{\tan (\beta_1 - \varrho)}{\tan \beta_1} = \frac{\tan \beta_2}{\tan (\beta_2 + \varrho)}. \quad (6.94a)$$

Für $\varrho = 6^\circ$ ($\mu \approx 0,1$) liefert Gl. (6.94a) folgende η -Werte:

β_1	10°	20°	30°	40°	45°	48°	50°	60°	70°	80°
β_2	80°	70°	60°	50°	45°	42°	40°	30°	20°	10°
η [%]	39,7	68,5	77,1	80,4	81,0	81,1	81,0	79,5	74,6	61,5

Das Maximum liegt bei $\beta_1 = 48^\circ$. Da der Wirkungsgrad bei $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 60^\circ$ niedriger als bei $\beta_1 = 60^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$ ist, sind β_1 -Werte $\geq 48^\circ$ zu bevorzugen.

6.3.3

Bemessungsgrundlagen

Da Schraubengetriebe meist nur für kleinere Leistungsübertragungen verwendet werden, wird hier nur eine Überschlagsrechnung zur Vordimensionierung angegeben. Eine genauere Nachrechnung der Tragfähigkeit kann, wenn erforderlich, nach [15] vorgenommen werden.

Die Auslegung von Schraubenrädern erfolgt am einfachsten mit Hilfe eines Belastungskennwertes C , der definiert ist durch den Ansatz

$$F_{t1} = C b p_n = C b m_n \pi. \quad (6.95)$$

Für b ist die wirkliche Zahnbreite einzusetzen. Als Richtwert dient $b \approx 10 \cdot m_n$. Die zulässigen C -Werte sind von der Werkstoffpaarung und von der Gleitgeschwindigkeit v_g abhängig. Es kann mit folgenden Erfahrungswerten in N/mm^2 gerechnet werden:

Werkstoffpaarung	C-Werte in N/mm^2							
	Gleitgeschwindigkeit v_g [m/s]							
	1	2	3	4	5	6	8	10
gehärt. Stahl/gehärt. Stahl	6,0	5,0	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,7
gehärt. Stahl/Bronze	3,4	2,7	2,2	1,9	1,6	1,4	1,1	1,0
ungehärt. Stahl/Bronze	2,5	2,0	1,6	1,4	1,2	1,0	0,8	
Grauguß/Grauguß	1,8	1,5	1,2	0,8				

Wird in Gl. (6.95) $F_{t1} = T_1/r_1$ bzw. mit Gl. (6.88) $F_{t1} = 2 \cdot T_1 \cdot \cos\beta_1/(m_n \cdot z_1)$ eingesetzt, so ergibt sich für den Normalmodul

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 \cos\beta_1}{\pi \frac{b}{m_n} C_{zul} z_1}}. \quad (6.95 a)$$

Für erste Überschlagsrechnungen folgt hieraus mit $b = 10 \cdot m_n$ und $\beta_1 \approx 50^\circ$

$$m_n \approx 0,35 \sqrt[3]{\frac{T_1}{C_{zul} z_1}}. \quad (6.95 b)$$

Als kleinste Zähnezahl kann $z_1 \geq 12$ gewählt werden. C_{zul} (bzw. v_g) wird zunächst angenommen und v_g dann nachgerechnet.

Beispiel: Auslegung eines Schraubgetriebes

Gegeben: $P_1 = 3,5 \text{ kW} = 3500 \text{ Nm/s}$; $n_1 = 400 \text{ min}^{-1}$ ($\omega_1 = 41,9 \text{ s}^{-1}$); $n_2 = 200 \text{ min}^{-1}$, also $i = 2$; $\Sigma = 90^\circ$; $a = 100 \text{ mm}$. Gewählt: $z_1 = 12$; Werkstoffe: gehärteter Stahl/gehärteter Stahl. Angenommen: $C_{zul} = 50 \text{ N/mm}^2$ (entsprechend $v_g = 2 \text{ m/s}$).

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3500 \text{ Nm/s}}{41,9 \text{ s}^{-1}} = 83,5 \text{ Nm} = 83,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$m_n \approx 0,35 \sqrt[3]{\frac{T_1}{C_{zul} z_1}} = 0,35 \sqrt[3]{\frac{83,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{5,0 \text{ N/mm}^2 \cdot 12}} = 3,91 \text{ mm};$$

gewählt: $m_n = 4 \text{ mm}$.

Aus Gl. (6.91) folgt

$$\frac{2 a}{z_1 m_n} = \frac{200}{12 \cdot 4} = 4,166 = \frac{1}{\cos\beta_1} + \frac{i}{\sin\beta_1}.$$

Diese Gleichung wird erfüllt durch $\beta_1 = 50^\circ$ (Genauwert $49,98^\circ$). Nach Gl. (6.88) wird

$$r_1 = \frac{m_n z_1}{2 \cos \beta_2} = \frac{4 \text{ mm} \cdot 12}{2 \cos 50^\circ} = 37,33 \text{ mm},$$

$$r_2 = \frac{m_n z_2}{2 \cos \beta_2} = \frac{4 \text{ mm} \cdot 24}{2 \cos 40^\circ} = 62,67 \text{ mm}.$$

Mit $v_1 = r_1 \cdot \omega_1 = 1,56 \text{ m/s}$ wird nach Gl. (6.92)

$$v_g = \frac{v_1}{\cos \beta_2} = \frac{1,56 \text{ m/s}}{\cos 50^\circ} = 2,04 \text{ m/s}.$$

C_{zul} war somit richtig angenommen. Die Zahnbreite wird $b = 10 \cdot m_n = 40 \text{ mm}$. Für $\varrho = 6^\circ$ wird $\eta = 81\%$. Mit $\alpha = 20^\circ$ gilt für die Kräfte:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{r_1} = \frac{83,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{37,3 \text{ mm}} = 2240 \text{ N}; \quad F_r = 1130 \text{ N};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = F_{t1} \tan(\beta_1 - \varrho) = 2160 \text{ N}; \quad F_{a2} = F_{t1} = 2240 \text{ N}.$$

6.4 Schneckengetriebe

Die Nachteile der Schraubenstirnradgetriebe, nämlich Punktberührung der Flanken und daher Eignung für nur geringe Leistungen und niedrige Übersetzungsverhältnisse, werden von den Schneckengetrieben vermieden, die einen Sonderfall von Schraubradgetrieben darstellen. Ein Rad, die *Schnecke*, wird mit sehr geringen Zähnezahlen ($z_1 = 1 \dots 4$) ausgeführt, und das Gegenrad, das *Schneckenrad*, wird im Wälzfräsverfahren mit einem Wälzfräser (evtl. auch Schlagmesser oder Schlagzahnfräser) hergestellt, der in seiner Form (mit Ausnahme der Kopfhöhe zur Erzeugung des Kopfspiels) genau der Schnecke entspricht. Je nach der Flankenform der Schnecke und der Gestalt der Radkörper ergeben sich während des Eingriffs über die Zahnflanken wandernde, verschieden verlaufende Berührungslinien, wodurch die Flankentragfähigkeit erhöht, die Schmierdruckbildung begünstigt und die Reibungsverluste verringert werden.

Der Kreuzungswinkel der Achsen beträgt in der Regel 90° . Übersetzungsverhältnisse sind ins Langsame bis über 100, ins Schnelle ist etwa 15, jeweils in einer Stufe möglich. Vorteilhaft hinsichtlich Wirkungsgrad und Raumbedarf ist auch die Hintereinanderschaltung von Schneckengetrieben oder die Kombination mit einer vor- oder nachgeschalteten Stirnradstufe. Überhaupt zeichnen sich Schneckengetriebe allgemein durch große Leistungen je Raumeinheit und durch stoßfreien und geräuscharmen Lauf aus. Hochleistungsschneckengetriebe, die Wirkungsgrade bis etwa 96% erreichen, erfordern allerdings

- hohe Herstellungsgenauigkeit und Oberflächengüten,
- geeignete Werkstoffpaarungen (gehärtete und geschliffene Stahlschnecken und hochwertige Phosphor- oder Al-Mehrstoffbronze für die Radkränze der Schneckenräder),

- starre Lagerung und genaueste Montage,
- beste Schmierung (evtl. mit Hypoidölen) und
- ausreichende Wärmeabfuhr (durch Umlauf-Ölschmierung, günstige Gehäuseformen mit Kühlrippen oder durch zusätzliche Luftkühlung).

Nach der Paarung verschieden gestalteter Radkörper (zylindrisch oder globoidförmig) unterscheidet man die in Abb. 6.68 dargestellten prinzipiellen Bauarten.

Am häufigsten wird das *Zylinderschneckengetriebe* verwendet (Abb. 6.68a), das aus einer zylindrischen, einfach herzustellenden Schnecke und einem globoidförmigen Rad besteht. Diese Kombination hat den Vorteil, daß nur das Schneckenrad in axialer Richtung genau eingestellt werden muß, während geringe axiale Verschiebungen der Schnecke zulässig sind. In den folgenden Abschnitten werden nur Zylinderschneckengetriebe behandelt.

Bei der Bauart nach Abb. 6.68b ist die Schnecke als *Globoid* ausgebildet, und für das Schneckenrad wird ein normales *schrägverzahntes Stirnrad* benutzt. In diesem Fall wird die Schnecke mit einem dem Schneckenrad entsprechenden Werkzeug, also mit einem mit Schneidkanten versehenen Schrägstirnrad hergestellt. Beim Einbau muß die Schnecke in axialer Richtung genau eingestellt werden. Diese Bauart findet wenig Anwendung.

Bei dem *Globoid-Schneckengetriebe* nach Abb. 6.68c und d sind Schnecke und Schneckenrad globoidförmig ausgebildet. Es ergeben sich dadurch gute Schmiegungsverhältnisse und hohe Tragfähigkeit, sofern für ausreichende Kühlung gesorgt wird. Es müssen für Schnecke und Schneckenrad genaue axiale Einstellmöglichkeiten vorgesehen werden. Für die Herstellung sind Spezialwerkzeuge und -maschinen erforderlich, da die Schnecke veränderliche Steigungswinkel aufweist.

6.4.1

Flankenformen der Zylinderschnecken

Je nach dem Herstellverfahren entstehen an den Zylinderschnecken verschiedene Flankenformen. In Abb. 6.69 sind die in DIN 3975 genormten Schnecken zusammengestellt.

ZA-Schnecke. Die Flankenform A (Abb. 6.69a) wird mit trapezförmigem Drehmeißel, dessen Schneiden im Achsschnitt liegen, hergestellt. Im Stirnschnitt ist

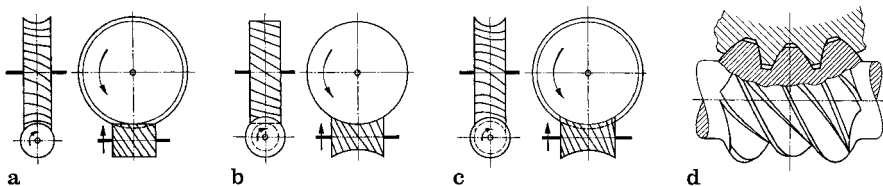


Abb. 6.68. Bauarten von Schneckengetrieben. a) Zylinderschneckengetriebe; b) Globoidschnecke und Schrägstirnrad; c) und d) Globoidschneckengetriebe

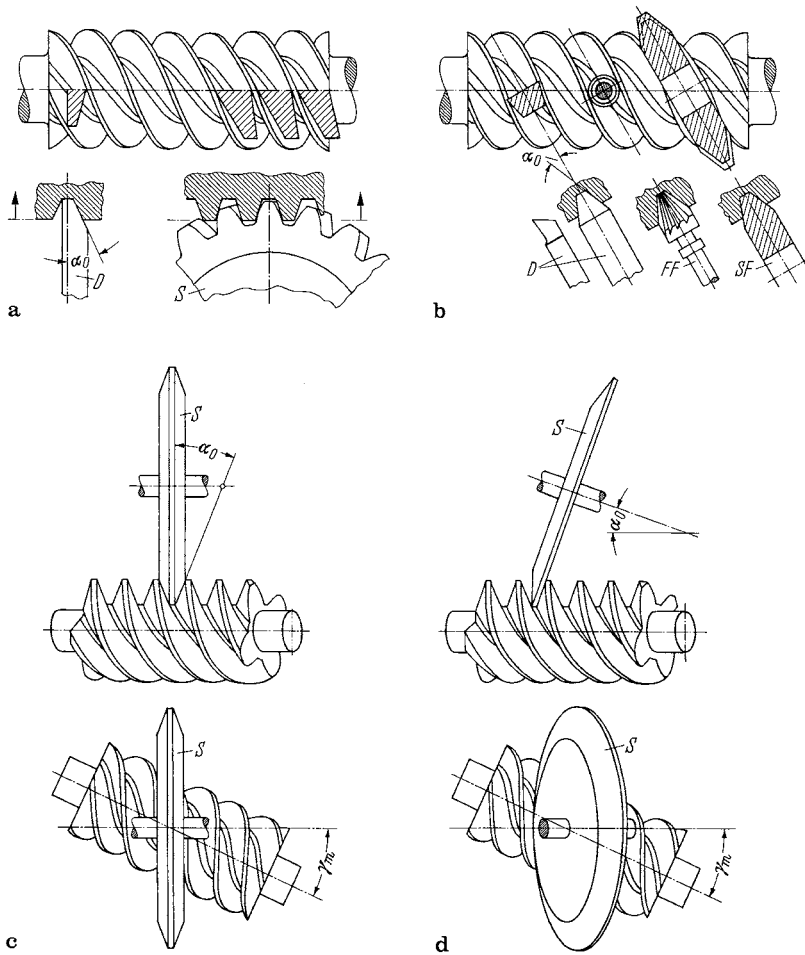


Abb. 6.69. Zylinderschnecken nach DIN 3975. a) ZA-Schnecke (D Drehmeißel, S Schneidrad); b) ZN-Schnecke (D Drehmeißel, FF Fingerfräser, SF Scheibenfräser); c) ZK-Schnecke (S Schleifscheibe); d) ZI-Schnecke (S Schleifscheibe)

die Flankenform eine archimedische Spirale. Angenähert erhält man die Flankenform A auch durch Wälzschnitten mit im Achsschnitt arbeitenden evolventischen Schneidrädern.

ZN-Schnecke. Die Flankenform N (Abb. 6.69b) ergibt sich, wenn ein trapezförmiger Drehmeißel in Achshöhe um den Mittensteigungswinkel geschwenkt, also im Normalschnitt angestellt wird. Die Flankenform N kann angenähert auch mit Fingerfräsern oder verhältnismäßig kleinen Scheibenfräsern hergestellt werden.

ZK-Schnecke. Für die Flankenform K (Abb. 6.69c) wird ein kegelförmiges Werkzeug (Fräser oder Schleifscheibe mit im Meridianschnitt trapezförmigem

Querschnitt) verwendet, wobei die Kegelachse um den mittleren Steigungswinkel γ_m geschwenkt ist und die Achsabstandslinie von Schnecken- und Kegelachse mit der Zahnlückenmitte der Schnecke zusammenfällt. Im Achsschnitt entstehen leichtgewölbte Zahnflanken.

ZI-Schnecke. Die Flankenform *I* entspricht der Evolventen-Schrägverzahnung mit großem Schrägungswinkel ($\beta_1 = 90^\circ - \gamma_m$), d.h., im Stirnschnitt sind die Zahnflanken Evolventen. Die Herstellung erfolgt durch Wälzfräsen oder Wälzschleifen, z. B. (Abb. 6.69 d) mit einer ebenen Schleifscheibe *S*, deren Achse zur Schneckenachse um den Mittensteigungswinkel γ_m geschwenkt und zur Schneckenachse um den Erzeugungswinkel α_0 geneigt ist.

ZH-Schnecke. Die in Abb. 6.70 dargestellte Flankenform *H*, die Hohlflankenschnecke (nach NIEMANN), wird durch eine (wie bei der Flankenform *K* angeordnete) Schleifscheibe mit balligem Kreisprofil hergestellt. Es ergeben sich sehr günstige Berührungsverhältnisse, geringe Flankenpressungen, niedriger Verschleiß und somit hohe Lebensdauer und sehr gute Wirkungsgrade. Der im Bild angedeutete Verlauf der Berührungslinien erzeugt einen höheren dynamischen Schmierdruck (Flüssigkeitsreibung) und verringert die Verlustleistung.

6.4.2

Verzahnungsgeometrie

Die Begriffe und Bestimmungsgrößen an Zylinderschneckengetrieben sind in DIN 3975 übersichtlich zusammengestellt. Abbildung 6.71 zeigt im Vergleich mit Abb. 6.66 deutlich die Verwandtschaft der Schneckengetriebe mit den Schraubenradgetrieben. Es gelten im wesentlichen die gleichen Gesetzmäßigkeiten. Einige Unterschiede seien besonders hervorgehoben.

Der *Normmodul* *m* gilt für Schnecken im Achsschnitt und für Schneckenräder im Mittelstirnschnitt. Die Axialteilung der Schnecke beträgt also

$$p_x = m \pi. \quad (6.96)$$

Aus dem Achsschnitt der Schnecke erkennt man ferner, daß die Steigungshöhe p_{z1} gleich Zähnezahl z_1 mal Achsteilung p_x ist (in Abb. 6.71 ist $z_1 = 4$):

$$p_{z1} = z_1 p_x. \quad (6.97)$$

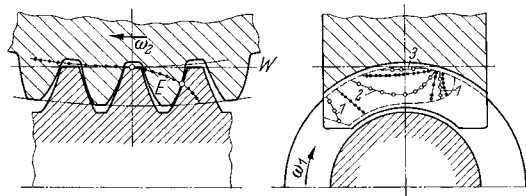


Abb. 6.70. ZH-Schnecke (Hohlflankenschnecke nach NIEMANN). E Eingriffslinie im Achsschnitt; W Wälzgerade; 1, 2, 3 ... Berührungslinien

Bei Drehung der rechtssteigenden Schnecke im angedeuteten Drehsinn wandert das Achsschnittprofil der Schnecke (wie eine Zahnstange) nach links, so daß sich das Schneckenrad in der Ansicht von vorn linksherum dreht. Der Durchmesser d_{m1} (der Nenn Durchmesser der Schnecke), spielt dabei für die Übersetzung keine Rolle, wohl aber für den mittleren Steigungswinkel γ_m . Aus dem eingezeichneten Steigungsdreieck ergibt sich wie bei einer Schraube

$$\tan \gamma_m = \frac{p_{z1}}{\pi d_{m1}} \quad (6.98)$$

oder mit Gln. (6.96) und (6.97)

$$\tan \gamma_m = \frac{z_1 m \pi}{\pi d_{m1}} = \frac{z_1}{d_{m1}/m} \quad (6.98)$$

Der Wert d_{m1}/m wird auch *Formzahl* q genannt, da er die Gestalt der Schnecke kennzeichnet. Kleine Formzahlen liefern hohe γ_m -Werte, aber dünne, nicht sehr biegesteife Schnecken. Bei großen Formzahlen wird γ_m kleiner und die Schnecke kräftiger. Übliche Werte liegen bei $7 \dots 10 \dots 17$. Große Werte sind für selbsthemmende Getriebe (bisweilen bei Hebezeugen) zu verwenden. In DIN 3976 wurden zwecks Verringerung der Werkzeuge zu den Normmodulen d_{m1} -Werte aus der Reihe $R 40$ ausgewählt.

Die *Umfangsgeschwindigkeiten* sind $v_1 = r_{m1} \cdot \omega_1$ und $v_2 = r_2 \cdot \omega_2$, wobei $r_2 = m \cdot z_2/2$ der Halbmesser des Schneckenrad-Teilkreises ist. Aus dem Geschwindigkeitsdreieck Abb. 6.71e folgt

$$\frac{v_2}{v_1} = \tan \gamma_m \quad (6.100)$$

und für die *Gleitgeschwindigkeit*

$$v_g = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} \quad (6.101)$$

Das *Übersetzungsverhältnis* ist

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.102)$$

Die Radzähnezahl z_2 soll ≥ 30 sein.

Der *Achsabstand* ergibt sich zu

$$a = r_{m1} + r_2 + x m = \frac{m}{2} \left(\frac{d_{m1}}{m} + z_2 + 2x \right) \quad (6.103)$$

Wenn eine Profilverschiebung erforderlich ist, wird nur das *Schneckenrad* profilverschoben. Nach Abb. 6.71f ist die Profilverschiebung

$$x m = a - (r_{m1} + r_2) \quad (6.104)$$

In DIN 3976 sind Vorschläge für die Zuordnung von Achsabständen (nach der Reihe $R 10$ zwischen 50 und 500 mm) und Übersetzungen (von $i \approx 7,5 \dots 106$) gemacht. Einen Auszug für die Grundübersetzungen enthält Tabelle 6.11.

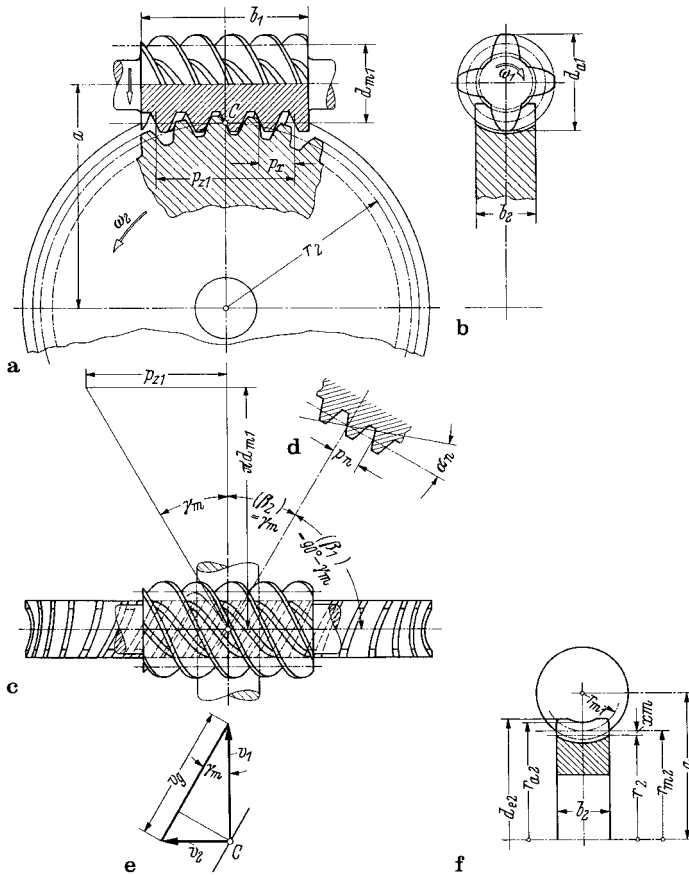


Abb. 6.71. Bestimmungsgrößen am Zylinderschneckengetriebe. a) Achsschnitt der Schnecke; b) Seitenansicht der Schnecke; c) Draufsicht; d) Normalschnitt; e) Geschwindigkeiten; f) Achsabstand bei Profilverschiebung

Die *Zahnbreite der Schnecke* b_1 kann etwa zu $(4 \dots 5) \cdot p_x$ angenommen werden. In DIN 3975 wird als Mindestwert angegeben:

$$b_1 \geq \sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2}.$$

Die *Schneckenradbreite* b_2 sollte etwa $0,8 \cdot d_{m1}$ betragen.

Der Außendurchmesser d_{e2} des Schneckenradkörpers (Abb. 6.71 f) ist konstruktiv bedingt. Als Richtwert kann gelten

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m.$$

Die übrigen Abmessungen werden wie bei Zahnrädern gewählt:

Zahnkopfhöhe $h_a = m$,
 Zahnfußhöhe $h_f = m + c$ mit $c = 0,2 \cdot m$,
 Erzeugungswinkel $\alpha_0 = 20^\circ$ (Abb. 6.69).

6.4.3

Kräfteverhältnisse und Wirkungsgrad

Im Prinzip liegen die gleichen Verhältnisse vor wie bei den Schraubradgetrieben für $\delta = 90^\circ$. Abbildung 6.72a entspricht Abb. 6.67 und gilt für eine *treibende Schnecke*, also Übersetzung vom Schnellen ins Langsame. Die Kräfte, die auf das Schneckenrad wirken, sind wieder ausgezogen, die auf die Schnecke wirkenden Kräfte gestrichelt dargestellt. Die Axialkraft F_{a1} an der Schnecke ist gleich der Umfangskraft am Schneckenrad F_{t2} und ebenso ist die Axialkraft am Schneckenrad F_{a2} gleich der Umfangskraft an der Schnecke F_{t1} . Aus den Kräftedreiecken folgt

$$F_r = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n \cos \varrho}{\sin (\gamma_m + \varrho)} \quad \text{oder} \quad F_r = F_{t2} \frac{\tan \alpha_n \cos \varrho}{\cos (\gamma_m + \varrho)} \quad (6.104)$$

und

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \tan (\gamma_m + \varrho). \quad (6.105)$$

Wenn Motorleistung und -drehzahl gegeben sind, kann die Umfangskraft an der Schneckenwelle berechnet werden:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{r_{m1}} = \frac{P_1}{2 \pi n_1 r_{m1}}.$$

Geht man von der Schneckenradwelle aus, wenn also Abtriebsleistung und -drehzahl gegeben sind, gilt

$$F_{t2} = \frac{T_2}{r_2} = \frac{P_2}{2 \pi n_2 r_2}.$$

P_1 ist der Leistungsaufwand, P_2 die Nutzleistung. Mit $\eta = P_2/P_1$ ergibt sich der Wirkungsgrad mit Gl. (6.105) und (6.100) zu

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} = \frac{\tan \gamma_m}{\tan (\gamma_m + \varrho)}. \quad (6.106)$$

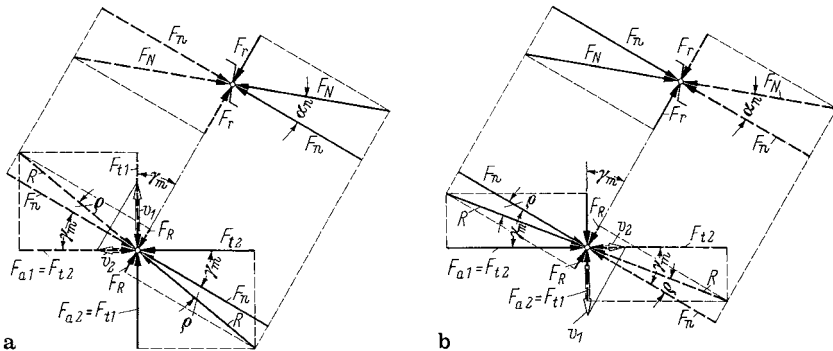


Abb. 6.72. Kräfte am Schneckengetriebe. a) bei treibender Schnecke; b) bei treibendem Schneckenrad

Tabelle 6.12. Wirkungsgrad bei Schneckengetrieben

Schnecke	Schneckenrad	Schmierung	Richtwerte für ϱ	Wirkungsgrad bei γ_m			
				5°	10°	20°	30°
St vergütet	Bronze	Ölschmierung	$\varrho \approx 4^\circ$ ($\mu \approx 0,07$)	0,55	0,71	0,82	0,86
St gehärtet geschliffen	Bronze	gute Ölschmierung	$\varrho \approx 3^\circ$ ($\mu \approx 0,05$)	0,62	0,76	0,86	0,89
St gehärtet, geschliffen und poliert	Bronze	beste Ölschmierung	$\varrho \approx 1^\circ$ ($\mu \approx 0,02$)	0,83	0,91	0,95	0,96

Diese Beziehung stimmt genau mit Gl. (6.94a) der Schraubradgetriebe (mit $\beta_2 = \gamma_m$) überein.

Bei *treibendem Schneckenrad*, also Übersetzung vom Langsamen ins Schnelle und umgekehrtem Leistungsfluß, wirken die Reibungskräfte F_R jeweils entgegengesetzt, und man erhält die in Abb. 6.72b dargestellten Kräfteverhältnisse (für $\gamma_m > \varrho$). Es sind jetzt die auf die Schnecke wirkenden Kräfte ausgezogen und die auf das Schneckenrad wirkenden Kräfte gestrichelt gezeichnet. Für die Kräfte gelten also die gleichen Beziehungen (6.104) und (6.105) nur mit $(\gamma_m - \varrho)$ an Stelle von $(\gamma_m + \varrho)$.

Für die Wirkungsgradbestimmung stellt jetzt $F_{t1} \cdot v_1$ die Nutzleistung und $F_{t2} \cdot v_2$ den Leistungsaufwand dar. Es wird also

$$\eta_U = \frac{F_{t1} v_1}{F_{t2} v_2} = \frac{\tan(\gamma_m - \varrho)}{\tan \gamma_m}. \quad (6.107)$$

Hieraus folgt die Bedingung für *Selbsthemmung*: $\gamma_m \leq \varrho$.

Bei günstiger Werkstoffpaarung, bester Bearbeitung und Schmierung und zunehmenden Gleitgeschwindigkeiten können sehr niedere Reibbeiwerte, und somit höhere Wirkungsgrade erzielt werden (Tabelle 6.12).

6.4.4

Empfehlungen für die Bemessung

Für die Belastbarkeit von Schneckengetrieben sind maßgebend:

- die Flankenpressung (Gefahr der Grübchenbildung),
- der Verschleiß und die Erwärmung (Freßgefahr),
- die Zahnfußfestigkeit beim Schneckenrad (Zahnbruchgefahr),
- die Durchbiegung der Schneckenwelle (unzulässige Deformation).

Bei Flankenpressung und Verschleiß spielen die Werkstoffpaarungen, die Schmiegungsverhältnisse, der Berührungslinienverlauf, die Gleitgeschwindigkeit, die Schmierung und die Kühlung eine wesentliche Rolle. Die Zahnfußfestigkeit ist vom Werkstoff des Zahnkranzes des Schneckenrades und die Durchbiegung von der Formzahl q abhängig (s. Kap. 6.4.3). Die in der Spezial-

literatur angeführten Bemessungsgleichungen sind auf *Versuchswerten* aufgebaut und berücksichtigen die verschiedenen Einflußgrößen durch viele Beiwerte, die ihrerseits wieder oft recht verwickelte Funktionen sind. Zur praktischen Auswertung wird daher vielfach von Diagrammen oder Tabellen Gebrauch gemacht, in denen Grenzleistungen in Abhängigkeit vom Achsabstand a , der Übersetzung i und der Schneckendrehzahl n_1 angegeben sind. Ihr Gültigkeitsbereich ist durch Hinweise auf die besonderen Einflußgrößen (z. B. mit und ohne Gebläse, Dauerbetrieb oder unterbrochener Betrieb, unten oder oben liegende Schnecke usw.) gekennzeichnet. Auch Firmenkataloge enthalten für Typengrößen Leistungs- und Drehmomentwerte.

Für die *überschlägige Bemessung* normaler Schneckengetriebe ohne Gebläse kann ein vereinfachter Rechenansatz benutzt werden, der ursprünglich von der Zahnfußfestigkeit des Schneckenrades ausgeht, dabei aber Flankenpressung und Verschleiß durch einen von der Gleitgeschwindigkeit abhängigen Belastungskennwert berücksichtigt:

$$F_{t2} = C_2 b_2 p_x. \quad (6.108)$$

Bei Werkstoffpaarung Schnecke aus Stahl, gehärtet und geschliffen/Schneckenradkranz aus Bronze und bei guter Ölschmierung (Tauschschmierung) kann mit folgenden $C_{2\text{zul}}$ -Werten gerechnet werden:

v_g [m/s]	1	2	3	4	5	6	8	10	15	20
$C_{2\text{zul}}$ [N/mm ²]	8,0	8,0	7,0	6,0	5,2	4,8	4,0	3,5	2,4	2,2

Mit

$$F_{t2} = \frac{T_2}{d_2/2}, \quad d_2 = m z_2, \quad b_2 = 0,8 d_{m1} \quad \text{und} \quad p_x = m \pi$$

ergibt sich für den Modul

$$m \approx \sqrt[3]{\frac{0,8 T_2}{\frac{d_{m1}}{m} C_{2\text{zul}} z_2}}. \quad (6.108)$$

Für $d_{m1}/m \approx 10$ wird

$$m \approx 0,43 \sqrt[3]{\frac{T_2}{C_{2\text{zul}} z_2}}. \quad (6.108b)$$

Man muß also von dem Drehmoment T_2 an der Schneckenradwelle ausgehen, d. h. bei gegebener Antriebsleistung zunächst den Wirkungsgrad und die Gleitgeschwindigkeit annehmen und die Werte dann nachprüfen.

Beispiel: Auslegung eines Schneckengetriebes

Gegeben: $P_1 = 10 \text{ kW} = 10\,000 \text{ Nm/s}$; $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ ($\omega_1 = 104,5/\text{s}$); $i = 20$, also $n_2 = 50 \text{ min}^{-1}$ ($\omega_2 = 5,23/\text{s}$). Angenommen in Anlehnung an Tabelle 6.11 $z_1 = 2$, $z_2 = 40$. Geschätzt: $v_g \approx 4 \text{ m/s}$, also $C_{2\text{zul}} \approx 6,0 \text{ N/mm}^2$, $\eta \approx 0,78$.

Es wird also $P_2 = \eta P_1 = 0,78 \cdot 10\,000 \text{ Nm/s} = 7800 \text{ Nm/s}$,

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{7800 \text{ Nm/s}}{5,23/\text{s}} = 1490 \text{ Nm} = 1490 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

und nach Gl. (6.108b)

$$m \approx 0,43 \sqrt[3]{\frac{T_2}{C_{2\text{zul}} z_2}} = 0,43 \sqrt[3]{\frac{1490 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{6,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 40}} = 7,90 \text{ mm};$$

gewählt: $m = 8 \text{ mm}$,

also $d_{m1} = 10 m = 80 \text{ mm}$; $d_2 = m z_2 = 8 \text{ mm} \cdot 40 = 320 \text{ mm}$;

$$a = 0,5 (d_{m1} + d_2) = 200 \text{ mm}; \quad x = 0; \quad \tan \gamma_m = 0,2; \quad \gamma_m = 11,31^\circ.$$

Mit $\varrho = 3^\circ$ wird nach Gl. (6.106)

$$\eta \approx \frac{\tan \gamma_m}{\tan (\gamma_m + \varrho)} = \frac{\tan 11,31^\circ}{\tan 14,31^\circ} = \frac{0,2}{0,255} = 0,784;$$

ferner wird $v_1 = r_{m1} \omega_1 = 0,040 \text{ m} \cdot 104,5/\text{s} = 4,18 \text{ m/s}$ und nach Gl. (6.101)

$$v_g = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} = \frac{4,18 \text{ m/s}}{\cos 11,31^\circ} = 4,27 \text{ m/s}.$$

Kräfte: Aus

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{10\,000 \text{ Nm/s}}{104,5/\text{s}} = 95,7 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

folgt

$$F_{t1} = T_1 / r_{m1} = 95\,700 \text{ Nmm} / 40 \text{ mm} = \underline{2390 \text{ N}},$$

aus Gl. (6.105)

$$F_{t2} = F_{t1} / \tan (\gamma_m + \varrho) = 2390 \text{ N} / 0,255 = \underline{9380 \text{ N}},$$

und aus Gl. (104)

$$F_r = F_{t1} \tan \alpha_n \cos \varrho / \sin (\gamma_m + \varrho) = 2390 \text{ N} \cdot 0,364 \cdot 1 / 0,247 = \underline{3520 \text{ N}}.$$

Maße:

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 m = 96 \text{ mm}; \quad d_{f1} = d_{m1} - 2,4 m = 60,8 \text{ mm};$$

$$b_1 = \sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2} = 106 \text{ mm}.$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m = 328 \text{ mm}; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4 m = 300,8 \text{ mm};$$

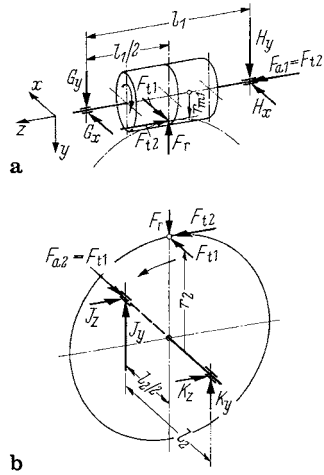
$$b_2 = 0,8 d_{m1} = 64 \text{ mm}, \quad d_{e2} \approx d_{a2} + m = 329 \text{ mm}.$$

6.4.5

Lagerkräfte und Beanspruchungen der Schneckenwelle

Nach der Ermittlung der an der Schnecke und am Schneckenrad angreifenden Kräfte F_r , F_{t1} und F_{t2} und nach Bestimmung der Hauptabmessungen durch

Abb. 6.73. Lagerreaktionen. a) an Schneckenwelle;
b) an Schneckenradwelle



Überschlagsrechnung können aus den Gleichgewichtsbedingungen die Lagerreaktionen berechnet werden. Richtwerte für die Lagerabstände:

$l_1 \approx 1,4 \cdot a \dots 1,5 \cdot a$ (l_1 nicht zu groß wegen Durchbiegung der Schnecke),
 $l_2 \approx 0,9 \cdot a \dots 1,1 \cdot a$ (l_2 nicht zu klein wegen des Kippmomentes).

In Abb. 6.73 gelten die eingezeichneten Kräfte für eine rechtssteigende Schnecke und den angegebenen Drehsinn. Bei gleichen Lagerabständen ergibt sich:

Für die Schneckenwelle

$$H_x = \frac{1}{2} F_{t1}; \quad H_y = \frac{1}{2} F_r + \frac{r_{m1}}{l_1} F_{t2}; \quad H_r = H_{res} = \sqrt{H_x^2 + H_y^2},$$

$$G_x = \frac{1}{2} F_{t1}; \quad G_y = \frac{1}{2} F_r - \frac{r_{m1}}{l_1} F_{t2}; \quad G_r = G_{res} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2}.$$

$F_{a1} = F_{t2}$ muß von einem der Lager oder einem besonderen Längslager aufgenommen werden.

Für die Schneckenradwelle

$$J_z = \frac{1}{2} F_{t2}; \quad J_y = \frac{1}{2} F_r + \frac{r_2}{l_2} F_{t1}; \quad J_r = J_{res} = \sqrt{J_z^2 + J_y^2},$$

$$K_z = \frac{1}{2} F_{t2}; \quad K_y = \frac{1}{2} F_r - \frac{r_2}{l_2} F_{t1}; \quad K_r = K_{res} = \sqrt{K_z^2 + K_y^2}.$$

$F_{a2} = F_{t1}$ muß von einem der Lager oder einem besonderen Längslager aufgenommen werden.

Bei Umkehrung der Drehrichtung ändern F_{t1} und F_{t2} ihre Richtungen, während F_r die gleiche Richtung, jeweils zu Drehachse hin, beibehält.

Die *Schneckenwelle* muß auf Tragfähigkeit und auf Formsteifigkeit nachgerechnet werden.

Tragfähigkeit. Die höchsten Beanspruchungen treten in der Mitte auf, und zwar

1. die *Biegespannung* $\sigma_b = M_{b \text{ res}} / W_b$

$$\text{mit } M_{b \text{ res}} = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2} \quad \text{und} \quad W_b = \pi d_{\text{fl}}^3 / 32$$

$$\text{und } M_{bx} = H_y \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{4} F_r + \frac{r_{m1}}{2} F_{t2}, \quad M_{by} = H_x \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{4} F_{t1},$$

2. die *Zug- oder Druckspannung* $\sigma_{z(d)} = F_{t2} / A$

$$\text{mit } A = \pi d_{\text{fl}}^2 / 4,$$

3. die *Torsionsspannung* $\tau_t = T_1 / W_t$

$$\text{mit } T_1 = F_{t1} r_{m1} \quad \text{und} \quad W_t = \pi d_{\text{fl}}^3 / 16.$$

Die Vergleichsspannung wird dann nach der GEH:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_{z(d)})^2 + 3 (\alpha_0 \tau_t)^2}.$$

Formsteifigkeit. Die Durchbiegung in der Mitte ergibt sich zu

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$$

$$\text{mit } f_x = \frac{F_{t1} l_1^3}{48 E I_b} \quad \text{und} \quad f_y = \frac{F_r l_1^3}{48 E I_b}.$$

Für d ist in $I_b = \pi \cdot d^4 / 64$ der über die Länge gemittelte Durchmesser einzusetzen.

Richtwert für die zulässige Durchbiegung: $f_{\text{zul}} \approx d_{m1} / 1000$.

6.4.6

Gestaltung

Schnecke und Schneckenwelle werden fast immer aus einem Stück (Einsatz- oder Vergütungsstahl) hergestellt. Beim Schneckenrad wird dagegen meistens ein Radkranz aus Bronze auf einen Radkörper aus billigerem Werkstoff, bei geringeren Durchmessern aus Stahl, sonst aus Grauguß oder Stahlguß, aufgezogen. Die Verbindung erfolgt durch Preßsitz (Abb. 6.74a) mit zusätzlichen Gewindestiften a bzw. Kerbstiften in der Teilfuge oder durch Zentrierflansch (Abb. 6.74b) mit Paßschrauben a bzw. mit Durchsteckschrauben und Paßstiften.

Die Form der Gehäuse ist durch die Lage der Schnecke (oben, unten oder seitlich) und die Lage des Schneckenrades (waagerechte oder senkrechte Drehachse) und durch die Art der Lager bestimmt. Wenn irgend möglich, vermeidet man zu viele Teilfugen, indem z. B. für die Schneckenwelle im ungeteilten Gehäuse durchgehende Bohrungen vorgesehen und evtl. besondere Lagerbuchsen eingezogen werden. Beispiele für die Lagerung der Schneckenwelle zeigen die Abb. 6.75 und 6.76. Der Einbau des Schneckenrades ist am bequem-

Abb. 6.74. Zahnkranz (Schneckenrad). a) mit Festsitz und Stiftschraube *a*; b) angeflanscht mit Paßschrauben *a*

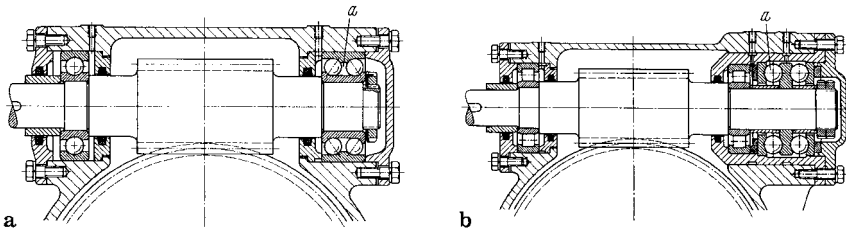
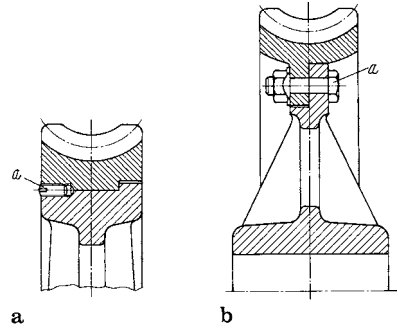


Abb. 6.75. Schneckenwellenlagerung. a) zweireihiges Schrägkugellager *a* als Festlager; b) mit Axiallager *a*

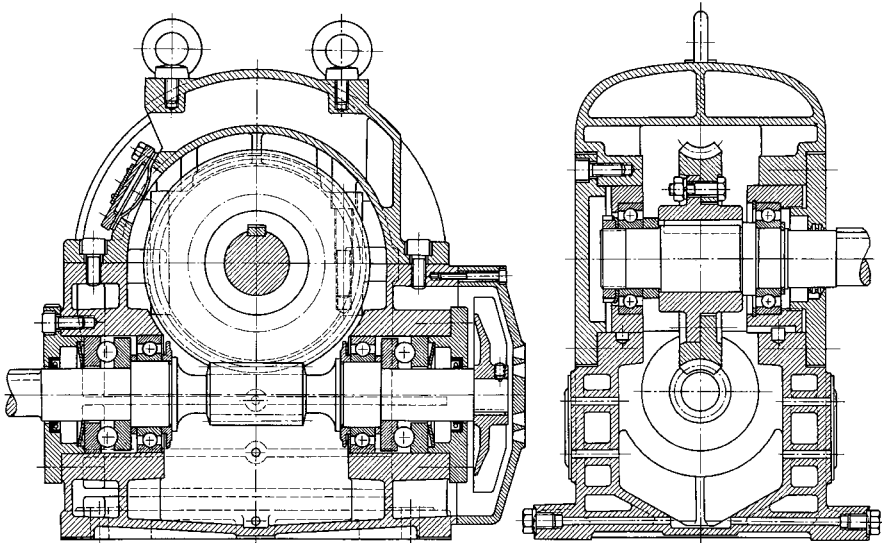


Abb. 6.76. Schneckengetriebe

sten, wenn das Gehäuse in der Ebene der Schneckenradachse geteilt ist (Abb. 6.76). Es werden aber auch, besonders bei kleineren Getrieben des Serienbaues, die Gehäuse so ausgeführt, daß das Schneckenrad von einer Seite her eingeführt werden kann, wobei dann der Abschluß durch einen seitlichen Deckel erfolgt. Die Lagerung der Schneckenräder muß eine axiale Einstellbarkeit, etwa durch Gewindebuchsen oder durch Paßscheiben zwischen Lager und Lagerdeckel ermöglichen. Die richtige Einstellung wird bei der Montage nach dem Tragbild beurteilt.

Die Gehäuse erhalten Kühlrippen oder, wenn auf die Schneckenwelle ein Gebläserad aufgesetzt wird, besondere Kühlluftkanäle (Abb. 6.76).

6.5 Umlaufgetriebe

Die Umlaufgetriebe unterscheiden sich von den bisher behandelten „Standgetrieben“ dadurch, daß sie außer Rädern, die auf festen im Gehäuse gelagerten Wellen sitzen, noch Räder aufweisen, deren Eigenachsen sich um eine Zentralachse drehen. Die umlaufenden *Planetenräder* sind im Planetenträger oder Steg gelagert, der seinerseits wieder im Gehäuse drehbar angeordnet ist. Die Räder, deren Achsen mit der Zentralachse zusammenfallen, heißen *Sonnenräder*. Sie können Außen- oder Innenverzahnung aufweisen und können Stirnräder oder Kegelräder sein.

Umlaufgetriebe finden häufig Anwendung, da sie nur geringen Raum beanspruchen, günstige symmetrische Bauformen aufweisen, große Übersetzungsverhältnisse ermöglichen, dabei meist gute Wirkungsgrade haben. Vor allem eignen sie sich für die Übertragung verschiedener Antriebsdrehzahlen auf eine Abtriebswelle oder für eine Leistungsverzweigung von einer Antriebswelle auf mehrere Abtriebswellen (Summierungs- oder Differentialgetriebe).

6.5.1 Drehzahlen und Übersetzungen

Das einfachste Umlaufgetriebe (Abb. 6.77) besteht aus einem außenverzahnten Sonnenrad 1 mit dem Wälzkreisradius r_1 , dem Planetenrad 2 mit dem Wälzkreisradius r_2 und dem Steg S mit dem Achsabstand $r_s = r_1 + r_2$. Es können nun gleichzeitig die Welle 1 mit der Drehzahl n_1 und der Steg S mit der Drehzahl n_s gedreht werden. Dann ergibt sich für das Planetenrad 2 eine absolute, d. h. gegenüber dem Gestell gemessene, Drehzahl n_2 . Dieser einfachste Getriebetyp findet praktische Anwendung beim Antrieb von Drehkränen, wobei das Sonnenrad 1 feststeht ($n_1 = 0$) und das Planetenrad 2 von einem Motor angetrieben wird, der auf dem Steg, dem sich drehenden Kranteil, steht. Die Motordrehzahl ist dann gleich der Relativdrehzahl des Planetenrades gegenüber dem Steg, also gleich $n_2 - n_s$.

Den Zusammenhang dieser drei Drehzahlen kann man anschaulich nach der Überlagerungsmethode, einfacher jedoch mit Hilfe des Geschwindigkeitsplans ermitteln. An Stelle der Drehzahlen n kann man mit den entsprechenden Win-

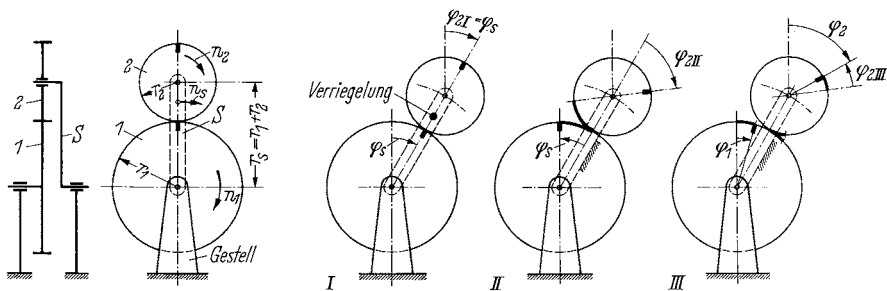


Abb. 6.77. Einfachstes Umlaufgetriebe mit außenverzahntem Sonnenrad 1, Planetenrad 2 und Steg S

kelgeschwindigkeiten $\omega = 2 \pi n$ oder aber auch während einer beliebigen konstanten Zeitspanne t unmittelbar mit den Drehwinkeln $\varphi = \omega \cdot t$ rechnen.

Gehen wir von der vertikalen Ausgangstellung des Steges aus, verriegeln zunächst Steg und Planetenrad (und somit auch Sonnenrad) und verdrehen den Steg um den Winkel φ_S (Abb. 6.77/I), dann verdrehen sich auch Planetenrad und Sonnenrad je um den Winkel φ_S . Es ist also $\varphi_{2I} = \varphi_S$. Lösen wir jetzt die Verriegelung, halten den Steg fest (Abb. 6.77/II) und drehen Rad 1 um den Winkel φ_S zurück, dann dreht sich Rad 2 noch weiter rechtsherum um den Winkel φ_{2II} , der sich aus der Gleichheit der Wälzbögen $\varphi_{2II} \cdot r_2 = \varphi_S \cdot r_1$ errechnet zu $\varphi_{2II} = \varphi_S \cdot r_1 / r_2$. Verdrehen wir nun (Abb. 6.77/III) das Rad 1 um den Winkel φ_1 (rechtsherum = positiv), so dreht sich Rad 2 linksherum (also zurück, negativ) um den Winkel $\varphi_{2III} = \varphi_1 \cdot r_1 / r_2$, so daß sich also endgültig für Rad 2 der Drehwinkel

$$\varphi_2 = \varphi_{2I} + \varphi_{2II} - \varphi_{2III} = \varphi_S + \frac{r_1}{r_2} \varphi_S - \frac{r_1}{r_2} \varphi_1$$

ergibt, wenn der Steg um φ_S und Rad 1 um φ_1 jeweils rechtsherum gedreht werden. Dividieren wir alle φ -Werte durch t , so erhalten wir jeweils ω , und dividieren wir ω durch 2π , so erhalten wir die Drehzahlen, und es gilt demnach auch

$$n_2 = n_S + \frac{r_1}{r_2} n_S - \frac{r_1}{r_2} n_1.$$

Hierfür kann man auch schreiben

$$n_1 - \left(-\frac{r_2}{r_1}\right) n_2 = \left[1 - \left(-\frac{r_2}{r_1}\right)\right] n_S$$

oder

$$n_1 - i_{1/2} n_2 = (1 - i_{1/2}) n_S, \quad (6.109)$$

wobei

$$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$$

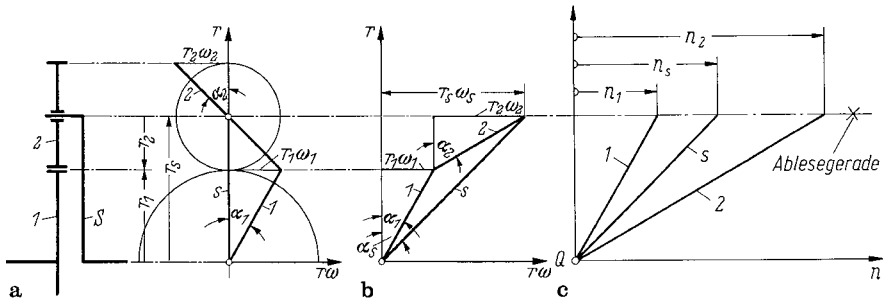


Abb. 6.78. Geschwindigkeits- und Drehzahlverhältnisse. a) Geschwindigkeiten für Standgetriebe; b) Geschwindigkeitsplan für rechtsdrehendes Rad 1 und rechtsdrehenden Steg S; c) Drehzahlplan für b) (nach KUTZBACH)

das Übersetzungsverhältnis des „Standgetriebes“, d. h. bei festgehaltenem Steg ($n_s = 0$), bedeutet. Das Minuszeichen muß eingeführt werden, um klar anzugeben, daß sich bei zwei außenverzahnten Rädern Rad 2 andersherum dreht als Rad 1. Bei einem innverzahnten Sonnenrad drehen sich bei festgehaltenem Steg Sonnenrad und Planetenrad im gleichen Sinn, hier ist also $i_{1/2} = + r_2/r_1$.

Drehzahlgleichungen. Zur Aufzeichnung des *Geschwindigkeitsplans* wird in der Ausgangsstellung (vertikal) nach Abb. 6.78 über dem jeweiligen Radius, z. B. r_1 , die Umfangsgeschwindigkeit $r_1 \cdot \omega_1$ aufgetragen, so daß der Tangens des Winkels α_1 , den der Strahl 1 mit der Vertikalen bildet, ein Maß für die Winkelgeschwindigkeit (Drehzahl) darstellt:

$$\tan \alpha_1 = \frac{r_1 \omega_1}{r_1} = \omega_1.$$

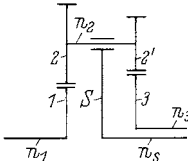
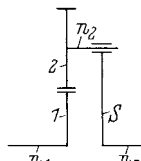
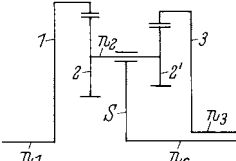
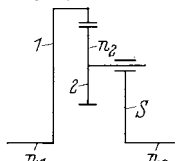
Liegt α rechts der Vertikalen, dann dreht sich das Rad rechtsherum, ist der Strahl entgegengesetzt geneigt (negativ), dann dreht sich das Rad linksherum (willkürliche, aber übliche Vereinbarung über die Zuordnung von Drehsinn und Vorzeichen). Wird ein Rad oder der Steg festgehalten ($n = 0$), so liegt der betreffende Strahl in der Vertikalen ($\alpha = 0$). Bei dem Standgetriebe der Abb. 6.78 a liest man für Rad 2 ab

$$\tan \alpha_2 = \omega_2 = -\frac{r_1 \omega_1}{r_2} \quad \text{und} \quad i_{1/2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{r_2}{r_1}.$$

Drehen sich Rad 1 mit ω_1 und der Steg S mit ω_s (beide rechtsherum), dann ergibt sich der Geschwindigkeitsplan nach Abb. 6.78 b, und es wird in diesem allgemeinen Fall

$$\begin{aligned} r_2 \omega_2 &= r_s \omega_s - r_1 \omega_1, \\ r_2 \omega_2 &= (r_1 + r_2) \omega_s - r_1 \omega_1, \\ \omega_1 + \frac{r_2}{r_1} \omega_2 &= \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) \omega_s \end{aligned}$$

Tabelle 6.13. Die wichtigsten Typen von Stirnrad-Umlaufgetrieben

Bezeichnungen und Schema	Grundübersetzungen (bei $n_s = 0$)	Drehzahlgleichungen
Typ 2AA 	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$ $i_{2/3} = -\frac{r_3}{r_{2'}}$ $i_{1/3} = \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_{2'}}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_{2'}} n_3 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_{2'}}\right) n_s$ $n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$ $n_2 + \frac{r_3}{r_{2'}} n_3 = \left(1 + \frac{r_3}{r_{2'}}\right) n_s$
Typ 1A 	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$
Typ 2II 	$i_{1/2} = \frac{r_2}{r_1}$ $i_{2/3} = \frac{r_3}{r_{2'}}$ $i_{1/3} = \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_{2'}}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_{2'}} n_3 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_{2'}}\right) n_s$ $n_1 - \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$ $n_2 - \frac{r_3}{r_{2'}} n_3 = \left(1 - \frac{r_3}{r_{2'}}\right) n_s$
Typ 1I 	$i_{1/2} = \frac{r_2}{r_1}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$

oder mit $r_2/r_1 = -i_{1/2}$

$$\omega_1 - i_{1/2} \omega_2 = (1 - i_{1/2}) \omega_s,$$

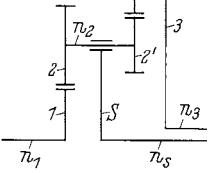
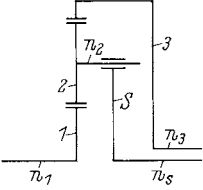
bzw.

$$n_1 - i_{1/2} n_2 = (1 - i_{1/2}) n_s. \quad (6.109)$$

Diese Grundgleichung gilt für alle Umlaufgetriebe, auch solche mit zweistufigem Planetenrad, wie sie in Tabelle 6.13 dargestellt sind. Und zwar jeweils zwischen drei beliebigen Drehzahlen, also z. B.

$$n_1 - i_{1/2} n_2 = (1 - i_{1/2}) n_s \quad \text{oder} \quad n_2 - i_{2/1} n_1 = (1 - i_{2/1}) n_s,$$

Tabelle 6.13 (Fortsetzung)

Bezeichnungen und Schema	Grundübersetzungen (bei $n_s = 0$)	Drehzahlgleichungen
Typ 2AI 	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$ $i_{2/3} = \frac{r_3}{r_2'}$ $i_{1/3} = -\frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$ $n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$ $n_2 - \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 - \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
Typ 1AI 	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$ $i_{2/3} = \frac{r_3}{r_2}$ $i_{1/3} = -\frac{r_3}{r_1}$	$n_1 + \frac{r_3}{r_1} n_3 = \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) n_s$ $n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$ $n_2 - \frac{r_3}{r_2} n_3 = \left(1 - \frac{r_3}{r_2}\right) n_s$

$$n_2 - i_{2/3} n_3 = (1 - i_{2/3}) n_s \quad \text{oder} \quad n_3 - i_{3/2} n_2 = (1 - i_{3/2}) n_s,$$

$$n_1 - i_{1/3} n_3 = (1 - i_{1/3}) n_s \quad \text{oder} \quad n_3 - i_{3/1} n_1 = (1 - i_{3/1}) n_s,$$

wobei für i immer die Übersetzungsverhältnisse bei $n_s = 0$, also bei stillstehendem Steg (Standgetriebe) mit den richtigen Vorzeichen einzusetzen sind. Für die wichtigste, die dritte Gleichung, gilt dabei

$$i_{1/3} = i_{1/2} i_{2/3} \quad \text{und} \quad i_{3/1} = \frac{1}{i_{1/3}}.$$

Für die häufigsten Sonderfälle folgt dann

für Standgetriebe $n_s = 0$	bei Sonnenrad 3 fest $n_3 = 0$	bei Sonnenrad 1 fest $n_1 = 0$
$\frac{n_1}{n_2} = i_{1/2}$		$\frac{n_2}{n_s} = -\frac{1 - i_{1/2}}{i_{1/2}} = 1 - i_{2/1}$
$\frac{n_2}{n_3} = i_{2/3}$	$\frac{n_2}{n_s} = 1 - i_{2/3}$	
$\frac{n_1}{n_3} = i_{1/3}$	$\frac{n_1}{n_s} = 1 - i_{1/3}$	$\frac{n_3}{n_s} = -\frac{1 - i_{1/3}}{i_{1/3}} = 1 - i_{3/1}$

Für die Drehzahlgleichungen gibt es auch noch eine einfachere Abteilung bzw. Deutung, wenn man sie folgendermaßen umformt:

$$\begin{aligned} n_1 - i_{1/2} n_2 &= (1 - i_{1/2}) n_S, \\ n_1 - i_{1/2} n_2 &= n_S - i_{1/2} n_S, \\ n_1 - n_S &= i_{1/2} (n_2 - n_S), \\ \frac{n_1 - n_S}{n_2 - n_S} &= i_{1/2}, \quad \frac{n_1 - n_S}{n_3 - n_S} = i_{2/3}, \quad \frac{n_1 - n_S}{n_3 - n_S} = i_{1/3}. \end{aligned}$$

Auf der linken Seite steht jetzt jeweils das Verhältnis der relativen Drehzahlen gegenüber dem Steg, das sind also die Drehzahlen, die ein auf dem Steg stehender Beobachter wahrnimmt. Von diesem Standpunkt aus sind die Drehzahlverhältnisse natürlich gleich den Übersetzungsverhältnissen.

Für die einzelnen *Typen* sollen die Bezeichnungen nach Tabelle 6.13 eingeführt werden. Es bedeuten dabei die Zahlen 1 = einstufiges und 2 = zweistufiges Planetenrad und die Buchstaben A = außenverzahntes und I = innenverzahntes Sonnenrad. Für jeden Typ sind Schemaskizze, die Grundübersetzungen und die Drehzahlgleichungen angegeben.

Drehzahlplan. Obwohl die Drehzahlgleichungen für die Berechnungen vollkommen ausreichen, ist es doch sehr zu empfehlen, die Drehzahlpläne (Abb. 6.78 c) aufzuzeichnen, da damit sehr schnell ein Überblick über Drehzahlen, Drehrichtungen und Übersetzungen gewonnen werden kann. Dazu werden die Geschwindigkeitsstrahlen parallel so verschoben, daß sie alle durch einen gewählten Punkt Q gehen. Auf einer waagerechten Ablesegeraden mit beliebigem Abstand zum Punkt Q werden dann die Drehzahlen abgelesen, rechts die positiven, links die negativen. Berücksichtigt man den Zeichnungsmaßstab, können die Drehzahlen quantitativ bestimmt werden. Zur Ermittlung der Übersetzungen genügt es, einfach die abgemessenen n -Werte ins Verhältnis zu setzen z. B.

$$i_{1/S} = \frac{\text{Strecke von } n_1 \text{ auf Ablesegerade}}{\text{Strecke von } n_S \text{ auf Ablesegerade}}.$$

Anwendungen. Der in Tabelle 6.13 zuletzt genannte Typ 1 A I kommt in der Praxis am häufigsten vor, besonders auch in Kombinationen und Hintereinanderschaltungen und mit verschiedensten konstruktiven Abwandlungen, indem z. B. das innenverzahnte Sonnenrad 3 außen als Bremsstromele (Abb. 6.80 bis 6.82) ausgeführt oder zur Einleitung einer zusätzlichen Drehbewegung mit einer Außenverzahnung versehen oder als Schneckenrad (Abb. 6.79) oder als Riemenscheibe ausgebildet wird. Aber auch die anderen Typen finden sowohl einzeln als auch in Kombinationen öfter Anwendung, wobei ebenfalls von der Möglichkeit der Abbremsung oder Kupplung verschiedener Wellen Gebrauch gemacht wird, um Schalt- oder Wendegetriebe zu erhalten.

Häufig werden bei Umlaufgetrieben *mehrere* Planetenräder verwendet, da hierbei die Leistungsübertragung je Planetenrad nur einen entsprechenden

durch Anordnung federnder Zwischenglieder. Beim Stoeckicht-Getriebe (Abb. 6.81) wird dies durch die elastische Ausbildung von ringförmigen in Zahnkupplungen kardanisch aufgehängten äußeren Sonnenrädern und Führung der inneren Sonnenräder nur in den Verzahnungen der Planetenräder erreicht.

Für den Typ 1 A I ergeben sich bei mehreren *symmetrisch* angeordneten Planetenrädern bezüglich der Zähnezahlen folgende Bedingungen:

- Die Summe der Zähnezahlen $z_1 + z_2$ muß eine gerade Zahl
- und muß durch die Anzahl der Planetenräder teilbar sein.

Die folgenden einfachen Beispiele dienen zur Anwendung der gefundenen Beziehungen, wobei zur anschaulichen Darstellung von Schemaskizzen und den Geschwindigkeitsplänen Gebrauch gemacht wird.

1. Beispiel: Umlaufrädergetriebe vom Typ 1 A I für das Hubwerk eines Kranes von 10 t Tragkraft mit loser Rolle für zwei verschiedene Hubgeschwindigkeiten, a) Hauptgeschwindigkeit $v_L = 15 \text{ m/min}$ und b) Feingeschwindigkeit $v_L = 0,75 \text{ m/min}$ nach dem Schema in Abb. 6.79.

Gegeben: Trommeldurchmesser $d_T = 350 \text{ mm}$; Zähnezahlen des Trommelvorgeleges $z_T = 144$,

$$z_S = 25 \quad (\text{mit Steg fest verbunden}).$$

- a) Drehzahl des Haupthubmotors $n_1 = 965 \text{ min}^{-1}$; dabei $n_3 = 0$ (selbsthemmend),
- b) Drehzahl des Feingangmotors $n_{\text{sch}} = 960 \text{ min}^{-1}$; dabei $n_1 = 0$ (abgebremst).

Gesucht: erforderliche Drehzahlen und Zähnezahlen z_1, z_2 und z_3 im Falle a) und Übersetzung des Schneckengetriebes im Falle b) mit den gefundenen Zähnezahlen.

- a) Für die Lastgeschwindigkeit $v_L = 15 \text{ m/min}$ ergibt sich die Trommeldrehzahl n_T aus $v_T = 2 v_L = d_T \pi n_T$ zu

$$n_T = \frac{2 v_L}{d_T \pi} = \frac{2 \cdot 15 \text{ m/min}}{0,35 \text{ m} \pi} = 27,3 \text{ min}^{-1}.$$

Die Stegdrehzahl wird

$$n_S = n_T \frac{z_T}{z_S} = 27,3 \cdot \frac{144}{25} = 157 \text{ min}^{-1}.$$

Mit $n_3 = 0$ und $n_1 = 965 \text{ min}^{-1}$ folgt aus

$$n_1 + \frac{z_3}{z_1} n_3 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) n_S$$

$$965 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) 157,$$

$$1 + \frac{z_3}{z_1} = \frac{965}{157} = 6,15,$$

also

$$\frac{z_3}{z_1} = 5,15.$$

Gewählt $z_1 = 17$ und $z_3 = 87$; aus $r_2 = (r_3 - r_1)/2$ folgt dann

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{87 - 17}{2} = 35.$$

b) Für die Lastgeschwindigkeit $v_L = 0,75$ m/min ergibt sich die Trommel-drehzahl zu

$$n_T = \frac{2 v_L}{d_T \pi} = \frac{2 \cdot 0,75 \text{ m/min}}{0,35 \text{ m} \pi} = 1,37 \text{ min}^{-1}$$

und die Stegdrehzahl zu

$$n_S = n_T \frac{z_T}{z_S} = 1,37 \cdot \frac{144}{25} = 7,9 \text{ min}^{-1}.$$

Mit $n_1 = 0$ (Hauptmotor abgebremst) wird

$$\frac{z_3}{z_1} n_3 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) n_S \quad \text{oder} \quad z_3 n_3 = (z_1 + z_3) n_S,$$

also

$$n_3 = \frac{z_1 + z_3}{z_3} n_S = \frac{17 + 87}{87} \cdot 7,9 = \frac{104}{87} \cdot 7,9 = 9,45 \text{ min}^{-1},$$

Somit wird die Übersetzung des Schneckengetriebes

$$i_{\text{Sch}} = \frac{n_{\text{Sch}}}{n_3} = \frac{960}{9,45} = 102.$$

2. Beispiel: Umlaufräder-Wendegetriebe nach dem Schema in Abb. 6.80, das im Vorwärtsgang als Typ 1 A I mit abgebremstem Rad 3 und im Rückwärtsgang als Typ 2 A A (mit 3' statt 3) mit abgebremstem Rad 3' arbeitet.

Gegeben: $n_1 = 950 \text{ min}^{-1}$; verlangt: vorwärts $n_S = 250 \text{ min}^{-1}$, rückwärts $n_S = -500 \text{ min}^{-1}$.

Bei gleicher Leistung für den Vorwärts- und Rückwärtsgang tritt in der zweiten Stufe des Planetenrades die höhere Belastung auf, und man wird bei der Bemessung von dem kleinsten Rad 2' ausgehen. Eine Überschlagsrechnung ergibt, daß für die Räder 2' und 3' der Modul $m' = 2,5$ mm betragen muß, während für die Räder 1, 2, 3 der Modul $m = 2$ mm genügt.

Aus den Drehzahlgleichungen folgt für den

Vorwärtsgang (Typ 1 A I)

$$\frac{n_1}{n_s} = 1 + \frac{r_3}{r_1} = \frac{950}{250} = 3,8,$$

$$\frac{r_3}{r_1} = 2,8,$$

Rückwärtsgang (Typ 2 A A)

$$\frac{n_1}{n_s} = 1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_{3'}}{r_{2'}} = \frac{950}{-500} = -1,9,$$

$$\frac{r_2}{r_1} \frac{r_{3'}}{r_{2'}} = 2,9,$$

Aus

$$r_2 = \frac{r_3 - r_1}{2} \quad \text{folgt} \quad \frac{r_2}{r_1} = \frac{1}{2} \left(\frac{r_3}{r_1} - 1 \right) = 0,9$$

und somit

$$\frac{r_{3'}}{r_{2'}} = \frac{2,9}{0,9} = 3,22$$

Mit den Moduln $m = 2$ und $m' = 2,5$ ergibt sich

$$r_s = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{m'}{2} (z_{2'} + z_{3'})$$

oder

$$m z_1 \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) = m' z_{2'} \left(1 + \frac{z_{3'}}{z_{2'}} \right)$$

und

$$\frac{z_1}{z_{2'}} = \frac{m'}{m} \frac{1 + \frac{z_{3'}}{z_{2'}}}{1 + \frac{z_2}{z_1}} = \frac{2,5}{2} \frac{4,22}{1,9} = 2,78.$$

Gewählt $z_{2'} = 18$; dann wird

$$\begin{aligned} z_1 = 2,78 z_{2'} = 50; \quad z_2 = 0,9 z_1 = 45; \\ z_3 = z_1 + 2 z_2 = 140; \quad z_{3'} = 3,22 z_{2'} = 58; \end{aligned}$$

Die Wälzradradien ergeben sich zu

$$r_1 = \frac{m}{2} z_1 = 50 \text{ mm} \qquad r_{2'} = \frac{m'}{2} z_{2'} = 1,25 \cdot 18 = 22,5 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{m}{2} z_2 = 45 \text{ mm} \qquad r_{3'} = \frac{m'}{2} z_{3'} = 1,25 \cdot 58 = 72,5 \text{ mm}$$

$$\overline{r_s} = \overline{95 \text{ mm}} \qquad \overline{r_s} = \overline{95,0 \text{ mm}}$$

$$r_3 = 140 \text{ mm}$$

3. Beispiel: Hintereinanderschaltung von zwei Getrieben des Typs 1 A I zur Verwendung als Schiffsuntersetzungs- und -wendegetriebe, Bauart Stoeckicht.

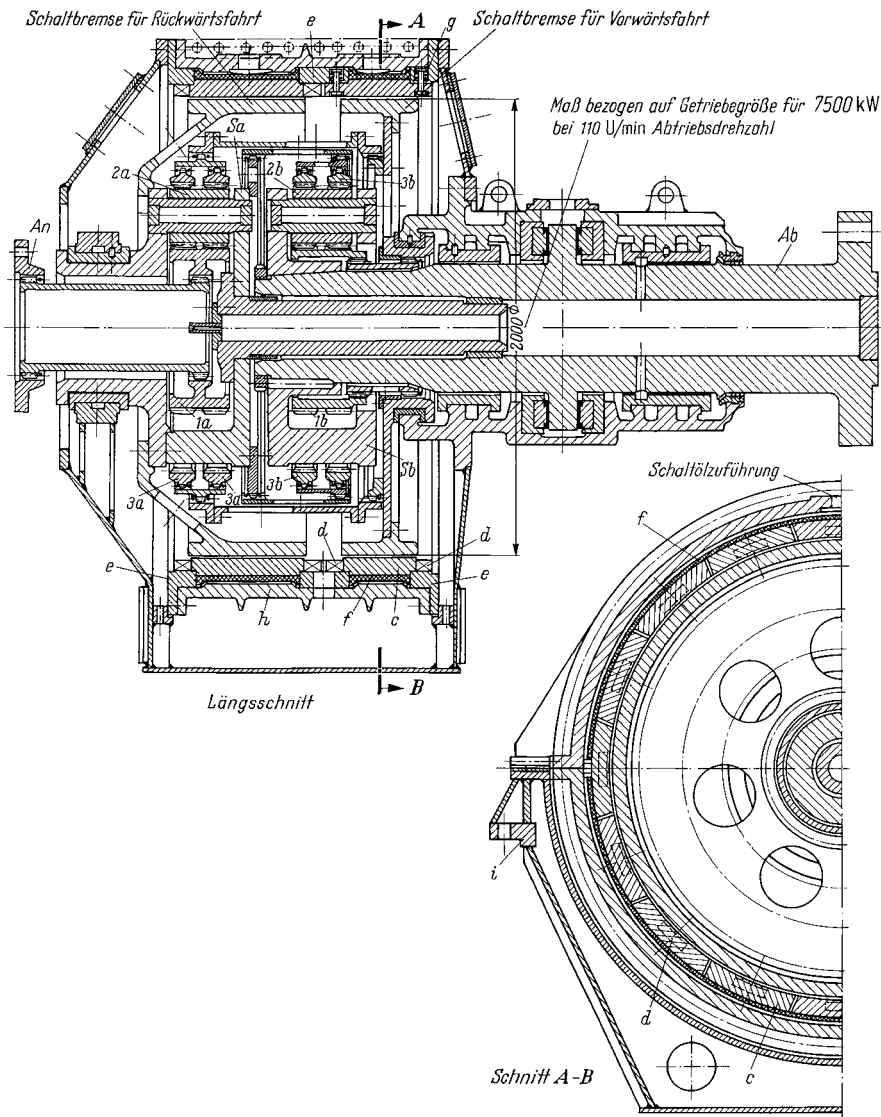


Abb. 6.81. Stoeckicht-Schiffsuntersetzungs- und -wendegetriebe (Beispiel 3)

Der Längsschnitt (Abb. 6.81) zeigt, daß die Planetenräder und die Außenräder der beiden Getriebe *a* und *b* aus Fertigungsgründen und zur Vereinfachung der Ersatzteillagerhaltung gleich ausgeführt sind und somit auch die Sonnenräder *1a* und *1b* gleiche Zähnezahlen haben. Die Grundübersetzung $i_{1/3} = -\frac{r_3}{r_1}$ ist also (bei dieser Ausführung) bei beiden Getrieben gleich.

Zur Betätigung des *Vorwärtsganges* werden die miteinander gekuppelten Räder *3a* und *1b* durch die Bremse *V* festgehalten: $n_{3a} = n_{1b} = 0$. Zur Betätigung des *Rückwärtsganges* wird die Bremse *R* angezogen, wodurch der Steg *Sa*, der mit Rad *3b* gekuppelt ist, festgehalten wird: $n_{Sa} = n_{3b} = 0$. Der Leerlauf der Antriebsmaschine wird durch Lösen beider Bremsen ermöglicht. In Abb. 6.82 ist das Getriebeschema mit den Geschwindigkeitsplänen gezeichnet.

Durch Aufstellen der Drehzahlgleichungen für jedes Getriebe ergeben sich die Übersetzungsverhältnisse wie folgt:

	Vorwärtsgang	Rückwärtsgang
<i>Getriebe a:</i>	$n_{1a} - i_{1/3} n_{3a} = (1 - i_{1/3}) n_{Sa}$ $n_{3a} = 0; n_{Sa} = n_{3b}$ $n_{3b} = \frac{n_{1a}}{1 - i_{1/3}}$	$n_{1a} - i_{1/3} n_{3a} = (1 - i_{1/3}) n_{Sa}$ $n_{Sa} = 0; n_{3a} = n_{1b}$ $n_{1b} = \frac{n_{1a}}{i_{1/3}}$
<i>Getriebe b:</i>	$n_{1b} - i_{1/3} n_{3b} = (1 - i_{1/3}) n_{Sb}$ $n_{1b} = 0$ $-i_{1/3} \frac{n_{1a}}{1 - i_{1/3}} = (1 - i_{1/3}) n_{Sb}$ $\left[\frac{n_{1a}}{n_{Sb}} = \frac{(1 - i_{1/3})^2}{-i_{1/3}} = \frac{\left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right)^2}{\frac{r_3}{r_1}} \right]$	$n_{1b} - i_{1/3} n_{3b} = (1 - i_{1/3}) n_{Sb}$ $n_{3b} = 0$ $\frac{n_{1a}}{i_{1/3}} = (1 - i_{1/3}) n_{Sb}$ $\left[\frac{n_{a1}}{n_{Sb}} = i_{1/3} (1 - i_{1/3}) = -\frac{r_3}{r_1} \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) \right]$

Je nach der Wahl von r_3/r_1 erhält man folgende Übersetzungsverhältnisse $n_{1a}/n_{Sb} = n_{an}/n_{ab}$:

r_3/r_1	1,5	1,62	1,75	2	2,25
Vorwärts	4,16	4,24	4,32	4,5	4,7
Rückwärts	-3,75	-4,25	-4,81	-6,0	-7,3

Für den Fall gleich großer Übersetzung im Vorwärts- und Rückwärtsgang und für je 6 gleichmäßig verteilte Planetenräder eignen sich z. B. die Zähnezahlen $z_1 = 71$, $z_2 = 22$, $z_3 = 115$,¹ denn es ist dann $r_3/r_1 = z_3/z_1 = 1,62$, und die Zähnezahlsomme $z_1 + z_3$ ist durch 6 teilbar.

¹ oder $z_1 = 55$, $z_2 = 17$, $z_3 = 89$.

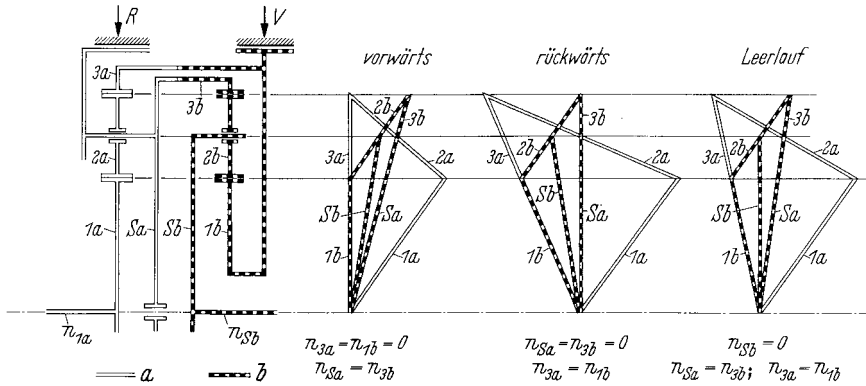


Abb. 6.82. Geschwindigkeitspläne für Untersetzungs- und Wendegetriebe (Beispiel 3)

6.5.2

Kräfte, Momente und Leistungen

Ohne Berücksichtigung von Verlusten. Zur Ermittlung der Dreh- und Stützmomente zeichnet man am besten die *auf* das Planetenrad wirkenden Kräfte, die im Gleichgewicht stehen müssen, auf. Es sind dies die Zahndruckkräfte an den Zahneingriffsstellen und die vom Steg her wirkende Reaktionskraft. Da die Radialkomponenten zu den Drehmomenten keinen Beitrag liefern, genügen die Umfangskräfte. Für den Typ 1 A I ergibt sich z. B. nach Abb. 6.83

$$F_{t1} = F_{t3} \quad \text{und} \quad F_{tS} = F_{t1} + F_{t3} = 2F_{t1} = 2F_{t3}.$$

Das Bild der Kräfteverteilung ist unabhängig davon, ob eine Welle und welche Welle festgehalten wird oder ob sich alle drei Wellen drehen.

Nach der Gleichgewichtsbedingung muß die Summe der von außen auf das Getriebe wirkenden Momente gleich Null sein:

$$T_1 + T_3 + T_S = 0 \quad \text{oder} \quad 1 + \frac{T_3}{T_1} + \frac{T_S}{T_1} = 0. \quad (6.110)$$

Nach Abb. 6.83 ist für Typ 1 A 1

$$T_1 = F_{t1} r_1$$

$$T_3 = F_{t3} r_3 = F_{t1} r_1 \frac{r_3}{r_1}$$

$$T_S = -F_{tS} r_S = -F_{t1} r_1 \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right)$$

Allgemein gilt für alle Typen

$$\frac{T_3}{T_1} = -i_{1/3}$$

$$\frac{T_S}{T_1} = -(1 - i_{1/3})$$

$$\frac{T_S}{T_3} = \frac{1 - i_{1/3}}{i_{1/3}}$$

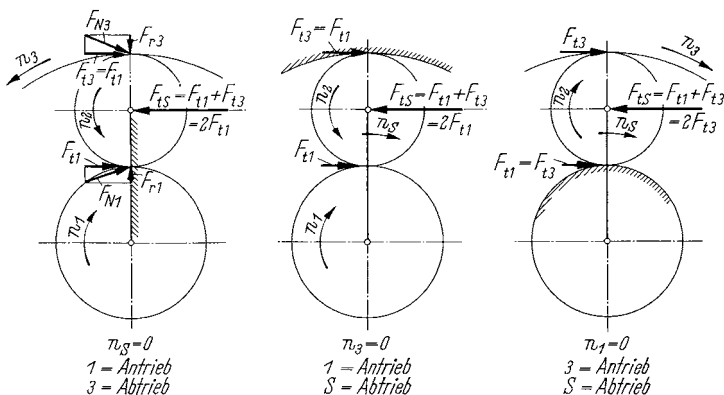


Abb. 6.83. Kräfte auf das Planetenrad (Typ 1AI)

Hierbei sind im Uhrzeigersinn drehende Momente positiv, die entgegengesetzt drehenden negativ.

Antriebsmomente sind solche, bei denen die Vektoren der Umfangskraft (auf das Planetenrad) und der zugehörigen Umfangsgeschwindigkeit gleiche Richtung haben. Bei *Abtriebsmomenten* sind Kraft- und Geschwindigkeitsvektor gegensinnig gerichtet. Bei *Stützmomenten* ist die Umfangsgeschwindigkeit gleich Null.

Für die *Leistungen*, die ja jeweils als Produkt aus Umfangskraft und Umfangsgeschwindigkeit oder als Produkt aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit erhalten werden, bedeuten dann positive Vorzeichen Antriebsleistungen und negative Vorzeichen Abtriebsleistungen. Bei Vernachlässigung der Verluste muß die Summe der Leistungen gleich Null sein:

$$P_1 + P_3 + P_S = 0 \quad \text{oder} \quad 1 + \frac{P_3}{P_1} + \frac{P_S}{P_1} = 0 \quad (6.111)$$

bzw.

$$T_1 \omega_1 + T_3 \omega_3 + T_S \omega_S = 0 \quad \text{oder} \quad 1 + \frac{T_3 n_3}{T_1 n_1} + \frac{T_S n_S}{T_1 n_1} = 0.$$

Für Typ 1 A 1 wird

Allgemein gilt für alle Typen

$$P_1 = F_{t1} r_1 \omega_1$$

$$\frac{P_3}{P_1} = -i_{1/3} \frac{n_3}{n_1}$$

$$P_3 = F_{t3} r_3 \omega_1 = F_{t1} r_1 \frac{r_3}{r_1} \omega_3$$

$$\frac{P_S}{P_1} = -(1 - i_{1/3}) \frac{n_S}{n_1}$$

$$P_S = -F_{tS} r_S \omega_S = -F_{t1} r_1 \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) \omega_S$$

$$\frac{P_S}{P_3} = \frac{1 - i_{1/3}}{i_{1/3}} \frac{n_S}{n_3}$$

Wird eine der drei Wellen festgehalten ($\omega = 0$, $P = 0$), so ist hierzu ein entsprechendes Stützmoment oder Bremsmoment von außen aufzubringen. Die eine der beiden übrigen Wellen ist Antriebswelle, die andere Abtriebswelle. Bei *drei* sich drehenden Wellen können zwei Antriebs- und eine Abtriebswelle oder eine Antriebs- und die beiden anderen Abtriebswellen sein, so daß sich 12 Möglichkeiten ergeben.

Mit Berücksichtigung der Zahnreibungsverluste. Zahnreibungsverluste treten an den Zahneingriffsstellen auf, jedoch nur dann, wenn auch wirklich ein Wälzvorgang stattfindet. Werden z. B. bei einem Umlaufgetriebe zwei Wellen miteinander *gekuppelt*, so haben alle Wellen die gleiche Drehzahl, das Getriebe wirkt als Kupplung, es finden an den Zahneingriffsstellen keine Wälzbewegungen statt, und die gesamte Leistung wird – von Reibung in den Lagerungen abgesehen – verlustlos übertragen.

Im allgemeinen Fall beobachtet man die Wälzvorgänge am besten vom dem Steg aus. Man stellt dann leicht fest, daß für die Vorgänge an den Zahneingriffsstellen und die dort übertragenen Leistungen, die sog. *Wälzleistungen*, nach denen sich allein die Verluste richten, die *relativen* Drehzahlen maßgebend sind. Wird z. B. der Steg festgehalten, so wird die gesamte Leistung über das Planetenrad (Zwischenrad) als Wälzleistung übertragen. Hat der Steg selbst jedoch die Drehzahl n_s , so können bezüglich der Leistungen folgende Überlegungen angestellt werden.

Ersetzen wir nach Abb. 6.84 a (für den Typ 1 AI) die wirkenden Kräfte durch über Seilrollen geleitete Gewichte und verriegeln zunächst wieder einmal Planetenrad und Steg, so ist bei einer Drehung um den Winkel φ_s , Abb. 6.84b, der Arbeitsaufwand (Antrieb) an Rad 1 $W_{K1} = F_{t1} \cdot r_1 \cdot \varphi_s$ und an Rad 3 $W_{K3} = F_{t3} \cdot r_3 \cdot \varphi_s$ und der Arbeitsgewinn (Abtrieb) am Steg $W_s = -F_{ts} \cdot r_s \cdot \varphi_s$. Halten wir nun den Steg fest (Abb. 6.84c) und drehen Rad 1 noch weiter nach rechts um den Betrag $\varphi_1 - \varphi_s$, dann dreht sich Rad 3 *zurück* um den Winkel $\varphi_s - \varphi_3$. Das „Gewicht“ F_{t3} wird um den Betrag $r_3(\varphi_s - \varphi_3)$ gehoben, das bedeutet einen Arbeitsgewinn, eine Verringerung des Arbeitsaufwandes an Rad 3 um $W_{W3} = -F_{t3} \cdot r_3(\varphi_1 - \varphi_3)$, wozu ein gleich großer Arbeitsaufwand an Rad 1 von $W_{W1} = F_{t1} \cdot r_1(\varphi_1 - \varphi_s)$ erforderlich ist.

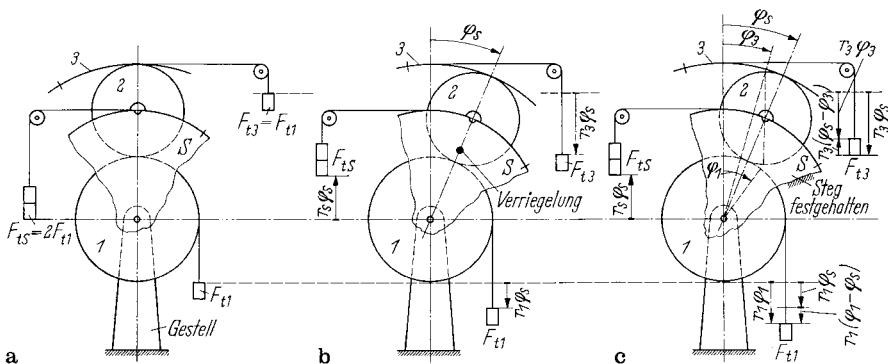


Abb. 6.84. Zur Ermittlung der Leistungen

Dividieren wir die Beträge durch die Zeit t und ersetzen die ϕ/t -Werte durch ω , so erhalten wir die Leistungen und zwar die

$$\begin{aligned} \text{Antriebsleistung an Welle 1} & P_1 = P_{K1} + P_{W1} = F_{t1} r_1 \omega_S + F_{t1} r_1 (\omega_1 - \omega_S), \\ \text{Antriebsleistung an Welle 2} & P_3 = P_{K3} + P_{W3} = F_{t3} r_3 \omega_S + F_{t3} r_3 (\omega_3 - \omega_S), \\ \text{Antriebsleistung am Steg S} & P_S = -F_{tS} r_S \omega_S. \end{aligned}$$

Die Gl. (6.111) kann also ganz allgemein auch geschrieben werden

$$P_{K1} + P_{W1} + P_{K3} + P_{W3} + P_S = 0. \quad (6.111a)$$

Die Antriebsleistungen setzen sich bei Umlaufgetrieben demnach aus *zwei Anteilen* zusammen, der Kupplungsleistung P_K und der Wälzleistung P_W , wobei insbesondere $P_{W1} = -P_{W3}$ ist. Die Kupplungsleistungsanteile werden verlustlos übertragen. Die Zahnreibungsverluste an den Zahneingriffsstellen sind den Wälzleistungen proportional ($P_V = v |P_W|$). Die Gesamtverlustleistung ist dann $P_V = P_{V1} + P_{V3}$, und der Wirkungsgrad ergibt sich zu

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{P_{an} - P_V}{P_{an}} = 1 - \frac{P_V}{P_{an}}$$

oder

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{P_{ab}}{P_{ab} + P_V} = \frac{1}{1 + \frac{P_V}{P_{ab}}}$$

Üblicherweise setzt man Vergleichsrechnungen $v_1 = v_3 = 0,01$, d.h. je Zahneingriff 1 % Verlust an. In Wirklichkeit ist v bei Zahneingriffen mit Innenverzahnung kleiner als bei solchen mit Außenverzahnung.

Auch bei der Bemessung der Verzahnungen sind die Wälzleistungen und die relativen Drehzahlen zugrunde zu legen.

4. Beispiel: Wirkungsgrad bei einem Umlaufgetriebe

Vorwärtsgang des Beispiels 2 für eine Antriebsleistung

$$P_1 = 10 \text{ kW} = 10000 \text{ Nm/s.}$$

Drehzahlen und Winkelgeschwindigkeiten:

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_S} &= 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{140}{50} = 3,8; & n_S &= \frac{n_1}{3,8}, \\ n_1 &= 950 \text{ min}^{-1}; & \omega_1 &= 99,5/\text{s}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{n_2}{n_S} &= 1 - i_{2/3} = 1 - \frac{z_3}{z_2} = -2,11; \\ n_S &= 250 \text{ min}^{-1}; & \omega_S &= 26,2/\text{s}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_2 &= -2,11 n_S, \\ n_2 &= -527 \text{ min}^{-1}; & \omega_2 &= -55,1/\text{s}, \end{aligned}$$

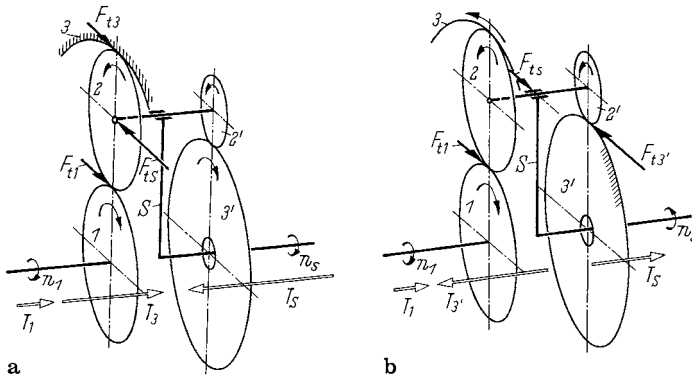


Abb. 6.85. Kräfte und Momente (Beispiel 4). a) Vorwärtsgang ($n_3 = 0$); b) Rückwärtsgang ($n'_3 = 0$)

Drehmomente Abb. 6.85 a:

$$\text{Antriebsmoment } T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{10000 \text{ Nm/s}}{99,5/\text{s}} = 100,5 \text{ Nm},$$

$$T_1 = 100,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm},$$

$$\text{Antriebsmoment } T_S = -(1 - i_{1/3}) T_1 = -3,8 T_1,$$

$$T_S = -381,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm},$$

$$\text{Stützmoment } T_3 = -i_{1/3} T_1 = +2,8 T_1,$$

$$T_3 = 281,4 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Kräfte (bei *einem* Planetenrad; Abb. 6.85 a):

$$r_1 = 50 \text{ mm}; F_{t1} = \frac{T_1}{r_1} = \frac{100,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm}} = 2010 \text{ N}; F_{t3} = 2010 \text{ N}; F_{ts} = 4020 \text{ N}.$$

Leistungen und Wirkungsgrad:

$$P_{K1} = F_{t1} r_1 \omega_s = T_1 \omega_s = 100,5 \text{ Nm} \cdot 26,2/\text{s} = 2630 \text{ Nm/s}$$

$$P_{W1} = F_{t1} r_1 (\omega_1 - \omega_s) = 100,5 \cdot (99,5 - 26,2) = 7370 \text{ Nm/s}$$

$$P_1 = P_{K1} + P_{W1} = 10000 \text{ Nm/s}$$

$$P_{K3} = F_{t3} r_3 \omega_s = T_3 \omega_s = 281,4 \text{ Nm} \cdot 26,2/\text{s} = 7370 \text{ Nm/s}$$

$$P_{W3} = F_{t3} r_3 (\omega_3 - \omega_s) = 281,4 \cdot (0 - 26,2) = -7370 \text{ Nm/s}$$

$$P_3 = P_{K3} + P_{W1} = 0 \text{ Nm/s}$$

$$P_{V1} = v_1 |P_{W1}| = 0,01 \cdot 7370 = 74 \text{ Nm/s}$$

$$P_{V3} = v_3 |P_{W3}| = 0,01 \cdot 7370 = 74 \text{ Nm/s}$$

$$P_V = P_{V1} + P_{V3} = 148 \text{ Nm/s}$$

$$\eta = 1 - \frac{P_V}{P_{\text{an}}} = 1 - \frac{148}{10000} = 1 - 0,0148 = 0,9852 = \underline{\underline{98,52\%}}$$

Rückwärtsgang des Beispiels 2 für die gleiche Leistung $P_1 = 10 \text{ kW}$.

Drehzahlen und Winkelgeschwindigkeiten:

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_s} &= 1 - \frac{z_2}{z_1} \frac{z_{3'}}{z_{2'}} = 1 - \frac{45}{50} \frac{58}{18} & n_1 &= 950 \text{ min}^{-1}; & \omega_1 &= 99,5/\text{s}, \\ &= 1 - 2,9 = -1,9, & n_s &= -500 \text{ min}^{-1}; & \omega_s &= -52,4/\text{s}, \\ \frac{n_2}{n_s} &= 1 - i_{2'/3'} = 1 + \frac{r_{3'}}{r_{2'}} = 1 + \frac{z_{3'}}{z_{2'}} \\ &= 1 + \frac{58}{18} = 4,22, & n_2 &= -2110 \text{ min}^{-1}; & \omega_2 &= -221/\text{s}, \end{aligned}$$

Drehmomente Abb. 6.85b:

$$\text{Antriebsmoment } T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 100,5 \text{ Nm}, \quad T_1 = 100,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm},$$

$$\text{Antriebsmoment } T_s = -(1 - i_{1/3'}) T_1 = -1,9 T_1, \quad T_s = 191,0 \cdot 10^3 \text{ Nmm},$$

$$\text{Stützmoment } T_3 = -i_{1/3'} T_1 = -2,9 T_1, \quad T_3 = -291,5 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Kräfte (bei *einem* Planetenrad; Abb. 6.85b):

$$r_1 = 50 \text{ mm}; \quad F_{t1} = \frac{T_1}{r_1} = 2010 \text{ N}; \quad F_{t3'} = F_{t1} \frac{r_2}{r_{2'}} = 2010 \cdot \frac{45}{22,5} = 4020 \text{ N};$$

$$F_{ts} = 2010 \text{ N}.$$

Leistungen und Wirkungsgrad:

$$P_{K1} = F_{t1} r_1 \omega_s = T_1 \omega_s = 100,5 \text{ Nm} \cdot (-52,4/\text{s}) = -5270 \text{ Nm/s}$$

$$P_{W1} = F_{t1} r_1 (\omega_1 - \omega_s) = 100,5 \cdot (99,5 + 52,4) = +15270 \text{ Nm/s}$$

$$P_1 = P_{K1} + P_{W1} = 10000 \text{ Nm/s}$$

$$P_{K3'} = F_{t3'} r_{3'} \omega_s = T_{3'} \omega_s = 291,5 \text{ Nm} \cdot 52,4/\text{s} = 15270 \text{ Nm/s}$$

$$P_{W3'} = F_{t3'} r_{3'} (\omega_{3'} - \omega_s) = 291,5 \cdot (0 - 52,4) = -15270 \text{ Nm/s}$$

$$P_3 = P_{K3'} + P_{W3'} = 0 \text{ Nm/s}$$

$$P_{V1} = v_1 |P_{W1}| = 0,01 \cdot 15270 = 153 \text{ Nm/s}$$

$$P_{V3} = v_3 |P_{W3}| = 0,01 \cdot 15270 = 153 \text{ Nm/s}$$

$$P_V = P_{V1} + P_{V3} = 306 \text{ Nm/s}$$

$$\eta = 1 - \frac{P_V}{P_{\text{an}}} = 1 - \frac{306}{10000} = 1 - 0,0306 = 0,9694 = \underline{\underline{97\%}}$$

Beim Rückwärtsgang ist also die Wälzleistung *größer* als die Antriebsleistung. Daher der schlechtere Wirkungsgrad!
Der Wirkungsgrad des Standgetriebes ist jedoch schlechter als der des Umlaufgetriebes im Vorwärtsgang:

$$\eta_{\text{Sta}} = 1 - \frac{P_{V \text{ Sta}}}{P_{\text{an}}} = 1 - \frac{2 \nu P_{\text{an}}}{P_{\text{an}}} = 1 - \frac{200}{10000} = 1 - 0,02 = 0,98 = \underline{\underline{98\%}}.$$

6.5.3

Kegelrad-Umlaufgetriebe

Für *Umlaufgetriebe mit Kegelrädern* nach Abb. 6.86, die als Ausgleichsgetriebe (Differential) im Kraftfahrzeugbau Verwendung finden, gilt auch wieder die Drehzahlgleichung

$$n_1 - i_{1/3} n_3 = (1 - i_{1/3}) n_s.$$

Nur ist hier wegen $z_1 = z_3$, $r_1 = r_3$ die Grundübersetzung $i_{1/3} = -1$ (denn bei festgehaltenem Steg ist $n_3 = -n_1$). Die Drehzahlgleichung vereinfacht sich somit zu

$$n_1 + n_3 = 2 n_s$$

Die Geschwindigkeits- (und Drehzahl-)Verhältnisse gehen wieder anschaulich aus den Geschwindigkeitsplänen (Abb. 6.86) hervor, nur ist es hier ratsam, die Umfangsgeschwindigkeiten auch in der Draufsicht am Planetenrad anzutragen. Dasselbe gilt auch für die Kräfte, so daß dann leicht die Momente, die Leistungen und der Wirkungsgrad zu ermitteln sind.

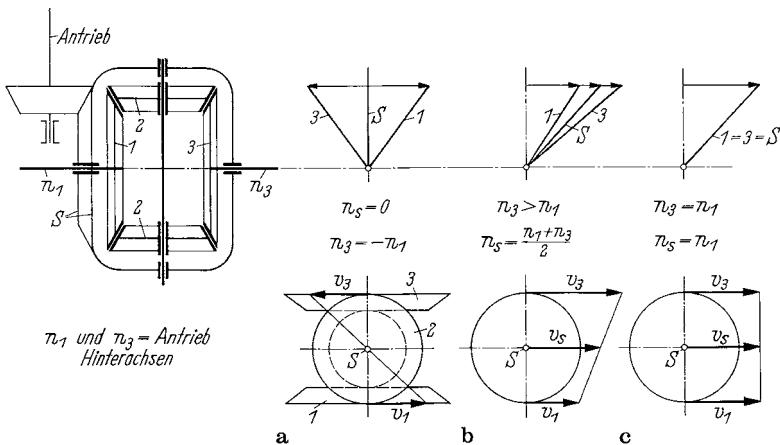


Abb. 6.86. Geschwindigkeitspläne für Kegelrad-Umlaufgetriebe. a) bei festgehaltenem Steg; b) n_1 und n_3 sind verschieden groß, haben aber gleichen Drehsinn; c) n_1 und n_3 sind gleich groß und gleich gerichtet (Kupplung)

6.6 Reibradgetriebe

Bei Reibradgetrieben werden an den Berührungsstellen zylindrischer oder kegelförmiger Reibkörper durch normalgerichtete Anpreßkräfte tangentiale Reibungskräfte (Umfangskräfte) erzeugt. Für die Größe der übertragbaren Umfangskräfte sind außer den Anpreßkräften in erster Linie die Reibungszahlen μ maßgebend, die ihrerseits wieder stark von den Werkstoffpaarungen und der Schmierung abhängig sind.

Vor- und Nachteile. Reibradgetriebe zeichnen sich ganz allgemein durch einfachen Aufbau, geringe Achsabstände, wenig Aufwand für Wartung, einen gewissen Überlastungsschutz infolge der Durchrutschmöglichkeit und im besonderen durch konstruktiv leicht zu verwirklichende stufenlos verstellbare Übersetzungen aus. Als Nachteile sind zu nennen der nicht zu vermeidene Schlupf, die verhältnismäßig großen erforderlichen Anpreßkräfte und die dadurch bedingten hohen Lagerkräfte und schließlich die Beeinflussung bzw. die Begrenzung der Lebensdauer und der übertragbaren Leistung durch die Werkstoffeigenschaften (Härte, mechanische Festigkeit und Abnutzungswiderstand).

6.6.1 Werkstoffpaarungen und Berechnungsgrundlagen

Die in den nachfolgenden Abschnitten angeführten verschiedenartigen Ausführungen von Reibrädergetrieben für die unterschiedlichsten Verwendungszwecke erfordern jeweils besondere Werkstoffpaarungen.

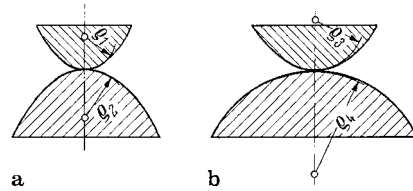
Stahlräder. Die Paarung *gehärteter Stahl gegen gehärteten Stahl* ermöglicht infolge der hohen zulässigen Wälzpressung und des günstigen Verschleißverhaltens die Übertragung hoher Leistungen bei großer Lebensdauer. Im allgemeinen wird Ölschmierung angewendet, so daß die Reibungszahlen nur gering sind. Sie liegen im Bereich der Mischreibung bei $\mu \approx 0,06$, können aber bei reiner Flüssigkeitsreibung noch wesentlich kleiner sein, ohne daß die Wirtschaftlichkeit, d. h. der Wirkungsgrad der Wälzpaarung, darunter leidet, wenn nur die Abmessungen der Reibkörper günstig gewählt, vor allem die Wälzkreisradien möglichst groß gemacht werden.

Für die Berechnung der Wälzpressungen werden die Hertzschen Gleichungen benutzt.

Linienberührung. Die Berührungsfläche zylindrischer Körper (bzw. Ersatzzylinder) wird bei einer Belastung durch F_N ein Rechteck, und es ergibt sich mit den Krümmungsradien ϱ_1 und ϱ_2 , dem Elastizitätsmodul E , der Poissonschen Konstanten $m = 10/3$ (für Stahl) und der Berührungslänge l die Hertzsche Pressung zu

$$p = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \frac{m^2}{m^2 - 1} E \frac{F_N}{l} \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right)} = \sqrt{0,175 E \frac{F_N}{l} \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right)}. \quad (6.112)$$

Abb. 6.87. Krümmungsradien in den Hauptkrümmungsebenen. a) ϱ_1 und ϱ_2 in Hauptkrümmungsebene 1; b) ϱ_3 und ϱ_4 in Hauptkrümmungsebene 2



Punktberührung. Allseitig gekrümmte Körper berühren sich in einem Punkt. Die Berührungsfläche wird bei Belastung durch F_N ellipsenförmig. Werden nach Abb. 6.87 die Krümmungsradien in den Hauptkrümmungsebenen jeweils mit ϱ_1 , ϱ_2 und ϱ_3 , ϱ_4 bezeichnet, wobei für Hohlkrümmungen negative Werte einzusetzen sind, so folgt für die Hertzsche Pressung

$$p = \frac{1,5}{\pi \xi \eta} \sqrt{\left(\frac{1}{3} \frac{m^2}{m^2 - 1}\right)^2 E^2 F_N \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} + \frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4}\right)^2}$$

oder mit $m = 10/3$

$$p = \frac{0,245}{\xi \eta} \sqrt{E^2 F_N \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} + \frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4}\right)}. \quad (6.113)$$

Die ξ - und η -Werte sind von dem Hilfwert

$$\cos \vartheta = \frac{\left| \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right) - \left(\frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4} \right) \right|}{\left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right) + \left(\frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4} \right)}$$

abhängig:

$\cos \vartheta$	0,0	0,20	0,40	0,60	0,80	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
ξ	1	1,15	1,35	1,66	2,30	3,09	3,40	3,83	4,51	5,94	7,76
η	1	0,88	0,77	0,66	0,54	0,46	0,44	0,41	0,38	0,33	0,29

Aus der Bedingung $p \leq p_{zul}$ können dann bei gegebenen oder angenommenen Abmessungen mit Gl. (6.112) bzw. (6.113) die zulässigen Anpreßkräfte F_{Nzul} berechnet werden. Für gehärteten Stahl gegen gehärteten Stahl liegt p_{zul} bei etwa 1500 bis 2000 N/mm². Die je Reibpaarung übertragbare Umfangskraft bestimmt sich aus der Rutschsicherheit S_R und dem Reibwert μ zu

$$F_t = \frac{\mu F_N}{S_R} \quad \text{mit} \quad S_R \approx 1,5. \quad (6.114)$$

Das Hauptanwendungsgebiet der Stahl/Stahl-Paarung liegt bei den Reibrädergetrieben mit stufenlos verstellbarer Übersetzung (Kap. 6.6.3), bei denen zur Verringerung der Anpreßkräfte und zur Erhöhung der übertragbaren Leistung oft mehrere Reibpaarungen parallel geschaltet werden.

Beispiel: Reibradgetriebe 1

Für die augenblickliche Berührungsstelle einer Kegelscheibe mit einer Ringwulstscheibe nach Abb. 6.88 (nicht maßstäblich) sind die zulässige Normalkraft und die übertragbare Umfangskraft zu berechnen.

Gegeben: $r_1 = 15 \text{ mm}$ (Kleinstwert des Verstellbereichs), $\beta = 2^\circ$; $r_2 = 45 \text{ mm}$. $\varrho_4 = 6 \text{ mm}$; Werkstoffe: gehärteter Stahl mit $p_{\text{zul}} = 1500 \text{ N/mm}^2$; $\mu = 0,04$ (Ölschmierung) und $S_R = 1,5$.

$$\varrho_1 = \frac{r_1}{\sin \beta} = \frac{15 \text{ mm}}{0,035} = 429 \text{ mm}; \quad \frac{1}{\varrho_1} = 0,00233 \text{ mm}^{-1}$$

$$\varrho_2 = \frac{r_2}{\sin \beta} = \frac{45 \text{ mm}}{0,035} = 1285 \text{ mm}; \quad \frac{1}{\varrho_2} = 0,00078 \text{ mm}^{-1}$$

$$\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} = 0,00311 \text{ mm}^{-1}$$

$$\varrho_3 = \infty; \quad \frac{1}{\varrho_3} = 0 \text{ mm};$$

$$\varrho_4 = 6 \text{ mm}; \quad \frac{1}{\varrho_4} = 0,16667 \text{ mm}^{-1}$$

$$\frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4} = 0,16667 \text{ mm}^{-1}$$

$$\left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right) - \left(\frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4} \right) = 0,16356 \text{ mm}^{-1};$$

$$\left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \right) + \left(\frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4} \right) = 0,16978 \text{ mm}^{-1}.$$

$$\text{Hilfswert } \cos \vartheta = \frac{0,16356}{0,16978} = 0,964, \text{ also } \xi = 4,70; \quad \eta = 0,369; \quad \xi \eta = 1,74.$$

Nach Gl. (6.113) wird

$$p = \frac{0,245}{\xi \eta} \sqrt[3]{E^2 F_N \left(\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} + \frac{1}{\varrho_3} + \frac{1}{\varrho_4} \right)^2}$$

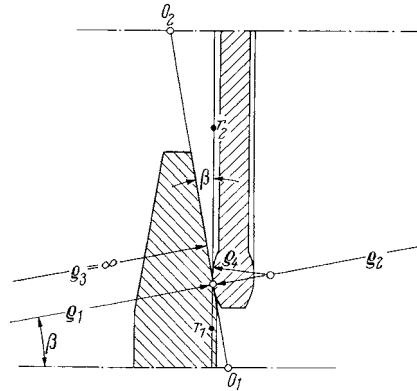
$$= \frac{0,245}{1,74} \sqrt[3]{210^2 \cdot 10^6 \frac{\text{N}^2}{\text{mm}^4} F_N \frac{0,16978^2}{\text{mm}^2}},$$

$$p = 153 \sqrt[3]{F_N}$$

aus $p \leq p_{\text{zul}}$ folgt

$$\underline{\underline{F_{N \text{ zul}}}} \leq \frac{p_{\text{zul}}^3}{153^3} \text{ N} = \frac{1500^3}{153^3} \text{ N} = \underline{\underline{942 \text{ N}}}.$$

Abb. 6.88. Kegelscheibe mit Ringwulstscheibe (Beispiel)



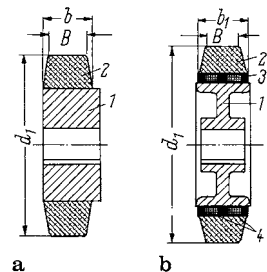
Nach Gl. (6.114) ergibt sich

$$\underline{\underline{F_t}} = \frac{\mu F_{N \text{ zul}}}{S_R} = \frac{0,04 \cdot 942 \text{ N}}{1,5} = 25,1 \text{ N.}$$

Eine Vergrößerung des Krümmungsradius ϱ_4 von 6 mm auf 10 mm liefert $F_{N \text{ zul}} = 1880 \text{ N}$ und somit $F_t = 50 \text{ N}$, also doppelt so große Werte!

Gummiräder. Bei Weichstoffreibrädern, die in Reibradgetrieben mit konstanter Übersetzung verwendet werden und dabei mit Stahl- oder Gußrädern möglichst hoher Oberflächengüte zusammenarbeiten, werden wesentlich größere Reibzahlen bzw. F_t/F_N -Werte erreicht. Allerdings sind nur verhältnismäßig kleine Anpreßkräfte zulässig, die hauptsächlich von der in Wärme umgesetzten Verformungsarbeit und der für Gummi zulässigen Temperaturgrenze (etwa 60 bis 70°C) abhängig sind. Die üblichen Ausführungen von Gummireibrädern (nach DIN 8220) sind in Abb. 6.89 dargestellt. Bei der Form A ($d_1 = 40$ bis 160 mm) ist der Gummireibring 2 aufvulkanisiert, während bei Form B ($d_1 = 180$ bis 1000 mm) ein Reibring mit Stahldrahteinlage 3 aufgepreßt wird. Das Verhältnis von Breite zu Dicke der Gummiringe, das optimale Werte für die Wärmeableitung liefert, ist auf Grund von Versuchen festgelegt worden. Sind für die Drehmomentübertragung größere Breiten erforderlich, so werden bei Typ A mehrere Einzelscheiben nebeneinander angeordnet und bei Typ B mehrere Einzelreibringe auf einen breiteren Grundkörper 1 aufgepreßt.

Abb. 6.89. Gummireibräder. a) Typ A; b) Typ B



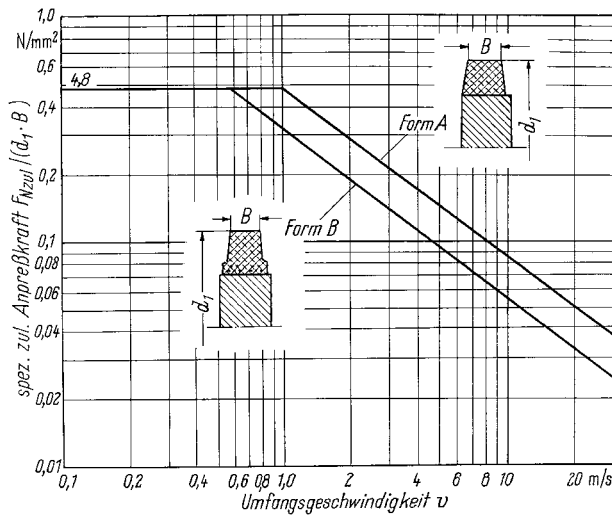


Abb. 6.90. Zulässige spezifische Belastung für Gummireibräder (nach DIN 8220)

Die auf die projizierte Fläche $d_1 \cdot B$ bezogene zulässige Anpreßkraft F_{Nzul} ist (als Mittelwerte aus vielen Versuchsergebnissen der Hersteller) in Abb. 6.90 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit v angegeben. Die Druckschriften der Hersteller enthalten für jede Radgröße in Abhängigkeit von der Drehzahl die Angabe der zulässigen Anpreßkraft bzw. der übertragbaren Leistung, so daß nur die Berechnung der erforderlichen Anzahl von Reibrädern übrigbleibt. Es werden dabei mehr oder weniger feste μ -Werte angenommen, z.B. $\mu = 0,7$ bei trockenen Scheiben und gleichmäßigem und ruhigem Lauf, $\mu = 0,5$ bei häufigerem Anfahren und $\mu = 0,3$ bei feuchtem Betrieb. Der Einfluß der Größe des Gegenrades muß in extremen Fällen durch einen Korrekturwert berücksichtigt werden.

Die verwendeten Gummisorten mit Härtegraden von 80 bis 90 Shore besitzen hohe Abriebsfestigkeit, Hitze- und Alterungsbeständigkeit. Ermüdungsfestigkeit, Widerstand gegen Verschleiß und somit die Lebensdauer hängen stark von den Betriebsbedingungen und speziellen Beanspruchungsverhältnissen sowie von der Art der Erzeugung der Anpreßkräfte, der Lagerung der Reibräder und der Oberflächengüte des Gegenrades ab.

Beispiel: Reibradgetriebe 2

Welche Leistung kann mit *einem* Gummireibring Form A mit den Abmessungen $d_1 = 125$ mm, $B = 22,5$ mm bei $n_1 = 1500$ min⁻¹ ($\omega_1 = 157$ /s), $\mu = 0,7$, $S_R = 1,5$ übertragen werden?

Mit $v = r_1 \omega_1 = 0,0625$ m $\cdot$ 157/s $\approx$ 10 m/s ergibt sich aus Abb. 6.90

$$\frac{F_{Nzul}}{d_1 B} \approx 0,09 \text{ N/mm}^2, \text{ also } F_{Nzul} = 0,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 125 \text{ mm} \cdot 22,5 \text{ mm} = 253 \text{ N.}$$

Nach Gl. (6.114) wird

$$F_t = \frac{\mu F_{N \text{ zul}}}{S_R} = 0,7 \cdot \frac{235 \text{ N}}{1,5} = 118 \text{ N} \quad T_1 = F_t r_1 = 118 \text{ N} \cdot 0,0625 \text{ m} = 7,38 \text{ Nm}$$

und

$$P = T_1 \omega_1 = 7,38 \text{ Nm} \cdot 157/\text{s} = 1160 \text{ Nm/s} = 1,16 \text{ kW}.$$

6.6.2

Reibradgetriebe mit konstanter Übersetzung

Die häufigste Ausführung benutzt zylindrische Scheiben, wobei meistens die kleinere Antriebsscheibe den Reibstoff trägt. Für sich schneidende Achsen sind Kegelscheiben geeignet. Bei parallelen Achsen können zur Verringerung der Lagerkräfte auch profilierte Scheiben mit mehreren keilförmigen Rillen (Keilwinkel $2\alpha \approx 30$ bis 40°) vorgesehen werden.

Die früher üblichen, durch Gewichte, Federn oder Druckschrauben erzeugten konstanten hohen Anpreßkräfte belasteten die Lager und die Reibstoffe auch im Stillstand und bei niedrigen Teilleistungen. Durch besondere konstruktive Maßnahmen kann man jedoch erreichen, daß mit nur geringer Anfangsanpressung sich im Betrieb die Anpreßkräfte selbsttätig den zu übertragenden Leistungen anpassen. Nach Abb. 6.91 a wird zu diesem Zweck der Motor auf eine Schwinde oder Wippe gesetzt, die sich um den Punkt D drehen kann und die am freien Ende durch eine einstellbare Feder abgestützt ist. Die Anordnung gilt nur für den in der Abbildung angegebenen Drehsinn. Die Lage des Drehpunkts ist so zu wählen, daß der sog. Steuerwinkel α , den die Verbindungslinie D–B (B = Berührungspunkt) und die Normale im Berührungspunkt

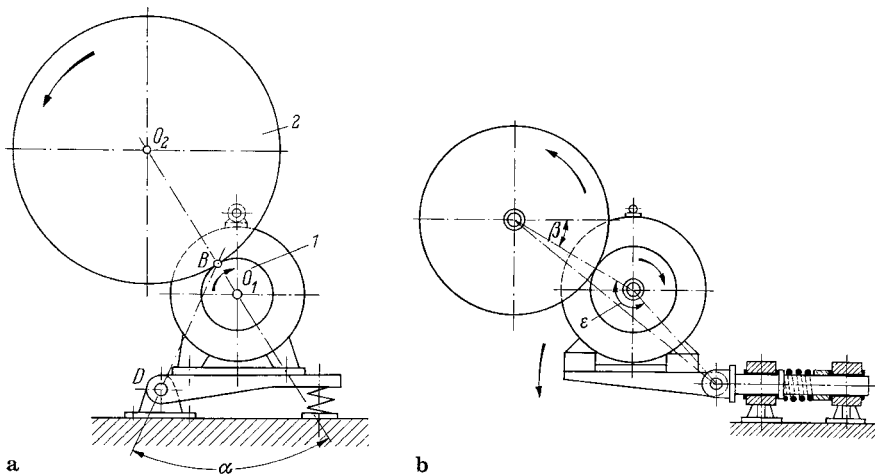


Abb. 6.91. Reibradgetriebe mit konstanter Übersetzung. a) mit selbständiger Anpassung der Anpreßkräfte; b) mit Überlastschutz

(Zentrale O_1-O_2) einschließen, etwas größer ist als der Reibungswinkel ϱ (aus $\tan \varrho = \mu$). Bei Gummireibrädern wären das $\alpha \approx 42$ bis 45° . Nach der Anfangsanpreßkraft F_{N0} im Stillstand, die etwa 10% der Betriebsanpreßkraft F_N sein soll, ist die Feder zu bemessen.

Beim Anlaufvorgang und bei einer Drehmomentenzunahme an der Abtriebswelle im Betriebszustand versucht das treibende Rad 1 am getriebenen 2 aufzulaufen, wodurch eine geringe Schwenkbewegung der Wippe entgegen dem Uhrzeigersinn auftritt und sich der Achsabstand um einen geringen Betrag verkürzt. Die Folge hiervon ist die gewünschte, sich dem Abtriebsdrehmoment selbsttätig anpassende Zunahme der Anpreßkraft.

Um bei plötzlichen Drehmomentspitzen, wie sie z. B. bei Brechern, Mühlen und sonstigen Zerkleinerungsmaschinen auftreten, zu hohe Anpreßkräfte, Lager- und Motorbelastungen zu vermeiden, können entsprechend Abb. 6.91 b Reibrädergetriebe mit Überlastungsschutz verwendet werden. Dabei ist der Motor ebenfalls auf einer Wippe montiert, die aber mittels zweier Lagerstangen in deren Längsrichtung verschiebbar ist. Durch zwei Federn werden die Stangen im Stillstand in der linken Endstellung (Bund als Anschlag) gehalten. Bei normaler Belastung erfolgt eine der geforderten Anpreß- und Umfangskraft entsprechende Verschiebung nach rechts, wobei die Federkraft anwächst und sich ein Gleichgewichtszustand einstellt. Die Höchstlast wird in der Strecklage erreicht ($\varepsilon = 180^\circ$). Bei Überlast schlägt die Wippe durch, und der Antrieb wird augenblicklich abgeschaltet. Für den Winkel $\beta = \beta_2$ in Streckstellung (Höchstlast) ergibt sich aus den geometrischen Beziehungen und der Bedingung minimaler Federkräfte die Forderung

$$\sin \beta_2 = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}.$$

6.6.3

Reibrädergetriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung

Stufenlos einstellbare Getriebe dienen zur Drehzahl- und Drehmomentanpassung zwischen Kraftmaschine und Arbeitsmaschine bei veränderlichen Betriebszuständen. Je größer der Verstellbereich des Getriebes ist, desto universeller kann die Arbeitsmaschine eingesetzt werden.

Die Verstellmöglichkeit der Übersetzung ergibt sich durch die Veränderlichkeit der Wälzkreisradien der verschiedenen zusammenarbeitenden Wälzkörper. Werden die Grenzwerte der Übersetzungen mit $i_{\min}$ und $i_{\max}$ bezeichnet, so stellt das Verhältnis von $i_{\min} : i_{\max}$ den *Verstellbereich* dar (Größenordnung etwa 1:4 bis 1:10). Je nach Form und Paarung der Reibkörper sind sehr viele Getriebebauarten entwickelt worden, deren ausführliche Behandlung den Rahmen dieses Buches weit übersteigen würde. Es soll daher hier nur an Hand von Prinzipskizzen auf einige besondere Merkmale hingewiesen werden.

Für kleine Drehmomente und geringe Leistungen sind Getriebe mit schlangen Kegelscheiben bzw. Planscheiben und einfachen Verschieberollen (Abb. 6.92 und 6.93) geeignet. Zwei Tellerscheiben und zwei schräggestellte, verschiebbare Topfscheiben benutzt das Wesselmann-Getriebe (Abb. 6.94). Bei

Abb. 6.92. Kegelscheiben.
a) mit Verschieberolle; b) mit Zwischenrolle

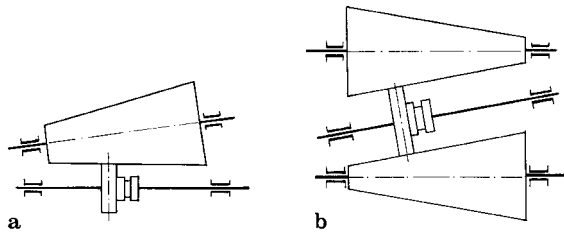


Abb. 6.93. Planscheiben.
a) mit Verschieberolle; b) mit Zwischenrolle

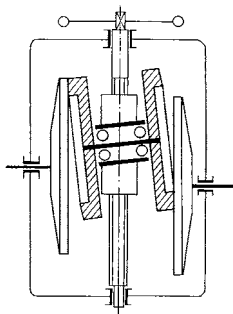
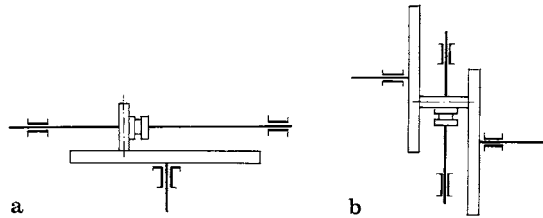


Abb. 6.94. Zwei Tellerscheiben und zwei schräggestellte Topscheiben

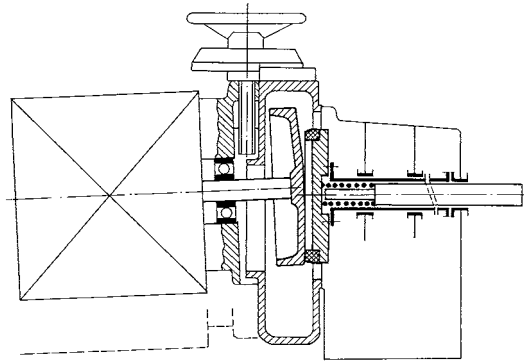


Abb. 6.95. Verschiebbarer, schräggestellter Motor mit Kegelscheibe

dem Getriebe nach Abb. 6.95 wird der um etwa 3° schräggestellte Motor mit Kegelscheibe auf einem zur Abtriebswelle senkrechten Schlitten verschoben. Auf der Abtriebswelle sitzt eine mit Trockenreibbelag versehene Topscheibe, die durch Federkraft oder durch eine dem Abtriebsdrehmoment proportionale Anpreßkraft gegen die Kegelscheibe gedrückt wird (Verstellbereich 1:5, Leistung bis 3 kW).

Für sehr große Leistungen (bis 300 kW) sind verschiedene Bauarten des Beier-Getriebes entwickelt worden. Hierbei werden zahlreiche Reibpaarungen parallel-geschaltet (Abb. 6.96), indem auf der Antriebswelle 1 viele Doppelkegelscheiben 2 sitzen, die in sog. Rand- oder Wulstscheiben 3 auf Zwischen-

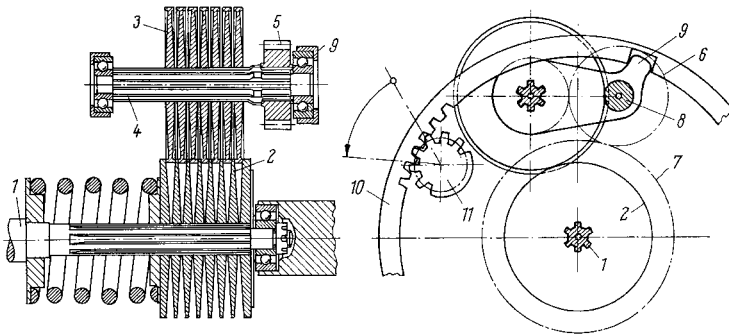


Abb. 6.96. Kegel-Ringscheiben-Getriebe (Beier-Getriebe)

wellen 4 eingeschwenkt werden. Es genügen trotz geringer μ -Werte verhältnismäßig niedrige Anpreßkräfte zur Erzeugung großer Umfangskräfte. Der Verstellbereich beträgt 1:4,5 bzw. 1:15.

Mit über Kegelpaare umlaufenden Stahlreibringen arbeiten das Heynau-Getriebe, Abb. 6.97 (Verstellbereich 1:9, Leistung bis 3 kW). Dabei umschließt der Stahlring 6 unter Vorspannung die Kegelpaare 2/3 und 4/5. Die Kegel 2 und 4 sind in Festlagern im Gehäuse gelagert während die Kegel 3 und 5 auf den Wellen axial verschiebbar angeordnet sind.

Das in Abb. 6.98 schematisch dargestellte Arter-Getriebe trägt auf der An- und Abtriebswelle je eine Globoidscheibe 2 und 4. Als Übertragungsglieder dienen schenkbare Wälzscheiben 3, die um die Schwenkachsen 6 gedreht werden können. Die Verstellbereiche liegen zwischen 1:5 bis 1:10 bei Leistungen bis 7,5 kW.

Eine Besonderheit stellt das Nullgetriebe (Abtriebsdrehzahl bis Null einstellbar) dar, mit denen Maschinen beliebig langsam angetrieben werden können. Abbildung 6.99 zeigt das Wälzgetriebe, bei dem 6 bis 9 Kugeln als Zwischenglied planetenartig abrollen und je nach Schrägstellung ihrer virtuellen Drehachsen

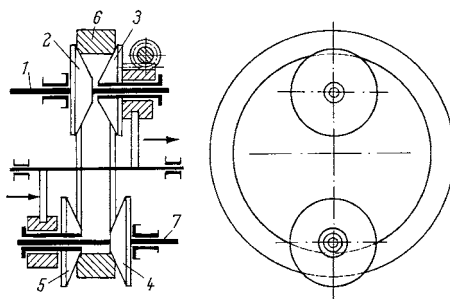


Abb. 6.97. Doppelkegel-Getriebe mit Zwischenring (Heynau-Getriebe)

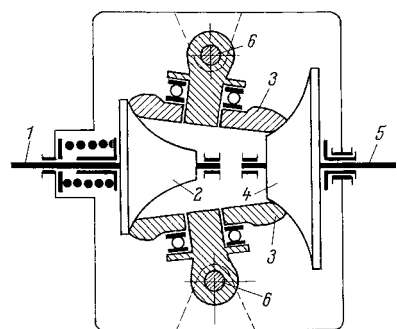


Abb. 6.98. Globoidscheiben mit schwenkbaren Wälzscheiben (Arter-Getriebe)

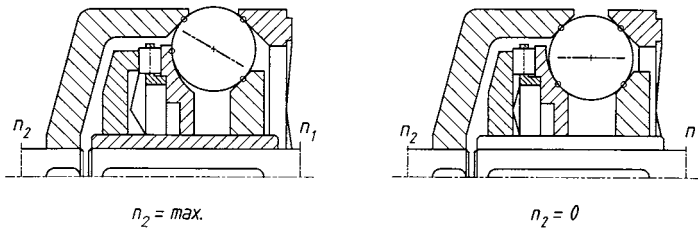


Abb. 6.99. Nullgetriebe (planetroll-Getriebe)

eine stufenlose Änderung der Abtriebsdrehzahl $n_2 = 0$ bis $n_2 = 0,4 \cdot n_1$ ermöglichen. Dazu sind auf der Antriebswelle n_1 die Antriebslaufringe sowie der Anpreßkraftregler drehfest aber axial verschiebbar angeordnet. Die beiden Lauf- ringe treiben die Übertragungskugeln an, die ihrerseits auf den stillstehenden Verstellring abrollen und den Abtriebsring n_2 antreiben. Abhängig von der Schrägstellung der virtuellen Drehachsen dreht die Abtriebswelle mehr oder weniger schnell (Abb. 6.99). Da die Kraftübertragung, wie bei einem Kugellager, ausschließlich über rein abrollende Kugeln stattfindet, wird die Lebensdauer durch Ermüdung und nicht durch Verschleiß bestimmt.

6.7

Formschlüssige Zugmitteltriebe

Bei den Zugmitteltrieben erfolgt die Bewegungsübertragung zwischen zwei oder mehr Führungsgliedern (Rädern, Scheiben) über ein nur Zugkräfte auf- nehmendes Zwischenglied, das „Zugmittel“. Die in diesem Abschnitt betrach- teten formschlüssigen Zugmitteltriebe benutzen Gelenkketten oder Bänder mit Zahnprofil (Zahnriemen) als Zugmittel, die entsprechend geformte Ket- tenräder bzw. Zahnscheiben auf einem Teil ihres Umfangs umhüllen. Daher wird auch der Begriff „Hülltriebe“ verwendet.

6.7.1

Kettentriebe

Die Hauptvorteile der Kettentriebe sind: schlupffreie Bewegungsübertragung ohne Vorspannung, also geringe Lagerkräfte, Überbrückung beliebig großer Achsabstände, gleichzeitiger Antrieb mehrerer Wellen (Leistungsverzwei- gung) bei beliebigem Drehsinn, geringer Raumbedarf in seitlicher Richtung, geringe Empfindlichkeit gegen Feuchtigkeit, Hitze und Schmutz, geringe An- sprüche an Wartung, hoher Wirkungsgrad (bis 98%), gewisse Elastizität und Dämpfungsfähigkeit durch Ölpolster in Gelenken und an Rollen, ruhiger Lauf.

Dem stehen an Nachteilen gegenüber: Übersetzungsschwankungen infolge der Vieleckwirkung der Kettenräder (für $z = 16$ beträgt die Ungleichförmigkeit $\approx 2\%$, für $z = 20 \approx 1\%$), keine absolute Spielfreiheit, nur für parallele (im allge- meinen waagrecht liegende) Wellen verwendbar, hohe Anforderungen an

Montagegenauigkeit (Kettenräder müssen fluchten), Schwingungen können u. U. auftreten, die Lebensdauer ist durch den Verschleiß in den Gelenken und an den Kettenrädern begrenzt.

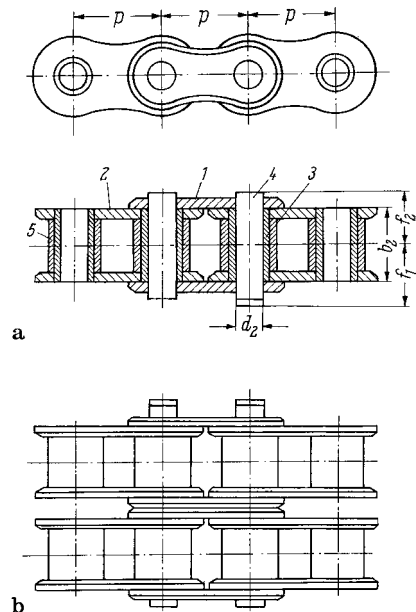
Nach dem Aufbau unterscheidet man Bolzenketten, Buchsenketten, Rollenketten, Zahnketten und Sonderketten.

Nach der Verwendung kann man eine Einteilung vornehmen in Lasketten, Treib- und Förderketten und Getriebeketten.

Abgesehen von speziellen Ausführungen für stufenlose Getriebe sind unter den Ketten vor allem die Rollenketten und Zahnketten für die Antriebstechnik von Bedeutung. Sie werden in der Regel aus Stahl gefertigt und bestehen aus einzelnen gelenkig miteinander verbundenen Gliedern.

Rollenkette. Die am häufigsten verwendete Getriebekette ist die Rollenkette (Abb. 6.100), die – wie die Buchsenkette – aus unterschiedlichen Außen- und Innenlaschen 1, 2, Buchsen 3 und Bolzen 4, jedoch zusätzlich aus über die Buchsen gesteckten Rollen 5 bestehen. Die Innenlaschen 2 sind auf die Buchsen 3 gepreßt, die Bolzen 4 sitzen mit Festsitz in den Außenlaschen 1. Buchsen und Bolzen bilden das Gelenk der Kette. Sie werden ebenso wie die Rollen auf den Buchsen mit Spielpassung gefügt. Als Werkstoffe werden (nach Wahl des Herstellers) für die verschleißenden Teile Einsatzstähle, und für die tragenden Teile Vergütungsstähle verwendet. Der Vorteil der Schonrollen besteht darin, daß beim Eingriff in das Kettenrad die gleitende Reibung vermieden wird und daß im Betrieb immer wieder andere Teile des Rollenumfangs mit dem Radzahn in Berührung kommen, während bei den Buchsenketten immer die gleichen Stellen der Buchsen mit dem Radzahn zusammenarbeiten. Ferner wirkt sich das stoßdämpfende

Abb. 6.100. Rollenketten (nach DIN 8180 und 8187). 1 Außenlasche; 2 Innenlaschen; 3 Buchsen; 4 Bolzen; 5 Rollen; $f_1 > f_2$ kennzeichnet den größeren seitlichen Raumbedarf auf der Verschußseite. a) Einfachrollenkette; b) Zweifachrollenkette



Ölpolster zwischen Buchse und Rolle geräuschemindernd aus. Die Abmessungen, die für die Flächenpressung maßgebenden Gelenkflächen und die Bruchlasten sind für normale Rollenketten in DIN 8180, für Rollenketten mit erhöhten Leistungen in DIN 8187 und für Rollenketten amerikanischer Bauart in DIN 8188 festgelegt (Teilungen bis 76,2 mm). Für größere Leistungen können auch Mehrfachrollenketten verwendet werden (Abb. 6.100b), die den gleichen Aufbau, nur mit entsprechend längeren Bolzen aufweisen. Kettengeschwindigkeiten von 7 m/s werden als günstig, 12 m/s als normal bezeichnet. Es sind jedoch auch höhere Werte (bis 35 m/s) möglich. Kleine Teilungen und möglichst große Zähnezahlen für das Kettenritzel ($z > 17$) sind zu bevorzugen, da mit zunehmender Zähnezahl der relative Winkelweg der Kettenglieder gegeneinander beim Auf- und Ablaufen und somit der Verschleiß abnehmen. Für gleichmäßigere Abnutzung ist es vorteilhaft, für die Ketten gerade Gliederzahlen und für die Kettenräder ungerade Zähnezahlen zu wählen. Für die Verbindung der Kettenenden werden bei gerader Gliederzahl Steckglieder (Abb. 6.101) mit a) Federverschluß, b) Schraubenverschluß oder c) Drahtverschluß benutzt. Bei ungerader Gliederzahl ist ein gekröpftes Glied (Abb. 6.102) erforderlich. Rollenketten werden für Sonderfälle, in denen auf eine Öl- oder Fettschmierung verzichtet werden muß, mit Kunststoffgleithülsen zwischen Bolzen und Buchse ausgeführt.

Die Abmessungen und die Berechnungsgrundlagen für Kettenräder (Abb. 6.103) enthält DIN 8196. Da die Kettenteilung zugleich Teilung des Rades ist, ergibt sich für den Teilkreisdurchmesser

$$d = \frac{p}{\sin \alpha}$$

wobei α der halbe Teilungswinkel ist, also $\alpha = 180^\circ/z$. Der Zahnflankenwinkel γ beträgt 15° bei $v < 12$ m/s und 19° bei $v > 8$ m/s. Das Zahnlückenspiel ist zu $u = 0,2 \cdot p$ festgelegt, die Zahnbreite zu $B = 0,9 \cdot b_1$ (b_1 = innere Kettenbreite).

Für die Berechnung der Rollenketten liefert DIN 8195 eine ausführliche Anleitung. Maßgebend für die zulässige Belastung ist der Verschleiß in den Gelenken und die damit verbundene Kettenlängung, die im Mittel 2 % nicht überschreiten soll.

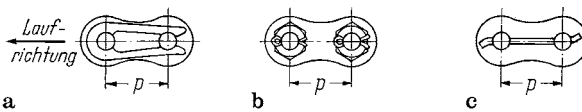


Abb. 6.101. Verbindungsglieder (nach DIN 8180 und 8187). a) mit Federverschluß; b) mit Schraubenverschluß; c) mit Drahtverschluß

Abb. 6.102. Gekröpftes Glied (nach DIN 8180 und 8187)

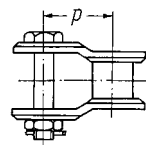
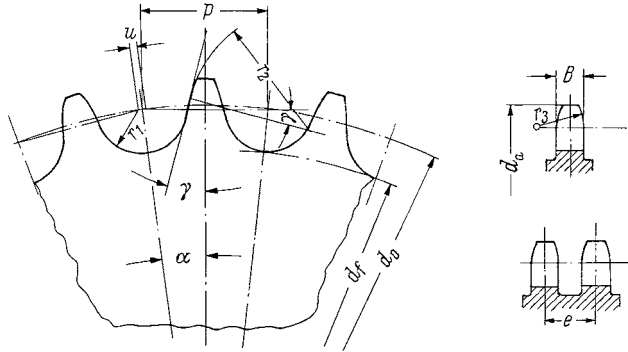


Abb. 6.103. Kettenräder
(nach DIN 8196)



Kräfte. Die Kettenzugkraft F_U (Umfangskraft am Kettenrad) kann aus dem Drehmoment T und dem Teilkreisradius berechnet werden:

$$F_t = \frac{T_1}{r_1} = \frac{T_2}{r_2}.$$

Bei Kettengeschwindigkeiten $v > 7$ m/s darf die Fliehzugkraft F_Z nicht mehr vernachlässigt werden

$$F_Z = q v^2.$$

Dabei ist q (in kg/m) die Gewichtskraft der Kette je m und kann Normblättern oder Herstellerangaben entnommen werden.

Bei großen Achsabständen und waagerechter Lage des unbelasteten Kettenstrums (Leertrum) kann die durch die Kettengewichtskraft hervorgerufene Stützzugkraft F_S näherungsweise berechnet werden:

$$F_S \approx \frac{q g a^2}{8f}.$$

Dabei ist g die Erdbeschleunigung, a der Achsabstand und f die Durchbiegung des Leertrums.

Die Gesamtzugkraft in der Kette ist dann bei Berücksichtigung der Flieh- und Stützzugkräfte:

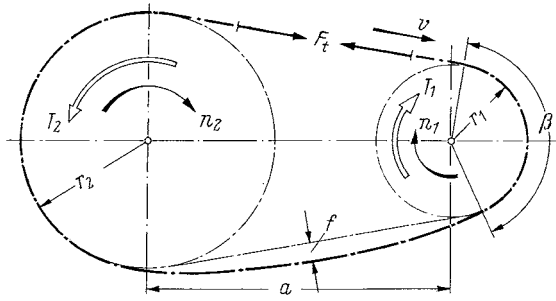
$$F_G = F_t + F_Z + F_S$$

und die Wellenbelastung ergibt sich annähernd zu

$$F_W = F_t + 2 F_S.$$

Achsabstand. Wenn ein ungefährender Achsabstand a_0 gegeben ist, kann nach DIN 8195 die benötigte Gliederzahl berechnet werden:

$$X_0 = \frac{2 a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \pi} \right)^2 \frac{p}{a_0}.$$

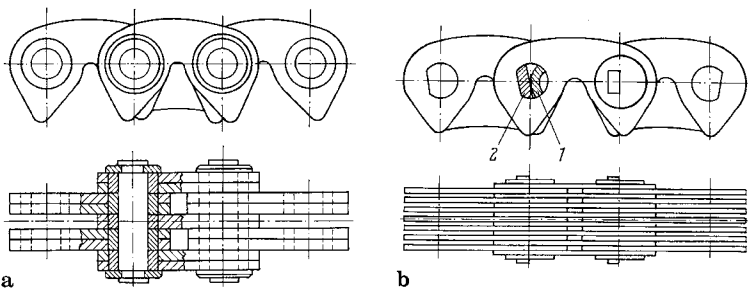
Abb. 6.104. Bestimmungsgrößen am Kettentrieb

Der errechnete a_0 -Wert ist dann möglichst auf eine gerade Gliederzahl zu runden (so können gekröpfte Verbindungsglieder vermieden werden). Mit der gewählten Gliederzahl X kann der genaue Achsabstand a ermittelt werden:

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right].$$

Als Richtwerte für den Achsabstand gelten: $a = 20 \dots 80 \cdot p$. Bei den kleineren Werten ist darauf zu achten, daß der Umschlingungswinkel β (Abb. 6.104) nicht zu klein wird. Er soll möglichst bei 120° liegen (Minimum 90°). Der Durchhang f des nicht belasteten (meistens unten angeordneten) Kettentrums soll 1 bis 2% der Trumlänge betragen. Bei nicht horizontaler Anordnung und bei großen Achsabständen sind Spannvorrichtungen, Spannräder, Spannschuhe, Stützwäder, Führungsschienen u.ä. vorzusehen. Durch Leiträder können, insbesondere beim Antrieb mehrere Wellen, die Umschlingungswinkel vergrößert werden.

Zahnkette. Die Zahnketten nach DIN 8190 (Abb. 6.105) übertragen nicht wie die bisher besprochenen Ketten die Kräfte über Bolzen, Buchsen oder Rollen auf die Kettenräder, sondern hier sind die vielen, eng nebeneinander angeordneten doppelzahnförmigen Laschen die Kraftübertragungselemente. Nach der Ausbildung der gelenkigen Verbindung der Laschen unterscheidet man Buch-

**Abb. 6.105.** Zahnketten. a) Buchsenzahnkette; b) Wiegegelenk-Zahnkette

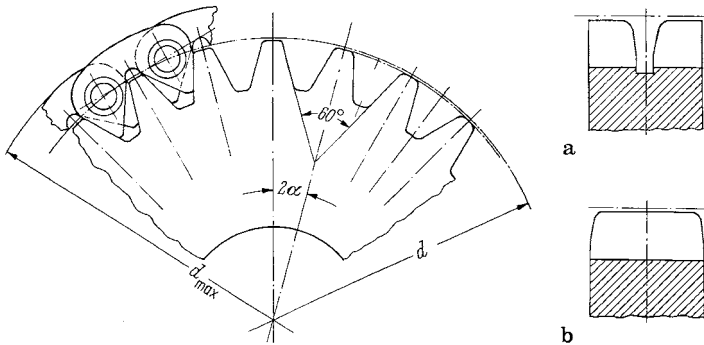


Abb. 6.106. Zahnkettenräder. a) mit Innenführung; b) mit Außenführung

senzahnketten (Abb. 6.105a) und Wiegegelenkzahnketten (Abb. 6.105b), wobei die letzteren die gleitende Reibung im Gelenk dadurch vermeiden, daß sich der Wiegezapfen 1 auf dem Lagerzapfen 2 abwälzt.

Das Abgleiten der Zahnketten vom Kettenrad verhindern besondere FührungsLaschen, die entweder außen zu beiden Seiten oder (häufiger) in der Mitte der Kette angebracht sind. Die Kettenräder sind dementsprechend auszubilden (Abb. 6.106, DIN 8191). Bei den normalen Zahnketten sind die äußeren tragenden Flanken der Laschen gerade, unter 60° zueinander geneigt. Auch die Zähne der Kettenräder besitzen gerade Flanken und sind bei einem Öffnungswinkel von ebenfalls 60° so ausgelegt, daß bei einer neuen Kette beide Außenflanken jeder Lasche satt anliegen. Da sich bei auftretendem Verschleiß – im Gegensatz zu den Rollenketten – keine Teilungsdifferenzen einstellen, sondern vielmehr nur eine gleichmäßige Vergrößerung der Teilung eintritt, bleibt beim Hochsteigen der Kette an allen im Eingriff befindlichen Zahnflanken die vollkommene Flächenberührung erhalten. Die Zahnketten zeichnen sich durch Stoßfreiheit und nahezu geräuschlosen Lauf aus.

Hochleistungszahnketten mit Wiegegelenk werden auch mit evolventenförmigen Zahnflanken hergestellt, die die Verhältnisse beim Auflaufen verbessern und noch höhere Kettengeschwindigkeiten zulassen. Eine günstigere Laschenform ermöglicht bei gleicher Teilung und Breite höhere Bruchlasten als in DIN 8190 angegeben. Bei kleinen Teilungen ($5/16'' \dots 3/4''$) sind Kettengeschwindigkeiten bis $v = 25$ m/s und Übersetzungsverhältnisse bis $i = 12$ bei $z_1 = 19$ zulässig. Bei großen Teilungen ($1\frac{1}{2}'' \dots 2''$) sind $v = 15$ m/s und $i = 9 \dots 7$ bei $z_1 = 21 \dots 23$ möglich. Als größter Achsenabstand kann $a \approx 100 \cdot p$ gewählt werden, der kleinste so, daß der Umschlingungswinkel $\beta \geq 120^\circ$ ist. Der Vorteil des gleichen Drehsinns eines Kettengetriebes kann in Verbindung mit einem Zahnradgetriebe für Wendegetriebe (Beispiel Abb. 6.107) ausgenutzt werden, bei dem ein sonst erforderliches Zwischenrad einschließlich Lagerung eingespart werden kann.

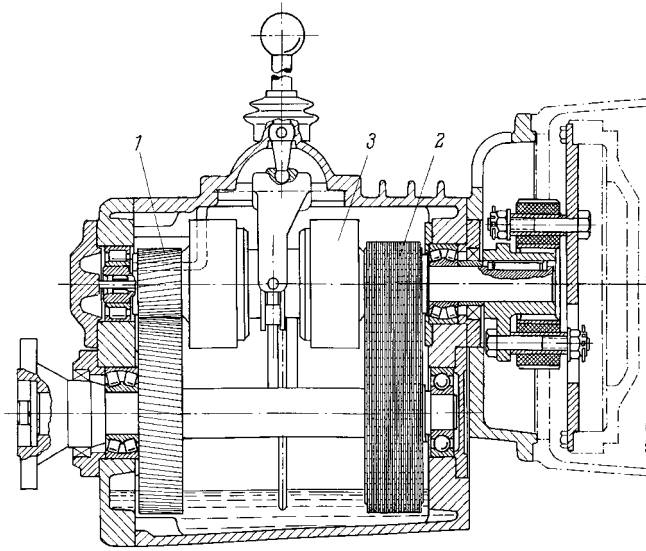


Abb. 6.107. Bootswendegetriebe mit einer Zahnradstufe 1 und einer Kettenradstufe 2; die Umschaltung erfolgt über Lamellenkupplungen 3

6.7.2

Zahnriementriebe

Getriebe mit Zahnriemen nach dem Schema der Abb. 6.108 a verbinden die Vorteile der Riementriebe mit denen der Kettentriebe, d. h., es wird bei stoßdämpfendem, geräuscharmem und wartungsfreiem Lauf ohne Vorspannung eine synchrone, schlupflose Bewegungsübertragung gewährleistet.

Der endlose Synchroflex Zahnriemen (Abb. 6.108b) besteht aus einem elastischen Kunststoff 1 mit eingebetteten schraubenförmig gewickelten Stahllitzen 2, die ein Längen, das ja wegen der Zahnteilung nicht eintreten darf, verhindern. Durch Verwendung sehr dünner Einzeldräht für die Litzen wird eine hohe Biegefähigkeit erreicht, so daß kleine Raddurchmesser gewählt und erheblich Raum- und Gewichtersparnisse erzielt werden können. Die Zahnriemen laufen ungeschmiert mit Rädern aus Metall (vorwiegend aus Aluminiumknetlegierungen). Zur seitlichen Führung der Zahnriemen erhalten die Zahnräder (meist nur das kleinere) Bordscheiben. Synchroflex-Zahnriemen werden auch mit Zähnen auf dem Rücken hergestellt, so daß Wellen mit umgekehrter Drehrichtung an den Synchronlauf angeschlossen werden können.

Die Berechnung der Riemenlänge erfolgt für zwei Wellen wie bei den Flachriemen (Kap. 6.8.2.1). Da die Riemenlänge ein ganzes Vielfaches der Teilung $p = m \cdot \pi$ sein muß und im Lieferprogramm des Herstellers gestuft ist, empfiehlt es sich, den Achsabstand der Riemenlänge anzupassen.

Mit Zahnriemen sind Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 60 m/s und maximale Umfangskräfte bis zu 20 000 N möglich. Die auftretende Zugspannung in den Stahllitzen muß dabei immer unterhalb der Elastizitätsgrenze liegen.

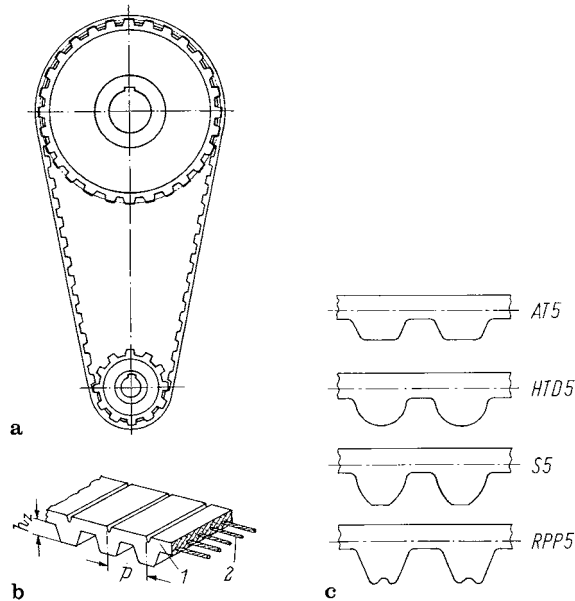


Abb. 6.108. Zahnriemen (Synchroflex). a) Getriebe mit Zahnriemen; b) Aufbau des Zahnriemens; c) Profile moderner Zahnriemen

6.8

Kraftschlüssige Zugmitteltriebe (Riementrieb)

Die kraftschlüssigen Zugmittel übertragen die Bewegung durch Reibung über ein biegeweiches, elastisches Zugmittel, dem Riemen. Zwischen dem Zugmittel und dem umschlungenen Teil der in Umfangsrichtung glatten Scheiben wirken im Betrieb vom unbelasteten bis zum belasteten Trum hin stetig zunehmende Widerstandskräfte. Die Differenz der Trumkräfte ist gleich der übertragenen Umfangskraft. Sie ist hauptsächlich vom Reibwert μ , dem Umschlingungswinkel β und den Festigkeitsgrenzwerten des Zugmittelwerkstoffs abhängig.

Vorteile. Riementriebe sind bei einfacher und billiger Bauweise für parallele und gekreuzte Wellen anwendbar, wobei gleichzeitig mehrere Wellen angetrieben werden können (Flachriemen und Doppelkeilriemen ermöglichen dabei gleich- und gegensinnige Drehrichtung). Sie zeichnen sich durch geräuscharmen Lauf, günstiges elastisches Verhalten (Stoßaufnahme, Dämpfung, Überlastungsschutz) und z. T. recht hohe Wirkungsgrade von 95 bis 98 % aus. Ferner sind sie leicht ausrückbar und gut für Getriebe mit stufenlos verstellbaren Übersetzungen geeignet.

Nachteile. Durch die erforderliche Vorspannung werden die Lager stark beansprucht. Der unvermeidliche Schlupf führt zu Drehzahlschwankungen. Bei manchen Riemenwerkstoffen sind wegen Zunahme der bleibenden Dehnung Einrichtungen zum Nachspannen erforderlich. Die Empfindlichkeit gegen Temperatur, Feuchtigkeit, Staub, Schmutz und Öl und die relativ große Baugröße schränken die Anwendung von Riementriebe ein.

6.8.1

Theoretische Grundlagen

Die theoretischen Betrachtungen sollen lediglich dazu dienen, die Haupteinflüsse zu erfassen und daraus Schlußfolgerungen für die heute gebräuchlichen Ausführungen zu ziehen. Dabei sind vereinfachende Annahmen, z.B. über Homogenität des Werkstoffs, Konstanz der Reibungszahl u.ä., unerlässlich.

6.8.1.1

Bandkräfte und -spannungen

Wird um eine drehbar gelagerte, jedoch zunächst durch einen Riegel an der Drehung gehinderte Scheibe (Abb. 6.109 a) ein Band (Riemen oder Seil) gelegt, an dessen einem Ende (dem gezogenen Trum) ein Gewicht G_2 angebracht ist, so kann am anderen Ende (dem ziehenden Trum) ein wesentlich größeres Gewicht G_1 angebracht werden, ohne daß das Band rutscht. In der Mechanik wird unter Annahme der Gültigkeit des Coulombschen Reibungsgesetzes die Eytelweinsche Gleichung für den Zusammenhang zwischen den Seilkräften $F_{T1} = G_1$ und $F_{T2} = G_2$ unterhalb der Gleitgrenze abgeleitet:

$$F_{T1} \leq F_{T2} e^{\mu\beta} \quad (6.115)$$

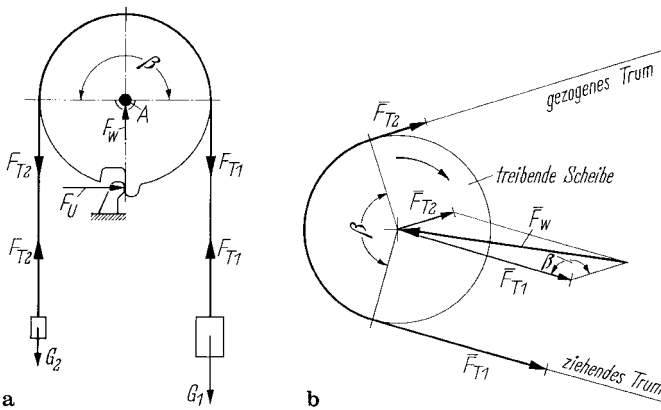


Abb. 6.109. Bandkräfte. a) bei festgehaltener Scheibe; b) bei drehender Scheibe (laufendem Band)

wobei $e = 2,718$, die Basis der natürlichen Logarithmen, μ die Reibungszahl und $\widehat{\beta}$ den Umschlingungswinkel im Bogenmaß bedeuten. Die vom Riegel ausgeübte Stützkraft (Umfangskraft) F_U ergibt sich aus der Gleichgewichtsbedingung Summe der Momente um A (Drehachse) gleich Null zu

$$F_U = F_{T1} - F_{T2} \quad (6.116)$$

die senkrechte Stützkraft, von den Lagern her wirkend, aus der Gleichgewichtsbedingung Summe der Vertikalkräfte gleich Null zu

$$F_W = F_{T1} + F_{T2}. \quad (6.117)$$

Überträgt man diese Verhältnisse auf das laufende Band (Abb. 6.109b), so gilt Gl. (6.115) erfahrungsgemäß nur näherungsweise, vor allen Dingen ist die Reibungszahl μ nicht konstant, sondern von der Umfangsgeschwindigkeit v abhängig. Dessen ungeachtet besagt jedoch Gl. (6.115), daß F_{T2} niemals Null werden darf, wenn im ziehenden Trum eine Spannkraft F_{T1} vorhanden sein soll. Wird der Durchmesser der kleinen Scheibe mit d_k bezeichnet, so kann für das zu übertragende Drehmoment

$$T_1 = F_U \frac{d_k}{2} \quad (6.118)$$

angesetzt werden, und aus der Momentengleichgewichtsbedingung folgt wiederum

$$F_U = F_{T1} - F_{T2}. \quad (6.119)$$

Die Reaktions- oder Achskraft ergibt sich durch vektorielle Addition zu

$$\vec{F}_W = \vec{F}_{T1} + \vec{F}_{T2},$$

bzw. mit Hilfe des Cosinussatzes zu

$$F_W = \sqrt{F_{T1}^2 + F_{T2}^2 - 2 F_{T1} F_{T2} \cos \beta}.$$

Im allgemeinen genügt es, für F_W mit dem möglichen Höchstwert bei $\beta = 180^\circ$ zu rechnen:

$$F_W = F_{T1} + F_{T2}. \quad (6.120)$$

Wird nun Gl. (6.115) in Gl. (6.119) und (6.120) eingesetzt, so erhalten wir

$$F_U = F_{T2} (e^{\mu \widehat{\beta}} - 1) = F_{T1} \frac{e^{\mu \widehat{\beta}} - 1}{e^{\mu \widehat{\beta}}}, \quad (6.119a)$$

$$F_W = F_{T2} (e^{\mu \widehat{\beta}} + 1) = F_{T1} \frac{e^{\mu \widehat{\beta}} + 1}{e^{\mu \widehat{\beta}}}, \quad (6.120a)$$

und ferner

$$\frac{F_W}{F_U} = \frac{e^{\mu \widehat{\beta}} + 1}{e^{\mu \widehat{\beta}} - 1}. \quad (6.121)$$

Aus Gl. (6.119a) und (6.120a) geht wieder eindeutig hervor, daß F_{T2} nicht gleich Null werden darf. Außerdem ist daraus ersichtlich, daß man optimale

Verhältnisse bekäme, wenn man bei konstanter Drehzahl (= konstanter Umfangsgeschwindigkeit v) eine Regelung derart vornehmen würde, daß F_{T2} der Umfangskraft (und somit der Leistung $F_U \cdot v$) proportional wäre. Gl. (6.121) besagt, daß auch die Vorspannkraft kein konstanter Höchstwert zu sein braucht, sondern theoretisch nur mit der Umfangskraft zunehmen muß.

Man erkennt außerdem, daß hohe μ - und β -Werte günstig sind.

Bandspannungen. Wird der tragende Riemenquerschnitt mit A bezeichnet, so ergeben sich die durch F_{T1} und F_{T2} hervorgerufenen Bandspannungen

$$\sigma_1 = \frac{F_{T1}}{A} = \frac{F_{T2}}{A} e^{\mu \hat{\beta}} = \sigma_2 e^{\mu \hat{\beta}}, \quad (6.122)$$

bzw. mit der Nutzspannung

$$\sigma_n = \frac{F_U}{A} \quad (6.123)$$

$$\sigma_1 = \sigma_n \frac{e^{\mu \hat{\beta}}}{e^{\mu \hat{\beta}} - 1} \quad \text{oder} \quad \sigma_n = \sigma_1 \frac{e^{\mu \hat{\beta}} - 1}{e^{\mu \hat{\beta}}}. \quad (6.124)$$

6.8.1.2

Einfluß der Fliehkraft

Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten müssen die Spannungen σ_f infolge der Fliehkräfte und die dadurch bedingten Bandkräfte F_{Tf} berücksichtigt werden. Die Kräfteverhältnisse an einem Bandedement sind in Abb. 6.110 a dargestellt. Aus dem Kräfteck folgt

$$\sigma_f A \Delta\beta = \Delta F_f$$

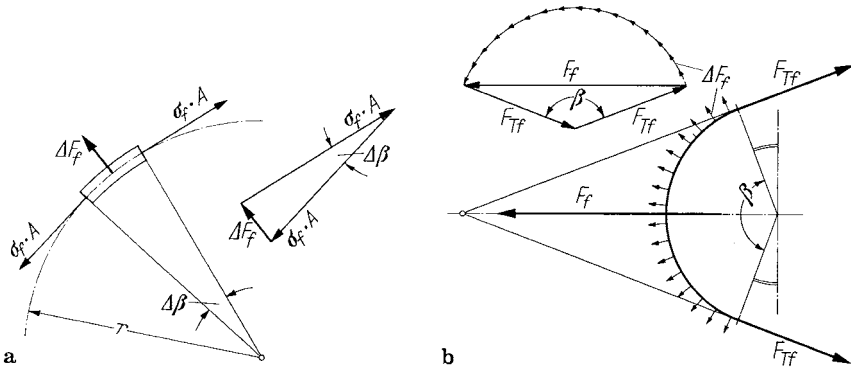


Abb. 6.110. Fliehkraftspannungen. a) Kräfteverhältnisse zur Ermittlung von σ_f ; b) Gleichgewicht zwischen Bandkräften und Fliehkraft

und mit

$$\begin{aligned}\Delta F_f &= \Delta m r \omega^2 = \varrho A r \Delta \beta r \omega^2 = \varrho A \Delta \beta v^2 \\ \sigma_f &= \varrho v^2.\end{aligned}\quad (6.125)$$

Die Fliehkraftspannung σ_f ist also von der Dichte ϱ abhängig und dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit proportional. Sie ist an jeder Bandstelle gleich groß (Abb. 6.112). Die Bandkräfte ergeben sich also zu

$$F_{Tf} = \sigma_f A = \varrho A v^2. \quad (6.126)$$

Die Resultierende F_f der Teilfliehkräfte ΔF_f über dem Winkel β ist in Abb. 6.110b eingetragen. Sie steht mit den beiden Bandkräften F_{Tf} im Gleichgewicht. Das Krafteck liefert für sie somit den Wert

$$F_f = 2 F_{Tf} \sin \frac{\beta}{2} = 2 \varrho v^2 A \sin \frac{\beta}{2}. \quad (6.127)$$

Die Wirkung der Fliehkräfte besteht außer in der Vergrößerung der Trumkräfte und Riemenspannungen darin, daß die Pressung zwischen Band und Scheibe verringert wird, was bei Dehnungsspannung durch größere Vorspannkräfte im Stillstand ausgeglichen werden muß. Die Gln. (6.119 a) und (6.120 a) sind also nicht mehr exakt gültig, aber ihr qualitativer Charakter bleibt erhalten. Die Vorspannkräfte werden in der Praxis ohnehin nach Erfahrungswerten bzw. Richtlinien der Hersteller eingestellt oder in Sonderfällen selbsttätig geregelt.

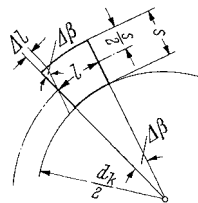
6.8.1.3

Biegespannung und Biegefrequenz

Im Bereich des Umschlingungswinkels der Scheiben tritt im Band auch noch eine Biegespannung auf, die um so größer ist, je kleiner der Scheibendurchmesser, je dicker das Band und je größer der Elastizitätsmodul ist. Der Zusammenhang geht aus Abb. 6.111 hervor, wenn man zwischen elastischer Dehnung $\Delta l/l$ und Zugspannung in der Außenfaser das Hookesche Gesetz annimmt:

$$\sigma_b = E_b \frac{\Delta l}{l} = E_b \frac{\frac{s}{2} \Delta \beta}{\left(\frac{d_k}{2} + \frac{s}{2}\right) \Delta \beta} = E_b \frac{s}{d_k + s}.$$

Abb. 6.111. Geometrische Verhältnisse zur Bestimmung von σ_b



Da s gegenüber d_k sehr klein ist, wird mit guter Näherung

$$\sigma_b = E_b \frac{s}{d_k}. \quad (6.128)$$

Vorteilhaft sind also möglichst dünne, biegeeweiche Bänder und nicht zu kleine Scheibendurchmesser. Der Elastizitätsmodul E_b ist vom Werkstoff abhängig, er ist bei manchen Werkstoffen nicht konstant und stimmt häufig nicht mit dem im Zugversuch ermittelten überein.

Für die Lebensdauer eines Zugmittels sind nicht die Spannungswerte allein maßgebend. Vielmehr spielt es eine große Rolle, wie oft in der Zeiteinheit ein Bandelement aus der geraden Richtung in die Scheibenkrümmung hineingezwungen wird. Man bezeichnet diesen Wert als Biegefrequenz f_B . Sie ist nach der angegebenen Definition proportional der Anzahl z der Scheiben und der Bandgeschwindigkeit v und umgekehrt proportional der Bandlänge L :

$$f_B = \frac{v z}{L}. \quad (6.129)$$

Zulässige Werte für die Biegefrequenz sind aus Dauerversuchen oder durch Erfahrung gewonnen worden (siehe Tabelle 6.14).

6.8.1.4

Gesamtspannung und optimale Bandgeschwindigkeit

In Abb. 6.112 sind die einzelnen Spannungsbeträge beim Übergang über die treibende Scheibe (meistens die kleine Scheibe) senkrecht zum Band aufgetragen. Die durch Schraffur gekennzeichnete Differenz $\sigma_1 - \sigma_2$ nimmt über dem

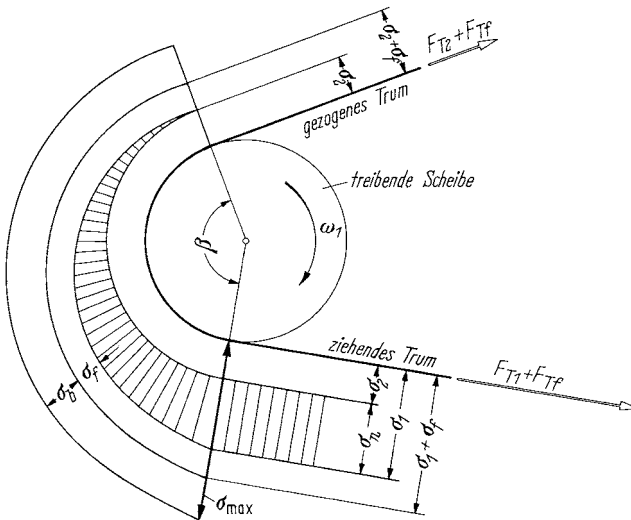


Abb. 6.112. Spannungen im Riementrieb (senkrecht zum Riementrieb aufgetragen)

Umschlingungswinkel stetig ab, und die Maximalspannung tritt beim Auflaufen des Zugmittels auf die Scheibe auf:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_b. \quad (6.130)$$

Aus der Bedingung $\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{zul}}$ ergibt sich

$$\sigma_1 \leq \sigma_{\text{zul}} - \sigma_b - \sigma_f. \quad (6.130)$$

und mit Gl. (6.124)

$$\sigma_n = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} (\sigma_{\text{zul}} - \sigma_b - \sigma_f). \quad (6.131)$$

Wird nun Gl. (6.123) rechts und links mit der Umfangsgeschwindigkeit v multipliziert, so erkennt man, daß das Produkt $\sigma_n \cdot v$ die auf den Querschnitt A bezogene übertragbare Leistung darstellt:

$$\sigma_n v = \frac{F_U v}{A} = \frac{P}{A}. \quad (6.131)$$

Nach Gl. (6.131) ist die Leistung von der Geschwindigkeit v abhängig. Will man (bei konstanter Drehzahl) höhere Bandgeschwindigkeiten, so muß der Scheibendurchmesser d_k vergrößert werden. Dadurch nimmt die Biegespannung ab, gleichzeitig steigt jedoch die Fliehkraftspannung (und zwar $\sigma_f \sim v^2$). Da bei kleinen Geschwindigkeiten der Einfluß der Fliehkraft gering ist, steigt mit zunehmender Bandgeschwindigkeit die Leistung auf ein Maximum, um danach wieder abzufallen. Dieses Leistungsoptimum liegt bei

$$v_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{zul}} - \sigma_b}{3 \varrho}}. \quad (6.132)$$

6.8.1.5

Folgerungen aus den theoretischen Betrachtungen

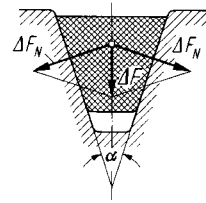
Die bisher angestellten theoretischen Betrachtungen lassen erkennen, daß für die Übertragung großer Leistungen bei geringen Abmessungen folgende Anforderungen an die Riemenwerkstoffe zu stellen sind:

- große zulässige Spannungen (optimale Leistungsübertragung),
- hohe Reibungsbeiwerte (große Reibkräfte),
- geringe Dichte (kleine Fliehkräfte),
- geringe Biegesteifigkeit (kleine Biegespannungen).

Aus Tabelle 6.14 ist ersichtlich, daß sich diese Forderungen teilweise widersprechen. Daher werden heute als Flachriemen fast ausschließlich Mehrschicht-Verbundriemen eingesetzt, bei denen eine Zugschicht aus Polyamid oder Polyester cordfäden die Zugkräfte überträgt und eine Laufschiicht aus Chromleder oder Elastomer für einen hohen Reibbeiwert sorgt.

Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung des wirksamen Reibwertes besteht in der Verwendung keilförmiger Profile für die Riemen. Ein Riementelement

Abb. 6.113. Kräfte am Keilriemen



(Abb. 6.113) wird infolge der Vorspannkraft mit der Kraft ΔF in die Rille hineingedrückt, so daß an den beiden seitlichen Anlageflächen die Normalkräfte

$$\Delta F_N = \frac{\Delta F/2}{\sin \alpha/2}$$

wirken, die in Umfangsrichtung die Reibkräfte

$$\Delta F_U = 2 \mu \Delta F_N = \frac{\mu}{\sin \alpha/2} \Delta F = \mu' \Delta F$$

zur Folge haben. μ' wird als Keilreibungszahl bezeichnet. Bei den üblichen Werten von $\alpha = 34^\circ$ und 38° wird $\mu' \approx 3 \cdot \mu$.

Keilriemen sind jedoch hinsichtlich der Forderung nach geringer Biegesteifigkeit ungünstig. Bei dünnen Flachriemen dagegen, vor allem bei solchen mit dünner Zugschicht, sind die Biegespannungen sehr gering, da die s/d_k -Werte meistens kleiner als 1/100 sind. Die für die Lebensdauer maßgebende Biegefrequenz kann entsprechend Gl. (6.129) durch größere Riemenlänge, d.h. größere Achsabstände, oder geringere Riemengeschwindigkeiten niedrig gehalten werden. Der Aufbau von Gl. (6.129) läßt ferner gut erkennen, warum man von Spannrollen, die zur Vergrößerung des Umschlingungswinkels und zur Verringerung der Achskräfte früher häufig verwendet wurden, fast ganz abgekommen ist.

Schlupf. Aus Abb. 6.112 geht hervor, daß sich die Spannung über dem Umschlingungswinkel ändert. Mit jeder Spannungsänderung ist auch eine Dehnungsänderung verbunden. Dies bedeutet aber auch eine Geschwindigkeitsänderung, die eine unterschiedliche Relativbewegung der Riementeilchen gegenüber der Scheibe zur Folge hat. Diese Erscheinung wird als *Dehnschlupf* bezeichnet. Er liegt im allgemeinen in der Größenordnung von 1 bis 2 %.

Der bei Überlast eintretende *Gleitschlupf* ist durch Gl. (6.115) gekennzeichnet. Das Durchrutschen des Riemens auf der Scheibe darf jedoch nur kurzzeitig auftreten und ist durch geeignete konstruktive Maßnahmen (z.B. Vorspannkraft erhöhen, Umschlingungswinkel vergrößern, Reibbeiwert verbessern u.a.) zu verhindern.

6.8.2

Bauarten für konstante Übersetzungen

Die bisher aufgestellten, allgemeingültigen Betrachtungen ließen erkennen, daß für die Auslegung von Riementrieben außer dem Riemenprofil vor allem

Tabelle 6.14. Richtwerte für die Kenngrößen von Riemenwerkstoffen (maßgebend sind die Herstellerangaben)

Riemenwerkstoff		Elastizitätsmodul [N/mm ²]		Dichte [kg/m ³] ϱ	zul. Spannung [N/mm ²] σ_{zul}	Reib- beiwert μ	max. Biege- häufigkeit [1/s] $f_{B\ max}$	Riemenge- schwindigkeit [m/s] v_{max}	Temperatur [°C] t
		E	E_b						
Leder	Standard	250	50 ... 90	1,0	3,9	0,2 + v/100	5	25	35
	hochgeschmeidig	450	30 ... 70	0,9	4,4		25	50	70
Gewebe	einlagig aus PA- bzw. PE-Fasern	350 bis 1200	50	1,1 bis 1,4	3,3 bis 5,4	0,5	10 bis 50	80	- 20 bis 100
	mehrlagig aus PA-, PE- oder Baum- wollfasern	900 bis 1500					10 bis 20	20 bis 50	
Textil	Baumwolle	500 bis 1400	40	1,3	2,3 ... 5	0,3	40	50	-
	PA oder Perlon			1,1	9		80	60	70
Mehr- schicht	Kordfäden aus PA oder PE in Gummi gebettet	500 bis 700	250	1,1 bis 1,4	4 bis 12	0,6 ... 0,7	100	60 bis 120	- 20 bis 100
	ein oder mehrere PA- Bänder geschichtet und vorgestreckt	400 bis 600	200 bis 250		3 bis 10			80	

die Werkstoffe und die genannten Kennwerte ausschlaggebend sind. In Tabelle 6.14 sind die wichtigsten Kenngrößen als Richtwerte zusammengestellt. Für die Auslegung von Riementriebe sind für spezielle Anwendungsfälle die Kenngrößen den Herstellerunterlagen zu entnehmen.

6.8.2.1

Flachriementriebe

Nach der äußeren Anordnung unterscheidet man nach Abb. 6.114 offene Riementriebe, die gleichen Drehsinn der Wellen aufweisen, gekreuzte Riementriebe oder mit Umlenkrollen für gegensinnige Drehrichtungen. Für sich kreuzende Wellen werden geschränkte Riementriebe verwendet. Am häufigsten werden offene Riementriebe (ohne Spann- und Umlenkrollen) eingesetzt. Mit den Bezeichnungen nach Abb. 6.115 ergibt sich bei gegebenem Achsabstand e der Umschlingungswinkel β an der kleinen Scheibe zu

$$\beta = 180^\circ - 2\alpha \quad \text{mit} \quad \sin \alpha = \frac{d_g - d_k}{2e}. \quad (6.134)$$

Die genaue Riemenlänge (Innenlänge) wird dann

$$L = 2e \cos \alpha + \frac{\pi}{2} (d_g + d_k) + \frac{\pi \alpha}{180^\circ} (d_g - d_k). \quad (6.135)$$

Eine sehr gute Näherung erhält man mit $\cos \alpha \approx 1 - \bar{\alpha}^2/2$

$$L \approx 2e + \frac{\pi}{2} (d_g + d_k) + \frac{(d_g - d_k)^2}{4e}. \quad (6.135a)$$

Abb. 6.114. Riemenanordnungen.

a) offen; b) gekreuzt; c) mit Umlenkrollen für Drehrichtungs-
umkehr; d) geschränkt

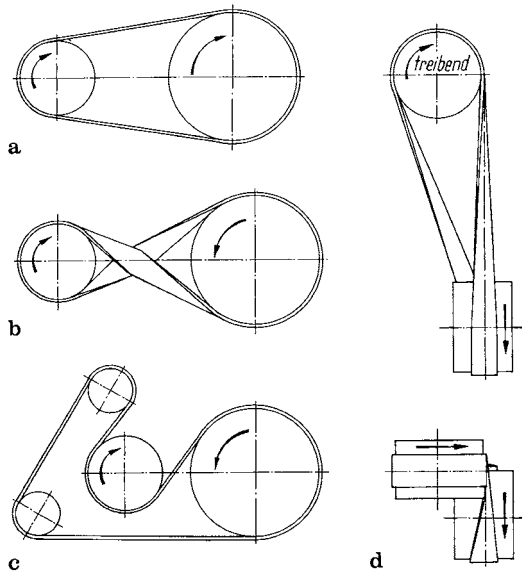
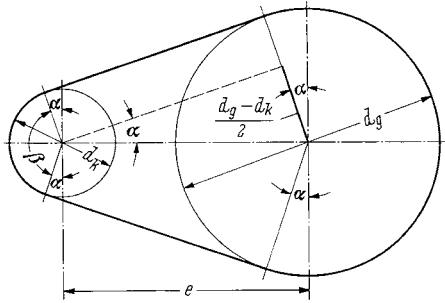


Abb. 6.115. Geometrische Verhältnisse zur Bestimmung der Riemenlänge L und des Achsabstandes e



Hieraus lässt sich dann bei gegebener Riemenlänge L der tatsächliche Achsabstand berechnen:

$$e = p + \sqrt{p^2 - q}, \quad (6.136)$$

$$\text{mit } p = 0,25 L - 0,393 (d_g + d_k) \quad \text{und} \quad q = 0,125 (d_g - d_k)^2.$$

Bei anderen Getriebearrangungen (mit Spann- oder Umlenkrollen) ermittelt man die Riemenlänge aus einer Zeichnung (sehr genau mit Hilfe einer CAD-Zeichnung).

Riementypen. Trotz ihrer guten Reibungseigenschaften werden Lederriemen heute so gut wie nicht mehr verwendet, da ihre übertragbaren Leistungen zu gering sind. Hauptsächlich werden Flachriemen als Verbundkonstruktion (Abb. 6.116) ausgeführt. Sie bestehen aus einer Reibschicht (Laufschicht) aus Chromleder oder Elastomer, einer Zugschicht aus hochverstrecktem Polyamid oder Polyester-cordfäden und einer Deckschicht aus Textilgewebe oder Elastomerfolie.

Endlos hergestellte Flachriemen werden gestuft nach der Normzahlreihe R20 geliefert. Endliche Riemen in abgepaßten Längen oder als Rollenware müssen durch Kleben oder Nähen verbunden werden. Die Riemenbreiten richten sich nach den Kranzbreiten der Riemenscheiben (Tabelle 6.15).

Riemenscheiben. Die Hauptabmessungen der Riemenscheiben sind in DIN 111 genormt (Abb. 6.117). Die zu bevorzugenden Scheibendurchmesser d sind nach

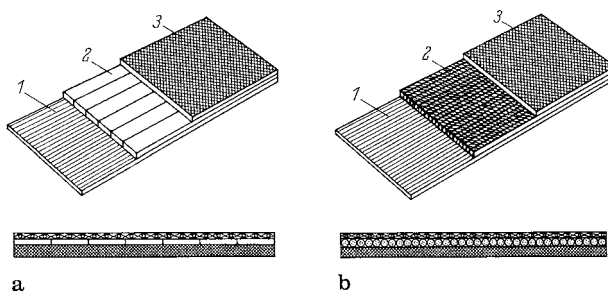


Abb. 6.116. Mehrschichtriemen (Siegling). a) Zugschicht 2 aus Polyamidbändern; b) Zugschicht 2 aus endlos gewickelten Polyamid- oder Polyester-cordfäden

Tabelle 6.15. Scheibenabmessungen nach DIN 111

Kranz- breite B [mm]	Größte Riemen- breite b [mm]	Durch- messer d_1 [mm]	Wölb- höhe ¹ h [mm]	Durch- messer d_1 [mm]	Wölbhöhe ² h [mm] bei Kranzbreite B [mm]					
					≤ 125	140	180	224	280	≥ 400
					160	200	250	355	355	
25	20	40	0,3	400	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
32	25	50	0,3	450	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
40	32	63	0,3	500	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
50	40	71	0,3	560	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
63	50	80	0,3	630	1	1,5	2	2	2	2
80	71	90	0,3	710	1	1,5	2	2	2	2
100	90	100	0,3	800	1	1,5	2	2,5	2,5	2,5
125	112	112	0,3	900	1	1,5	2	2,5	2,5	2,5
140	125	125	0,4	1000	1	1,5	2	2,5	3	3
160	140	140	0,4	1120	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
180	160	160	0,5	1250	1,2	1,5	2	2,5	3	4
200	180	180	0,5	1400	1,5	2	2,5	3	3,5	4
224	200	200	0,6	1600	1,5	2	2,5	3	3,5	4
250	224	224	0,6	1800	2	2,5	3	3,5	4	5
280	250	250	0,8	2000	2	2,5	3	3,5	4	5
315	280	280	0,8							
355	315	315	1,0							
400	355	355	1,0							

¹ bis $d_1 = 355$ unabhängig von Kranzbreite.

² ab $d_1 = 400$ abhängig von Kranzbreite.

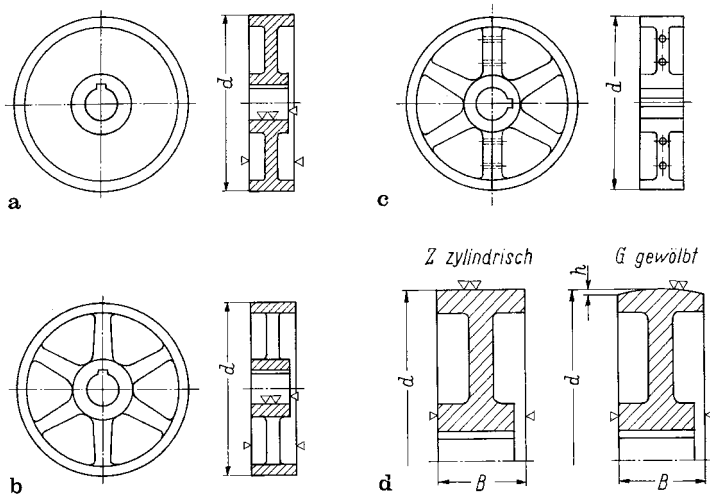


Abb. 6.117. Riemenscheiben (nach DIN 111). a) Bodenscheibe; b) einteilige Armscheibe; c) zweiteilige Armscheibe; d) Kranzformen

der Reihe $R20$ gestuft, Zwischenwerte nach $R40$. Die Kranzbreite B und die zugehörige größte Riemenbreite b sind in Tabelle 6.15 enthalten. Gewölbte Scheiben haben ein kreisbogenförmiges Profil. Meistens genügt es, die große Scheibe als gewölbte Scheibe auszuführen, um den Riemen in der Mitte zu halten. Die treibende Scheibe und eventuelle Spann- und Umlenkrollen werden zwecks Schonung des Riemens zylindrisch ausgeführt.

Auslegung. Die Ermittlung der erforderlichen Riemenbreite ist nach den individuellen Berechnungsunterlagen der Riemenhersteller durchzuführen, da die Berechnungsgänge nicht genormt sind. Die Auslegung eines Riementriebs erfolgt am besten nach folgendem Berechnungsablauf:

- Riemenanordnung festlegen,
- Scheibendurchmesser wählen (meist konstruktiv bedingt),
- ungefähren Achsabstand ermitteln (meist konstruktiv bedingt),
- Riemenlänge berechnen,
- handelsübliche Riemenlänge festlegen (bei Endlos-Riemen),
- tatsächlicher Achsabstand berechnen (bei Endlos-Riemen),
- Riementyp wählen,
- Riemenbreite ermitteln.

6.8.2.2

Keilriementrieb

Die weite Verbreitung von Keilriementrieben beruht in erster Linie darauf, daß Flachriemen die hohen Anforderungen an Leistungsübertragung, Übersetzungsverhältnisse, geringe Achsabstände und besonders hinsichtlich Platzbe-

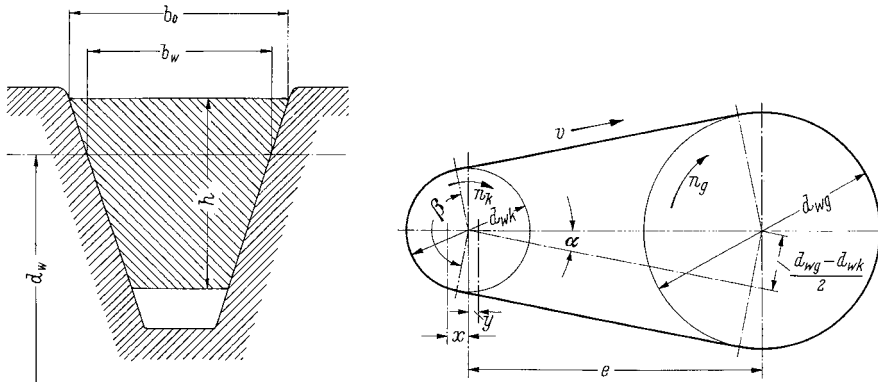


Abb. 6.118. Wirkdurchmesser d_w und Bezeichnungen am Keilriementrieb (nach DIN 2215 und DIN 7753)

darf häufig nicht erfüllen können. Hinzu kommen als Vorteile die geringeren Wellenbelastungen (Vorspannkkräfte), die Laufruhe, der weiche Anlauf und die bequeme Anpassung an geforderte Leistung durch Mehrriemenanordnung.

Für die Berechnung der geometrischen Abmessungen gelten dieselben Beziehungen wie beim Flachriemen, nur sind jeweils die Wirkdurchmesser d_{wg} und d_{wk} , die auch für das Übersetzungsverhältnis maßgebend sind, und die Wirklänge L_w einzusetzen (Abb. 6.118).

Die Wirkbreite b_w ist die Breite eines Keilriemens, die unverändert bleibt, wenn der Riemen senkrecht zur Basis seines Profils gekrümmt wird (Breite der neutralen Schicht). Die Wirklänge ist die Länge in Höhe seiner Wirkbreite (Länge der neutralen Schicht). Bei gegebenem Achsabstand e gilt für den Umschlingungswinkel β an der kleinen Scheibe

$$\beta = 180^\circ - 2\alpha \quad \text{mit} \quad \sin \alpha = \frac{d_{wg} - d_{wk}}{2e}, \quad (6.137)$$

die genaue Wirklänge

$$L_w = 2e \cos \alpha + \frac{\pi}{2} (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{\pi \alpha}{180^\circ} (d_{wg} - d_{wk}), \quad (6.138)$$

die angenäherte Wirklänge

$$L_w \approx 2e + \frac{\pi}{2} (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4e}. \quad (6.135a)$$

Hieraus läßt sich dann bei gegebener Riemenlänge L_w der tatsächliche Achsabstand berechnen:

$$e = p + \sqrt{p^2 - q}, \quad (6.139)$$

$$\text{mit } p = 0,25 L_w - 0,393 (d_{wg} + d_{wk}) \quad \text{und} \quad q = 0,125 (d_{wg} - d_{wk})^2.$$

Als Richtwert wird angegeben: $e = 0,7 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) \dots 2,0 \cdot (d_{wg} + d_{wk})$.

Für die Verstellbarkeit des Achsabstandes werden empfohlen:

zum Spannen und Nachspannen des Riemens $x \geq 0,03 \cdot L_w$,
 zum zwanglosen Auflegen des Riemens $y \geq 0,015 \cdot L_w$.

Riementypen. Schwierigkeiten bereitete die Ermittlung der günstigsten Abmessungen und der geeignetsten Werkstoffkombinationen für Zugstrang, Einbettung und Umhüllung und nicht zuletzt die Fertigungsgenauigkeiten sowohl der Riemen selbst als auch der Riemenscheiben. Die Entwicklung führte von dem Vollgewebekeilriemen über den Paketfadenriemen zum Kabel- und Seilcordkeilriemen. Die heute gebräuchlichsten Bauarten von Keilriemen sind in Abb. 6.119 dargestellt. Bemerkenswert ist der Übergang vom Normalkeilriemen in klassischer Ausführung mit dem Höhen-Breitenverhältnis von 1:1,6 nach DIN 2215 zum Schmalkeilriemen nach DIN 7753 mit dem Höhen-Breitenverhältnis von ca. 1:1,23. Der Schmalkeilriemen ist wesentlich biegeweicher und ermöglicht dadurch kleinere Scheibendurchmesser, höhere Biegefrequenzen und Riemengeschwindigkeiten und überträgt dabei auf den Querschnitt bezogen höhere Leistungen. Er ist deshalb der heute am meisten verwendete Riementyp und ist als ummantelter Riemen (Riemenprofilkurzzeichen: SPZ, SPA, SPB, SPC) oder als flankenoffener Riemen (XPZ, XPA, XPB, XPC) erhältlich.

Riemenscheiben. Die Keilriemenscheiben für Schmalkeilriemen werden nach DIN 2211 einrillig und mehrrillig, als Bodenscheiben *a* und als Armscheiben *b* und *c*, einteilig oder zweiteilig (Abb. 6.120) mit den Keilwinkeln $\alpha = 34^\circ$ und $\alpha = 38^\circ$ ausgeführt.

Im allgemeinen wird als Werkstoff Grauguß verwendet. Für Sonderfälle werden auch Leichtmetallscheiben aus dünnen Profilblechen, einteilig oder gelötet oder punktgeschweißt, hergestellt.

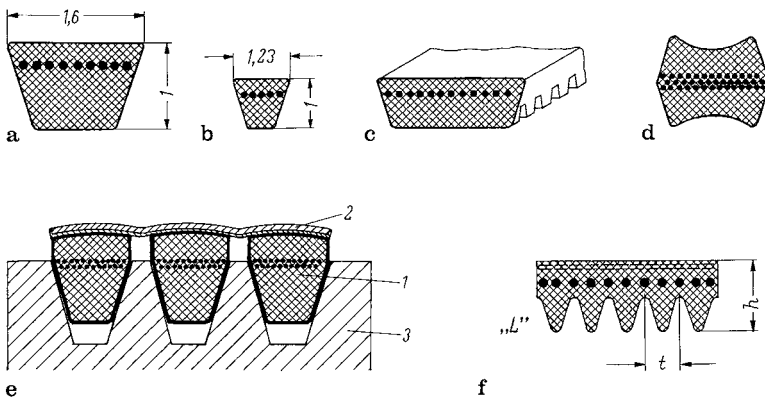


Abb. 6.119. Bauformen handelsüblicher Keilriemen. a) Normalkeilriemen oder klassischer Keilriemen (DIN 2215); b) Schmalkeilriemen, heute am häufigsten verwendet (DIN 7753); c) Breitkeilriemen, vorwiegend für Verstellgetriebe (DIN 7719); d) Doppelkeilriemen, für Getriebe mit Drehrichtungsumkehr (DIN 7722); e) Mehrfach- oder Verbundkeilriemen, für große Achsabstände geeignet; f) Keilrippenriemen mit geringer Biegesteife (DIN 7867)

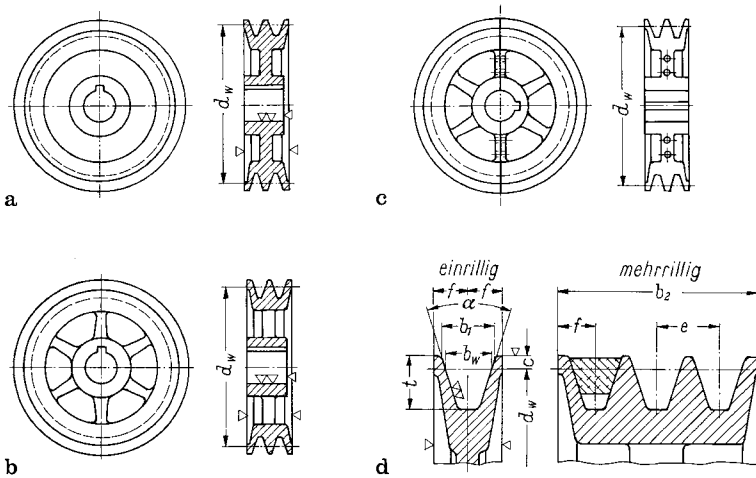


Abb. 6.120. Keilriemenscheiben für Schmalkeilriemen (nach DIN 2211). a) Bodenscheibe; b) einteilige Armscheibe; c) zweiteilige Armscheibe; d) Kranzformen

Auslegung. Für die Typenwahl und die Bestimmung der Anzahl der Riemen müssen die tägliche Betriebsdauer und die Art der Antriebs- und Arbeitsmaschine durch den Belastungsfaktor c_2 nach Tabelle 6.16, ferner der Umschlingungswinkel durch den Winkelfaktor c_1 nach Tabelle 6.17 und die Riemenlänge durch den Längenfaktor c_3 nach Tabelle 6.18 berücksichtigt werden. Dies ist erforderlich, weil die Leistungswerte P_N (Nennleistung je Riemen) in Tabelle 6.19 für die verschiedenen Typen jeweils nur für $\beta = 180^\circ$ und für eine bestimmte Wirklänge L_w angegeben sind. Mit Hilfe des Diagramms in Abb. 6.121 kann das Riemenprofil gewählt werden. Für die Wirkdurchmesser d_{wk} der kleinen Scheibe sind dabei entsprechend DIN 2211 nach der Reihe R20 (63...) gestufte Werte zu nehmen. Die erforderliche Anzahl der Riemen ergibt sich dann aus

$$z = \frac{P c_2}{P_N c_1 c_3} \quad (6.140)$$

Als Richtwerte für die erforderliche Achskraft gilt $F_w \approx 2 \cdot F_U \dots 2,5 \cdot F_U$.

Beispiel: Keilriementrieb

Gegeben: Antriebsmaschine: Drehstrommotor mit normalem Anlaufmoment $P = 45 \text{ kW} = 45\,000 \text{ Nm/s}$, $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$ (d.h. $\omega_1 = 152/\text{s}$). Arbeitsmaschine: Pumpe mit $n_2 \approx 580 \text{ min}^{-1}$; tägliche Betriebsdauer 8 Std., d.h. nach Tabelle 6.16 $c_2 = 1,1$.

Mit $P c_2 = 45 \cdot 1,1 = 50 \text{ kW}$ folgt aus Diagramm Abb. 6.121 Riemenprofil SPA mit d_{wk} bis 250 mm. Gewählt $d_{wk} = 250 \text{ mm}$ (nach DIN 2211); daraus folgt

$$v = \frac{d_{wk}}{2} \omega_1 = 0,125 \text{ mm} \cdot 152/\text{s} = 19 \text{ m/s}.$$

Tabelle 6.16. Belastungsfaktor c_2 (nach DIN 7753)

Arbeitsmaschine	Laufzeit pro Tag [Std.]	Antriebs- maschine	
		A ¹	B ²
<i>Leichte Antriebe:</i> Kreiselpumpen und -kompressoren, Bandförderer (leichtes Gut), Ventilatoren und Pumpen bis 10 kW	bis 10 10 ... 16 über 16	1 1,1 1,2	1,1 1,2 1,3
<i>Mittelschwere Antriebe:</i> Blechscheren, Pressen, Ketten- und Bandförderer (schweres Gut), Schwingsiebe, Generatoren und Erregermaschinen, Knetmaschinen, Werkzeugmaschi- nen, Waschmaschinen, Druckereimaschinen, Ventilatoren und Pumpen über 10 kW	bis 10 10 ... 16 über 16	1,1 1,2 1,3	1,2 1,3 1,4
<i>Schwere Antriebe:</i> Mahlwerke, Kolbenkompressoren, Hoch- last-, Wurf- und Stoßförderer (Schneckenförderer, Platten- bänder, Becherwerke, Schaufelwerke), Aufzüge, Brikett- pressen, Textilmaschinen, Papiermaschinen, Kolbenpum- pen, Sägegatter, Hammermühlen	bis 10 10 ... 16 über 16	1,2 1,3 1,4	1,4 1,5 1,6
<i>Sehr schwere Antriebe:</i> Hochbelastete Mahlwerke, Stein- brecher, Kalanders, Mischer, Winden, Krane, Bagger	bis 10 10 ... 16 über 16	1,3 1,4 1,5	1,5 1,6 1,8

¹ A = Wechsel- und Drehstrommotoren mit normalem Anlaufmoment (bis 2fachem Nennmoment), z. B. Synchron- und Einphasenmotoren mit Anlaßhilfsphase, Drehstrommotoren mit Direkteinschaltung, Stern-Dreieck-Schalter oder Schleifringanlasser; Gleichstromnebenschlußmotoren, Verbrennungsmotoren und Turbinen (n über 600 min⁻¹).

² B = Wechsel- und Drehstrommotoren mit hohem Anlaufmoment (über 2fachem Nennmoment), z. B. Einphasenmotoren mit hohem Anlaufmoment; Gleichstromhauptschlußmotoren in Serienschaltung und Compound; Verbrennungsmotoren und Turbinen (n bis 600 min⁻¹).

Tabelle 6.17. Winkelfaktor c_1 (nach DIN 7753)

$\frac{d_{wg} - d_{wk}}{e}$	Umschlingungswinkel $\beta \approx$	Winkelfaktor c_1
0	180°	1
0,15	170°	0,98
0,35	160°	0,95
0,5	150°	0,92
0,7	140°	0,89
0,85	130°	0,86
1	120°	0,82
1,15	110°	0,78
1,3	100°	0,73
1,45	90°	0,68

Tabelle 6.18. Längenfaktor c_3 (nach DIN 7753)

Profil:	SPZ	SPA	SPB	SPC
$b_0 \approx$	9,7	12,7	16,3	22
$b_{10} \approx$	8,5	11	14	19
$h \approx$	8	10	13	18
$h_w \approx$	2	2,8	3,5	4,8
L_w [mm]	Längenfaktor c_3			
630	0,82			
710	0,84			
800	0,86	0,81		
900	0,88	0,83		
1000	0,90	0,85		
1120	0,93	0,87		
1250	0,94	0,89	0,82	
1400	0,96	0,91	0,84	
1600	1,00	0,93	0,86	
1800	1,01	0,95	0,88	
2000	1,02	0,96	0,90	
2240	1,05	0,98	0,92	0,83
2500	1,07	1,00	0,94	0,86
2800	1,09	1,02	0,96	0,88
3150	1,11	1,04	0,98	0,90
3550	1,13	1,06	1,00	0,92
4000		1,08	1,02	0,94
4500		1,09	1,04	0,96
5000			1,06	0,98
5600			1,08	1,00
6300			1,10	1,02
7100			1,12	1,04
8000			1,14	1,06
9000				1,08
10000				1,10
11200				1,12
12500				1,14

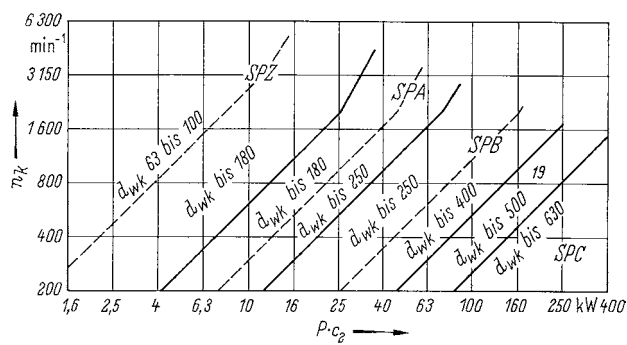


Abb. 6.121. Auswahlempfehlung für Riementyp (nach DIN 7753)

Mit $i = n_1/n_2 = 1450/580 = 2,5$ wird $d_{wg} = i d_{wk} = 2,5 \cdot 250 \approx 630$ mm (nach DIN 2211).

Achsabstand: vorläufig $e = 0,8$ ($d_{wg} + d_{wk}$) = $0,8 \cdot 880 = 700$ mm.

Nach Gl. (6.138a)

$$L_w = 2e + \frac{\pi}{2}(d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4e}$$

$$= 1400 + 1,571 \cdot 880 + \frac{380^2}{2800} = 2832 \text{ mm.}$$

Gewählt nach DIN 7753: $L_w = 2800$ mm.

Nach Gl. (6.139) wird

$$p = 0,25 L_w - 0,393 (d_{wg} + d_{wk}) = 700 - 0,393 \cdot 880 = 354 \text{ mm; } p^2 = 125200 \text{ mm}^2,$$

$$q = 0,125 (d_{wg} - d_{wk})^2 = 0,125 \cdot 380^2 = 18080 \text{ mm}^2,$$

$$e = p + \sqrt{p^2 - q} = 354 + \sqrt{107120} = 681 \text{ mm.}$$

Verstellbarkeit des Achsenabstandes

$$x \geq 0,03 L_w = 0,03 \cdot 2800 = 84 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015 L_w = 42 \text{ mm.}$$

Aus Gl. (6.137) folgt

$$\sin \alpha = \frac{d_{wg} - d_{wk}}{2e} = \frac{380}{1362} = 0,279; \quad \alpha = 16,^\circ; \quad \beta = 147,6^\circ.$$

Aus Tabelle 6.17 ergibt sich der Winkelfaktor $c_1 \approx 0,91$ aus Tabelle 6.18 der Längenfaktor $c_3 = 1,02$, aus Tabelle 6.19 (für $d_{wk} = 250$ mm, $i = 2,5$ und $n_k = 1450$ U/min⁻¹) $P_N = 11,2$ kW.

Nach Gl. (6.140) wird dann

$$z = \frac{P c_2}{P_N c_1 c_3} = \frac{45 \text{ kW} \cdot 1,1}{11,2 \text{ kW} \cdot 0,91 \cdot 1,02} = 4,76,$$

also $z = 5$; Scheibenbreite $b_2 = 80$ mm (nach DIN 2211).

Aus

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{45000 \text{ Nm/s}}{152/\text{s}} = 296 \text{ Nm}$$

folgt

$$F_U = \frac{T_1}{d_{wk}/2} = \frac{296 \text{ Nm}}{0,125 \text{ m}} = 2370 \text{ N,}$$

d.h.

$$F_w \approx 2 F_U \dots 2,5 F_U = 4740 \dots 5930 \text{ N.}$$

Nach Gl. (6.129) wird

$$f_B = \frac{v z}{L_w} = \frac{19 \text{ m/s} \cdot 2}{2,8 \text{ m}} = 13,6 \text{ s}^{-1}.$$

Tabelle 6.19. Leistungswerte in kW für endlose Schmalkreireimen (nach DIN 7753)

Profil SPZ		Profil SPA											
d_{wk} [mm]	i oder $1/i$	P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 1600$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]					P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 2500$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]						
		200	400	700	950	1450	2800	200	400	700	950	1450	2800
63	1,00	0,20	0,35	0,54	0,68	0,93	1,45	0,43	0,75	1,18	1,48	2,02	3,00
	1,20	0,21	0,39	0,61	0,78	1,08	1,74	0,47	0,85	1,33	1,70	2,35	3,64
	1,50	0,23	0,40	0,65	0,83	1,16	1,88	0,49	0,89	1,41	1,81	2,52	3,97
	$\geq 3,00$	0,24	0,43	0,68	0,88	1,23	2,02	$\geq 3,00$	0,93	1,49	1,92	2,69	4,29
71	1,00	0,25	0,44	0,71	0,90	1,25	2,00	0,53	0,94	1,49	1,89	2,61	4,00
	1,20	0,26	0,49	0,77	0,99	1,40	2,29	0,57	1,03	1,65	2,11	2,94	4,64
	1,50	0,28	0,51	0,81	1,05	1,47	2,44	0,60	1,08	1,73	2,22	3,11	4,96
	$\geq 3,00$	0,29	0,53	0,85	1,10	1,55	2,58	$\geq 3,00$	1,13	1,81	2,33	3,28	5,28
80	1,00	0,31	0,55	0,88	1,14	1,60	2,61	0,65	1,16	1,85	2,38	3,31	5,15
	1,20	0,32	0,60	0,96	1,24	1,74	2,90	0,69	1,26	2,02	2,60	3,65	5,79
	1,50	0,34	0,62	0,99	1,29	1,83	3,04	0,71	1,30	2,10	2,71	3,81	6,12
	$\geq 3,00$	0,35	0,63	1,03	1,33	1,90	3,19	0,74	1,35	2,18	2,82	3,98	6,44
90	1,00	0,37	0,68	1,08	1,40	1,98	3,27	0,77	1,41	2,25	2,90	4,06	6,34
	1,20	0,39	0,71	1,16	1,50	2,13	3,55	0,82	1,49	2,41	3,12	4,39	6,99
	1,50	0,40	0,74	1,19	1,55	2,21	3,69	0,84	1,54	2,50	3,23	4,56	7,31
	$\geq 3,00$	0,41	0,76	1,23	1,60	2,28	3,84	0,86	1,59	2,58	3,34	4,73	7,65
100	1,00	0,43	0,79	1,28	1,66	2,36	3,90	0,91	1,68	2,84	3,50	4,91	7,65
	1,20	0,46	0,83	1,35	1,76	2,51	4,19	0,96	1,77	2,87	3,72	5,24	8,32
	1,50	0,46	0,85	1,39	1,81	2,58	4,34	0,99	1,82	2,95	3,83	5,41	8,61
	$\geq 3,00$	0,47	0,88	1,43	1,85	2,66	4,47	1,01	1,86	3,03	3,93	5,58	8,94

Tabelle 6.19 (Fortsetzung)

Profil SPZ		Profil SPA													
d_{wfk} [mm]	i oder $1/i$	P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 1600$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]						P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 2500$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]							
		200	400	700	950	1450	2800	200	400	700	950	1450	2800		
112	1,00	0,51	0,93	1,52	1,97	2,80	4,64	160	1,00	1,10	2,04	3,30	4,27	6,01	9,27
	1,20	0,53	0,98	1,59	2,07	2,95	4,92	160	1,20	1,16	2,13	3,47	4,49	6,34	9,86
	1,50	0,54	0,99	1,63	2,12	3,02	5,07	160	1,50	1,18	2,18	3,55	4,60	6,51	10,2
	$\geq 3,00$	0,55	1,02	1,66	2,16	3,11	5,21	$\geq 3,00$	$\geq 3,00$	1,20	2,22	3,63	4,71	6,68	10,5
125	1,00	0,59	1,09	1,77	2,30	3,28	5,40	180	1,00	1,30	2,39	3,89	5,03	7,07	1,07
	1,20	0,61	1,13	1,84	2,40	3,43	5,69	180	1,20	1,35	2,49	4,06	5,26	7,43	11,3
	1,50	0,62	1,15	1,88	2,45	3,50	5,84	180	1,50	1,37	2,53	4,14	5,37	7,58	11,6
	$\geq 3,00$	0,63	1,17	1,91	2,50	3,58	5,98	$\geq 3,00$	$\geq 3,00$	1,39	2,58	4,22	5,48	7,73	12,0
140	1,00	0,68	1,26	2,06	2,68	3,81	6,24	200	1,00	1,30	2,39	3,89	5,03	7,07	10,7
	1,20	0,70	1,30	2,13	2,77	3,97	6,53	200	1,20	1,53	2,49	4,06	5,26	7,43	11,3
	1,50	0,71	1,32	2,16	2,83	4,04	6,67	200	1,50	1,55	2,89	4,71	6,12	8,61	12,9
	$\geq 3,00$	0,72	1,34	2,20	2,87	4,11	6,82	$\geq 3,00$	$\geq 3,00$	1,58	2,93	4,79	6,23	8,76	13,2
160	1,00	0,80	1,49	2,44	3,17	4,51	7,27	224	1,00	1,71	3,16	5,15	6,67	9,27	13,2
	1,20	0,82	1,53	2,51	3,27	4,66	7,58	224	1,20	1,75	3,26	5,31	6,89	9,64	13,8
	1,50	0,83	1,55	2,55	3,32	4,74	7,73	224	1,50	1,78	3,30	5,39	6,99	9,79	14,1
	$\geq 3,00$	0,85	1,57	2,58	3,36	4,81	7,88	$\geq 3,00$	$\geq 3,00$	1,80	3,35	5,48	7,10	9,94	14,4
180	1,00	0,92	1,71	2,80	3,65	5,19	8,17	250	1,00	1,95	3,61	5,89	7,58	10,5	14,1
	1,20	0,94	1,76	2,88	3,75	5,34	8,46	250	1,20	1,99	3,71	6,04	7,80	10,9	14,8
	1,50	0,96	1,77	2,91	3,80	5,42	8,61	250	1,50	2,02	3,75	6,12	7,95	11,0	15,1
	$\geq 3,00$	0,96	1,80	2,95	3,85	5,49	8,76	$\geq 3,00$	$\geq 3,00$	2,04	3,80	6,20	8,02	11,2	15,5

Tabelle 6.19 (Fortsetzung)

Profil SPB		Profil SPC											
d_{wk} [mm]	i oder $1/i$	P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 3550$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]					P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 5600$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]						
		200	400	700	950	1450	2800	200	400	700	950	1450	2800
140	1,00	1,07	1,92	3,02	3,83	5,20	7,15	2,90	5,19	8,10	10,2	13,3	11,9
	1,20	1,17	2,11	3,36	4,29	5,90	8,54	3,14	5,67	8,98	11,3	14,9	15,2
	1,50	1,22	2,22	3,53	4,53	6,26	9,20	3,25	5,91	9,42	11,9	15,8	16,9
	$\geq 3,00$	1,27	2,31	3,70	4,75	6,61	9,68	3,38	6,15	9,79	12,4	16,7	18,6
160	1,00	1,37	2,47	3,92	5,00	6,85	9,49	3,50	6,31	9,94	12,5	16,2	13,6
	1,20	1,46	2,66	4,27	5,47	7,58	10,9	3,74	6,79	10,8	13,6	18,0	16,9
	1,50	1,51	2,76	4,44	5,70	7,95	11,6	3,86	7,03	11,2	14,2	18,8	18,6
	$\geq 3,00$	1,56	2,86	4,61	5,93	8,24	12,3	3,97	7,27	11,6	14,8	19,7	20,3
180	1,00	1,66	3,01	4,81	6,16	8,46	11,6	4,18	7,58	12,0	15,1	19,4	14,1
	1,20	1,75	3,20	5,16	6,62	9,20	13,0	4,42	8,10	12,9	16,3	21,2	17,4
	1,50	1,80	3,30	5,33	6,86	9,49	13,7	4,54	8,32	13,3	16,8	22,1	19,1
	$\geq 3,00$	1,85	3,40	5,50	7,09	9,86	14,4	4,66	8,54	13,7	17,4	22,9	20,8
200	1,00	1,94	3,54	5,70	7,30	10,0	13,4	4,98	9,05	14,4	18,0	22,9	
	1,20	2,03	3,74	6,04	7,80	10,7	14,8	5,21	9,57	15,2	19,1	24,6	
	1,50	2,08	3,83	6,20	8,02	11,1	15,5	5,33	9,79	15,6	19,7	25,5	
	$\geq 3,00$	2,13	3,93	6,37	8,24	11,4	16,1	5,45	10,0	16,0	20,3	26,4	
224	1,00	2,27	4,18	6,73	8,61	11,9	15,2	5,87	10,8	17,0	21,2	26,3	
	1,20	2,37	4,37	7,07	9,13	12,5	16,5	6,11	11,2	17,8	22,3	28,0	
	1,50	2,42	4,47	7,24	9,35	12,9	17,2	6,23	11,5	18,3	22,9	28,9	
	$\geq 3,00$	2,47	4,57	7,43	9,57	13,3	17,9	6,34	11,7	18,6	23,5	29,8	

Tabelle 6.19 (Fortsetzung)

Profil SPB		Profil SPC										
d_{wk} [mm]	i oder $1/i$	P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 3550$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]					P_N [kW] für $\beta = 180^\circ$ und $L_w = 5600$ mm bei Dreh- zahl n_k der kleinen Scheibe [min ⁻¹]					
		200	400	700	950	1450	2800	200	400	700	950	1450
250	1,00	2,64	4,86	7,88	10,0	13,7	16,4	6,87	12,6	19,8	24,5	29,4
	1,20	2,74	5,06	8,17	10,5	14,4	17,8	7,10	13,0	20,6	25,7	31,2
	1,50	2,78	5,15	8,32	10,8	14,7	18,5	7,22	13,3	21,1	26,2	32,1
	$\geq 3,00$	2,83	5,25	8,54	11,0	15,1	19,2	$\geq 3,00$	13,5	21,5	26,8	33,0
280	1,00	3,05	5,64	9,13	11,6	15,7	17,2	7,95	14,6	22,8	28,0	32,1
	1,20	3,15	5,83	9,42	12,1	16,3	18,5	8,17	15,0	23,6	29,1	33,8
	1,50	3,20	5,92	9,57	12,3	16,7	19,2	8,32	15,3	24,1	29,7	34,7
	$\geq 3,00$	3,25	6,03	9,79	12,6	17,1	19,9	8,46	15,5	24,5	30,3	35,6
315	1,00	3,53	5,63	10,5	13,4	17,8		9,05	16,5	25,7	31,1	33,6
	1,20	3,63	6,72	10,9	13,8	18,5		9,27	17,0	26,5	32,2	35,3
	1,50	3,68	6,82	11,0	14,1	18,8		9,42	17,2	26,9	32,8	36,2
	$\geq 3,00$	3,73	6,92	11,2	14,4	19,2		$\geq 3,00$	17,5	27,4	33,3	37,0
355	1,00	4,08	7,51	12,1	15,3	20,0		10,3	18,8	28,9	34,3	33,9
	1,20	4,17	7,73	12,4	15,8	20,7		10,6	19,3	29,7	35,4	35,6
	1,50	4,22	7,80	12,6	16,0	21,1		10,7	19,5	30,2	36,0	36,4
	$\geq 3,00$	4,27	7,95	12,8	16,3	21,3		10,8	19,8	30,6	36,6	37,3
400	1,00	4,68	8,61	13,8	17,4	22,0		11,8	21,4	32,4	37,4	
	1,20	4,78	8,83	14,1	17,9	22,7		12,1	21,9	33,2	38,5	
	1,50	4,83	8,91	14,4	18,1	23,1		12,1	22,2	33,6	39,1	
	$\geq 3,00$	4,87	9,05	14,5	18,3	23,4		12,3	22,4	34,1	39,7	

6.8.3

Bauarten für stufenlos verstellbare Übersetzungen

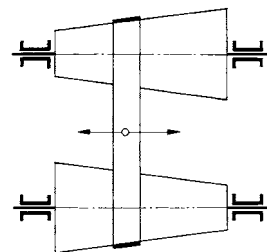
Flachriemen-Verstellgetriebe. Das einfachste stufenlos verstellbare Zugmittelgetriebe ist schematisch in Abb. 6.122 dargestellt. Es besteht aus zwei gegenseitig angeordneten Kegelstumpfscheiben, über die ein schmaler Flachriemen läuft, der durch eine Verschiebeeinrichtung senkrecht zur Umlaufrichtung verstellt wird. Es sind keine großen Kegelwinkel und somit nur sehr geringe Verstellbereiche und nur sehr geringe Leistungsübertragungen möglich. Außerdem ist eine Spannrolle erforderlich, oder es müssen Kegelscheiben mit besonderen Wölbungen ausgeführt werden.

Keilriemen-Verstellgetriebe. Eine stufenlos verstellbare Übersetzung mit Keilriemen läßt sich leicht dadurch erreichen, daß auf einer oder auf beiden Wellen die Keilriemenscheibe in zwei Kegelscheiben aufgelöst wird, die durch Federn oder mechanische Verstelleinrichtungen einander genähert oder voneinander entfernt werden, so daß der Keilriemen auf verschiedenen Radien arbeitet.

Wird nur auf einer Welle, meistens auf der Antriebswelle, eine veränderliche Keilscheibe mit Federanpressung 2 und auf der zweiten Welle eine feste Keilscheibe 1 benutzt, so erfolgt die Verstellung der Übersetzung durch Veränderung des Achsabstandes, indem der Motor 4 auf einem Schlitten 5 mittels Gewindespindel verschoben wird. Bei einseitig öffnenden Scheiben (Schema Abb. 123 a) muß dann der Verstell Schlitten 5 schräg gelegt werden, um die Riemenflucht aufrecht zu erhalten. Bei beidseitig öffnenden Verstell scheiben (Schema Abb. 6.123 b) liegt der Verstell schlitten 5 parallel zu dem (sich axial nicht verschiebenden) Keilriemen 3, oder der Motor wird auf eine verstellbare Wippe montiert. Die Getriebe mit einer Verstell scheibe ermöglichen nur geringe Verstellbereiche bis 1:3.

Häufiger werden daher zwei veränderliche Keilscheiben benutzt, wobei die auf der einen Welle sitzende mit Federanpressung 2 und die auf der zweiten Welle mechanisch verstellbar 1 ausgeführt wird (Abb. 6.124b). Bei diesen Getrieben ist der Achsabstand konstant, und es sind Verstellbereiche bis 1:10 möglich. Auch hier können entweder einseitig öffnende Scheiben verwendet werden, wobei die Anordnung nach Abb. 6.124 a vorgenommen werden kann, oder es können beidseitig öffnende Scheiben benutzt werden, bei denen Keilriemenmitte und Riemenflucht immer in ein- und derselben Ebene liegen.

Abb. 6.122. Schema eines Flachriemen-Verstellgetriebes



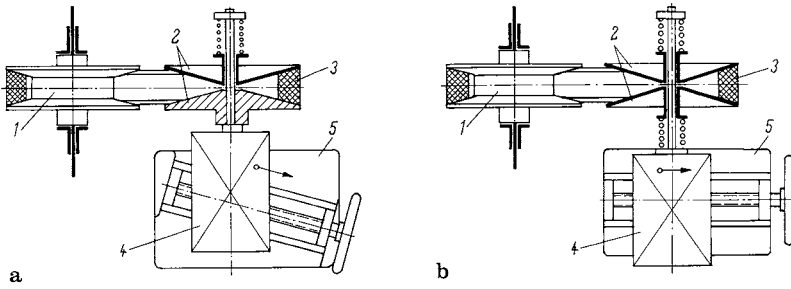


Abb. 6.123. Keilriemen-Verstellgetriebe mit Achsabstandsänderungen. a) mit einseitig öffnender Verstelleiche; b) mit beidseitig öffnender Verstelleiche

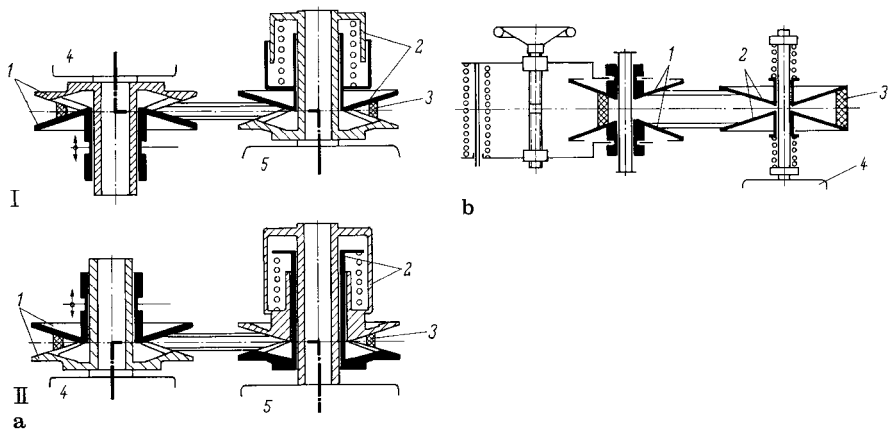
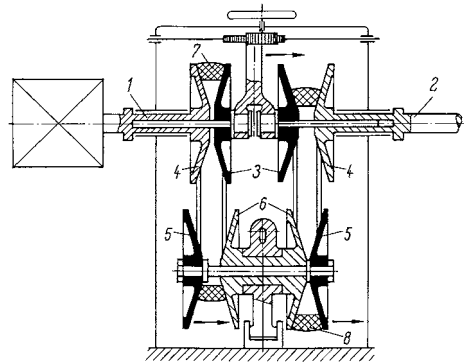


Abb. 6.124. Keilriemen-Verstellgetriebe mit konstantem Achsabstand. a) mit einseitig öffnenden Verstelleichen; b) mit beidseitig öffnenden Verstelleichen

Abb. 6.125. Keilriemen-Verstellgetriebe mit Zwischenwelle



Die Zugmittel sind bei vollen Keilscheiben Breitkeilriemen, die auf der Innenseite zahnartige Aussparungen besitzen, um kleine Krümmungsradien bei niedrigen Biegespannungen zu ermöglichen. Man kann jedoch auch Normal- und Schmalkeilriemen verwenden, wenn man die Keilscheiben als Kamm-scheiben mit radialen Aussparungen so ausbildet, daß sie sich fingerartig ineinanderschieben lassen.

Außer den bisher betrachteten Zweiwellengetrieben gibt es auch noch Getriebe mit einer Zwischenwelle (Schema Abb. 6.125), wobei praktisch zwei verstellbare Keilriementriebe hintereinandergeschaltet werden. Antriebswelle 1 und Abtriebswelle 2 sind fluchtend angeordnet. Die Zwischenhohlwelle ist in einer Wippe gelagert, die über eine Federspannvorrichtung die beiden Keilriemen 7/8 spannt. Verstellt werden gleichzeitig die inneren Keilscheiben 3 auf An- und Abtriebswelle, wobei sich selbsttätig die über eine Schiebewelle fest miteinander verbundenen äußeren Keilscheiben 5 der Zwischenwelle in der gleichen Richtung verschieben. Die Keilscheiben 4 und 6 sind axial nicht verschieblich.

Anhang 1

A1: Werkstoffkennwerte

Die nachstehenden Werkstoffkennwerte sind der FKM-Richtlinie entnommen bzw. mit den dort angegebenen Gleichungen als Richtwerte berechnet.

Tabelle A1.1. Mindestfestigkeitswerte für Baustähle nach DIN EN 10025 (DIN 17100) – für Nenndurchmesser ≤16 mm

Werkstoff		R_m	R_e	$\sigma_{zd, W}$	$\sigma_{zd, Sch}$	$\sigma_{b, F}$	$\sigma_{b, W}$	$\sigma_{b, Sch}^{1)}$	$\tau_{t, F}$	$\tau_{t, W}$	$\tau_{t, Sch}^{1)}$
alt	neu										
St 33	S185	310	185	140	138	220	155	220	105	90	105
St 37-2	S235J	360	235	160	158	280	180	280	135	105	135
St 44-2	S275J	430	275	195	185	330	215	330	160	125	160
St 52-3	S355J	510	355	230	215	425	255	425	205	150	205
St 50-2	E295	490	295	220	205	355	245	355	170	145	170
St 60-2	E335	590	335	265	240	400	290	400	195	170	195
St 70-2	E360	690	360	310	270	430	340	430	210	200	210

¹⁾ aus Dauerfestigkeitsschaubild.

Tabelle A1.2. Mindestfestigkeitswerte für schweißgeeignete Feinkornbaustähle nach DIN EN 10113 im normalgeglühten Zustand – für Nenndurchmesser ≤16 mm

Werkstoff	R_m	R_e	$\sigma_{zd, W}$	$\sigma_{zd, Sch}$	$\sigma_{b, F}$	$\sigma_{b, W}$	$\tau_{t, F}$	$\tau_{t, W}$
S 275 N	370	275	165	160	330	185	160	110
S 275 NL								
S 355 N	470	355	210	200	425	235	205	140
S 355 NL								
S 420 N	520	420	235	215	505	260	245	150
S 420 NL								
S 460 N	550	460	245	225	550	275	265	160
S 460 NL								

Tabelle A1.3. Mindestfestigkeitswerte für Vergütungsstähle nach DIN EN 10083 im vergüteten Zustand – für Nenndurchmesser ≤ 16 mm

Werkstoff	R_m	R_e	$\sigma_{zd,W}$	$\sigma_{zd,Sch}$	$\sigma_{b,F}$	$\sigma_{b,W}$	$\sigma_{b,Sch}^{1)}$	$\tau_{t,F}$	$\tau_{t,W}$	$\tau_{t,Sch}^{1)}$
C22	500	340	225	210	410	250	410	195	145	195
C35	630	430	285	255	515	310	515	250	185	250
C45	700	490	315	275	590	345	590	285	205	285
C60	850	580	385	320	695	415	695	335	245	335
46 Cr 2	900	650	405	335	780	435	670	375	260	375
34 Cr 4	900	700	405	335	840	435	745	405	260	405
37 Cr 4	950	750	430	345	900	460	775	435	270	435
41 Cr 4	1000	800	450	360	960	480	825	465	285	465
25 CrMo 4	900	700	405	335	840	435	745	405	260	405
34 CrMo 4	1000	800	450	360	960	480	825	465	285	465
42 CrMo 4	1100	900	495	385	1080	525	905	520	315	520
34 CrNiMo 6	1200	1000	540	410	1200	570	975	580	340	580
30 CrNiMo 8	1250	1050	565	420	1260	595	1025	610	355	610

¹⁾ aus Dauerfestigkeitsschaubild.

Tabelle A1.4. Mindestfestigkeitswerte für Einsatzstähle nach DIN EN 10084 im blindgehärteten Zustand – für Nenndurchmesser ≤ 11 mm

Werkstoff	R_m	R_e	$\sigma_{zd,W}$	$\sigma_{zd,Sch}$	$\sigma_{b,F}$	$\sigma_{b,W}$	$\sigma_{b,Sch}^{1)}$	$\tau_{t,F}$	$\tau_{t,W}$	$\tau_{t,Sch}^{1)}$
C10	650	380	260	230	455	285	455	220	170	220
C15	750	430	300	260	515	325	515	250	195	250
17 Cr 3	1050	750	420	330	900	450	775	435	265	435
16 MnCr 5	900	630	360	295	755	385	665	365	230	365
20 MnCr 5	1100	730	440	340	875	470	815	425	280	425
22 CrMoS 3-5	1100	730	440	340	875	470	815	425	280	425
17 CrNiMo 6	1150	830	460	355	995	490	845	480	290	480

¹⁾ aus Dauerfestigkeitsschaubild.

Tabelle A1.5. Mindestfestigkeitswerte für Nitrierstähle nach DIN EN 17211 im vergüteten Zustand – für Nenndurchmesser ≤ 100 mm

Werkstoff	R_m	$R_{p0,2}$	$\sigma_{zd,W}$	$\sigma_{zd,Sch}$	$\sigma_{b,W}$	$\tau_{s,W}$	$\tau_{t,W}$
31 CrMo 12	1000	800	450	360	480	260	285
31 CrMoV 9	1000	800	450	360	480	260	285
15 CrMoV 5 9	900	750	405	335	435	235	260
34 CrAlMo 5	800	600	360	305	390	210	230
34 CrAlNi 7	850	650	385	320	415	220	245

Tabelle A1.6. Mindestfestigkeitswerte für Nichtrostende Stähle nach DIN EN 10008 im geglühten Zustand – Nenndurchmesser nicht erforderlich, da kein Größeneinfluß besteht

Werkstoff	R_m	$R_{p0,2}$	$\sigma_{zd, W}$	$\sigma_{zd, Sch}$	$\sigma_{b, W}$	$\tau_{s, W}$	$\tau_{t, W}$
X2CrNi 12	450	250	180	170	205	105	120
X6CrNi 17-1	650	480	160	230	290	150	175
X4CrNiMo 16-5-1	840	680	335	280	410	195	220
X10CrNi 18-8	600	250	240	215	270	140	160
X2CrNiMoN 17-13-5	580	270	230	210	260	135	155

Tabelle A1.7. Mindestfestigkeitswerte für Stahlguß (GS nach DIN 1681 – für Nenndurchmesser ≤ 100 mm) und Temperguß (GT nach DIN 1692 bzw. EN-GJW nach EN DIN 1562 – für Nenndurchmesser ≤ 15 mm)

Werkstoff		R_m	$R_{p0,2}$	$\sigma_{zd, W}$	$\sigma_{zd, Sch}$	$\sigma_{b, W}$	$\tau_{s, W}$	$\tau_{t, W}$
alt	neu							
GS-38		380	200	130	125	150	75	90
GS-45		450	230	150	130	180	90	105
GS-52		520	260	175	145	205	100	125
GS-60		600	300	205	160	235	120	140
GTW-35-04	EN-GJMW-350-4	350	–	105	85	150	80	115
GTW-38-12	EN-GJMW-360-12	360	190	110	85	155	80	120
GTW-40-05	EN-GJMW-400-5	400	220	120	95	170	90	130
GTW-45-07	EN-GJMW-450-7	450	260	135	105	190	100	145
GTS-35-10	EN-GJMB-350-10	350	200	105	85	150	80	115
GTS-50-04	EN-GJMB-550-4	550	340	165	125	230	125	175
GTS-65-02	EN-GJMB-650-2	650	430	195	145	265	145	205
–	EN-GJMB-800-1	800	600	240	170	320	180	250

Tabelle A1.8. Mindestfestigkeitswerte für Gußeisen mit Lamellengraphit (GG nach DIN 1691 bzw. EN-GJL nach DIN EN 1561) und Kugelgraphit (GGG nach DIN 1693 bzw. EN-GJS nach EN DIN 1563) – für Nenndurchmesser ≤ 60 mm

Werkstoff		R_m	$R_{p0,2}$	$\sigma_{zd, W}$	$\sigma_{zd, Sch}$	$\sigma_{b, W}$	$\tau_{s, W}$	$\tau_{t, W}$
GG-10	EN-GJL-100	100	–	30	20	45	25	40
GG-15	EN-GJL-150	150	–	45	30	70	40	60
GG-20	EN-GJL-200	200	–	60	40	90	50	75
GG-25	EN-GJL-250	250	–	75	50	110	65	95
GG-30	EN-GJL-300	300	–	90	60	130	75	115
GG-35	EN-GJL-350	350	–	105	70	150	90	130
GGG-40	EN-GJS-400-15	400	250	135	110	185	90	120
GGG-50	EN-GJS-500-7	500	320	170	135	225	110	150
GGG-60	EN-GJS-600-3	600	370	205	160	265	135	180
GGG-70	EN-GJS-700-2	700	420	240	180	305	155	205
GGG-80	EN-GJS-800-2	800	480	270	200	340	175	235
–	EN-GJS-900-2	900	600	305	220	380	200	260

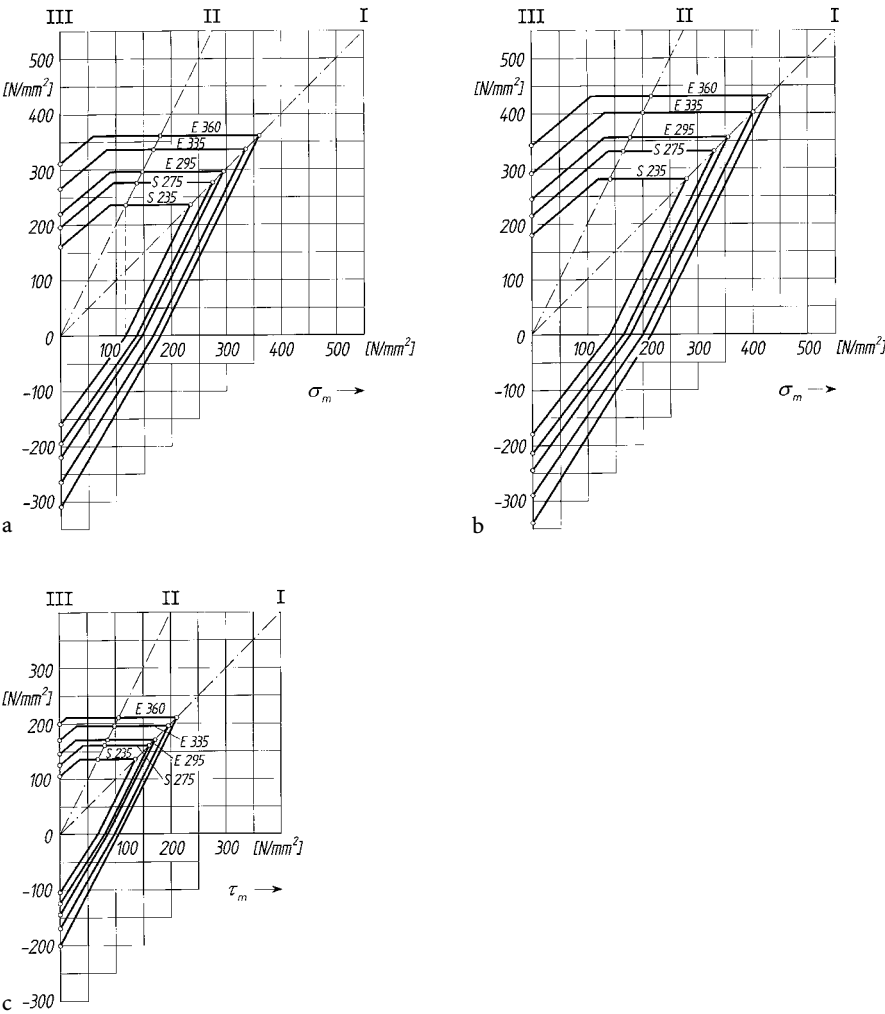


Abb. A1.1. Dauerfestigkeitsschaubilder für Baustähle nach DIN EN 10025

- a) Zug- und Druckbeanspruchung
- b) Biegebeanspruchung
- c) Torsionsbeanspruchung

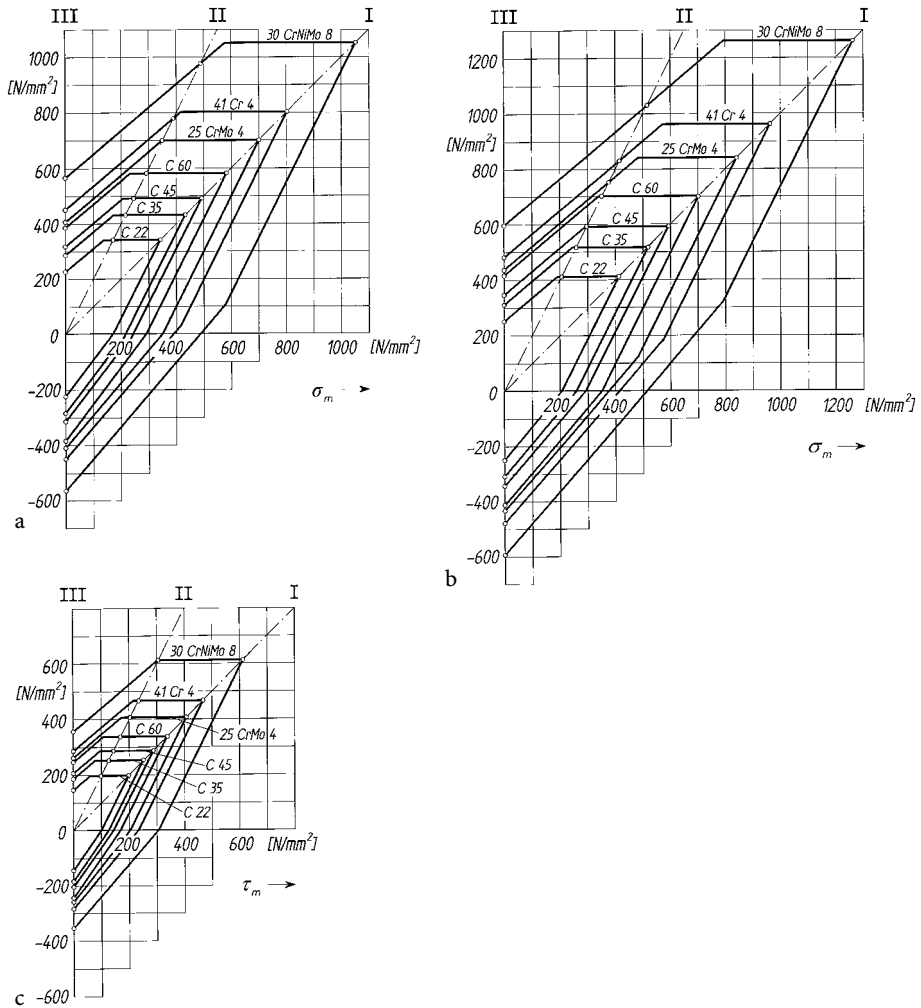


Abb. A1.2. Dauerfestigkeitsschaubilder für Vergütungsstähle nach DIN EN 10083

- a) Zug- und Druckbeanspruchung
- b) Biegebeanspruchung
- c) Torsionsbeanspruchung

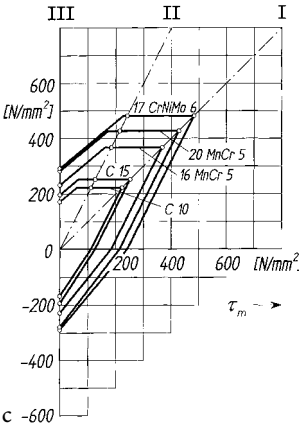
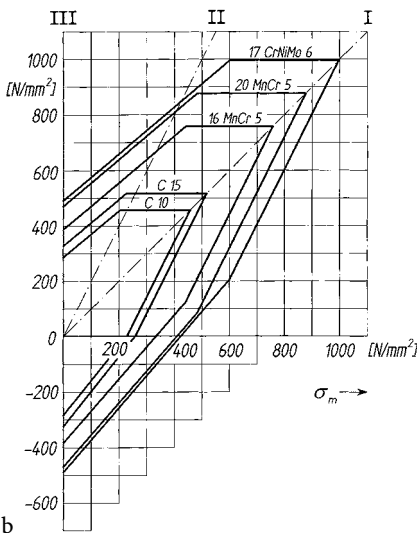
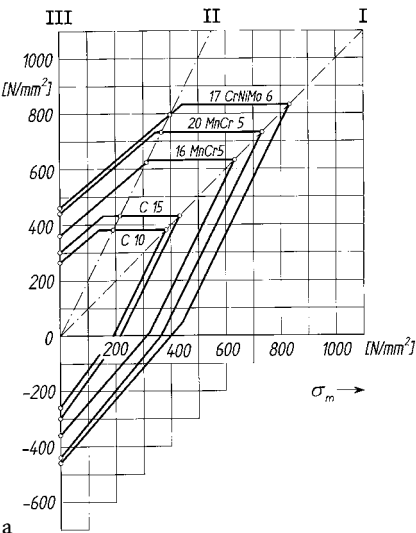


Abb. A1.3. Dauerfestigkeitsschaubilder für Einsatzstähle nach DIN EN 10084
a) Zug- und Druckbeanspruchung
b) Biegebeanspruchung
c) Torsionsbeanspruchung

Anhang 2

A2: Wälzlagerabmessungen

Tabelle A2.1. Rillenkugellager (Auswahl nach SKF)

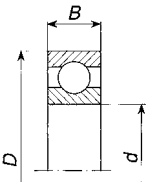
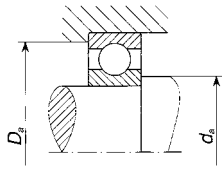
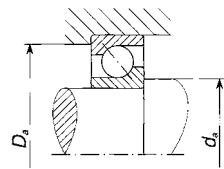
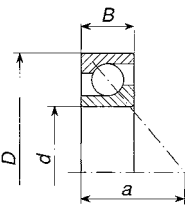
							
Lagerabmessungen			Tragzahlen		Anschlußmaße		Kurzzeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
10	26	8	4,75	1,96	12,0	24,0	6000
10	30	9	5,4	2,36	14,2	25,8	6200
10	35	11	8,52	3,40	14,2	30,8	6300
12	28	8	5,4	2,36	14,0	26,0	6001
12	32	10	7,28	3,10	16,2	27,8	6201
12	37	12	10,1	4,15	17,6	31,4	6301
15	32	9	5,85	2,85	17,0	30,0	6002
15	35	11	8,06	3,75	19,2	30,8	6202
15	42	13	11,9	5,40	20,6	36,4	6302
17	35	10	6,37	3,25	19,0	33,0	6003
17	40	12	9,95	4,75	21,2	35,8	6203
17	47	14	14,3	6,55	22,6	41,4	6303
20	42	12	9,95	5,00	23,2	38,8	6004
20	47	14	13,5	6,55	25,6	41,4	6204
20	52	15	16,8	7,80	27,0	45,0	6304
25	47	12	11,9	6,55	28,2	43,8	6005
25	52	15	14,8	7,80	30,6	46,4	6205
25	62	17	23,4	11,6	32,0	55,0	6305
30	55	13	13,8	8,30	34,6	50,4	6006
30	62	16	20,3	11,2	35,6	56,4	6206
30	72	19	29,6	16,0	37,0	65,0	6306
35	62	14	16,8	10,2	39,6	57,4	6007
35	72	17	27	15,3	42,0	65,0	6207
35	80	21	35,1	19,0	44,0	71,0	6307
40	68	15	17,8	11,6	44,6	63,4	6008
40	80	18	32,5	19,0	47,0	73,0	6208
40	90	23	42,3	24,0	49,0	81,0	6308

Tabelle A2.1 (Fortsetzung)

Lagerabmessungen			Tragzahlen		Anschlußmaße		Kurz- zeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
45	75	16	22,1	14,6	49,6	70,4	6009
45	85	19	35,1	21,6	52,0	78,0	6209
45	100	25	55,3	31,5	54,0	91,0	6309
50	80	16	22,9	16,0	54,6	75,4	6010
50	90	20	37,1	23,2	57,0	83,0	6210
50	110	27	65	38,0	61,0	99,0	6310
55	90	18	29,6	21,2	61,0	84,0	6011
55	100	21	46,2	29,0	64,0	91,0	6211
55	120	29	74,1	45,0	66,0	109,0	6311
60	95	18	30,7	23,2	66,0	89,0	6012
60	110	22	55,3	36,0	69,0	101,0	6212
60	130	31	85,2	52,0	72,0	118,0	6312
65	100	18	31,9	25,0	71,0	94,0	6013
65	120	23	58,5	40,5	74,0	111,0	6213
65	140	33	97,5	60,0	77,0	128,0	6313
70	110	20	39,7	31,0	76,0	104,0	6014
70	125	24	63,7	45,0	79,0	116,0	6214
70	150	35	111	68,0	82,0	138,0	6314

Tabelle A2.2. Schrägkugellager (Auswahl nach SKF)



Lagerabmessungen				Tragzahlen		Anschlußmaße		Kurz- zeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	a [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
10	30	9	13	7,02	3,35	14,2	25,8	7200
12	32	10	14	7,61	3,80	16,2	27,8	7201
12	37	12	16	10,6	5,00	17,6	31,4	7301
15	35	11	16	9,5	5,10	19,2	30,8	7202
15	42	13	19	13,0	6,70	20,6	36,4	7302
17	40	12	18	11,1	5,85	21,2	35,8	7203
17	47	14	20	15,9	8,30	22,6	41,4	7303

Tabelle A2.2 (Fortsetzung)

Lagerabmessungen				Tragzahlen		Anschlußmaße		Kurz- zeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	a [mm]	C [kN]	C_0 kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
20	47	14	21	14,0	8,30	25,6	41,4	7204
20	52	15	23	19,0	10,4	27,0	45,0	7304
25	52	15	24	15,6	10,2	30,6	46,0	7205
25	62	17	27	26,0	15,6	32,0	55,0	7305
30	62	16	27	23,8	15,6	35,6	56,0	7206
30	72	19	31	34,5	21,2	37,0	65,0	7306
35	72	17	31	30,7	20,8	42,0	65,0	7207
35	80	21	35	39,0	24,5	44,0	71,0	7307
35	100	25	41	60,5	38,0	46,0	89,0	7407
40	80	18	34	36,4	26,0	47,0	73,0	7208
40	90	23	39	49,4	33,5	49,0	81,0	7308
40	110	27	45	70,2	45,0	53,0	97,0	7408
45	85	19	37	37,7	28,0	52,0	78,0	7209
45	100	25	43	60,5	41,5	54,0	91,0	7309
45	120	29	48	85,2	55,0	55,0	110	7409
50	90	20	39	39,0	30,5	57,0	83,0	7210
50	110	27	47	74,1	51,0	61,0	99,0	7310
50	130	31	53	95,6	64,0	64,0	116	7410
55	100	21	43	48,8	38,0	64,0	91,0	7211
55	120	29	51	85,2	60,0	66,0	109	7311
55	140	33	58	111,0	76,5	69,0	126	7411
60	110	22	47	57,2	45,5	69,0	101	7212
60	130	31	55	95,6	69,5	72,0	118	7312
60	150	35	62	119,0	86,5	74,0	136	7412
65	120	23	50	66,3	54,0	74,0	111	7213
65	140	33	60	108,0	80,0	77,0	128	7313
70	125	24	53	71,5	60,0	79,0	116	7214
70	150	35	64	119,0	90,0	82,0	138	7314
70	180	42	74	159,0	127,0	84,0	166	7414

Tabelle A2.3a. Zylinderrollenlager (Auswahl nach SKF)

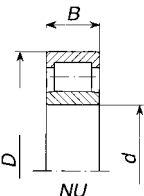
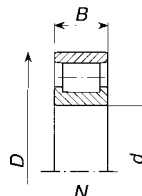
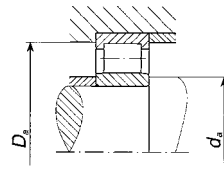
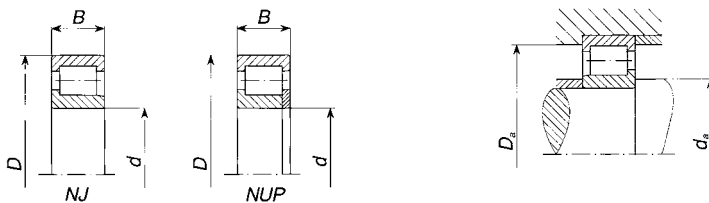
							
Lagerabmessungen			Tragzahlen		Anschlußmaße		Kurzzeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
15	35	11	12,5	10,2	18	30,6	NU 202
17	40	12	17,2	14,3	21	35,6	NU 203, N 203
17	40	16	23,8	21,6	21	35,6	NU 2203
17	47	14	24,6	20,4	23	41,4	NU 303, N 303
20	47	14	25,1	25,2	25	41,4	NU 204, N 204
20	47	18	29,7	27,5	25	41,4	NU 2204
20	52	15	35,5	26,0	27	45	NU 304, N 304
25	52	15	28,6	27,0	30	46,4	NU 205, N 205
25	52	18	34,1	34,0	30	46,4	NU 2205
25	62	17	46,5	36,5	32	55	NU 305, N 305
30	62	16	44	36,5	36	56,4	NU 206, N 206
30	62	20	55	49,0	36	57	NU 2206
30	72	19	58,5	48,0	39	65	NU 306, N 306
35	72	17	56	48,0	42	65	NU 207, N 207
35	72	23	69,5	63,0	42	65	NU 2207
35	80	21	75	63,0	44	71	NU 307, N 307
40	80	18	62	53,0	48	73	NU 208, N 208
40	80	23	81,5	75,0	48	73	NU 2208, N 2208
40	90	23	93	78,0	50	81	NU 308, N 308
40	90	33	129	120	50	81	NU 2308
45	85	19	69,5	64,0	53	78	NU 209, N 209
45	85	23	85	81,5	53	78	NU 2209, N 2209
45	100	25	112	100	56	91	NU 309, N 309
45	100	36	160	153	56	91	NU 2309
50	90	20	73,5	69,5	57	83	NU 210, N 210
50	90	23	90	88,0	57	83	NU 2210
50	110	27	127	112	63	99	NU 310, N 310
50	110	40	186	186	63	99	NU 2310
55	100	21	96,5	95	64	91	NU 211, N 211
55	100	25	114	118	64	91	NU 2211
55	120	29	156	143	68	109	NU 311, N 311
55	120	43	232	232	68	109	NU 2311
60	110	22	108	102	70	101	NU 212, N 212
60	110	28	146	153	70	101	NU 2212
60	130	31	173	160	74	118	NU 312, N 312
60	130	46	260	265	74	118	NU 2312

Tabelle A2.3a (Fortsetzung)

Lagerabmessungen			Tragzahlen		Anschlußmaße		Kurzzeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
65	120	23	122	118	76	111	NU 213, N 213
65	120	31	170	180	76	111	NU 2213
65	140	33	212	196	80	128	NU 313, N 313
65	140	48	285	290	80	128	NU 2313
70	125	24	137	137	81	116	NU 214, N 214
70	125	31	180	193	81	116	NU 2214
70	150	35	236	228	86	138	NU 314, N 314
70	150	51	315	325	86	138	NU 2314

Da von diesen Lagern keine Axialkräfte aufgenommen werden können, gilt für alle Bauformen $Y = 0$.

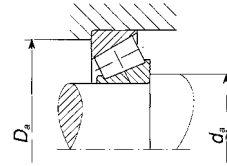
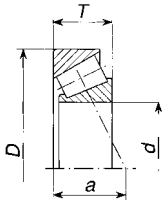
Tabelle A2.3b. Zylinderrollenlager (Auswahl nach SKF)

Lagerabmessungen			Tragzahlen		Faktoren		Anschlußmaße		Kurzzeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	e [-]	Y [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
15	35	11	12,5	10,2	0,2	0,6	18	30,6	NJ 202
17	40	12	17,2	14,3	0,2	0,6	21	35,6	NJ 203, NUP 203
17	40	16	23,8	21,6	0,3	0,4	21	35,6	NJ 2203, NUP 2203
17	47	14	24,6	20,4	0,2	0,6	23	41,4	NJ 303
20	47	14	25,1	25,2	0,2	0,6	25	41,4	NJ 204, NUP 204
20	47	18	29,7	27,5	0,3	0,4	25	41,1	NJ 2204, NUP 2204
20	52	15	35,5	26,0	0,2	0,6	27	45	NJ 304, NUP 304
25	52	15	28,6	27,0	0,2	0,6	30	46,4	NJ 205, NUP 205
25	52	18	34,1	34,0	0,3	0,4	30	46,4	NJ 2205, NUP 2205
25	62	17	46,5	36,5	0,2	0,6	32	55	NJ 305, NUP 305
30	62	16	44	36,5	0,2	0,6	36	56,4	NJ 206, NUP 206
30	62	20	55	49,0	0,3	0,4	36	57	NJ 2206, NUP 2206
30	72	19	58,5	48,0	0,2	0,6	39	65	NJ 306, NUP 306
35	72	17	56	48,0	0,2	0,6	42	65	NJ 207, NUP 207
35	72	23	69,5	63,0	0,3	0,4	42	65	NJ 2207, NUP 2207
35	80	21	75	63,0	0,2	0,6	44	71	NJ 307, NUP 307

Tabelle A2.3b (Fortsetzung)

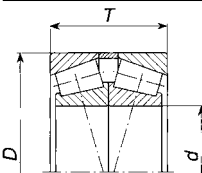
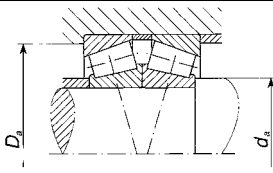
Lagerabmessungen			Tragzahlen		Faktoren		Anschlußmaße		Kurzzeichen
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	e [-]	Y [kN]	d_a [mm]	D_a [mm]	
40	80	18	62	53,0	0,2	0,6	48	73	NJ 208, NUP 208
40	80	23	81,5	75,0	0,3	0,4	48	73	NJ 2208, NUP 2208
40	90	23	93	78,0	0,2	0,6	50	81	NJ 308, NUP 308
40	90	33	129	120	0,3	0,4	50	81	NJ 2308, NUP 2308
45	85	19	69,5	64,0	0,2	0,6	53	78	NJ 209, NUP 209
45	85	23	85	81,5	0,3	0,4	53	78	NJ 2209, NUP 2209
45	100	25	112	100	0,2	0,6	56	91	NJ 309, NUP 309
45	100	36	160	153	0,3	0,4	56	91	NJ 2309, NUP 2309
50	90	20	73,5	69,5	0,2	0,6	57	83	NJ 210, NUP 210
50	90	23	90	88,0	0,3	0,4	57	83	NJ 2210, NUP 2210
50	110	27	127	112	0,2	0,6	63	99	NJ 310, NUP 310
50	110	40	186	186	0,3	0,4	63	99	NJ 2310, NUP 2310
55	100	21	96,5	95	0,2	0,6	64	91	NJ 211, NUP 211
55	100	25	114	118	0,3	0,4	68	91	NJ 2211, NUP 2211
55	120	29	156	143	0,2	0,6	68	109	NJ 311, NUP 311
55	120	43	232	232	0,3	0,4	68	109	NJ 2311, NUP 2311
60	110	22	108	102	0,2	0,6	70	101	NJ 212, NUP 212
60	110	28	146	153	0,3	0,4	70	101	NJ 2212, NUP 2212
60	130	31	173	160	0,2	0,6	74	118	NJ 312, NUP 312
60	130	46	260	265	0,3	0,4	74	118	NJ 2312, NUP 2312
65	120	23	122	118	0,2	0,6	76	111	NJ 213, NUP 213
65	120	31	170	180	0,3	0,4	76	111	NJ 2213, NUP 2213
65	140	33	212	196	0,2	0,6	80	128	NJ 313, NUP 313
65	140	48	285	290	0,3	0,4	80	128	NJ 2313, NUP 2313
70	125	24	137	137	0,2	0,6	81	116	NJ 214, NUP 214
70	125	31	180	193	0,3	0,4	81	116	NJ 2214, NUP 2214
70	150	35	236	228	0,2	0,6	86	138	NJ 314, NUP 314
70	150	51	315	325	0,3	0,4	86	138	NJ 2314, NUP 2314

Tabelle A2.4. Kegelrollenlager (Auswahl nach SKF)



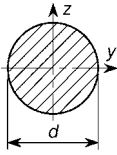
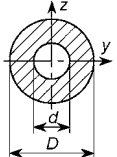
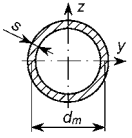
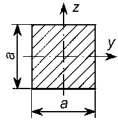
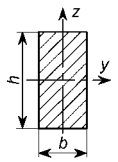
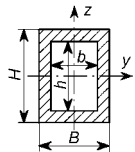
Lagerabmessungen				Tragzahlen		Faktoren			Anschluß- maße		Kurz- zeichen
d [mm]	D [mm]	T [mm]	a [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	e [-]	Y [-]	Y_0 [-]	d_a [mm]	D_a [mm]	
15	35	11,75	8	15,1	14,6	0,35	1,7	0,9	20	30	30202
15	42	14,25	9	22,4	20,0	0,28	2,1	1,1	21	36	30302
17	40	13,25	10	19,0	18,6	0,35	1,7	0,9	23	34	30203
17	47	15,25	10	28,1	25,0	0,28	2,1	1,1	23	41	30303
17	47	20,25	12	34,7	33,5	0,28	2,1	1,1	23	41	32303
20	47	15,25	11	27,5	28,0	0,35	1,7	0,9	26	41	30204
20	52	16,25	11	34,1	32,5	0,3	2,0	1,1	27	45	30304
20	52	22,25	14	44,0	45,5	0,3	2,0	1,1	27	45	32304
25	52	16,25	12	30,8	33,5	0,37	1,6	0,9	31	46	30205
25	62	18,25	13	44,6	43,0	0,3	2,0	1,1	32	55	30305
25	62	25,25	14	60,5	63,0	0,3	2,0	1,1	32	55	32305
30	62	17,25	14	40,2	44,0	0,37	1,6	0,9	36	56	30206
30	72	20,75	15	56,1	56,0	0,31	1,9	1,1	37	65	30306
30	72	28,75	18	76,5	85,0	0,31	1,9	1,1	37	65	32306
35	72	18,25	15	51,2	56,0	0,37	1,6	0,9	42	65	30207
35	80	22,75	16	72,1	73,5	0,31	1,9	1,1	44	71	30307
35	80	32,75	20	95,2	106	0,31	1,9	1,1	44	71	32307
40	80	19,75	16	61,6	68,0	0,37	1,6	0,9	47	73	30208
40	90	25,25	19	85,8	95,0	0,35	1,7	0,9	49	81	30308
40	90	35,25	23	117	140	0,35	1,7	0,9	49	81	32308
45	85	20,75	18	66,0	76,5	0,4	1,5	0,8	52	78	30209
45	100	27,25	21	108	120	0,35	1,7	0,9	54	91	30309
45	100	38,25	25	140	170	0,35	1,7	0,9	54	91	32309
50	90	21,75	19	76,5	91,5	0,43	1,4	0,8	57	83	30210
50	110	29,25	23	143	140	0,35	1,7	0,9	60	100	30310
50	110	42,25	27	172	212	0,35	1,7	0,9	60	100	32310
55	100	22,75	20	104	106	0,4	1,5	0,8	64	91	30211
55	120	31,5	24	166	163	0,35	1,7	0,9	65	110	30311
55	120	45,5	29	198	250	0,35	1,7	0,9	65	110	32311
60	110	23,75	22	112	114	0,4	1,5	0,8	68	101	30212
60	130	33,5	26	168	196	0,35	1,7	0,9	72	118	30312
60	130	48,5	31	229	290	0,35	1,7	0,9	72	118	32312
65	120	24,75	23	132	134	0,4	1,5	0,8	74	111	30213
65	140	36,0	28	194	228	0,35	1,7	0,9	77	128	30313
65	140	51,0	33	264	335	0,35	1,7	0,9	77	128	32313
70	125	26,25	25	125	156	0,43	1,4	0,8	79	115	30214
70	150	38,0	29	220	260	0,35	1,7	0,9	82	138	30314
70	150	54,0	36	297	380	0,35	1,7	0,9	82	138	32314

Tabelle A2.5. Kegelrollenlager, zusammengepaßt in X-Anordnung (Auswahl nach SKF)

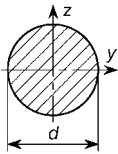
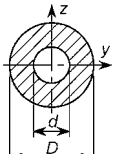
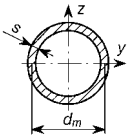
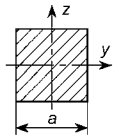
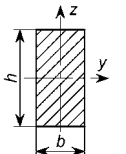
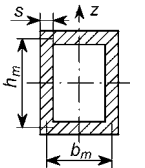
											
Lagerabmessungen			Tragzahlen		Faktoren				Anschluß- maße		Kurz- zeichen
d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	e [-]	Y_1 [-]	Y_2 [-]	Y_0 [-]	d_a [mm]	D_a [mm]	
25	62	36,5	64,4	80,0	0,83	0,81	1,2	0,8	34	51	31305
30	62	34,5	69,3	88,0	0,37	1,8	2,7	1,8	38	54	30206
30	72	41,5	80,9	100	0,83	0,81	1,2	0,8	40	60	31306
35	80	45,5	105	134	0,83	0,81	1,2	0,8	45	66	31307
40	90	50,5	146	163	0,83	0,81	1,2	0,8	53	79	31308
45	100	54,5	180	204	0,83	0,81	1,2	0,8	57	85	31309
50	90	49,5	130	183	0,43	1,6	2,3	1,6	58	80	32210
50	110	58,5	208	240	0,83	0,81	1,2	0,8	62	93	31310
55	90	54	180	270	0,31	2,2	3,3	2,2	63	82	33011
55	120	63	209	275	0,83	0,81	1,2	0,8	68	102	31311
60	130	67	246	335	0,83	0,81	1,2	0,8	74	110	31312
65	120	49,5	228	270	0,4	1,7	2,5	1,6	78	108	30213
65	140	72	281	380	0,83	0,81	1,2	0,8	80	119	31313
70	150	76	319	440	0,83	0,81	1,2	0,8	85	128	31314
75	130	54,5	238	355	0,43	1,6	2,3	1,6	86	118	30215
75	130	66,5	275	425	0,43	1,6	2,3	1,6	85	117	32215
75	160	80	358	490	0,83	0,81	1,2	0,8	91	137	31315
80	140	70,5	319	490	0,43	1,6	2,3	1,6	91	126	32216
80	170	85	380	530	0,83	0,81	1,2	0,8	97	146	31316
85	130	58	238	450	0,44	1,5	2,3	1,6	94	120	32017
85	150	61	303	440	0,43	1,6	2,3	1,6	97	136	30217
85	150	77	369	570	0,43	1,6	2,3	1,6	97	135	32217
85	180	89	413	570	0,83	0,81	1,2	0,8	103	154	31317
90	140	64	292	540	0,43	1,6	2,3	1,6	100	128	32018
90	160	65	336	490	0,43	1,6	2,3	1,6	104	145	30218
90	160	85	429	680	0,43	1,6	2,3	1,6	102	143	32218
90	190	93	457	630	0,83	0,81	1,2	0,8	109	163	31318

Anhang 3

A3-1: Flächenmomente 2. Ordnung und Widerstandsmomente für Biegung

Querschnitt	Biegung	
	$I_y = I_z = \frac{\pi}{64} d^4$	$W_y = W_z = \frac{\pi}{32} d^3$
	$I_y = I_z = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$W_y = W_z = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$
	$I_y = I_z = \frac{\pi d_m^3 s}{8}$	$W_y = W_z = \frac{\pi d_m^2 s}{4}$
	$I_y = I_z = \frac{a^4}{12}$	$W_y = W_z = \frac{a^3}{6}$
	$I_y = \frac{b h^3}{12}$ $I_z = \frac{h b^3}{12}$	$W_y = \frac{b h^2}{6}$ $W_z = \frac{h b^2}{6}$
	$I_y = \frac{B H^3 - b h^3}{12}$ $I_z = \frac{H B^3 - h b^3}{12}$	$W_y = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H}$ $W_z = \frac{H B^3 - h b^3}{6 B}$

A3-2: Flächenmomente 2. Ordnung und Widerstandsmomente für Torsion

Querschnitt	Biegung	
	$I_p = \frac{\pi}{32} d^4$	$W_p = \frac{\pi}{16} d^3$
	$I_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$	$W_p = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$
	$I_p = \frac{\pi}{4} d_m^3 s$	$W_p = \frac{\pi}{2} d_m^2 s$
	$I_t = 0,141 a^4$	$W_t = 0,208 a^3$
	$I_t = c_1 h b^3$	$W_t = c_2 h b^2$
	$I_t = \frac{4(b_m h_m)^2}{2 \left(\frac{b_m}{s} + \frac{h_m}{s} \right)}$	$W_t = 2 b_m h_m s$

h/b	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
c_1	0,141	0,196	0,229	0,263	0,281	0,298	0,307	0,312	0,333
c_2	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,312	0,333

Anhang 4

A4: SI-Einheiten

Tabelle A4.1. Einheiten

Größe	Formelzeichen	SI-Einheiten		
		Bezeichnung	Einheit	Umrechnung
Länge (Weg)	l (s)	Meter	m	1 m = 10 ³ mm
Fläche	A	Quadratmeter	m ²	1 m ² = 10 ⁶ mm ²
Volumen	V	Kubikmeter	m ³	1 m ³ = 10 ⁹ mm ³
		Liter	l	1 l = 1 dm ³ = 10 ⁻³ m ³
Winkel	α	Grad	°	1° = 60' = 360''
	$\hat{\alpha}$	Bogenmaß	^	$\hat{\alpha} = \alpha^\circ \pi / 180^\circ$
Zeit	t	Sekunde	s	1 min = 60 s, 1 h = 60 min
Geschwindigkeit	v	–	m/s	
Beschleunigung	a	–	m/s ²	
Drehzahl	n	–	min ⁻¹	
Winkelgeschwindigkeit	ω	–	s ⁻¹	$\omega = 2\pi n$
Frequenz	f	Hertz	Hz	1 Hz = 1/s
Kreisfrequenz	ω	Hertz	Hz	1 Hz = 1/s
Masse	m	Kilogramm	kg	1 kg = 10 ⁻³ Ns ² /mm
Dichte	ρ	–	kg/m ³	1 kg/m ³ = 10 ⁻³ kg/dm ³
				1 kg/dm ³ = 10 ⁻⁹ Ns ² /mm ⁴
				1 N = 1 kgm/s ²
Kraft	F	Newton	N	1 J = 1 Nm = 1 Ws
Energie, Arbeit	W	Joule	J	1 W = 1 J/s = 1 Nm/s
Leistung	P	Watt	W	
Druck	p	Pascal	Pa	1 Pa = 1 N/m ² = 10 ⁻⁵ bar
Spannung	σ, τ	Megapascal	MPa	1 MPa = 1 N/mm ²
Trägheitsmoment	Θ	–	kg m ²	1 kgm ² = 1 Nm s ²
Temperatur	T	Kelvin	K	1 K = 1 °C
	t	Grad Celsius	°C	$t = T - 273,15 \text{ K}$
Wärmeausdehnungskoeffizient	α	–	10 ⁻⁶ /K	
Wärmeübergangszahl	α	–	W/(m ² K)	1 W/(m ² K) = 1 Nm/(m ² K)
Viskosität,				
– dynamische	η	Pascalsekunde	Pa s	1 Pa s = 1 Ns/m ²
– kinematische	ν	–	m ² /s	$\nu = \eta/\rho$
Spez. Wärmekapazität	c	–	J/(kg K)	1 J/(kg K) = 1 Nm/(kg K)

Anhang 5

A5: Griechisches Alphabet

Majuskel (groß)	Minuskel (klein)	Name
A	α	Alpha (a)
B	β	Beta (b)
Γ	γ	Gamma (g)
Δ	δ	Delta (d)
E	ϵ	Epsilon (e)
Z	ζ	Zeta (z)
H	η	Eta (e)
Θ	ϑ	Theta (th)
I	ι	Iota (i)
K	κ	Kappa (k)
Λ	λ	Lambda (l)
M	μ	My oder Mü (m)
N	ν	Ny oder Nü (n)
Ξ	ξ	Xi (x)
O	$\omicron$	Omikron (o)
Π	π	Pi (p)
P	ρ	Rho (r)
Σ	σ	Sigma (s)
T	τ	Tau (t)
Y	υ	Ypsilon (ü)
Φ	ϕ	Phi (f)
X	χ	Chi (ch)
Ψ	ψ	Psi (ps)
Ω	ω	Omega (o)

Literaturverzeichnis

Zu Kapitel 1 (Grundlagen)

1. Andreasen, M.; Kähler, S.; Lund, T.: Montagegerechtes Konstruieren. Berlin: Springer 1985
2. Bach, C.: Die Maschinenelemente, ihre Berechnung und Konstruktion. Stuttgart 1901
3. Breiing, A.; Flemming, M.: Theorie und Methoden des Konstruierens. Berlin: Springer 1993
4. Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit. Düsseldorf: Stahleisen-Verlag 1992
5. Dietmann, H.: Einführung in die Elastizitäts- und Festigkeitslehre. Stuttgart: Kroner-Verlag 1992
6. DIN-Taschenbuch 2: Technisches Zeichnen. Berlin: Beuth-Verlag
7. Dubbel, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage; Berlin Springer 2008
8. Erlenspiel, K.: Kostengünstig Konstruieren. Berlin: Springer 2007
9. FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile; 4. Auflage. VDMA 2002
10. Geupel, H.: Konstruktionslehre – Methodisches Konstruieren für das praxisnahe Studium. Berlin: Springer 2001
11. Haibach, E.: Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Berlin: Springer 2006
12. Hansen, F.: Konstruktionssystematik. Berlin: VEB-Verlag 1968
13. Hintzen, H.; Laufenberg, H.; Kurz, U.: Konstruieren, Gestalten, Entwerfen. 2. Auflage. Braunschweig: Vieweg 2002
14. Hoischen, H.: Technisches Zeichnen. 31. Auflage. Düsseldorf: Cornelsen-Geradet 2007
15. Holzmann, G.; Meyer, H.; Schumpich, G.: Technische Mechanik. Stuttgart: Teubner-Verlag. Bd. 1: Statik, 9. Auflage; Bd. 2: Kinematik und Kinetik, 8. Auflage; Bd. 3: Festigkeitslehre, 9. Auflage 2006
16. Hubka, V.; Eder, W.E.: Einführung in die Konstruktionswissenschaft. Berlin: Springer 1992
17. Hütte: Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. 33. Auflage. Berlin: Springer 2008
18. Issler, L.; Ruoff, H.; Häfele, P.: Festigkeitslehre – Grundlagen. Berlin: Springer 2006
19. Jorden, W.: Form- und Lagetoleranzen. München: Hanser 2008
20. Kesselring, F.: Technische Kompensationslehre. Berlin: Springer 1954
21. Klein, M.: Einführung in die DIN-Normen. 14. Auflage. Stuttgart: Teubner 2008
22. Koller, R.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau. Berlin: Springer 1998
23. Mooren, A. L. v. d.: Instandhaltungsgerechtes Konstruieren und Projektieren. Berlin: Springer 1991
24. Neuber, H.: Kerbspannungslehre. Berlin: Springer 2001
25. Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre. 7. Auflage. Berlin: Springer 2007
26. Rodenacker, W. G.: Methodisches Konstruieren. 4. Auflage. Berlin: Springer 1991
27. Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Bd. 1: Konstruktionslehre, 3. Auflage, Bd. 2: Kataloge. 3. Auflage. Berlin: Springer 2001
28. Schließer, K.; Schlindwein, K.; Steinhilper, W.: Konstruieren und Gestalten. Würzburg: Vogel-Verlag 1989
29. Schlottmann, D.; Schnegas, H.: Auslegung von Konstruktionselementen. 2. Auflage. Berlin: Springer 2002
30. Seeger, H.: Design technischer Produkte, Programme und Systeme. Berlin: Springer 1992

31. Steinhilper, W.; Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente, Bd. 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung. 5. Auflage. Berlin: Springer 2000
32. Szyminski, S.: Toleranzen und Passungen. Braunschweig: Vieweg 1993
33. VDI-Richtlinie 2211: Datenverarbeitung in der Konstruktion. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999
34. VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993
35. VDI-Richtlinie 2222: Konstruktionsmethodik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997
36. VDI-Richtlinie 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999
37. VDI-Richtlinie 2243: Recyclingorientierte Produktentwicklung. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002
38. Wächter, K: Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: VEB-Verlag 1987
39. Weinberger, H.v.; Abou-Aly, W.: Handbuch Technischer Oberflächen. Braunschweig: Vieweg 1989
40. Zammert, W.U.: Bertielsfestigkeitsberechnung. Braunschweig: Vieweg 1985

Zu Kapitel 2 (Verbindungselemente):

1. Almen, J.O.; Laszlo, A.: The Uniform-Section Disc Spring. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers 58 (1936)
2. Bauer, C.O.: Handbuch der Verbindungstechnik. München: Hanser 1990
3. Beckert, M.; Neumann, A.: Grundlagen der Schweißtechnik – Anwendungsbeispiele. Berlin: Verlag Technik 1991
4. Bossard, H.: Handbuch der Verschraubungstechnik. Grafenau: Expert-Verlag 1982
5. Brockmann, W.: Grundlagen und Stand der Metallklebetechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1971
6. DIN-Taschenbuch 8: Schweißzusätze, Fertigung, Güte und Prüfung. Berlin: Beuth-Verlag
7. DIN-Taschenbuch 10: Mechanische Verbindungselemente – Schrauben. Berlin: Beuth-Verlag
8. DIN-Taschenbuch 29: Federn. Berlin: Beuth-Verlag
9. DIN-Taschenbuch 44: Krane und Hebezeuge. Berlin: Beuth-Verlag
10. DIN-Taschenbuch 45: Gewindenormen. Berlin: Beuth-Verlag
11. DIN-Taschenbuch 69: Stahlhochbau. Berlin: Beuth-Verlag
12. DIN-Taschenbuch 140: Mechanische Verbindungselemente – Muttern, Zubehörteile für Schraubenverbindungen. Berlin: Beuth-Verlag
13. DIN-Taschenbuch 144: Stahlbau: Ingenieurbau. Berlin: Beuth-Verlag
14. DIN-Taschenbuch 145: Schweißverbindungen. Berlin: Beuth-Verlag
15. DIN-Taschenbuch 196: Schweißtechnik 5: Löten. Berlin: Beuth-Verlag
16. Der LOCTIDE: Schraubensichern, Dichten, Kleben, Vergießen, Dosieren. Loctide Deutschland GmbH. München 1993/1994
17. DV 804: Vorschriften für Eisenbahnbrücken und sonstige Ingenieurbauwerke. Deutsche Bundesbahn. München 1983
18. DV 952 01: Schweißen metallischer Werkstoffe an Schienenfahrzeugen und maschinen-technischen Anlagen. Deutsche Bundesbahn. Minden 1991
19. Dubbel, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage. Berlin: Springer 2008
20. Fischer, F.; Vondracek, H.: Warm geformte Federn. Hoesch Hohenlimburg AG, 1987
21. Göbel, E.F.: Gummifedern – Berechnung und Gestaltung. Berlin: Springer 1969
22. Habenicht, G.: Kleben – Grundlagen, Technologien, Anwendung. 4. Auflage. Berlin: Springer 2006
23. Kirst, T.: Metallkleben. Würzburg: Vogel-Verlag 1970
24. Kollmann, F.G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Berlin: Springer 1984
25. Kübler, K.H.; Mages, W.J.: Handbuch der hochfesten Schrauben. Essen: Girardet 1986
26. Mewes, W.: Kleine Schweißkunde für Maschinenbauer. Düsseldorf: VDI-Verlag 1978
27. Neumann, A.: Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure. 6. Auflage. Düsseldorf: Deutscher Verlag für Schweißtechnik (DVS) 1990

28. Niemann, G.: Maschinenelemente, Bd. 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. 4. Auflage. Berlin: Springer 2005
29. Petrunin, J.E.: Handbuch Löttechnik. Berlin: VEB-Verlag 1988
30. Rieberer, A.: Schweißgerechtes Konstruieren im Maschinenbau. Düsseldorf: DVS 1989
31. Roloff, H.; Matek, W.: Maschinenelemente. 18. Auflage. Braunschweig: Vieweg 2007
32. Ruge, J.: Handbuch der Schweißtechnik. Berlin: Springer-Verlag. Bd. 1: Werkstoffe, 3. Auflage 1991; Bd. 2: Verfahren und Fertigung, 3. Auflage 1993; Bd. 3: Konstruktive Gestaltung der Bauteile, 2. Auflage 1985; Bd. 4: Berechnung der Verbindungen, 2. Auflage 1988
33. Sahmel, P.; Veit, H.J.: Grundlagen der Gestaltung geschweißter Stahlkonstruktionen. Düsseldorf: DVS 1989
34. Schuler, V.: Schweißtechnisches Konstruieren und Fertigen. Braunschweig: Vieweg 1992
35. Steinhilper, W.; Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente, Bd. 2: Verbindungselemente. 4. Auflage. Berlin: Springer 2000
36. Strauß, R.: Das Löten für den Praktiker. München: Franzis 1984
37. Wiegand, H.; Kloos, K.H.; Thomala, W.: Schraubenverbindungen. 4. Auflage. Berlin: Springer 1988
38. VDI-Berichte Nr. 258: Praxis des Metallklebens. Düsseldorf: VDI-Verlag 1976
39. VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003

Zu Kapitel 3 (Dichtungen):

1. Mayer, E.: Axiale Gleitringdichtungen. 7. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982
2. Müller, H.K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. Waiblingen: Medienverlag 1991
3. Schmitt, E.: Handbuch der Dichtungstechnik. Grafenau/Württemberg: Expert-Verlag 1981
4. Thier, B.; Faragallah, W.H.: Handbuch Dichtungen. Sulzbach i. Ts.: Verlag und Bildarchiv W.H.Faragallah 1990
5. Tietze, W.: Handbuch Dichtungstechnik. 2. Auflage. Essen: Vulkan-Verlag 2007
6. Trutnovsky, K.: Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen. 2. Auflage. Berlin: Springer 1975
7. Trutnovsky, K.: Berührungsfreie Dichtungen. 4. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1981

Zu Kapitel 4.2 (Wellen):

1. Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Berlin: Springer 2006
2. Dubbel, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage. Berlin: Springer 2008
3. Fronius, S.: Antriebselemente. Berlin: VEB-Verlag 1982
4. Holzmann, G.; Meyer, H.; Schumpich, G.: Technische Mechanik. Bd. 1: Statik; Bd. 3: Festigkeitslehre. Stuttgart: Teubner 2002
5. Holzweißig, F.; Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. 3. Auflage. Leipzig: VEB-Verlag 1992
6. Hütte: Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. 33. Auflage. Berlin: Springer 2008
7. Krämer, E.: Maschinendynamik. Berlin: Springer 1984
8. Schmidt, F.: Berechnung und Gestaltung von Wellen. Berlin: Springer 1967
9. Steinhilper, W.; Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente, Bd. 3. Berlin: Springer 1996
10. Wächter, K.: Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: VEB-Verlag 1987

Zu Kapitel 4.3 (Lager):

1. Bartz, W. J.: Praxislexikon Tribologie Plus. Grafenau/Württemberg: Expert-Verlag 2000
2. Dahlke, H.: Handbuch der Wälzlager-technik. Hamburg: Deutsche Koyo Wälzlager-Verkaufsgesellschaft 1994

3. DIN-Taschenbuch 24: Wälzlager. Berlin: Beuth-Verlag
4. DIN-Taschenbuch 126: Gleitlager. Berlin: Beuth-Verlag
5. Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagerpraxis. 3. Auflage. München: Oldenbourg 1998
6. Falz, E.: Grundzüge der Schmiertechnik. Berlin: Springer 1926
7. Gümbel, L.: Das Problem der Lagerreibung. Mbl. Berlin. Bez. Ver. dtsch. Ing. 5 (1914)
8. Gümbel, L.: Der Einfluß der Schmierung auf die Konstruktion. Jb. Schiffsbautechn. Ges. 18 (1917)
9. Hampp, W.: Wälzlagerungen. Berlin: Springer 1971
10. Ioanides, E.; Beswick, J.M.: Moderne Wälzlagertechnik. Würzburg: Vogel-Verlag 1991
11. Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper (Gesammelte Werke Bd. 1), Leipzig 1895
12. Klemmenic, A.: Bemessung und Gestaltung von Gleitlagern. VDI-Z 87 (1943)
13. Lang, O.R. Steinhilper, W.: Gleitlager. Berlin: Springer 1978
14. Leyer, A.: Maschinenkonstruktionslehre, H6 (Spezielle Gestaltungslehre), Teil 4. Stuttgart: Birkhäuser 1971
15. Leyer, A.: Theorie des Gleitlagers bei Vollschrnierung (Blaue TR-Reihe, H46). Bern: Hallwag-Verlag 1967
16. Lundberg, G.: Die dynamische Tragfähigkeit der Wälzlager. Forsch. Ing.-Wesen 18 (1952)
17. Mitchel, A.G.M.: The Lubrication of Plane Surfaces. Z. Math. Phys. 52 (1905)
18. Niemann, G.: Maschinenelemente, Bd. 1. Berlin: Springer 2005
19. Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik. Stuttgart: Francksche Verlagsbuchhandlung 1964
20. Peeken, H.: Hydrostatische Querlager. Z. Konstruktion 16 (1964)
21. Peeken, H.: Tragfähigkeit und Steifigkeit von Radiallagern mit fremderzeugtem Tragdruck (Hydrostatische Radiallager). Z. Konstruktion 18 (1966)
22. Reynolds, O.: Über die Theorie der Schmierung und ihre Anwendung. Phil. Trans. Roy. Soc. 177 (1886). Deutsch. Ostwald's Klassiker Nr. 218
23. Sassenfeld, H.; Walther, R.: Gleitlagerberechnungen. VDI-Forschungsheft 441. Düsseldorf: VDI-Verlag 1954
24. Sommerfeld, A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Z. Math. Phys. 50 (1904)
25. Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. VDI-Z 46 (1902)
26. VDI-Richtlinie 2202: Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen für Gleit- und Wälzlager. Düsseldorf: VDI-Verlag 1970
27. VDI-Richtlinie 2204: Auslegung von Gleitlagerungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992
28. VDI-Richtlinie 2541: Gleitlager aus thermoplastischen Kunststoffen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1975
29. VDI-Richtlinie 2543: Verbundlager mit Kunststoff-Laufschicht. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977
30. Vogelpohl, G.: Betriebssichere Gleitlager. 2. Auflage. Berlin: Springer 1967
31. Weck, M.: Werkzeugmaschinen. Bd. 2: Konstruktion und Berechnung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990

Zu Kapitel 4.4 (Kupplungen):

1. Dittrich, O.; Schumann, R.: Anwendungen der Antriebstechnik, Bd. 2: Kupplungen. Mainz: Krausskopf 1974
2. Peeken, H.; Troeder, C.: Elastische Kupplungen. Berlin: Springer 1986
3. Pelczewski, W.: Elektromagnetische Kupplungen. Braunschweig: Vieweg 1971
4. Schmelz, F.; Graf v. Seher-Thoss, H.; Auctor, E.: Gelenke und Gelenkwellen. Berlin: Springer 1988
5. Seher-Thoss, H.-C.; Schmelz, F.; Auctor, E.: Gelenke und Gelenkwellen. 2. Auflage. Berlin: Springer 2002

6. Stölzle, K.; Hart, S.: Freilaufkupplungen. Berlin: Springer 1961
7. Stübner, K.; Rüggen, W.: Kupplungen – Einsatz und Berechnung. München: Hanser 1980
8. Winkelmann, S.; Hartmuth, H.: Schaltbare Reibkupplungen. Berlin: Springer 1985
9. VDI-Richtlinie 2240: Wellenkupplungen – Systematische Einteilung. Düsseldorf: VDI Verlag 1971
10. VDI-Richtlinie 2241: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984
11. VDI-Richtlinie 2722: Gelenkwellen und Gelenkwellenstränge mit Kreuzgelenken. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001

Zu Kapitel 5 (Führungen):

1. Rinker, U.: Werkzeugmaschinenführungen - Ziele künftiger Entwicklungen. VDI-Z 130 (1988)
2. Ruß, A.G.: Linearlager und Linearführungssysteme. Ehningen b. Böblingen: Expert-Verlag 1992
3. Weck, M; Rinker, U.: Einsatz von Geradführungen an Werkzeugmaschinen. Ind. Anz. 79 (1981)
4. Weck, M; Rinker, U.: Reibungsverhalten von Gleitführungen – Einfluß der Oberflächenbearbeitung. Ind. Anz. 29 (1986)
5. Weck, M: Werkzeugmaschinen. Bd. 2: Konstruktion und Berechnung. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006

Zu Kapitel 6 (Getriebe):

1. Bausch, T.: Zahnradfertigung. Grafenau/Württemberg: Expert-Verlag 1986
2. DIN-Taschenbuch 106: Verzahnungsterminologie. Berlin: Beuth-Verlag 1996
3. DIN-Taschenbuch 123: Zahnradfertigung. Berlin: Beuth-Verlag 1994
4. DIN-Taschenbuch 173: Zahnradkonstruktion. Berlin: Beuth-Verlag 1992
5. Dittrich, O; Schumann, R.: Anwendungen der Antriebstechnik, Bd. 3: Getriebe. Mainz: Krausskopf-Verlag 1974
6. Dubbel, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage. Berlin: Springer 2008
7. Funk, W.: Zugmittelgetriebe. Berlin: Springer 1995
8. Keck, K.F.: Die Zahnradpraxis. München: Oldenbourg 1958
9. Krause, W.: Zahnriemengetriebe. Heidelberg: Hüthig-Verlag 1988
10. Küçükay, F.: Dynamik der Zahnradgetriebe. Berlin: Springer 1987
11. Linke, H.: Stirnradverzahnung. Berechnung – Werkstoffe – Fertigung. München: Hanser-Verlag 1996
12. Lohmann, J.: Zahnradgetriebe. 2. Auflage. Berlin: Springer 1988
13. Maag-Taschenbuch: Maag-Zahnräder AG. Zürich/Schweiz 1985
14. Mack, F.J.: Getriebemotoren. Landsberg/Lech: Verlag moderne Industrie 1994
15. Müller, A.W.: Die Umlaufgetriebe. Berlin: Springer 1971
16. Niemann, G; Winter, H.: Maschinenelemente. Berlin: Springer-Verlag. Bd. 2, 2. Auflage 2004; Bd. 3, 2. Auflage 2002
17. Roth, K.: Zahnradtechnik, 2. Auflage. Berlin: Springer 2001
18. VDI-Richtlinie 2758: Riemengetriebe. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993
19. Weck, M.: Moderne Leistungsetriebe – Verzahnungsauslegung und Betriebsverhalten. Berlin: Springer 1992
20. Widmer, E.: Berechnen von Zahnradern und Getriebe-Verzahnungen. Basel: Birkhäuser 1981
21. Winter, H.: Kegelradgetriebe. Ehningen b. Böblingen: Expert-Verlag 1990
22. Zirpke, E.: Zahnräder. Leipzig: Fachbuchverlag 1989

Stichwortverzeichnis

- Abdichtung von Wälzlagern 378
- Abmaße 44
- Abweisklauenkupplung 400
- Achsabstand 449, 473, 490
- Achsabstandsabmaße 492
- Achsen 279
- Achsenwinkel 526
- Achshalter 161
- AD-Merkblätter 38, 78
- Allgemeintoleranzen 43
- Angestellte Lagerung 369, 373
- Ankerschrauben 180
- Anlaufkupplungen 418
- Anlaufvorgang 406
- Anstrengungsverhältnis 17
- Anwendungsfaktor 17, 501
- Anziehen einer Schraubenverbindung 192
- Anziehfaktor 194
- Anziehverfahren 194
- Äquivalente Belastung 363
- Arbeitsaufnahme 217
- Aufgabenstellung 3
- Aufspannbuchsen 344
- Auftragsschweißen 69
- Augenlager 345
- Augenschrauben 180
- Ausgleichskupplungen 386
- Auslegung von Wellen 285
- Auslegung von Zahnrädern 519
- Ausschlagspannung 198
- Axialdruckringe 346
- Axiallager, Gleitlager 317
- Axialnadellager 357
- Axialpendelrollenlager 358
- Axialrillenkugellager 357
- Axialzylinderrollenlager 357
- Backenbremsen 424
- Backenkupplungen 408
- Bandgeschwindigkeit 595
- Bandkupplungen 409
- Bandspannungen 593
- Bauarten von Zahnradgetrieben 446
- Baustähle 25, 617, 620
- Beanspruchungsarten 8
- Beanspruchungsgerecht 7
- Befestigungsschrauben 171
- Belastungsbremse 423
- Belastungsfälle 15
- Berührungsdichtungen 255, 266
- Betriebseingriffswinkel 473, 490
- Betriebsfaktor 17, 501
- Betriebskraft 185
- Betriebswälzkreis 472
- Bewegungsschrauben 208
- Bezugsprofil 464
- Biegebeanspruchung 10
- Biegebeanspruchte Federn 221
- Biegefrequenz 594
- Biegelinie 295
- Biegemoment 10
- Biegemomentenverlauf 10, 14
- Biegeschwingungen 300
- Biegesteifigkeit 302
- Biegsame Wellen 307
- Blattfedern 224
- Blechschrauben 177
- Blindniete 163
- Blocklager 439
- Blocklänge 239
- Bogenzahnkupplung 392
- Bolzen 153
- Bolzenketten 584
- Bolzenkupplungen 397
- Bootswendegetriebe 589
- Böttcher-Kreisbogenverzahnung 531
- Breitkeilriemen 604
- Breitenfaktor 501, 503
- Bremsen 423
- Brennschneiden 69
- Buchsenketten 584
- Buchsenzahnkette 587
- Chobert-Hohlните 165
- Connex-Spannhülse 154
- Coulomb'sche Reibungsgesetz 108
- Dampfturbinenlager 350
- Dämpfung 218

- Dauerfestigkeit 21
 Dauerfestigkeitsschaubilder 620–622
 Deckellager 345
 Dehnschlupf 597
 Dehnsitz 126
 Dehnschraube 188
 Dichte 313
 Dichtungskennwerte 263
 Differentialgetriebe 573
 Differenzgetriebe 214
 Differenzgewinde 210
 DIN-Normen 37
 Doppelgelenkwellen 391
 Doppelkegelkupplung 410
 Doppelkeilriemen 604
 Doppelzahnkupplung 391
 Dornniet 165
 Drehbeanspruchte Federn 221
 Drehfeder 228
 Drehfederkonstante 299
 Drehflankenspiel 493
 Drehmomentschlüssel 194
 Drehstabfeder 233
 Drehschwingungen 299
 Drehsteifigkeit 299
 Drehungshyperboloide 535
 Drehzahlgrenze 370
 Drehzahlplan 557
 Druckfedern 238
 Druckhülse 121
 Druckölpreßverband 126
 Druckschmierung 315
 Dunkerley-Gleichung 304
 Durchbiegung 23, 295
 Dynamikfaktor 502
 Dynamische Federrate 252
 Dynamische Tragfähigkeit 363
 – Tragzahl 364
 – Viskosität 312
 – Zähigkeit 311

 Eigenfrequenz 218
 Einfachschrabgetriebe 209
 Eingriffsdauer 453
 Eingriffsfeld 484
 Eingriffslänge 452
 Eingriffslinie 452, 459
 Eingriffspunkt 449
 Eingriffsstrecke 454, 477
 Eingriffswinkel 462
 Einheitsbohrung 49
 Einheitswelle 50
 Einkomponenten-Kleber 105
 Einlegekeile 111
 Einsatzstähle 26, 618, 622

 Einscheibenkupplungen 411
 Einschraubtiefe 196
 Einspannbuchsen 344
 Einzeleingriff 453
 Einzeleingriffspunkt 453
 Elastische Nachgiebigkeit 184
 Elastizitätsfaktor 517
 Elastizitätsmodul 22, 133
 Elastomer-Kupplung 396
 Elektrogewinde 175
 Elektromagnet-Zahnkupplungen 402
 Elloid-Kegelräder 531
 EN-Normen 39
 Endspurlager 349
 Ensatz-Einsatzbuchsen 210
 Entlastungskerb 306
 Entlastungsrillen 306
 Entlastungsübergang 306
 Entstehung der Evolvente 459
 Entwerfen 4
 Epizykloide 455
 Ermittlung der Eingriffslinie 451
 Ersatzzähnezahl 488
 ETP-Spannbuchse 125
 Evolvente 458
 Evolventenfunktion 459
 Evolventenverzahnung 458
 Exzenter 138

 Faltenbalg 277
 Federbandkupplungen 409
 Federkennlinie 217
 Federrate 184, 217, 252
 Federsteifigkeit 217
 Federwerkstoffe 221
 Feingewinde 175
 Fertigungsunterlagen 4
 Festigkeitshypothesen 16
 Festigkeitskennwerte 617–622
 Festigkeitsklassen 181
 Fest-Loslagerung 372
 Fettschmierung 376
 FKM-Richtlinie 13
 Flachdichtungen 260
 Flächenmoment 2. Ordnung 24, 631, 632
 Flachführungen 429
 Flachgewinde 175
 Flachkeile 111
 Flachpassungen 47
 Flankendurchmesser 173
 Flankenform 451
 Flankengrenzfestigkeit 510
 Flankenlinienverlauf 531
 Flankenrichtungsfehler 503
 Flankenspiel 493

- Flankentragfähigkeit 514
Flanschkupplung 383
Flanschlager 345
Fliehkraftkupplungen 419
Fliehkraftschmierung 315
Fliehkraftspannung 594
Flügelmutter 181
Flügelschrauben 180
Flüssigkeitsreibung 309
Förderketten 584
Formdichtungen 269
Formfaktor 509
Formschluß 67, 143
Formsteifigkeit 22
Formtragfähigkeit 8
Form- und Lagertoleranzen 50
Formzahl 19
Fressen 499
Freilaufkupplung 421
Fugenpressung 125
Fügetemperaturen bei Querpreßsitzen 132
Führungen für begrenzte Schiebewege 435
– für unbegrenzte Schiebewege 436
–, hydrostatisch geschmierte 432
– mit Gleitlagerungen 429
– mit Wälzlagerungen 435
Funktionsstruktur 3
- Gegenflanke 451
Gegenprofil 451
Gekreuzte Getriebe 599
Gelenkverbindungen 156
Gelenkwellen 308, 390
Geschlossene Schlittenführung 437
Geschränkte Getriebe 599
Geschwindigkeitsplan bei Stirnräder-
Umlaufgetrieben 557
Gestaltänderungsenergie-Hypothese 17
Gestalten 6
Gestaltfestigkeit 20
Gestaltungsphase 4
Gestaltungsrichtlinien 6
Getriebegehäuse 523
Gewindefurchende Schrauben 177
Gewindeschneidende Schrauben 177
Gewindewellendichtungen 277
Gewundene Biegefedern 228
Glättung 130
Gleason-Bogenverzahnung 531
Gleiten 454
Gleitfeder 144
Gleitflächendichtungen 270
Gleitführung 429
Gleitgeschwindigkeit 454
Gleitmodul 22
- Gleitringdichtungen 267
Gleitschlupf 597
Gleitwerkstoffe 340
Globoid-Schneckengetriebe 542
Grenzmaße 58
Grenzzähnezahl 466, 488
Größeneinfluß 20
Grübchenbildung 499
Gummifedern 250
Gummiräder 577
- Haftmaß 130
Halbrundniete 164
Halbrundschraube 178
Haltebremse 424
Hammerschrauben 178
Hartlöten 101
Heli-Coil-Gewindeeinsatz 209
Hertzsche Pressung 514, 575
Hintereinanderschaltung 219
Hirth-Verzahnung 386
Hochleistungszahnketten 588
Hohlflankenschnecke 542
Hohlkeile 111
Hohlniete 164
Holzschrauben 178
Hookesches Gesetz 22
Hüllbedingung 57
Hüllkurve 466
Hülltriebe 583
Hutmutter 181
Hydraulikmontage 126
Hydraulische Hohlmantelspann-
büchsen 124
Hydrodynamische Axiallager 323
– Radiallager 330
Hydrostatische Axiallager 317
– Radiallager 329
Hydrostatisch geschmierte Führungen
433
Hypozykloide 455
- Imex-Becherniet 165
Innenverzahnung 479
ISO-Gewinde 176
ISO-Normen 38
ISO-Toleranzsystem 43
Istmaß 44
- Kaltkleber 105
Kardangelenke 388
Kegelige Schraubenfedern 249
Kegelkupplungen 410
Kegelreibungskupplungen 411
Kegelrollenlager 355

- Kegelscheibe bei Reibrädergetrieben 577
 Kegelbremse 425
 Kegelkupplung 410
 Kegelsitzverbindung 115
 Kegelhülse 118
 Kegelstifte 154
 Kehlnähte 75
 Keilformen 111
 Keilriemen 603
 Keilriemenprofile 604
 Keilriemenscheiben 605
 Keilriementrieb 602
 Keilscheiben 613
 Keilwellen 149
 Kenngrößen für Riemenwerkstoffe 598
 Kerbempfindlichkeit 306
 Kerbnägel 154
 Kerbstifte 154
 Kerbwirkung 19, 306
 Kerbwirkungszahlen 138, 288
 Kerndurchmesser von Schrauben 176
 Kerpin-Blindniet 165
 Kettenbauarten 584
 Kettengeschwindigkeiten 585
 Kettenlängen 587
 Kettenräder 586
 Kinematische Zähigkeit 311
 Kippsegmente für Axiallager 349
 Klauenkupplung 387, 399
 Klebstoffe 105
 Klebverbindungen 104
 Klemmkörperfreiläufe 422
 Klemmrollen-Freiläufe 421
 Klingelberg-Verzahnung 531
 Klinkengesperre 404
 Knickgrenze 240
 Knicklänge 23
 Knicksicherheit 23
 Kolbenringe 271
 Kopfkreisradius 469, 491
 Kopfkürzung 474
 Konstruieren 1
 Konzeptionsphase 2
 Kopfschrauben 177
 Krafteinleitungsfaktor 190
 Kraftverhältnis 185
 Kreisbogen-Verzahnung 531
 Kreisexzenter 142
 Kreuzgelenk 389
 Kreuzlochmutter 181
 Kreuzschlitzschrauben 178
 Kritische Drehzahl 298
 Kronenmutter 181
 Kugelbuchsen 443
 Kugelevolvente 528
 Kugelevolventenverzahnung 528
 Kugelführungen 443
 Kugelschiebewelle 444
 Kupplungskennlinie 393
 Kurbelgetriebe 308
 Kurbelwellen 308
 Kurbelwellenlager 308
 Kutzbachplan 557
 Labyrinthdichtung 275
 Labyrinthspalt 276
 Lageranordnungen 372
 Lagerbuchsen 344
 Lagerdeckel 341
 Lagerdruck 323, 331
 Lagerkennzahlen 321, 329
 Lagerkörper 344
 Lagerkräfte 361
 Lagerluft 374
 Lagerschalen 345
 Lagerspiel 331
 Lagertemperatur 337
 Lamellenkupplungen 414
 Längenausdehnungskoeffizient 133
 Längsführungen, kugelgelagert 438
 –, rollengelagert 438
 Längskeilverbindung 110
 Längspreßsitz 125
 Lastfall 16
 Lastketten 584
 Lasttrum 590
 Lebensdauer von Wälzlagern 364
 Lebensdauerfaktor 513, 518
 Lederriemen 600
 Leetrum 586, 590
 Leichtmetallbaunietung 164
 Linsendichtung 261
 Linsenschraube 178
 Linsensenkschraube 178
 Lochleibungsdruck 156
 Losdrehsicherung 206
 Lösen einer Schraubenverbindung 195
 Loslager 372
 Lote 101
 Lötvorgang 101
 MAAG-Verzahnung 479
 Mannlochdeckel 265
 Manschettendichtungen 269
 Maßtoleranzen 43
 Massenträgheitsmoment 218, 407
 Maximale Schraubenkraft 185
 Maximum-Material-Prinzip 58
 Maybach-Abweisklauenkupplung 400

- Mehrfachkeilriemen 564
Mehrgleitflächen-Lager 348
Mehrschichtriemen 600
Mehrstoffdichtungen 260
Membrandichtung 278
Metalldichtungen 257
Metallelastische Federn 221
Metallfedern 221
Metall-Weichstoff-Packungen 260
Metrisches Gewinde 174
Metrische Kegel 115
Michell-Lager 348
Mindestmaß 44
Mindestprofilverschiebung 468, 488
Mineralöle 313
Mischreibung 338
Mitnehmerverbindungen 143
Mittenrauhwert 61
Modul 449
Morsekegel 115
Mutterhöhe 196
Muttern 179

Nachsetzzeichen 360
Nadelflachkäfige 435
Nadellager 355
Nahtart 76
Nahtdicke 76
Nasenkeil 111
Neigungswinkel 296
Niete 163
Nietteilungen 168
Nietverbindungen 163
Normalflankenspiel 493
Normalkeilriemen 604
Normalmodul 486
Normalschnitt 485
Normalspannungs-Hypothese 16
Normzahlen 39
Nullgetriebe 463
Nulllinie 44
Nutenkeile 111
Nutmuttern 181
Nutzspannung 593

Oberflächeneinfluß 20
Oberflächengüte 61
Oktoidenverzahnung 528
Oldham-Kupplung 387
Ölkühlung 317
Ölschmierung 377
Ölsorten 313
O-Ringe 265, 270

Packungen 273
Parallelschaltung 219

Paßfedern 144
Paßschrauben 178
Paßtoleranz 47
Passungen 47
Pendelkugellager 353
Pendelrollenlager 356
Pflichtenheft 3
Planetenräder 556
Planrad 528
Poissonsche Zahl 574
Polygonkupplung 399
Polygonprofile 148
Pop-Niet 165
Preßkräfte bei Längspreßsitzen 132
Preßschweißen 69
Prismenführungen 431
Profildichtungen 260
Profilüberdeckung 477, 491
Profilverschiebung 468, 490
Profilverschiebungsfaktor 468
Profilwellen 147
Pufferfeder 224
Punktlast 376
Punktschweißverbindungen 84

Querkeilverbindung 110
Querkontraktion 130, 133
Querpreßsitze 126
Querstiftverbindung 158

Rad-Einzeleingriffsfaktor 517
Radialkugellager 352
Radiallager 329, 351
Radialrollenlager 354
Radialwellendichtring 267
Rändelmutter 181
Rändelschrauben 180
Rauhtiefe 61
Recycling 34
Regelbremse 423
Regelgewinde 175
Reibbeiwerte 127
Reibschluß 67, 108
Reibungskennzahl 332
Reibungskupplungen 404
Reibungsleistung 318, 333
Relativgeschwindigkeit 454
Resonanz 218, 298
Richtführungen 440
Riemenanordnung 599
Riemenbauart 600, 604
Riemengeschwindigkeit 596
Riemenlänge 599, 603
Riemenscheiben 602
Riementypen 600, 604
Riemenwerkstoffe 600, 604

- Rillenkugellager 351
 Ringfedern 223
 Ringfedern-Spannelemente 119
 Ringfeder-Spannsatz 120
 Ring-Joint-Dichtung 261
 Ringkammerlger 321
 Ringschmierlager 344
 Ringschmierung 314
 Ringschrauben 180
 Ringspann-Wellenausgleichskupplung 392
 Ringwulstscheibe 577
 Ritzel-Einzeleingriffsfaktor 517
 Ritzelgestaltung 520
 Ritzelzähnezahl 521
 Rollenkette 584
 Rollenumlauführungen 439
 Rollmembranen 278
 Rollreibung 348, 435
 Rückenkegel 529
 Rundführungen 440
 Rundgewinde 174
 Rundgummidichtungen 265
 Rundpassungen 47
 Rundlingspaarungen 440
 Rutschkupplung 417

 Sägewinde 174
 Schaftschrauben 177
 Schalenkupplung 385
 Schaltkupplungen 399, 404
 Schaltvorgang 406
 Scheiben 181
 Scheibenbremse 425
 Scheibenfeder 146
 Scheibenkupplung 383, 411
 Schenkelfeder 228
 Scherspannung 11
 Schlangenfederkupplung 395
 Schlankheitsgrad 23
 Schließtoleranz 60
 Schlitzmutter 181
 Schlitzschrauben 178
 Schmelzschweißen 69
 Schmierfette 314
 Schmierschichtdicke 334
 Schmierstoffe 313
 Schmierung 376
 Schnecke 542
 Schneckenrad 554
 Schrägkugellager 352
 Schrägungsfaktor 509, 518
 Schraubenanzugsmoment 193
 Schraubendruckfedern 238
 Schraubenfederkupplung 395
 Schraubenlinie 171
 Schraubenlösemoment 195
 Schraubensicherungen 204
 Schraubenvorspannkraft 185, 198
 Schraubenwerkstoffe 181
 Schraubenzugfedern 247
 Schraubtriebe 208
 Schrumpfsitz 126
 Schubmodul 22
 Schubspannungs-Hypothese 16
 Schulterkugellager 354
 Schweißbeignung 70
 Schweißnaht 74
 Schweißposition 77
 Schweißsicherheit 72
 Schweißstoß 73
 Schweißverfahren 69
 Sechskantmutter 181
 Sechskantschraube 178
 Selbsthemmung 117, 142, 196
 Selbsttätige Dichtungen 264
 Senkniete 164
 Senkschrauben 178
 Setzsicherungen 206
 Sicherheit 7
 Sicherheitswerte 19
 Sicherungsringe 161
 Sicherungsscheiben 162
 Sintermetalle 29
 Sieblingriemen 510
 Sommerfeld-Zahl 331
 Sonderguß 28
 Sonderketten 584
 Sonnenräder 555
 Spaltdichtung 275
 Spaltformen bei Gleitlagern 329
 Spannbuchse 118
 Spannelemente System Ringfeder 119
 Spannexzenter 140
 Spannhülsen 123, 375
 Spannringelement 119
 Spannrolle für Riemengetriebe 599
 Spannsätze System Ringfeder 120
 Spannungskorrekturfaktor 509
 Spannungsquerschnitt von Schrauben 176
 Sperradbremse 405
 Spezifischer Lagerdruck 331
 Spezifisches Gleiten 455
 Spiel 48
 Spielausgleich 439
 Spielpassungen 48
 Spieth-Führungsbuchse 441
 Spieth-Spannelemente 121, 122
 Spindellager 353
 Spiralfedern 228
 Splinte 160

- Sprengringe 161
Sprengniet 163
Sprungüberdeckung 491
Spurlager 318
Stahl 24
Stahlguß 27, 619
Statische Tragfähigkeit 362
– Tragzahl 362
Stehlager 344
Steigungswinkel 173
Steinschrauben 180
Stellringe 161
Sternscheiben 122
Stick-slip 433
Stifte 154
Stiftschrauben 180
Stirnfaktor 501
Stirnmodul 485
Stirnnähte 74
Stirnräder 447
Stirnschnitt 485
Stirnzahnkupplungen 386
Stoeckicht-Getriebe 565
Stoffschluß 67
Stopfbuchsen 273
Stopfbremse 423
Stoßvorgang 218
Stufensprung 39
Stumpfnähte 75
Stützlagerung 373
Summengetriebe 214
Synchroflex-Zahnriemen 590
Synthetische Öle 313
- Tangentkeile 112
Taper-Lock-Spannbuchse 118
Tauchschmierung 378
Technische Wertigkeit 4
Teilkegel 525
Teilkreisdurchmesser 449, 486
Teilung 471
Tellerfedern 230
Tellerlager 318
Temperguß 27, 619
Thermoniet 163
Toleranzen 42
Toleranzfeld 45
Toleranzrechnung 58
Toleranzsystem 43
Tolerierungsprinzip 54
Tonnenlager 356
Torsionsbeanspruchung 12
Tragfähigkeit 15
Tragfilm in Gleitlagern 316
Trägheitsmoment 218, 407
- Trägheitsradius 23
Tragzahl, dynamische 364
–, statische 362
Trapezgewinde 174
Treibkeile 111
Triebstockverzahnung 498
Trommelbremse 424
- Überdeckungsfaktor 509, 517
Überdeckungsgrad 453, 477, 491
Übergangsdrehzahl 339
Übergangspassungen 47
Überholkupplungen 423
Übermaßpassungen 47
Überschlägige Wellenberechnung 285
Übersetzung 445
Umfangsgeschwindigkeit 447
Umfangskraft 495, 533, 538
Umfangslast 376
Umlaufschmierung 315
Unabhängigkeitsprinzip 58
Unlegierte Stähle 24
Unrundprofile 149
Unterlegscheiben 181
Unterschnitt 466
- VDI-Richtlinien 38
Verbindungsglieder 585
Verbindungsschweißen 69
Verdrehfederkupplung 396
Verdrehwinkel 294
Verformung 22, 293
Vergleichsspannung 18
Vergütungsstähle 26, 618, 621
Verliersicherung 206
Vermeidung von Unterschnitt 468
Verschleiß an Gleitflächen 434
Verstellbereich 580, 581, 613
Verspannungsschaubild 184
Verzahnungen 445
Verzahnungsgesetz 449
Vieleckwirkung der Kettenräder 583
Vierkantmutter 181
Vierkantschraube 178
Vierpunktlager 353
Viskosedichtungen 277
Viskosität 311, 369
V-Nullgetriebe 477
Volumenausnutzungsfaktor 223
Vorgespannte Formschlußverbindungen 110
Vorsetzzeichen 358
Vorspannkraft 185

- Wälzbewegung 447
 Wälzebene 484
 Wälzkegel 525
 Wälzkörper 348
 Wälzkreis 448
 Wälzlagerabdichtung 378
 Wälzpunkt 447
 Wälzzylinder 448
 Wärmeausdehnungskoeffizient 133
 Wärmekapazität 313
 Wärmeübergangszahl 317, 336
 Warmkleber 105
 Weichdichtungen 259
 Weichlöten 101
 Weichmetallpackungen 259
 Weichstoffpackungen 273
 Wellen 284
 Wellenberechnung nach DIN 743 288
 Wellengestaltung 304
 Wellenmuttern 162
 Wellenwerkstoffe 283
 Wellspannhülsen 123
 Wendegetriebe 589
 Werkstoffauswahl 24
 Wickelverhältnis 242
 Widerstandsmoment 631, 632
 Wiegegelenk-Zahnkette 587
 Wirkbreite 603
 Wirkungsgrad 211, 548, 570
 Wirtschaftliche Wertigkeit 4
 Wirtschaftlichkeit 1
 Wulstkupplungen 397

 Zähigkeit 311
 Zahnbreite 448
 Zahnbruch 499
 Zahndicke 449, 469
 Zahndickentoleranzen 494
 Zähnezahlen 448
 Zähnezahlverhältnis 449, 527
 Zahnflankenformen 451

 Zahnformfaktor 509
 Zahnfußgrenzfestigkeit 510
 Zahnfußspannung 508
 Zahnfußtragfähigkeit 507
 Zahnkette 587
 Zahnkettenräder 588
 Zahnkopfhöhe 449
 Zahnkupplungen 400
 Zahnradwerkstoffe 510
 Zahnriemen 590
 Zahnriemengetriebe 589
 Zahnschäden 499
 Zahnstangengetriebe 464
 Zahnwellenverbindungen 149
 Zeitfestigkeit 513, 518
 Zonenfaktor 517
 Zugfedern 247
 Zug- und druckbeanspruchte Federn 211
 Zugstabfedern 221
 Zugmittel 583
 Zulässige Ausschlagsspannungen für
 Schraubenverbindungen 198
 Zulässige Flächenpressungen bei
 – – Bewegungsschrauben 211
 – – Bolzen- und Stiftverbindungen 157
 – – metallischer Dichtwerkstoffe 264
 Zulässige Spannungen
 – – für Bolzen und Stifte 157
 – – für Gummifedern 251
 – – in Nietverbindungen 170
 – – für Schweißnähte 83, 90
 Zulässige Verformung 295
 Zusatzwerkstoffe 77
 Zweifachschraubgetriebe 214
 Zweikomponenten-Kleber 105
 Zwischenringkupplungen 398
 Zykloidenverzahnung 455
 Zylinderschraube 179
 Zylinderstifte 154
 Zylindrische Schraubenfedern 238