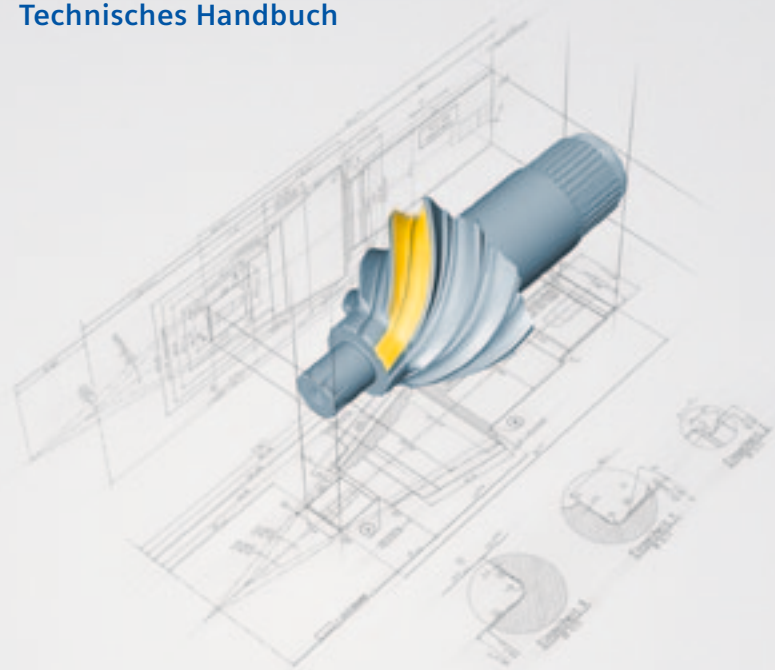


Technische Grundlagen für den Maschinenbau

Technisches Handbuch



FLENDER drives

Answers for industry.

SIEMENS

Technische Grundlagen für den Maschinenbau

Technisches Handbuch



Technische Zeichnungen	1
Normung	2
Physik	3
Mathematik / Geometrie	4
Mechanik / Festigkeitslehre	5
Hydraulik	6
Elektrotechnik	7
Werkstofftechnik	8
Schmieröle	9
Stirnradgetriebe	10
Wellenkupplungen	11
Schwingungen	12
Literaturverzeichnis	13



Answers for Industry.

Siemens Industry gibt Antworten auf die Herausforderungen in der Fertigungs-, Prozess- und Gebäudeautomatisierung. Unsere Antriebs- und Automatisierungslösungen auf Basis von Totally Integrated Automation (TIA) und Totally Integrated Power (TIP) finden Einsatz in allen Branchen. In der Fertigungs- wie in der Prozessindustrie. In Industrie- wie in Zweckbauten.

Sie finden bei uns Automatisierungs-, Antriebs- und Niederspannungsschalttechnik sowie Industrie-Software von Standardprodukten bis zu kompletten Branchenlösungen. Mit der Industrie-Software optimieren unsere Kunden aus dem produzierenden Gewerbe ihre gesamte Wertschöpfungskette – von Produktdesign und -entwicklung über Produktion und Vertrieb bis zum Service. Mit unseren elektrischen und mechanischen Komponenten bieten wir Ihnen integrierte Technologien für den kompletten Antriebsstrang – von der

Kupplung bis zum Getriebe, vom Motor bis zu Steuerungs- und Antriebslösungen für alle Branchen des Maschinenbaus. Mit der Technologieplattform TIP bieten wir Ihnen durchgängige Lösungen für die Energieverteilung.

Überzeugen Sie sich selbst von den Möglichkeiten, die Ihnen unsere Automatisierungs- und Antriebslösungen bieten. Und entdecken Sie, wie Sie mit uns Ihre Wettbewerbsfähigkeit nachhaltig steigern können.

Teil 1	Seite
Technische Zeichnungen	
Oberflächenbeschaffenheit	5 + 6
Form- und Lagetolerierung	7 – 21
Blattgrößen, Schriftfeld, Streifenformate	22
Schriftgrößen, Linien, Beschriftungsmuster	23
Teil 2	
Normung	
Metrisches ISO-Gewinde (Regelgewinde)	25
Metrisches ISO-Gewinde (Regel- und Feingewinde)	26
Zylindrische Wellenenden	27
ISO-Toleranzfelder und Abmaße	28 + 29
Passfedern und Keile, Zentrierbohrungen	30
Teil 3	
Physik	
International festgelegte Vorsätze	32
SI-Basiseinheiten	32
Abgeleitete SI-Einheiten	33
Gesetzliche Einheiten außerhalb des SI	33
Größen und Einheiten der Länge und ihrer Potenzen	34
Größen und Einheiten für die Zeit	35
Größen und Einheiten der Mechanik	35 – 37
Größen und Einheiten der Thermodynamik und der Wärmeübertragung	37 + 38
Größen und Einheiten der Elektrotechnik	38
Größen und Einheiten der Lichttechnik	39
Temperaturen in verschiedenen Maßeinheiten	39
Längen- und Flächenmaße	40
Raummaße und Massegrößen	41
Energie, Arbeit, Wärmemenge	41
Leistung, Energiestrom, Wärmestrom	42
Druck und Spannung	42
Geschwindigkeit	42
Physikalische Gleichungen für die geradlinige Bewegung und die Drehbewegung	43
Teil 4	
Mathematik / Geometrie	
Berechnung von Flächen	45
Berechnung von Körpern	46
Teil 5	
Mechanik / Festigkeitslehre	
Axiale Widerstandsmomente und axiale Flächenmomente 2. Grades (Flächenträgheitsmomente) verschiedener Profile	48
Durchbiegung von Trägern	49
Werte für den Kreisquerschnitt	50
Bauteilbeanspruchung und Gestaltfestigkeit	51

	Seite
Teil 6	
Hydraulik	
Hydrostatik	53
Hydrodynamik	54
Teil 7	
Elektrotechnik	
Grundformeln	56
Drehzahl, Leistung und Wirkungsgrad von Elektromotoren	57
Bauformen und Aufstellung von umlaufenden elektrischen Maschinen	58
Schutzarten für elektrische Betriebsmittel (Berührungs- und Fremdkörperschutz)	59
Schutzarten für elektrische Betriebsmittel (Wasserschutz)	60
Teil 8	
Werkstofftechnik	
Umrechnung von Dauerfestigkeitswerten verschiedener Werkstoffe	62
Mechanische Eigenschaften von Vergütungsstählen	63
Dauerfestigkeitsschaubilder der Vergütungsstähle	64
Allgemeine Baustähle	65
Dauerfestigkeitsschaubilder der allgemeinen Baustähle	66
Einsatzstähle	67
Dauerfestigkeitsschaubilder der Einsatzstähle	68
Kaltgewalzte Stahlbänder	69
Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke	69
Runder Federstahldraht	70
Gusseisen mit Lamellengraphit	71
Gusseisen mit Kugelgraphit	71
Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gusslegierungen	72
Kupfer-Aluminium-Gusslegierungen	72
Aluminium-Gusslegierungen	73
Blei- und Zinn-Gusslegierungen für Verbundgleitlager	74
Umwertung von Härtewerten	75
Stoffwerte fester und flüssiger Stoffe	76
Längenausdehnungskoeffizient	77
Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff	77
Grübchen- und Zahnfußdauerfestigkeitswerte von Stählen	77
Wärmebehandlung beim Einsatzhärten von Einsatzstählen	78
Teil 9	
Schmieröle	
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Mineralöle	80
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Synthetiköle auf Poly- α -Olefin Basis	81
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Synthetiköle auf Polyglykol-Basis	82
Kinematische Viskosität und dynamische Viskosität	83
Viskositäts-Tabelle für Mineralöle	84

Teil 10	Seite
Stirnradgetriebe	
Formelzeichen und Einheiten	86 + 87
Allgemeine Einführung	88
Geometrie der Evolventenzahnräder	88 – 99
Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder	99 – 107
Getriebebauarten	107 – 110
Getriebegeräusche	111 – 114
 Teil 11	
Wellenkupplungen	
Allgemeine Grundlagen	116
Drehsteife Kupplungen, Elastische Nockenkupplungen, Elastische Klauenkupplungen	117
Hochelastische Reifenkupplungen, Hochelastische Gummireifenkupplungen, Hochelastische Gummischeibenkupplungen, Elastische Bolzenkupplungen	118
Ganzstahlkupplungen, Sicherheitskupplungen, Turbokupplungen, Composite Kupplungen	119
Miniatürkupplungen, Zahnkupplungen, Lamellenschaltkupplungen	120
Strömungskupplungen, Überholkupplungen, Drehmomentbegrenzer	121
Kupplungen für Pumpenantriebe	122
Kupplungssysteme für Schienenfahrzeuge	123
Kupplungssysteme für Windkraftanlagen	124
 Teil 12	
Schwingungen	
Formelzeichen und Einheiten	126
Allgemeine Grundlagen	127 – 129
Lösungsansatz für einfache Drehschwinger	129 + 130
Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung	130 + 131
Formeln für die Schwingungsberechnung	131
Begriffe, Formelzeichen und Einheiten	132
Formeln für die Schwingungsberechnung	133 – 135
Schwingungsbeurteilung	135 + 136
 Teil 13	
Literaturverzeichnis für Teil 10, 11, und 12	138 + 139

Technische Zeichnungen	Seite
Oberflächenbeschaffenheit	
Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in Zeichnungen nach DIN EN ISO 1302	5
Rauheitskenngrößen	5 + 6
Form- und Lagetolerierung	
Allgemeines	7
Anwendung und allgemeine Erläuterungen	7
Toleranzrahmen	7
Toleranzarten und zugehörige Symbole sowie eingeschlossene Toleranzen	8
Zusätzliche Symbole	8
Tolerierte Elemente	9
Toleranzzonen	9
Bezüge und Bezugssysteme	9 – 11
Theoretisch genaue Maße	11
Detaillierte Definition der Toleranzen	11 – 21
Blattgrößen, Schriftfeld, Streifenformate	
Blattgrößen für technische Zeichnungen	22
Schriftfeld für technische Zeichnungen	22
Streifenformate für technische Zeichnungen	22
Schriftgrößen	23
Linien nach DIN ISO 128, Teil 20 und Teil 24	23
Beschriftungsmuster	23

1. Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in Zeichnungen nach DIN EN ISO 1302

1.1 Symbole für die Oberflächenbeschaffenheit

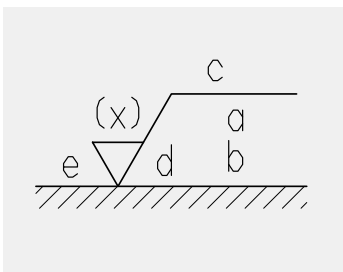
Grafische Symbole	Bedeutungen
	Symbol, wenn Materialabtrag durch mechanische Bearbeitung verlangt ist (ohne Anforderungen)
	Symbol, wenn Materialabtrag durch mechanische Bearbeitung und zusätzliche Textangaben verlangt sind
	Symbol, wenn Materialabtrag nicht zulässig ist (ohne Anforderungen)
	Symbol, wenn Materialabtrag nicht zulässig ist und zusätzliche Textangaben verlangt sind
	Materialabtrag, Oberflächenrauhwert $Ra = 6,3 \mu m$
	Materialabtrag gilt für den Außenriss der Ansicht
	Bearbeitungszugabe als Zahlenwert in mm (z.B. 3 mm)
	Materialabtrag (durch mechanische Bearbeitung), Oberflächenrauhwert $Ra = 0,4 - 0,8 \mu m$ Anforderung an die Oberfläche "drallfrei"

1.2 Definition der Oberflächenkenngroße Ra

Der arithmetische Mittelwert Ra der Profildordinaten ist in DIN EN ISO 4287 und die Messstrecken

für die Messung der Rauheit in DIN EN ISO 4288 definiert.

1.3 Angaben, die den grafischen Symbolen hinzugefügt werden



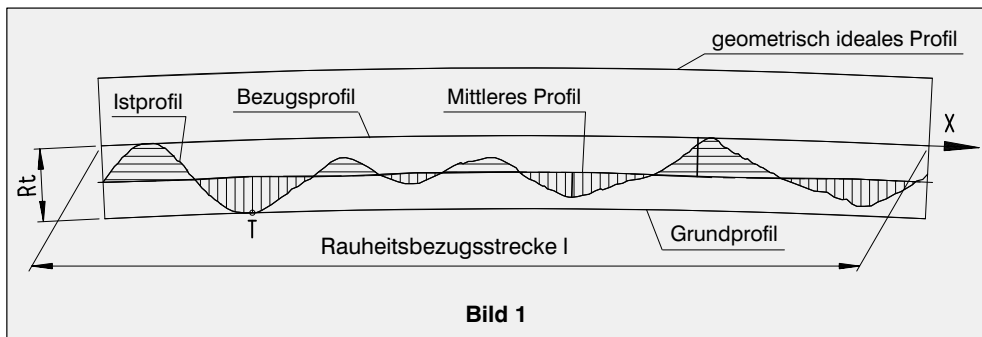
- a = Anforderungen an die Oberflächenbeschaffenheit
- b = Zwei oder mehrere Anforderungen an die Oberflächenbeschaffenheit
- c = Fertigungsverfahren, Behandlung, Überzug oder andere Anforderungen betreffend den Fertigungsprozeß usw.
- d = Oberflächenrillen und -ausrichtung
- e = Bearbeitungszugabe
- (x) = Nicht mehr anwendbar (früher Angabe von Ra)

2. Rauheitskenngößen

2.1 Rauhtiefe Rt

Die Rauhtiefe Rt in μm nach DIN 4762 Teil 1 ist der Abstand des Grundprofils vom Bezugsprofil (siehe Bild 1). Das Grundprofil ist das innerhalb der Rauheitsbezugsstrecke senkrecht

zum geometrisch idealen Profil so weit verschobene Bezugsprofil, dass den vom Bezugsprofil entferntesten Punkt des Istprofils (Punkt T im Bild 1) berührt.

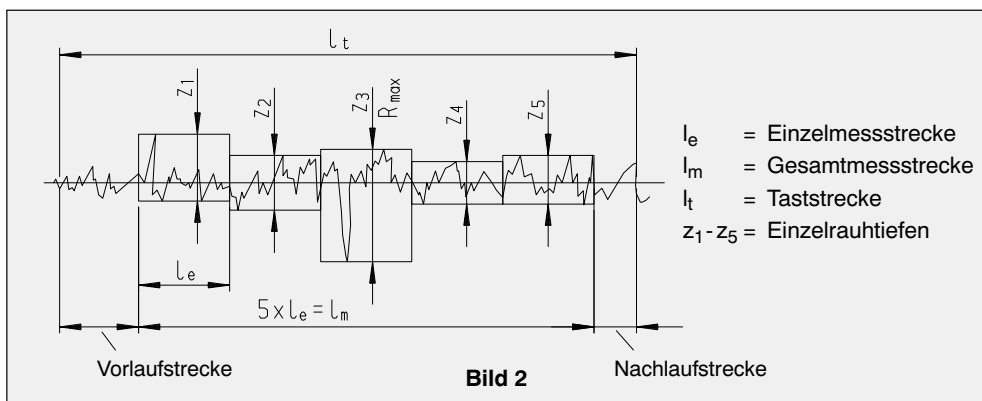


2.2 Rauhtiefe R_z

Die gemittelte Rauhtiefe R_z in μm nach DIN 4768 ist das arithmetische Mittel aus den Einzelrauhtiefen fünf aneinandergrenzender Einzelmess-

strecken (siehe Bild 2).

Anmerkung: Die Definition von R_z nach DIN und nach ISO stimmt nicht überein.



l_e = Einzelmessstrecke
 l_m = Gesamtmessstrecke
 l_t = Taststrecke
 $z_1 - z_5$ = Einzelrauhtiefen

Eine genaue Umrechnung zwischen der Rauhtiefe R_z und dem Mittenrauhwert R_a und umgekehrt lässt sich weder theoretisch begründen noch empirisch nachweisen. Für Oberflächen, die durch Fertigungsverfahren der Gruppe "Spanen" erzeugt werden, ist im Beiblatt 1 zu DIN 4768 ein Umrechnungsdiagramm von R_a in R_z und umgekehrt unter Zugrundelegung von Vergleichsmessungen dargestellt. Die den R_a -Werten zugeordneten R_z -Werte sind mit Streuungen behaftet (siehe Tabelle).

2.3 Rauhtiefe R_{max}

Die maximale Rauhtiefe R_{max} in μm nach DIN 4768 ist die größte der auf der Gesamtmessstrecke l_m vorkommenden Einzelrauhtiefen Z_1 (siehe Bild 2). R_{max} wird nur dann angewendet, wenn die größte Einzelrauhtiefe (Ausreißer) aus funktionswichtigen Gründen erfasst werden soll.

2.4 Rauheitsklassen N

Die Anwendung von Rauheitsklassen (N-Klassen) ist in Deutschland nicht zugelassen, da die Einheiten in "inch" angegeben werden.

3. Arithmetische Mittenrauhwerte R_a und Rauheitsklassen zur gemittelten Rauhtiefe R_z													
Oberflächen- rauhheitswert R_a	μm	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025
	μin	2000	1000	500	250	125	63	32	16	8	4	2	1
Rauheitsklasse		N 12	N 11	N 10	N 9	N 8	N 7	N 6	N 5	N 4	N 3	N 2	N 1
Oberflächen- rauhheitswert R_z in μm	von	160	80	40	25	12,5	6,3	3,15	1,6	0,8	0,4	0,25	0,1
	bis	250	160	100	63	31,5	20	12,5	6,3	4	2,5	1,6	0,8

4. Allgemeines

4.1 Die aufgeführten Einzelheiten entsprechen der internationalen Norm DIN ISO 1101, Ausgabe März 1985.

Diese Norm enthält die Grundsätze der symbolischen Darstellung und der Eintragung in Zeichnungen von Form-, Richtungs-, Orts- und Lauf-toleranzen und legt die zugehörige geometrische Definition fest. Der Begriff "Form- und Lagetoleranzen" in dieser Norm wird als Oberbegriff für diese Toleranzen angewendet.

4.2 Zusammenhang zwischen Maß-, Form- und Lagetoleranzen

Nach den zur Zeit gültigen Normen gibt es zwei Möglichkeiten der Zeichnungseintragung, und zwar entsprechend:

- a) dem Unabhängigkeitsprinzip nach DIN ISO 8015, wonach Maß-, Form- und Lagetoleranzen unabhängig voneinander eingehalten werden müssen, also in keinem direkten Zusammenhang zueinander stehen. Hierbei muss in der Zeichnung ein Hinweis auf DIN ISO 8015 eingetragen sein.
- b) der Hüllbedingung nach DIN 7167, nach der die Maß- und Formtoleranzen in einem direkten Zusammenhang stehen, also die Maßtoleranzen auch die Formtoleranzen begrenzen.

5. Anwendung und allgemeine Erläuterungen

5.1 Form- und Lagetoleranzen sind nur dann in Zeichnungen einzutragen, wenn sie für die Funktionstauglichkeit und/oder wirtschaftliche Fertigung des jeweiligen Werkstückes unerlässlich sind. Anderenfalls gelten die Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768.

5.2 Werden Form- und Lagetoleranzen angegeben, so bedeutet dies nicht, dass ein bestimmtes Fertigungsverfahren, Mess- oder Prüfverfahren angewendet werden muss.

5.3 Die Form- oder Lagetoleranz eines Elementes definiert die Zone, innerhalb der dieses Element (Fläche, Achse oder Mittelebene) liegen muss. Je nach zu tolerierender Zone und je nach ihrer Bemaßung ist die Toleranzzone eine der folgenden:

- die Fläche innerhalb eines Kreises;
- die Fläche zwischen zwei konzentrischen Kreisen;
- die Fläche zwischen zwei abstandsgleichen Linien oder zwei parallelen geraden Linien;
- der Raum innerhalb eines Zylinders;
- der Raum zwischen zwei coaxialen Zylindern;
- der Raum zwischen zwei parallelen Ebenen;
- der Raum innerhalb eines Quaders oder einer Kugel.

Das tolerierte Element kann innerhalb dieser Toleranzzone beliebige Form und jede beliebige Richtung haben, es sei denn, es werden einschränkende Angaben gemacht.

5.4 Wenn nichts anderes angegeben ist, gilt die Toleranz für die gesamte Länge oder Fläche des tolerierten Elementes.

5.5 Das Bezugselement ist ein wirkliches Element eines Teiles, das zum Festlegen der Lage eines Bezuges benutzt wird.

5.6 Form- und Lagetoleranzen für Elemente, die sich auf ein Bezugselement beziehen, begrenzen nicht die Formabweichung des Bezugselements selbst. Ein Bezugselement sollte für seinen Zweck genügend genau sein. Es kann deshalb notwendig sein, für die Bezugselemente Formtoleranzen festzulegen.

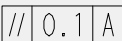
(siehe Tabelle Seite 8)

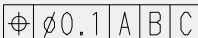
5.7 Toleranzrahmen

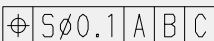
Die Toleranzanforderungen werden in einem rechteckigen Rahmen angegeben, der in zwei oder mehrere Kästchen unterteilt ist. Von oben nach unten enthalten diese Kästchen in folgender Reihenfolge (siehe Bilder 3, 4 und 5):

- das Symbol für die zu tolerierende Eigenschaft;
- den Toleranzwert in derselben Einheit wie die der Längenmaße. Diesem Wert wird das Zeichen $\varnothing$ vorangesetzt, wenn die Toleranzzone kreisförmig oder zylinderförmig ist oder das Zeichen "S $\varnothing$ " wenn die Toleranzzone kugelförmig ist;
- falls zutreffend, den oder die Großbuchstaben, die den Bezug oder die Bezüge bezeichnen (siehe Bilder 4, 5 und 6).

 **Bild 3**

 **Bild 4**

 **Bild 5**

 **Bild 6**

Wortangaben zur Toleranz, wie z.B. "6 Löcher", "4 Flächen" oder "6 x", werden über dem Toleranzrahmen eingetragen (siehe Bilder 7 und 8). Falls es nötig ist, mehr als eine Toleranzeigenschaft für ein Element festzulegen, sind die Toleranzangaben in Toleranzrahmen untereinander zu setzen (siehe Bild 9).

6 Löcher  **Bild 7** 6 x  **Bild 8**

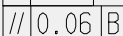
  **Bild 9**

Tabelle 1: Toleranzarten und zugehörige Symbole sowie eingeschlossene Toleranzen

Toleranzarten	Tolerierte Eigenschaften	Symbole	Eingeschlossene Toleranzen
Formtoleranzen	Geradheit		-
	Ebenheit		Geradheit
	Rundheit (Kreisform)		-
	Zylindrizität (Zylinderform)		Geradheit, Parallelität, Rundheit
Profilformtoleranzen	Profilform einer beliebigen Linie (Linienprofil)		-
	Profilform einer beliebigen Fläche (Flächenprofil)		-
Lagetoleranzen	Parallelität		Ebenheit
	Rechtwinkligkeit		Ebenheit
	Neigung (Winkligkeit)		Ebenheit
	Position		-
	Konzentrität (für Mittelpunkte), Koaxialität (für Achsen)		-
	Symmetrie		Geradheit, Ebenheit, Parallelität
	einfacher Lauf		Rundheit, Koaxialität, Konzentrität
	Gesamtlauf		Rundlauf, Koaxialität, Ebenheit, Parallelität, Rechtwinkligkeit

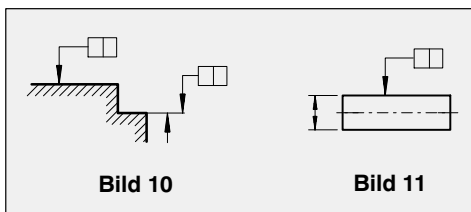
Tabelle 2: Zusätzliche Symbole

Beschreibungen		Symbole
Kennzeichnung des tolerierten Elementes	direkt	
	mit Buchstabe	
Kennzeichnung des Bezuges (nur mit Buchstaben)		
Kennzeichnung der Bezugsstelle	$\varnothing 2$ = Maß für die Fläche der Bezugsstelle A1 = Bezugselement und Bezugsstellennummer	
Theoretisch genaues Maß		
Projizierte (vorgelagerte) Toleranzzone		
Maximum-Material-Bedingung Abhängigkeit von Maß-, Form- und Lagetoleranzen		
Minimum-Material-Bedingung Maß, das den Minimum-Materialzustand eines Formelementes beschreibt		
Freier-Zustand-Bedingung (Nicht formstabile Teile)		
Hüllbedingung: Eine geometrisch ideale Hülle darf vom Maximum-Materialmaß nicht durchbrochen werden		

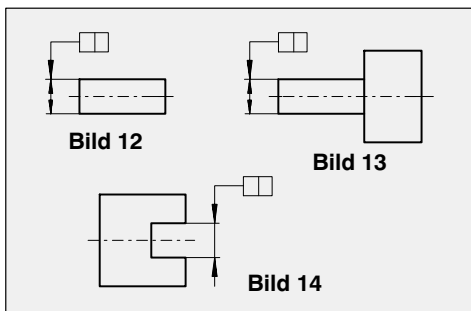
5.8 Tolerierte Elemente

Der Toleranzrahmen wird mit dem tolerierten Element durch eine Bezugslinie mit Bezugspfeil verbunden, und zwar folgendermaßen:

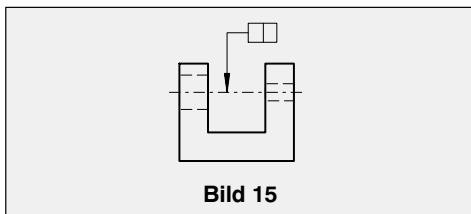
- Der Bezugspfeil wird auf die Konturlinie des Elementes oder eine Maßhilfslinie gesetzt, wenn sich die Toleranz auf die Linie oder Fläche selbst bezieht (siehe Bilder 10 und 11); dabei muss der Bezugspfeil deutlich seitlich versetzt von der Maßlinie angebracht werden.



- Bezugspfeil und Bezugslinie werden als Verlängerung einer Maßlinie gezeichnet, wenn sich die Toleranz auf die Achse oder Mittelebene des so bemaßten Elementes bezieht (siehe Bilder 12 bis 14).



- Der Bezugspfeil steht auf der Achse oder Mittelebene, wenn das tolerierte Element die gemeinsame Achse oder Mittelebene von zwei oder mehr Elementen ist (siehe Bild 15).

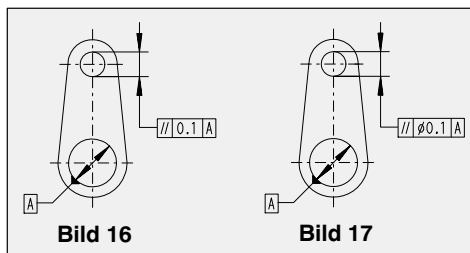


Anmerkung:

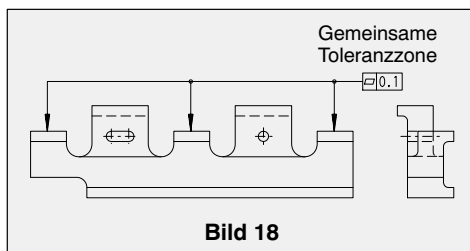
Ob eine Toleranz auf die Kontur eines zylinderförmigen oder symmetrischen Elementes oder auf seine Achse bzw. Mittelebene bezogen wird, hängt von den funktionellen Anforderungen ab.

5.9 Toleranzzonen

Die Toleranzzone ist die Zone, innerhalb der alle Punkte eines geometrischen Elementes (Punkt, Linie, Fläche, Mittelebene) liegen müssen. Die Weite der Toleranzzone liegt in der Richtung des Pfeiles der Bezugslinie, der den Toleranzrahmen mit dem tolerierten Element verbindet, es sei denn, dem Toleranzwert ist das Zeichen $\varnothing$ vorangestellt (siehe Bilder 16 und 17).



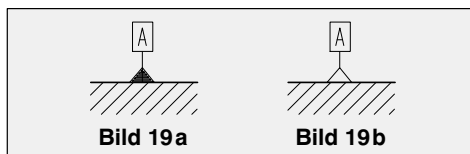
Wird eine gemeinsame Toleranzzone auf mehrere einzelne Elemente angewendet, so wird die Anforderung durch die Wortangabe "Gemeinsame Toleranzzone" über dem Toleranzrahmen ergänzt (siehe Bild 18).



5.10 Bezüge und Bezugssysteme

Bezugselemente sind Elemente, nach denen ein Werkstück zur Erfassung der tolerierten Abweichung ausgerichtet wird.

5.10.1 Bezieht sich ein toleriertes Element auf einen Bezug, so wird letzterer im Allgemeinen durch Bezugsbuchstaben gekennzeichnet. Derselbe Buchstabe, der den Bezug kennzeichnet, wird im Toleranzrahmen wiederholt. Zur Kennzeichnung des Bezuges wird ein Großbuchstabe in einem Bezugsrahmen angegeben, der mit einem Bezugsdreieck verbunden ist (siehe Bilder 19a und 19b).



Das Bezugsdreieck mit dem Bezugsbuchstaben steht:

- auf der Konturlinie des Elementes oder auf der Maßhilfslinie (aber deutlich seitlich versetzt von der Maßlinie), wenn der Bezug die Linie oder Fläche selbst ist (siehe Bild 20).

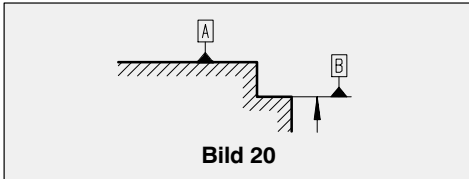


Bild 20

- als Verlängerung der Maßlinie, wenn der Bezug die Achse oder die Mittelebene ist (siehe Bild 21 und Bild 22).

Anmerkung:

Reicht der Platz für 2 Maßpfeile nicht aus, so kann einer davon durch das Bezugsdreieck ersetzt werden (siehe Bild 22).

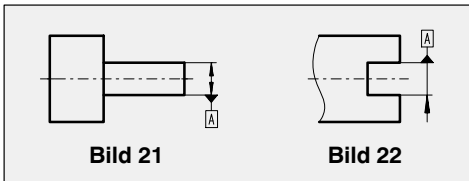


Bild 21

Bild 22

- auf der Achse oder Mittelebene, wenn der Bezug:
 - a) die Achse oder Mittelebene eines einzelnen Bezuges ist (z.B. ein Zylinder);
 - b) die gemeinsame Achse oder Mittelebene von zwei Elementen ist (siehe Bild 23).

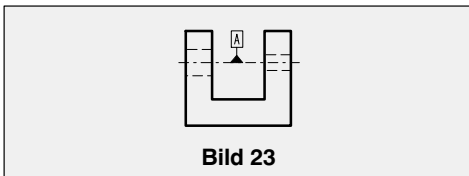


Bild 23

Kann der Toleranzrahmen direkt mit dem Bezug durch eine Bezugslinie verbunden werden, so kann der Bezugsbuchstabe entfallen (siehe Bilder 24 und 25).

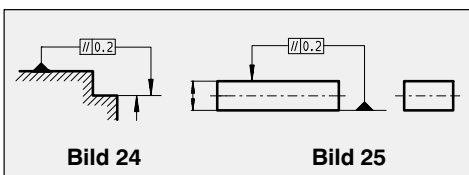


Bild 24

Bild 25

Ein einzelner Bezug wird durch einen Großbuchstaben gekennzeichnet (siehe Bild 26).

Ein durch zwei Bezüge gebildeter gemeinsamer Bezug wird durch zwei Bezugsbuchstaben gekennzeichnet, die durch einen waagerechten Strich verbunden sind (siehe Bild 27 und Bild 29). In einem Bezugssystem (siehe auch Punkt 5.10.2) ist die Reihenfolge der Ausrichtung zweier oder mehrerer Bezüge von Bedeutung. Die Bezugsbuchstaben sind in verschiedene Kästchen zu setzen, wobei die Reihenfolge von links nach rechts die Rangordnung angibt und der zuerst angegebene Bezugsbuchstabe dem richtungsgebenden Bezugselement entsprechen sollte (siehe Bilder 28, 30 und 31).

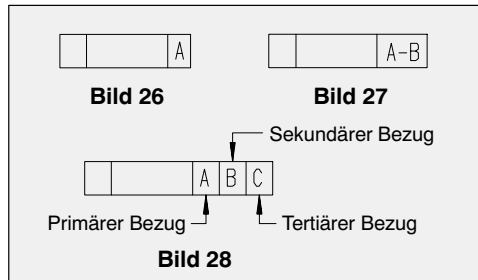


Bild 26

Bild 27

Bild 28

5.10.2 Bezugssystem

Ein Bezugssystem ist eine Gruppe von zwei oder mehreren Bezügen, auf die gemeinsam sich ein toleriertes Element bezieht. Ein Bezugssystem wird häufig erforderlich, weil sich die Richtung einer kurzen Achse allein nicht bestimmen lässt.

Bezug, gebildet aus zwei Formelementen (gemeinsamer Bezug).

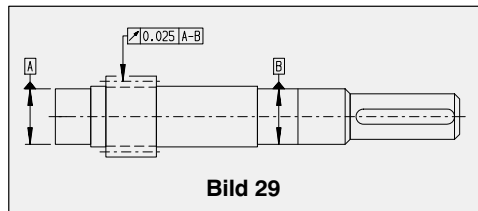


Bild 29

Bezugssystem, gebildet aus zwei Bezügen (richtungsgebender Bezug "A" und kurze Achse "B").

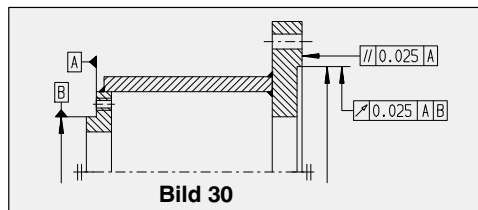
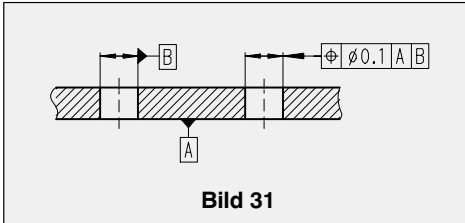


Bild 30

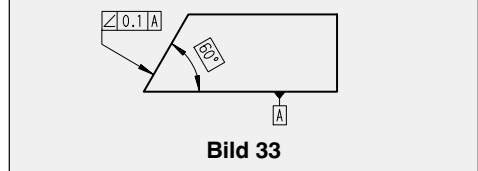
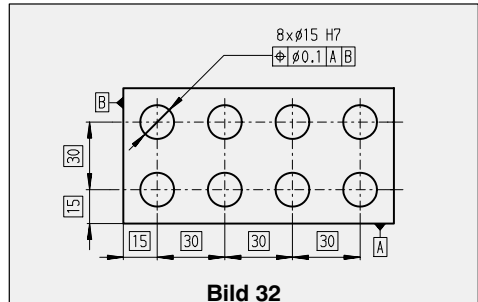
Bezugssystem aus einer Ebene und einer dazu senkrechten Achse eines Zylinders: Der Bezug "A" ist die Ebene, die durch die ebene Berührungsfläche gebildet wird. Der Bezug "B" ist die Achse des größten eingeschriebenen Zylinders, die rechtwinklig zum Bezug "A" ist (siehe Bild 31).



5.11 Theoretisch genaue Maße

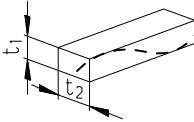
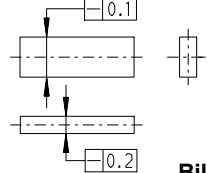
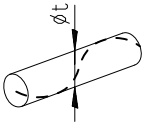
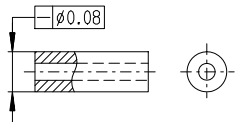
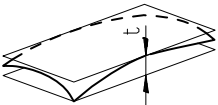
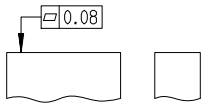
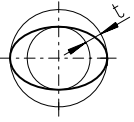
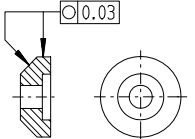
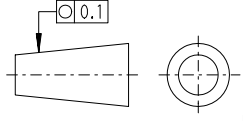
Sind Positions- oder Neigungstoleranzen für ein Element vorgeschrieben, so dürfen die Maße, die die theoretisch genaue Lage bzw. das theoretisch genaue Profil oder den theoretisch genauen Winkel bestimmen, nicht toleriert werden. Diese Maße werden in einen rechteckigen Rahmen gesetzt, z.B. $\boxed{30}$. Die entsprechenden Ist-

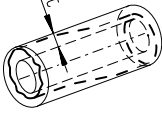
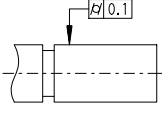
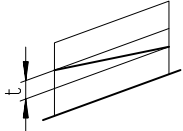
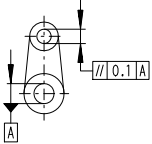
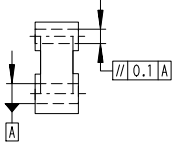
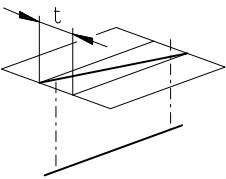
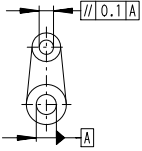
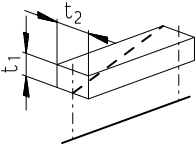
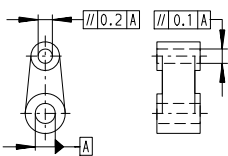
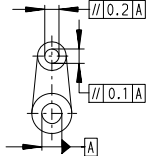
maße des Teiles unterliegen nur der im Toleranzrahmen angegebenen Positions- oder Neigungstoleranz (siehe Bilder 32 und 33).

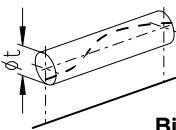
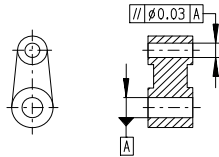
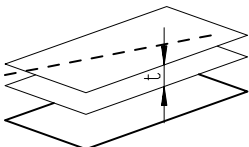
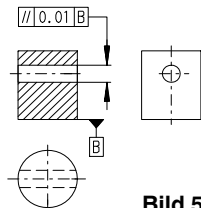
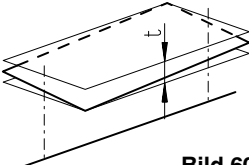
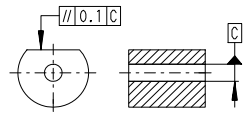
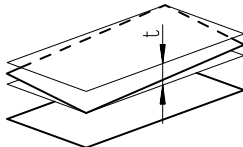
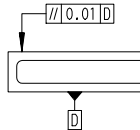
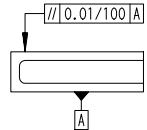


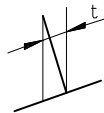
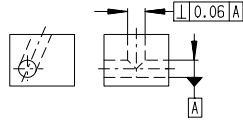
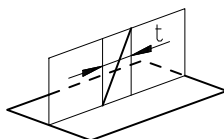
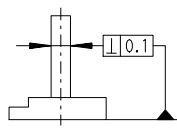
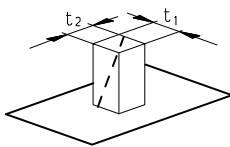
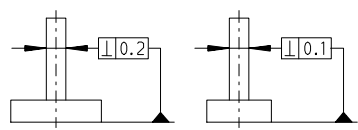
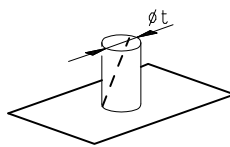
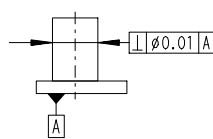
5.12 Definitionen der Toleranzen

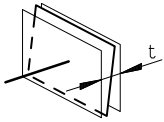
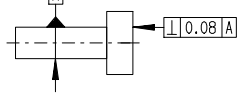
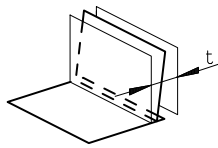
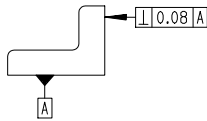
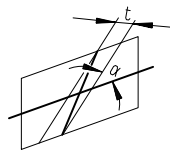
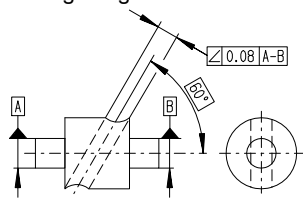
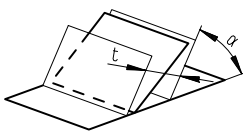
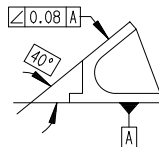
Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
—	5.12.1 Geradheitstoleranz Die in eine Ebene projizierte Toleranzzone wird begrenzt durch zwei parallele gerade Linien vom Abstand t.	
	Bild 34	Bild 35 Jeder Abschnitt von 200 Länge jeder beliebigen Mantellinie der durch den Pfeil bezeichneten zylindrischen Fläche muss zwischen zwei parallelen Geraden vom Abstand 0,1 liegen. Bild 36

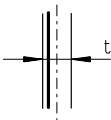
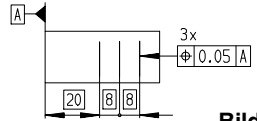
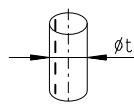
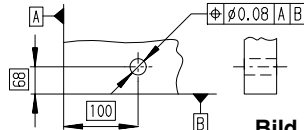
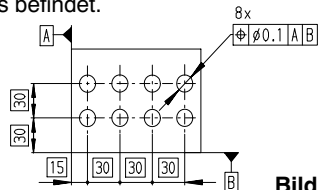
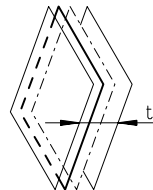
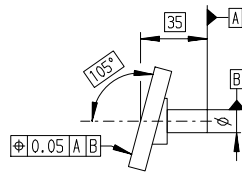
Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
—	Wenn die Toleranz in zwei zueinander senkrechten Richtungen angegeben ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen Quader vom Querschnitt $t_1 \times t_2$.  Bild 37	Die Achse des Stabes muss innerhalb eines Quaders von 0,1 Weite in senkrechter Richtung und 0,2 Weite in waagerechter Richtung liegen.  Bild 38
	Wenn vor dem Toleranzwert das Zeichen $\varnothing$ steht, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen Zylinder vom Durchmesser t.  Bild 39	Die Achse des mit dem Toleranzrahmen verbundenen Zylinders muss innerhalb einer zylindrischen Toleranzzone vom Durchmesser 0,08 liegen.  Bild 40
□	5.12.2 Ebenheitstoleranz	
	Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei parallele Ebenen vom Abstand t.  Bild 41	Die Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand 0,08 liegen.  Bild 42
○	5.12.3 Rundheitstoleranz	
	Die Toleranzzone wird in der betrachteten Ebene begrenzt durch zwei konzentrische Kreise vom Abstand t.  Bild 43	Die Umfangslinie jedes Querschnittes des Außendurchmessers muss zwischen zwei in derselben Ebene liegenden konzentrischen Kreisen vom Abstand 0,03 liegen.  Bild 44
	Die Umfangslinie jedes Querschnittes muss zwischen zwei in derselben Ebene liegenden konzentrischen Kreisen vom Abstand 0,1 liegen.  Bild 45	

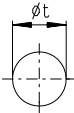
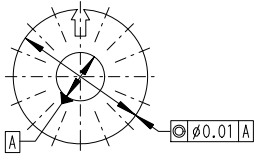
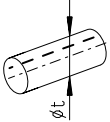
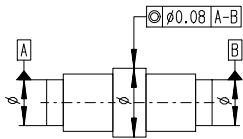
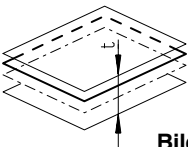
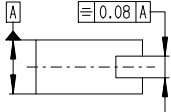
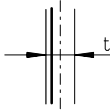
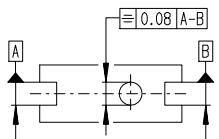
Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	5.12.4 Zylinderformtoleranz Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei koaxiale Zylinder vom Abstand t .	Die betrachtete Zylindermantelfläche muss zwischen zwei koaxialen Zylindern vom Abstand 0,1 liegen.
	 Bild 46	 Bild 47
	5.12.5 Parallelitätstoleranz Parallelitätstoleranz einer Linie zu einer Bezugslinie	
	Wenn die Toleranzzone nur in einer Richtung angegeben ist, wird die in eine Ebene projizierte Toleranzzone begrenzt durch zwei zur Bezugslinie parallele gerade Linien vom Abstand t .	Die tolerierte Achse muss zwischen zwei geraden Linien vom Abstand 0,1 liegen, die parallel zur Bezugsachse A verlaufen. Die Toleranzzone erstreckt sich in senkrechter Richtung (siehe Bilder 49 und 50).
	 Bild 48	 Bild 49  Bild 50
	 Bild 51	Die tolerierte Achse muss zwischen zwei geraden Linien vom Abstand 0,1 liegen, die parallel zur Bezugsachse A verlaufen. Die Toleranzzone erstreckt sich in waagerechter Richtung.
		 Bild 52
	Wenn die Toleranz in zwei zueinander senkrechten Ebenen angegeben ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen zur Bezugsachse parallelen Quader vom Querschnitt $t_1 \times t_2$.	Die tolerierte Achse muss innerhalb eines Quaders liegen, der eine Weite von 0,2 in waagerechter Richtung und 0,1 in senkrechter Richtung hat und der parallel zur Bezugsachse A liegt (siehe Bilder 54 und 55).
	 Bild 53	 Bild 54  Bild 55

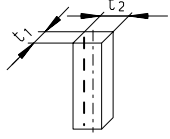
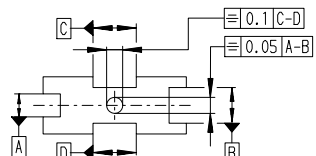
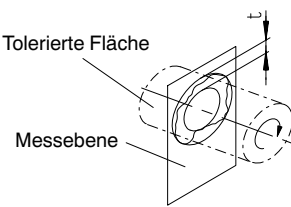
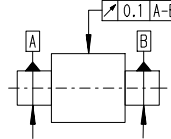
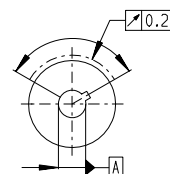
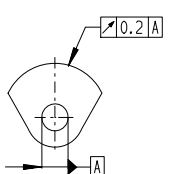
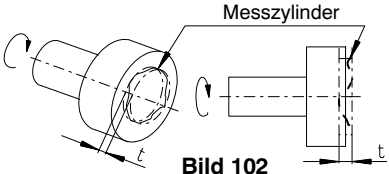
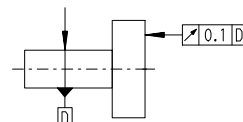
Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
//	Parallelitätstoleranz einer Linie zu einer Bezugslinie Wenn dem Toleranzwert das Zeichen $\varnothing$ vorangestellt ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen zur Bezugsachse parallelen Zylinder vom Durchmesser t .  Bild 56	Die tolerierte Achse muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser 0,03 liegen, der parallel zur Bezugsachse A ist.  Bild 57
	Parallelitätstoleranz einer Linie zu einer Bezugsfläche Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei zur Bezugsfläche parallele Ebenen vom Abstand t .  Bild 58	Die tolerierte Achse des Loches muss zwischen zwei zur Bezugsfläche B parallelen Ebenen vom Abstand 0,01 liegen.  Bild 59
	Parallelitätstoleranz einer Fläche zu einer Bezugslinie Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei zur Bezugslinie parallele Ebenen vom Abstand t .  Bild 60	Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei zur Bezugsachse C des Loches parallelen Ebenen vom Abstand 0,1 liegen.  Bild 61
	Parallelitätstoleranz einer Fläche zu einer Bezugsfläche Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei zur Bezugsfläche parallele Ebenen vom Abstand t .  Bild 62	Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei zur Bezugsfläche D parallelen Ebenen vom Abstand 0,01 liegen, (Bild 63).  Bild 63  Bild 64 Auf einer Teillänge von 100 in jeder beliebigen Lage und jeder beliebigen Richtung auf der tolerierten Fläche müssen alle Punkte zwischen zwei zur Bezugsfläche A parallelen Ebenen vom Abstand 0,01 liegen (Bild 64).

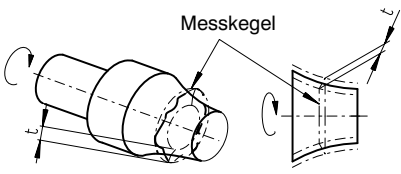
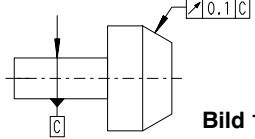
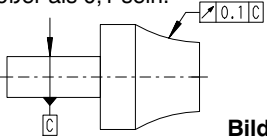
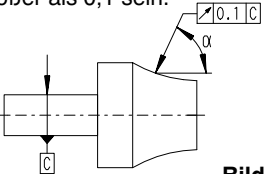
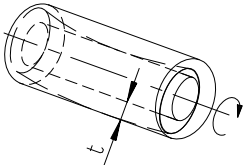
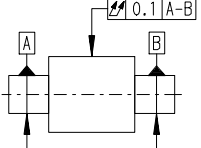
Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	5.12.6 Rechtwinkligkeitstoleranz	
	Rechtwinkligkeitstoleranz einer Linie zu einer Bezugslinie	
	Die in einer Ebene projizierte Toleranzzone wird begrenzt durch zwei zur Bezugslinie senkrechte parallele gerade Linien vom Abstand t.  Bild 65	Die tolerierte Achse des schrägen Loches muss zwischen zwei parallelen und zur Bezugsachse A senkrechten Ebenen vom Abstand 0,06 liegen.  Bild 66
	Rechtwinkligkeitstoleranz einer Linie zu einer Bezugsfläche	
	Wenn die Toleranz nur in einer Richtung angegeben ist, wird die in eine Ebene projizierte Toleranzzone begrenzt durch zwei zur Bezugsfläche senkrechte parallele gerade Linien vom Abstand t.  Bild 67	Die tolerierte Achse des Zylinders muss zwischen zwei parallelen, zur Bezugsfläche senkrechten Ebenen vom Abstand 0,1 liegen.  Bild 68
	Wenn die Toleranz in zwei zueinander senkrechten Richtungen angegeben ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen zur Bezugsfläche senkrechten Quader vom Querschnitt $t_1 \times t_2$.  Bild 69	Die tolerierte Achse des Zylinders muss innerhalb eines zur Bezugsfläche senkrechten Quaders vom Querschnitt 0,1 x 0,2 liegen.  Bild 70
	Wenn vor dem Toleranzwert das Zeichen $\varnothing$ steht, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen zur Bezugsfläche senkrechten Zylinder vom Durchmesser t.  Bild 71	Die tolerierte Achse des Zylinders muss innerhalb eines zur Bezugsfläche A senkrechten Zylinders vom Durchmesser 0,01 liegen.  Bild 72

Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	Rechtwinkligkeitstoleranz einer Fläche zu einer Bezugslinie Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei parallele und zur Bezugslinie senkrechte Ebenen vom Abstand t.  Bild 73	Die tolerierte Planfläche des Werkstückes muss zwischen zwei parallelen und zur Bezugsachse A senkrechten Ebenen vom Abstand 0,08 liegen.  Bild 74
	Rechtwinkligkeitstoleranz einer Fläche zu einer Bezugsfläche Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei parallele und zur Bezugsfläche senkrechte Ebenen vom Abstand t.  Bild 75	Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei parallelen und zur Bezugsfläche A senkrechten Ebenen vom Abstand 0,08 liegen.  Bild 76
	5.12.7 Neigungstoleranz	
	Neigungstoleranz einer Linie zu einer Bezugslinie Linie und Bezugslinie liegen in derselben Ebene. Die in eine Ebene projizierte Toleranzzone wird begrenzt durch zwei im vorgeschriebenen Winkel zur Bezugslinie geneigte parallele gerade Linien vom Abstand t.  Bild 77	Die tolerierte Achse des Loches muss zwischen zwei parallelen Linien vom Abstand 0,08 liegen, die im Winkel 60° zur Bezugsachse A - B geneigt sind.  Bild 78
	Neigungstoleranz einer Fläche zu einer Bezugsfläche Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei im vorgeschriebenen Winkel zur Bezugsfläche geneigte Ebenen vom Abstand t.  Bild 79	Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand 0,08 liegen, die um 40° zur Bezugsfläche A geneigt sind.  Bild 80

Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
5.12.8 Positionstoleranz		
Positionstoleranz einer Linie		
	Wenn die Toleranz nur in einer Richtung angegeben ist, wird die in eine Ebene projizierte Toleranzzone begrenzt durch zwei parallele gerade Linien vom Abstand t und liegt symmetrisch zum theoretisch genauen Ort der Linie.  Bild 81	Jede der tolerierten Linien muss zwischen zwei parallelen geraden Linien vom Abstand 0,05 liegen, die in Bezug auf die Fläche A (Bezugsfläche) symmetrisch zum theoretisch genauen Ort liegen.  Bild 82
	Wenn dem Toleranzwert das Zeichen $\varnothing$ vorangestellt ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen Zylinder vom Durchmesser t, dessen Achse am theoretisch genauen Ort der tolerierten Linie liegt.  Bild 83	Die Achse des Loches muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser 0,08 liegen, dessen Achse sich in Bezug auf die Flächen A und B (Bezugsflächen) am theoretisch genauen Ort befindet.  Bild 84
		Jede der Achsen der acht Löcher muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser 0,1 liegen, dessen Achse sich in Bezug auf die Flächen A und B (Bezugsflächen) am theoretisch genauen Ort des betrachteten Loches befindet.  Bild 85
Positionstoleranz einer ebenen Fläche oder einer Mittelebene		
	Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei parallele Ebenen vom Abstand t, die symmetrisch zum theoretisch genauen Ort der betrachteten Fläche liegen.  Bild 86	Die geneigte Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand 0,05 liegen, die symmetrisch zum theoretisch genauen Ort der tolerierten Fläche, bezogen auf die Bezugsfläche A und die Achse des Bezugszylinders B (Bezugslinie) liegen.  Bild 87

Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	5.12.9 Konzentritäts- und Koaxialitätstoleranz	
	Konzentritätstoleranz eines Punktes	
	Die Toleranzzone wird begrenzt durch einen Kreis vom Durchmesser t, dessen Mitte mit dem Bezugspunkt übereinstimmt.  Bild 88	Die Mitte des Kreises, der mit dem Toleranzrahmen verbunden ist, muss innerhalb eines Kreises vom Durchmesser 0,01 liegen, der konzentrisch zur Mitte des Bezugskreises A ist.  Bild 89
	Koaxialitätstoleranz einer Achse	
	Wenn dem Toleranzwert das Zeichen $\varnothing$ vorangestellt ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen Zylinder vom Durchmesser t, dessen Achse mit der Bezugsachse übereinstimmt.  Bild 90	Die Achse des Zylinders, der mit dem Toleranzrahmen verbunden ist, muss innerhalb eines zur Bezugsachse A - B koaxialen Zylinders vom Durchmesser 0,08 liegen.  Bild 91
	5.12.10 Symmetrie	
	Symmetrietoleranz einer Mittelebene	
	Die Toleranzzone wird begrenzt durch zwei zur Bezugsachse oder Bezugsebene symmetrisch liegende Ebenen vom Abstand t.  Bild 92	Die Mittelebene der Nut muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand 0,08 liegen, die symmetrisch zur Mittelebene des Bezugselementes A liegen.  Bild 93
	Symmetrietoleranz einer Linie oder einer Achse	
	Wenn die Toleranz nur in einer Richtung angegeben ist, wird die in eine Ebene projizierte Toleranzzone begrenzt durch zwei zur Bezugsachse (oder Bezugsebene) symmetrisch liegende parallele gerade Linien vom Abstand t.  Bild 94	Die Achse des Loches muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand 0,08 liegen, die symmetrisch zur gemeinsamen Mittelebene der Bezugsnuten A und B liegen.  Bild 95

Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	Symmetrietoleranz einer Linie oder einer Achse Wenn die Toleranz in zwei zueinander senkrechten Richtungen angegeben ist, wird die Toleranzzone begrenzt durch einen Quader vom Querschnitt $t_1 \times t_2$, dessen Achse mit der Bezugsachse übereinstimmt.  Bild 96	Die Achse des Loches muss innerhalb eines Quaders von 0,1 in waagerechter und 0,05 in senkrechter Richtung liegen, dessen Achse die Schnittlinie der beiden Bezugsmittelebenen der Bezugsnuten A - B und C - D ist.  Bild 97
	5.12.11 Lauftoleranz Rundlauftoleranz Die Toleranzzone wird in jeder beliebigen Messebene senkrecht zur Achse von zwei konzentrischen Kreisen vom Abstand t begrenzt, deren Mitte mit der Bezugsachse übereinstimmt.  Bild 98 Im allgemeinen gilt die Lauftoleranz für vollständige Umdrehung um die Achse. Sie kann jedoch auch so begrenzt werden, dass sie nur für einen Teil des Umfangs gilt.  Bild 99 Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse A - B darf die Rundlaufabweichung in jeder Messebene 0,1 nicht überschreiten.  Bild 100 Bei Drehung um die Bezugsachse des Loches A um den tolerierten Teil des Umfanges darf die Rundlaufabweichung in jeder achsenkrechten Ebene nicht größer als 0,2 sein.  Bild 101 Planlauftoleranz Die Toleranzzone wird in jedem beliebigen radialen Abstand von zwei Kreisen von Abstand t begrenzt, die in einem Messzylinder liegen, dessen Achse mit der Bezugsachse übereinstimmt.  Bild 102 Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse D darf die Planlaufabweichung an jeder beliebigen Messposition nicht größer als 0,1 sein.  Bild 103	

Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	Lauf toleranz in beliebiger Richtung Die Toleranzzone wird in jedem beliebigen Messkegel, dessen Achse mit der Bezugsachse übereinstimmt, von zwei Kreisen vom Abstand t begrenzt. Wenn nicht anders angegeben, ist die Messrichtung senkrecht zur Fläche.  Bild 104	Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse C darf die Laufabweichung in jedem beliebigen Messkegel nicht größer als 0,1 sein.  Bild 105 Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse C darf die Laufabweichung in jedem Messkegel, gemessen in senkrechter Richtung zur Tangente einer gekrümmten Fläche, nicht größer als 0,1 sein.  Bild 106
	Lauf toleranz in vorgeschriebener Richtung Die Toleranzzone wird in jedem beliebigen Messkegel mit vorgeschriebenem Kegelwinkel, dessen Achse mit der Bezugsachse übereinstimmt, von zwei Kreisen vom Abstand t begrenzt.	Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse C darf die Laufabweichung in jedem Messkegel in der vorgeschriebenen Richtung nicht größer als 0,1 sein.  Bild 107
	5.12.12 Gesamtlauftoleranz Gesamtrundlauf toleranz Die Toleranzzone wird begrenzt von zwei koaxialen Zylindern von Abstand t, deren Achsen mit den Bezugsachsen übereinstimmen.  Bild 108	Bei mehrmaliger Drehung um die Bezugsachse A - B und bei axialer Verschiebung zwischen Werkstück und Messgerät müssen alle Punkte der Oberfläche des tolerierten Elementes innerhalb der Gesamtrundlauf toleranz von $t = 0,1$ liegen. Bei der Verschiebung muss entweder das Messgerät oder das Werkstück entlang einer Linie geführt werden, die die theoretisch genaue Form hat und in richtiger Lage zur Bezugsachse ist.  Bild 109

Symbol	Definition der Toleranzzone	Zeichnungseintragung und Erklärung
	Gesamtplanlauf-toleranz Die Toleranzzone wird begrenzt von zwei parallelen Ebenen von Abstand t, die senkrecht zur Bezugsachse sind.	
	Bei mehrmaliger Drehung um die Bezugsachse D und bei radialer Verschiebung zwischen Werkstück und Messgerät müssen alle Punkte der Oberfläche des tolerierten Elementes innerhalb der Gesamtplanlauf-toleranz von $t = 0,1$ liegen. Bei der Verschiebung muss entweder das Messgerät oder das Werkstück entlang einer Linie geführt werden, die die theoretisch genaue Form hat und in richtiger Lage zur Bezugsachse ist.	

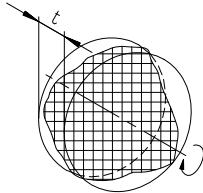


Bild 110

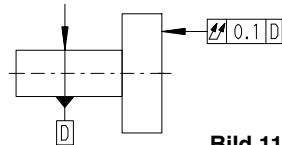


Bild 111

Technische Zeichnungen

Blattgrößen, Schriftfeld,
Streifenformate

1

Technische Zeichnungen, Auszug aus DIN EN ISO 5457.

6. Blattgrößen

Die Norm DIN EN ISO 5457 gilt für die Gestaltung von Zeichnungsvordrucken, auch wenn

diese rechnerunterstützt erstellt werden. Sie kann sinngemäß auch für andere technische Unterlagen angewendet werden. Die nachstehend aufgeführten Blattgrößen sind DIN EN ISO 5457 entnommen.

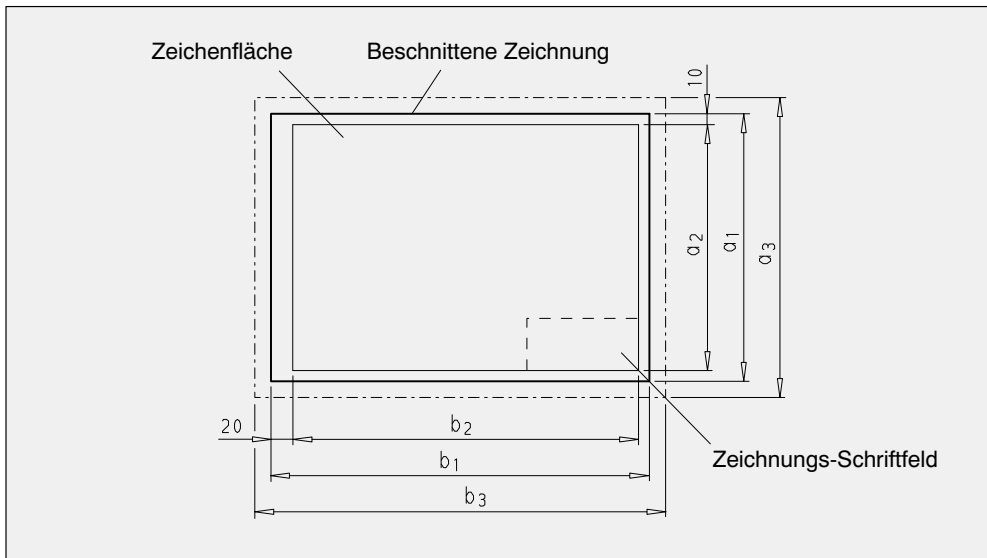
Tabelle 3 Formate der beschnittenen und unbeschnittenen Bögen und der Zeichenfläche

Blattgrößen nach DIN EN ISO 5457, Reihe A	Beschnittene Zeichnung $a_1 \times b_1$ mm	Zeichenfläche ¹⁾ $a_2 \times b_2$ mm	Unbeschnittenes Blatt $a_3 \times b_3$ mm
A 0	841 x 1189	821 x 1159	880 x 1230
A 1	594 x 841	574 x 811	625 x 880
A 2	420 x 594	400 x 564	450 x 625
A 3	297 x 420	277 x 390	330 x 450
A 4	210 x 297	180 x 277	240 x 330

- 1) Die wirklich zur Verfügung stehende Zeichenfläche ist um das Schriftfeld, den Heftrand, den evtl. Feldeinteilungsrand usw. kleiner.

6.1 Schriftfeld

Die Formate $\geq A3$ werden im Querformat ausgeführt. Das Schriftfeld ist in der unteren rechten Ecke des beschnittenen Formats angeordnet. Bei Format A4 ist das Schriftfeld an der unteren Formatseite angeordnet (Hochformat).



6.2 Streifenformate

Streifenformate sollen vermieden werden. Andernfalls entstehen sie durch Kombination der

Maße der kurzen Seite eines A-Formates mit der langen Seite eines anderen größeren A-Formates.

7. Schriftgrößen

Tabelle 4: Schriftgrößen für Zeichnungsformate (h = Schrifthöhe, b = Linienbreite)

Anwendungsbereich für Beschriftung	Papierformate			
	A0 und A1		A2, A3 und A4	
	h	b	h	b
Art, Zeichnungs-Nr.	10	1	7	0,7
Texte und Nennmaße	5	0,5	3,5	0,35
Toleranzen, Rauhwertangaben, Symbole	3,5	0,35	2,5	0,25

7.1 Die den Papierformaten zugeordneten Schriftgrößen gemäß Tabelle 4 sind in Abhängigkeit von ihrem Anwendungsbereich unbedingt einzuhalten. Größere Schrifthöhen sind darüber

hinaus zulässig. Kleinere Schrifthöhen werden bis ca. 20% akzeptiert, wenn beengte Verhältnisse in der zeichnerischen Darstellung es erforderlich machen.

8. Linien nach DIN ISO 128, Teil 20 und Teil 24

Tabelle 5: Liniengruppen, Linienarten und Linienbreiten

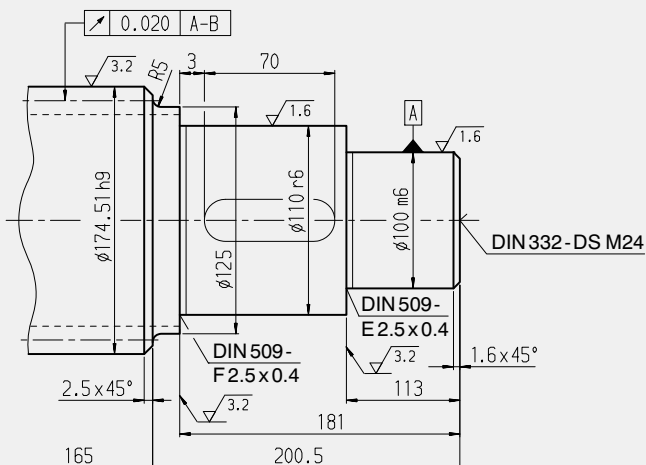
Liniengruppe	0,5	0,7
Zeichnungsformat	A4, A3, A2	A1, A0
Linienart	Linienbreite	
Vollinie (breit) 	0,5	0,7
Vollinie (schmal) 	0,25	0,35
Strichlinie (schmal) 	0,25	0,35
Strichpunktlinie (breit) 	0,5	0,7
Strichpunktlinie (schmal) 	0,25	0,35
Strich-Zweipunktlinie (schmal) 	0,25	0,35
Freihandlinie (schmal) 	0,25	0,35

8.1 Es dürfen nur die Liniengruppen 0,5 und 0,7 mit den zugehörigen Linienbreiten nach Tabelle 5 angewendet werden. Die Zuordnung

zu den Zeichnungsformaten A1 und A0 ist Vorschrift. Für die Formate A4, A3 und A2 kann auch die Liniengruppe 0,7 verwendet werden.

9. Beschriftungsmuster

9.1 Muster für Format A4 bis A2

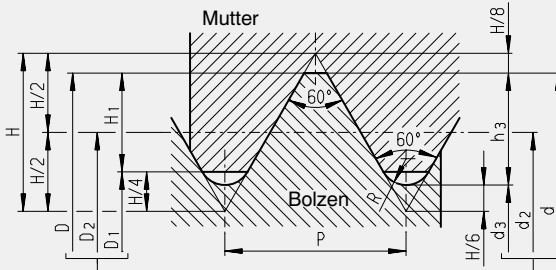


Normung	Seite
Metrisches ISO-Gewinde (Regelgewinde)	25
Metrisches ISO-Gewinde (Auswahl von Regel- und Feingewinde)	26
Zylindrische Wellenenden	27
ISO-Toleranzfelder und Abmaße Innenmaß (Bohrungen)	28
ISO-Toleranzfelder und Abmaße Außenmaß (Wellen)	29
Passfedern und Keile, Zentrierbohrungen	30

Normung
Metrisches ISO-Gewinde
(Regelgewinde)

2

Metrisches ISO-Gewinde (Regelgewinde) in Anlehnung an DIN 13, Teil 1



$$D_1 = d - 2 H_1$$

$$d_2 = D_2 = d - 0,64952 P$$

$$d_3 = d - 1,22687 P$$

$$H = 0,86603 P$$

$$H_1 = 0,54127 P$$

$$h_3 = 0,61343 P$$

$$R = \frac{H}{6} = 0,14434 P$$

Durchmesser des Muttergewindes

Durchmesser des Bolzensgewindes

Die Durchmesser der Reihe 1 sollen möglichst denen der Reihe 2 und diese wieder denen der Reihe 3 vorgezogen werden

Gewinde- Nenndurchmesser			Steigung	Flanken- durchmesser	Kerndurchmesser		Gewindetiefe		Rundung	Spannungs- querschnitt
d = D			P	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁	h ₃	H ₁	R	A _s ¹⁾
Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²
3			0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	0,072	5,03
	3,5		0,6	3,110	2,764	2,850	0,368	0,325	0,087	6,78
4			0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	0,101	8,78
	4,5		0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	0,108	11,3
5			0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	0,115	14,2
6			1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	0,144	20,1
		7	1	6,350	5,773	5,917	0,613	0,541	0,144	28,9
8			1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	0,180	36,6
		9	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	0,180	48,1
10			1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	0,217	58,0
		11	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	0,217	72,3
12			1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	0,253	84,3
	14		2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	0,289	115
16			2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	0,289	157
	18		2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	0,361	193
20			2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	0,361	245
	22		2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	0,361	303
24			3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	0,433	353
	27		3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	0,433	459
30			3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	0,505	561
	33		3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	0,505	694
36			4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	0,577	817
	39		4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	0,577	976
42			4,5	39,077	36,479	37,129	2,760	2,436	0,650	1121
	45		4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	0,650	1306
48			5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	0,722	1473
	52		5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	0,722	1758
56			5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	0,794	2030
	60		5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	0,794	2362
64			6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248	0,866	2676
	68		6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248	0,866	3055

1) Der Spannungsquerschnitt n. DIN 13 Teil 28 ist aus der Formel $A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$ errechnet.

Normung

Metrisches ISO-Gewinde
(Regel- und Feingewinde)

2

**Auswahl für Gewinde-Nezndurchmesser und Steigungen für Regel- und Feingewinde
von 1 bis 68 mm Durchmesser in Anlehnung an DIN ISO 261**

Gewinde- Nezndurchmesser d = D			Regel- gewinde	Steigungen P für Feingewinde							
Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3		4	3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5
1 1,2	1,4		0,25 0,25 0,3								
1,6 2	1,8		0,35 0,35 0,4								
2,5 3	2,2		0,45 0,45 0,5								
4 5	3,5		0,6 0,7 0,8								0,5 0,5
6 8 10			1 1,25 1,5					1,25	1 1	0,75 0,75 0,75	0,5 0,5
12	14	15	1,75 2				1,5 1,5 1,5	1,25 1,25	1 1 1		
16	18	17	2 2,5			2	1,5 1,5		1 1 1		
20 24	22		2,5 2,5 3			2 2 2	1,5 1,5 1,5		1 1 1		
	27	25 26	3			2	1,5 1,5 1,5				
30		28 32	3,5			2	1,5 1,5 1,5				
36	33	35	3,5 4		3	2	1,5 1,5 1,5				
	39	38 40	4		3	2	1,5 1,5				
42 48	45		4,5 4,5 5		3 3 3	2 2 2	1,5 1,5 1,5				
	52	50 55	5		3	2 2 2	1,5 1,5 1,5				
56	60	58	5,5 5,5	4 4	3 3	2 2	1,5 1,5 1,5				
64	68	65	6 6	4 4	3 3	2 2 2					

Normung

Zylindrische Wellenenden

Zylindrische Wellenenden								Zylindrische Wellenenden							
nach DIN 748 / 1					FLENDER- Werknorm W 0470			nach DIN 748 / 1					FLENDER- Werknorm W 0470		
Durch- messer Reihe		ISO- Tol- eranz- feld	Länge		Durch- messer	Länge	ISO- Tol- eranz- feld	Durch- messer Reihe		ISO- Tol- eranz- feld	Länge		Durch- messer	Länge	ISO- Tol- eranz- feld
1	2		lang	kurz				1	2		lang	kurz			
mm	mm		mm	mm	mm	mm		mm	mm		mm	mm	mm	mm	
6		k6	16					100			210	165	100	180	m6
7			16					110			210	165	110		n6
8			20					120	130		210	165	120	210	
9			20					140	150		250	200	130		
10			23	15				160	170		250	200	140	240	
11			23	15				180	190		300	240	160	270	
12			30	18				200			300	240	170		
14			30	18	14	30		220			350	280	180	310	
16			40	28	16			250	260		350	280	190		
19			40	28	19			280		m6	410	330	200		
20			50	36	20	35	k6	320	300		410	330	220	350	
22			50	36	22			360	380		410	330	240	400	
24			50	36	24	40		400	420		410	330	250		
25			60	42	25			450	480		550	450	260		
28			60	42	28	50		500	530		650	540	280	450	
30			80	58	30			560	600		650	540	300	500	
32			80	58	32	60		630			800	680	320		
35			80	58	35						800	680	340	550	
38			80	58	38						800	680	360	590	
40			110	82	40	70					800	680	380		
42			110	82	42						800	680	400	650	
45			110	82	45	80					800	680	420		
48			110	82	48						800	680	440	690	
50			110	82	50		m6				800	680	450	750	
55		m6	110	82	55	90					800	680	460		
60			140	105	60	105					800	680	480	790	
65			140	105	65						800	680	500		
70			140	105	70	120					800	680			
75			140	105	75						800	680			
80			170	130	80	140					800	680			
85			170	130	85						800	680			
90			170	130	90	160					800	680			
95			170	130	95						800	680			

Normung

ISO-Toleranzfelder und Abmaße

Innenmaße (Bohrungen)

ISO-Toleranzfelder und Abmaße Innenmaße (Bohrungen) nach DIN 7157, DIN ISO 286, Teil 2

		Toleranzfelder dargestellt für Nennmaß 60 mm																	
		P7	N7	N9	M7	K7	J6	J7	H7	H8	H11	G7	F8	E9	D9	D10	C11	A11	
ISO Kurzz.	Reihe 1 Reihe 2																		
Nennmaßbereich in mm	von bis	1 3	- 6 -16	- 4 -14	- 4 -29	- 2 -12	0 -10	+ 2 - 4	+ 4 - 6	+10 0	+14 0	+ 60 0 + 2	+ 20 + 6	+ 39 + 14	+ 45 + 20	+ 60 + 20	+120 + 60	+ 330 + 270	
	über bis	3 6	- 8 -20	- 4 -16	0 -30	0 -12	+ 3 - 9	+ 5 - 3	+ 6 - 6	+12 0	+18 0	+ 75 0 + 4	+ 28 + 10	+ 50 + 20	+ 60 + 30	+ 78 + 30	+145 + 70	+ 345 + 270	
	über bis	6 10	- 9 -24	- 4 -19	0 -36	0 -15	+ 5 -10	+ 5 - 4	+ 8 - 7	+15 0	+22 0	+ 90 0 + 5	+ 35 + 13	+ 61 + 25	+ 76 + 40	+ 98 + 40	+170 + 80	+ 370 + 280	
	über bis	10 14	-11 -29	- 5 -23	0 -43	0 -18	+ 6 -12	+ 6 - 5	+10 - 8	+18 0	+27 0	+110 0 + 6	+ 43 + 16	+ 75 + 32	+ 93 + 50	+120 + 50	+205 + 95	+ 400 + 290	
	über bis	14 18	-14 -35	- 7 -28	0 -52	0 -21	+ 6 -15	+ 8 - 5	+12 - 9	+21 0	+33 0	+130 0 + 7	+ 53 + 20	+ 92 + 40	+117 + 65	+149 + 65	+240 +110	+ 430 + 300	
	über bis	18 24	-17 -42	- 8 -33	0 -62	0 -25	+ 7 -18	+10 - 6	+14 -11	+25 0	+39 0	+160 0 + 9	+ 64 + 25	+112 + 50	+142 + 80	+180 + 80	+280 +120	+ 470 + 310	
	über bis	24 30	-21 -51	- 9 -39	0 -74	0 -30	+ 9 -21	+13 - 6	+18 -12	+30 0	+46 0	+190 0 +10	+ 76 + 30	+134 + 60	+174 +100	+220 +100	+330 +140	+ 530 + 340	
	über bis	30 40	-24 -59	-10 -45	0 -87	0 -35	+10 -25	+16 - 6	+22 -13	+35 0	+54 0	+220 0 +12	+ 90 + 36	+159 + 72	+207 +120	+260 +120	+390 +170	+ 600 + 380	
	über bis	40 50	-28 -68	-12 -52	0 -100	0 -40	+12 -28	+18 - 7	+26 -14	+40 0	+63 0	+250 0 +14	+106 + 43	+185 + 85	+245 +145	+305 +145	+460 +210	+ 770 + 520	
	über bis	50 65	-33 -79	-14 -60	0 -115	0 -46	+13 -33	+22 - 7	+30 -16	+46 0	+72 0	+290 0 +15	+122 + 50	+215 +100	+285 +170	+355 +170	+550 +260	+1030 + 740	
	über bis	65 80	-36 -88	-16 -66	0 -130	0 -52	+16 -36	+25 - 7	+36 -16	+52 0	+81 0	+320 0 +17	+137 + 56	+240 +110	+320 +190	+400 +190	+620 +300	+1240 + 920	
	über bis	80 100	-41 -98	-17 -73	0 -140	0 -57	+17 -40	+29 - 7	+39 -18	+57 0	+89 0	+360 0 +18	+151 + 62	+265 +125	+350 +210	+440 +210	+720 +360	+1560 +1200	
	über bis	100 120	-45 -108	-17 -80	0 -155	0 -63	+18 -45	+33 - 7	+43 -20	+63 0	+97 0	+400 0 +20	+165 + 68	+290 +135	+385 +220	+480 +230	+840 +440	+1900 +1500	
	über bis	120 140																+880 +480	+2050 +1650
	über bis	140 160																	
	über bis	160 180																	
	über bis	180 200																	
	über bis	200 225																	
	über bis	225 250																	
	über bis	250 280																	
über bis	280 315																		
über bis	315 355																		
über bis	355 400																		
über bis	400 450																		
über bis	450 500																		
ISO Kurzz.	Reihe 1 Reihe 2	P7	N7	N9	M7	K7	J6	J7	H7	H8	H11	G7	F8	E9	D9	D10	C11	A11	

Normung
ISO-Toleranzfelder und Abmaße
Außenmaße (Wellen)

2

ISO-Toleranzfelder und Abmaße Außenmaße (Wellen) nach DIN 7157, DIN ISO 286, Teil 2																									
μm																									
	+ 500																								
	+ 400																								
	+ 300																								
	+ 200																								
	+ 100																								
	0																								
	- 100																								
	- 200																								
	- 300																								
	- 400																								
- 500																									
Toleranzfelder dargestellt für Nennmaß 60 mm																									
ISO Kurzz.	Reihe 1 Reihe 2	x8/u8 1)	s6	r5	r6	n6	m5	m6	k5	k6	j6	js6	h6	h7	h8	h9	h11	g6	f7	e8	d9	c11	a11		
Nennmaßbereich in mm	von bis	1 3	+ 34 + 20	+ 20 + 14	+ 16 + 10	+10 + 4	+ 6 + 2	+ 8 + 2	+ 4 + 2	+ 6 + 0	+ 4 + 0	+ 3 - 2	0 - 6	0 - 10	0 - 14	0 - 25	0 - 60	- 2 - 8	- 6 - 16	- 14 - 28	- 20 - 45	- 60 - 120	- 270 - 330		
	über bis	3 6	+ 46 + 28	+ 27 + 19	+ 20 + 15	+16 + 8	+ 9 + 4	+12 + 4	+ 6 + 1	+ 9 + 1	+ 6 + 1	+ 4 - 2	0 - 8	0 - 12	0 - 18	0 - 30	0 - 75	- 4 - 12	- 10 - 22	- 20 - 38	- 30 - 60	- 70 - 145	- 270 - 345		
	über bis	6 10	+ 56 + 34	+ 32 + 23	+ 25 + 19	+19 + 10	+12 + 6	+15 + 6	+ 7 + 1	+10 + 1	+ 7 + 1	+ 4,5 - 2	0 - 4,5	0 - 9	0 - 15	0 - 22	0 - 36	0 - 90	- 5 - 14	- 13 - 28	- 25 - 47	- 40 - 76	- 80 - 170	- 280 - 370	
	über bis	10 14	+ 67 + 40	+ 39 + 28	+ 31 + 23	+23 + 12	+15 + 7	+18 + 7	+ 9 + 1	+12 + 1	+ 8 + 1	+ 5,5 - 3	0 - 5,5	0 - 11	0 - 18	0 - 27	0 - 43	0 - 110	- 6 - 17	- 16 - 34	- 32 - 59	- 50 - 93	- 95 - 205	- 290 - 400	
	über bis	14 18	+ 72 + 45	+ 28 + 18	+ 23 + 8	+23 + 3	+15 + 1	+18 + 1	+ 9 + 1	+12 + 1	+ 8 + 1	+ 5,5 - 5,5	0 - 11	0 - 18	0 - 27	0 - 43	0 - 110	- 6 - 17	- 16 - 34	- 32 - 59	- 50 - 93	- 95 - 205	- 290 - 400		
	über bis	18 24	+ 87 + 54	+ 37 + 28	+ 31 + 23	+28 + 12	+17 + 7	+21 + 7	+11 + 1	+15 + 1	+ 9 + 1	+ 6,5 - 4	0 - 6,5	0 - 13	0 - 21	0 - 33	0 - 52	0 - 130	- 7 - 20	- 20 - 41	- 40 - 73	- 65 - 117	- 110 - 240	- 300 - 430	
	über bis	24 30	+ 81 + 48	+ 35 + 28	+ 28 + 23	+15 + 12	+ 8 + 7	+ 8 + 7	+ 2 + 2	+ 2 + 2	+ 2 + 2	- 4 - 5,5	- 5,5 - 13	- 13 - 21	- 21 - 33	- 33 - 52	- 52 - 130	- 20 - 50	- 41 - 73	- 73 - 117	- 117 - 240	- 240 - 430			
	über bis	30 40	+ 99 + 60	+ 59 + 43	+ 45 + 34	+50 + 34	+33 + 17	+20 + 9	+25 + 9	+13 + 2	+18 + 2	+11 + 2	+ 8 - 5	0 - 8	0 - 16	0 - 25	0 - 39	0 - 62	- 9 - 25	- 25 - 50	- 50 - 89	- 89 - 142	- 142 - 290	- 290 - 480	
	über bis	40 50	+109 + 70	+ 43 + 34	+ 34 + 23	+17 + 12	+ 9 + 7	+ 9 + 7	+ 2 + 2	+ 2 + 2	+ 2 + 2	- 5 - 8	- 8 - 16	- 16 - 25	- 25 - 39	- 39 - 62	- 62 - 160	- 25 - 50	- 50 - 89	- 89 - 142	- 142 - 290	- 290 - 480			
	über bis	50 65	+133 + 87	+ 72 + 53	+ 54 + 41	+60 + 39	+24 + 11	+30 + 11	+15 + 2	+21 + 2	+12 + 2	+ 9,5 - 7	0 - 9,5	0 - 19	0 - 30	0 - 46	0 - 74	0 - 190	- 10 - 29	- 30 - 60	- 60 - 106	- 106 - 174	- 174 - 340	- 340 - 550	
	über bis	65 80	+148 + 102	+ 78 + 59	+ 56 + 43	+62 + 43	+20 + 11	+11 + 2	+11 + 2	+ 2 + 2	+ 2 + 2	- 7 - 9,5	- 9,5 - 19	- 19 - 30	- 30 - 46	- 46 - 74	- 74 - 190	- 29 - 60	- 60 - 106	- 106 - 174	- 174 - 340	- 340 - 550			
	über bis	80 100	+178 + 124	+ 93 + 71	+ 66 + 51	+73 + 51	+45 + 28	+28 + 13	+35 + 13	+18 + 3	+25 + 3	+13 + 3	+11 - 9	0 - 11	0 - 22	0 - 35	0 - 54	0 - 87	- 12 - 34	- 36 - 71	- 72 - 126	- 120 - 207	- 207 - 380	- 380 - 600	
	über bis	100 120	+198 + 144	+101 + 79	+ 69 + 54	+76 + 54	+23 + 13	+13 + 3	+13 + 3	+ 3 + 3	+ 3 + 3	- 9 - 11	- 11 - 22	- 22 - 35	- 35 - 54	- 54 - 87	- 87 - 220	- 34 - 71	- 71 - 126	- 126 - 207	- 207 - 380	- 380 - 600			
	über bis	120 140	+233 + 170	+117 + 92	+ 81 + 63	+88 + 63	+52 + 27	+33 + 15	+40 + 15	+21 + 3	+28 + 3	+14 + 3	+12,5 - 11	0 - 12,5	0 - 25	0 - 40	0 - 63	0 - 100	- 14 - 39	- 43 - 83	- 85 - 148	- 145 - 245	- 245 - 460	- 460 - 770	
	über bis	140 160	+253 + 190	+125 + 100	+ 83 + 65	+90 + 65	+52 + 27	+33 + 15	+40 + 15	+21 + 3	+28 + 3	+14 + 3	+12,5 - 11	0 - 12,5	0 - 25	0 - 40	0 - 63	0 - 100	- 14 - 39	- 43 - 83	- 85 - 148	- 145 - 245	- 245 - 460	- 460 - 770	
	über bis	160 180	+273 + 210	+133 + 108	+ 86 + 68	+93 + 68	+52 + 27	+33 + 15	+40 + 15	+21 + 3	+28 + 3	+14 + 3	+12,5 - 11	0 - 12,5	0 - 25	0 - 40	0 - 63	0 - 100	- 14 - 39	- 43 - 83	- 85 - 148	- 145 - 245	- 245 - 460	- 460 - 770	
	über bis	180 200	+308 + 236	+151 + 122	+ 97 + 77	+106 + 77	+52 + 27	+33 + 15	+40 + 15	+21 + 3	+28 + 3	+14 + 3	+12,5 - 11	0 - 12,5	0 - 25	0 - 40	0 - 63	0 - 100	- 14 - 39	- 43 - 83	- 85 - 148	- 145 - 245	- 245 - 460	- 460 - 770	
	über bis	200 225	+330 + 258	+159 + 130	+100 + 80	+109 + 80	+60 + 31	+37 + 17	+46 + 17	+24 + 4	+33 + 4	+16 + 4	+14,5 - 13	0 - 14,5	0 - 29	0 - 46	0 - 72	0 - 115	0 - 290	- 15 - 44	- 50 - 96	- 100 - 172	- 170 - 285	- 285 - 500	
	über bis	225 250	+356 + 284	+169 + 140	+104 + 84	+113 + 84	+60 + 31	+37 + 17	+46 + 17	+24 + 4	+33 + 4	+16 + 4	+14,5 - 13	0 - 14,5	0 - 29	0 - 46	0 - 72	0 - 115	0 - 290	- 15 - 44	- 50 - 96	- 100 - 172	- 170 - 285	- 285 - 500	
	über bis	250 280	+396 + 315	+190 + 158	+117 + 94	+126 + 94	+66 + 34	+43 + 20	+52 + 20	+27 + 4	+36 + 4	+16 + 4	+16 - 16	0 - 32	0 - 52	0 - 81	0 - 130	0 - 320	0 - 49	- 56 - 108	- 110 - 191	- 190 - 320	- 320 - 500	- 500 - 800	
	über bis	280 315	+431 + 350	+202 + 170	+121 + 98	+130 + 98	+66 + 34	+43 + 20	+52 + 20	+27 + 4	+36 + 4	+16 + 4	+16 - 16	0 - 32	0 - 52	0 - 81	0 - 130	0 - 320	0 - 49	- 56 - 108	- 110 - 191	- 190 - 320	- 320 - 500	- 500 - 800	
	über bis	315 355	+479 + 390	+226 + 190	+133 + 108	+144 + 108	+66 + 34	+43 + 20	+52 + 20	+27 + 4	+36 + 4	+16 + 4	+16 - 18	0 - 36	0 - 57	0 - 89	0 - 140	0 - 360	0 - 54	- 62 - 119	- 125 - 214	- 210 - 350	- 350 - 550	- 550 - 850	
	über bis	355 400	+524 + 435	+244 + 208	+139 + 114	+150 + 114	+66 + 34	+43 + 20	+52 + 20	+27 + 4	+36 + 4	+16 + 4	+16 - 18	0 - 36	0 - 57	0 - 89	0 - 140	0 - 360	0 - 54	- 62 - 119	- 125 - 214	- 210 - 350	- 350 - 550	- 550 - 850	
	über bis	400 450	+587 + 490	+272 + 232	+153 + 126	+166 + 126	+66 + 34	+43 + 20	+52 + 20	+27 + 4	+36 + 4	+16 + 4	+16 - 20	0 - 40	0 - 63	0 - 97	0 - 155	0 - 400	0 - 60	- 68 - 131	- 135 - 232	- 230 - 385	- 385 - 580	- 580 - 880	
	über bis	450 500	+637 + 540	+292 + 252	+159 + 132	+172 + 132	+66 + 34	+43 + 20	+52 + 20	+27 + 4	+36 + 4	+16 + 4	+16 - 20	0 - 40	0 - 63	0 - 97	0 - 155	0 - 400	0 - 60	- 68 - 131	- 135 - 232	- 230 - 385	- 385 - 580	- 580 - 880	
ISO Kurzz.	Reihe 1 Reihe 2	x8/u8 1)	s6	r5	r6	n6	m5	m6	k5	k6	j6	js6	h6	h7	h8	h9	h11	g6	f7	e8	d9	c11	a11		

1) Bis Nennmaß 24 mm: x8; über 24 mm Nennmaß: u8

2

- 1) Das Toleranzfeld der Nabennutbreite b für Passfedern bei leichtem Sitz ist ISO JS9 und bei festem Sitz ISO P9, das der Wellennutbreite b bei leichtem Sitz ISO N9 und bei festem Sitz ISO P9
- 2) Das Maß h des Treibkeiles nennt die größte Höhe des Keiles und das Maß t_2 die größte Tiefe der Nabennut. Die Wellen- und Naben-Nutmaße nach DIN 6887 - Nasenkeile - sind gleich denen nach DIN 6886

- 1) Abstechmaß, wenn Zentrierung wegfällt
- 2) Durchmesser gilt für das fertige Werkstück
- * Abmessungen nicht nach DIN 332 Teil 2
- 3) Kernloch-Bohrerdurchmesser nach DIN 336 Teil 1

Physik	Seite
International festgelegte Vorsätze	32
SI-Basiseinheiten	32
Abgeleitete SI-Einheiten mit besonderen Namen und besonderen Einheitszeichen	33
Gesetzliche Einheiten außerhalb des SI	33
Größen und Einheiten der Länge und ihrer Potenzen	34
Größen und Einheiten für die Zeit	35
Größen und Einheiten der Mechanik	35 – 37
Größen und Einheiten der Thermodynamik und der Wärmeübertragung	37 + 38
Größen und Einheiten der Elektrotechnik	38
Größen und Einheiten der Lichttechnik	39
Temperaturen in verschiedenen Maßeinheiten	39
Längenmaße	40
Flächenmaße	40
Raummaße	41
Massegrößen	41
Energie, Arbeit, Wärmemenge	41
Leistung, Energiestrom, Wärmestrom	42
Druck und Spannung	42
Geschwindigkeit	42
Physikalische Gleichungen für die geradlinige Bewegung und die Drehbewegung	43

International festgelegte Vorsätze

Dezimale Vielfache und dezimale Teile von Einheiten werden mit Vorsätzen und Vorsatzzeichen dargestellt. Vorsätze und Vorsatzzeichen werden nur zusammen mit Einheitenamen und Einheitenzeichen benutzt.

Faktor, mit dem die Einheit multipliziert wird	Vorsatz	Vorsatzzeichen	Faktor, mit dem die Einheit multipliziert wird	Vorsatz	Vorsatzzeichen
10^{-18}	Atto	a	10^1	Deka	da
10^{-15}	Femto	f	10^2	Hekto	h
10^{-12}	Piko	p	10^3	Kilo	k
10^{-9}	Nano	n	10^6	Mega	M
10^{-6}	Mikro	μ	10^9	Giga	G
10^{-3}	Milli	m	10^{12}	Tera	T
10^{-2}	Zenti	c	10^{15}	Peta	P
10^{-1}	Dezi	d	10^{18}	Exa	E

- Vorsatzzeichen und Einheitenzeichen werden ohne Zwischenraum geschrieben und bilden zusammen das Zeichen einer neuen Einheit. Ein Exponent am Einheitenzeichen gilt auch für das Vorsatzzeichen.
- Bei der Angabe von Größen durch Vorsatzzeichen und Einheitenzeichen sollen die Vorsätze so gewählt werden, dass die Zahlenwerte zwischen 0,1 und 1000 liegen.

Beispiel:

$$1 \text{ cm}^3 = 1 \cdot (10^{-2}\text{m})^3 = 1 \cdot 10^{-6}\text{m}^3$$

$$1 \mu\text{s} = 1 \cdot 10^{-6}\text{s}$$

$$10^6\text{s}^{-1} = 10^6\text{Hz} = 1 \text{ MHz}$$

Beispiel:

$$12 \text{ kN} \quad \text{statt} \quad 1,2 \cdot 10^4\text{N}$$

$$3,94 \text{ mm} \quad \text{statt} \quad 0,00394 \text{ m}$$

$$1,401 \text{ kPa} \quad \text{statt} \quad 1401 \text{ Pa}$$

$$31 \text{ ns} \quad \text{statt} \quad 3,1 \cdot 10^{-8}\text{s}$$

- Vorsätze werden nicht auf die SI-Basiseinheit Kilogramm (kg), sondern auf die Einheit Gramm (g) angewendet.
- Kombinationen von Vorsätzen mit den folgenden Einheiten sind verboten:

Winkeleinheiten: Grad, Minute, Sekunde

Zeiteinheiten: Minute, Stunde, Jahr, Tag

Temperatureinheit: Grad Celsius

Beispiel:

Milligramm (mg), nicht Mikrokilogramm (μkg).

SI-Basiseinheiten

Basisgröße	SI-Basiseinheit		Basisgröße	SI-Basiseinheit	
	Name	Zeichen		Name	Zeichen
Länge	Meter	m	Thermodynamische Temperatur	Kelvin	K
Masse	Kilogramm	kg			
Zeit	Sekunde	s	Stoffmenge	Mol	mol
Elektr. Stromstärke	Ampere	A	Lichtstärke	Candela	cd

Abgeleitete SI-Einheiten mit besonderen Namen und besonderen Einheitszeichen			
Größe	SI-Einheit		Beziehung
	Name	Zeichen	
Ebener Winkel	Radian	rad	$1 \text{ rad} = 1 \text{ m/m}$
Raumwinkel	Steradian	sr	$1 \text{ sr} = 1 \text{ m}^2/\text{m}^2$
Frequenz eines periodischen Vorganges	Hertz	Hz	$1 \text{ Hz} = 1 \text{ s}^{-1}$
Kraft	Newton	N	$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$
Druck, mechanische Spannung	Pascal	Pa	$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N}/\text{m}^2 = 1 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$
Energie, Arbeit, Wärmemenge	Joule	J	$1 \text{ J} = 1 \text{ N} \cdot \text{m} = 1 \text{ W} \cdot \text{s} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$
Leistung, Wärmestrom	Watt	W	$1 \text{ W} = 1 \text{ J}/\text{s} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3$
Elektrische Ladung, Elektrizitätsmenge	Coulomb	C	$1 \text{ C} = 1 \text{ A} \cdot \text{s}$
Elektrisches Potential, Elektrische Spannung	Volt	V	$1 \text{ V} = 1 \text{ J}/\text{C} = 1 (\text{kg} \cdot \text{m}^2)/(\text{A} \cdot \text{s}^3)$
Elektrische Kapazität	Farad	F	$1 \text{ F} = 1 \text{ C}/\text{V} = 1 (\text{A}^2 \cdot \text{s}^4)/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
Elektrischer Widerstand	Ohm	Ω	$1 \Omega = 1 \text{ V}/\text{A} = 1 (\text{kg} \cdot \text{m}^2)/\text{A}^2 \cdot \text{s}^3$
Elektrischer Leitwert	Siemens	S	$1 \text{ S} = 1 \Omega^{-1} = 1 (\text{A}^2 \cdot \text{s}^3)/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
Celsius-Temperatur	Grad Celsius	$^{\circ}\text{C}$	$0^{\circ}\text{C} = 273,15 \text{ K}$ $\Delta 1^{\circ}\text{C} = \Delta 1 \text{ K}$
Induktivität	Henry	H	$1 \text{ H} = 1 \text{ V} \cdot \text{s}/\text{A}$

Gesetzliche Einheiten außerhalb des SI			
Größe	Einheitenname	Einheitenzeichen	Definition
Ebener Winkel	Vollwinkel	¹⁾	$1 \text{ Vollwinkel} = 2 \pi \text{ rad}$
	Gon	gon	$1 \text{ gon} = (\pi/200) \text{ rad}$
	Grad	$^{\circ}$ ²⁾	$1^{\circ} = (\pi/180) \text{ rad}$
	Minute	' ²⁾	$1' = (1/60)^{\circ}$
	Sekunde	" ²⁾	$1'' = (1/60)'$
Volumen	Liter	l	$1 \text{ l} = 1 \text{ dm}^3 = (1/1000) \text{ m}^3$
Zeit	Minute	min ²⁾	$1 \text{ min} = 60 \text{ s}$
	Stunde	h ²⁾	$1 \text{ h} = 60 \text{ min} = 3600 \text{ s}$
	Tag	d ²⁾	$1 \text{ d} = 24 \text{ h} = 86400 \text{ s}$
	Gemeinjahr	a ²⁾	$1 \text{ a} = 365 \text{ d} = 8760 \text{ h}$
Masse	Tonne	t	$1 \text{ t} = 10^3 \text{ kg} = 1 \text{ Mg}$
Druck	Bar	bar	$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

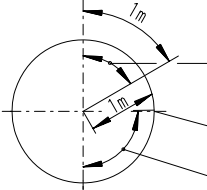
1) Ein Zeichen für den Vollwinkel ist international nicht festgelegt

2) Nicht mit Vorsätzen verwenden

Physik

Größen und Einheiten der Länge und ihrer Potenzen

Größen und Einheiten der Länge und ihrer Potenzen

Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkung W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
l	Länge	m (Meter)	B.: Basiseinheit W.E.: μm , mm, cm, dm, km usw. N.E.: Mikron (μ): $1 \mu = 1 \mu\text{m}$ Ångström ($\text{\AA}$): $1 \text{\AA} = 10^{-10} \text{ m}$
A	Fläche	m^2 (Quadratmeter)	W.E.: mm^2 , cm^2 , dm^2 , km^2 Ar (a): $1 \text{ a} = 10^2 \text{ m}^2$ Hektar (ha): $1 \text{ ha} = 10^4 \text{ m}^2$
V	Volumen	m^3 (Kubikmeter)	W.E.: mm^3 , cm^3 , dm^3 Liter (l): $1 \text{ l} = 1 \text{ dm}^3$
H	Flächenmoment 1. Grades	m^3	B.: Statisches Moment, Widerstandsmoment W.E.: mm^3 , cm^3
I	Flächenmoment 2. Grades	m^4	B.: Früher: Flächenträgheitsmoment W.E.: mm^4 , cm^4
α β γ	Ebener Winkel	rad (Radiant)	B.: $1 \text{ rad} = \frac{1 \text{ m (Bogen)}}{1 \text{ m (Radius)}} = \frac{1 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 1 \text{ m/m}$  W.E.: μrad, mrad Grad ($^\circ$): $1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ rad}$ Minute ($'$): $1' = \frac{1^\circ}{60}$ Sekunde ($''$): $1'' = \frac{1'}{60}$ Gon (gon): $1 \text{ gon} = \frac{\pi}{200} \text{ rad}$ N.E.: Rechter Winkel (L): $1 \text{ L} = \frac{\pi}{2} \text{ rad}$ Neugrad (g): $1 \text{ g} = 1 \text{ gon}$ Neuminute (c): $1^c = \frac{1}{100} \text{ gon}$ Neusekunde (cc): $1^{cc} = \frac{1^c}{100}$
Ω ω	Raumwinkel	sr (Steradian)	B.: $1 \text{ sr} = \frac{1 \text{ m}^2 \text{ (Kugeloberfläche)}}{1 \text{ m}^2 \text{ (Quadrat des Kugelradius)}} = 1 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^2}$

Physik

Größen und Einheiten für die Zeit und die Mechanik

3

Größen und Einheiten für die Zeit			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkung W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
t	Zeit, Zeitspanne, Dauer	s (Sekunde)	B.: Basiseinheit W.E.: ns, μ s, ms, ks Minute (min): 1 min = 60 s Stunde (h): 1 h = 60 min Tag (d): 1 d = 24 h Gemeinjahr (a): 1 a = 365 d (Keine Vorsätze für dezimale Vielfache und dezimale Teile von min, h, d, a anwenden)
f	Frequenz, Periodenfrequenz	Hz (Hertz)	W.E.: kHz, MHz, GHz, THz Hertz (Hz): 1 Hz = 1/s
n	Umdrehungs- frequenz (Drehzahl)	s ⁻¹	B.: Kehrwert der Dauer einer Umdrehung W.E.: min ⁻¹ = 1/min
v	Geschwindig- keit	m/s	W.E.: cm/s, m/h, km/s, km/h 1 km/h = $\frac{1}{3,6}$ m/s
a	Beschleuni- gung	m/s ²	B.: Zeitbezogene Geschwindigkeit W.E.: cm/s ²
g	Fall- beschleuni- gung	m/s ²	B.: Die Fallbeschleunigung ist örtlich verschieden. Normfallbeschleunigung (g_n): $g_n = 9,80665 \text{ m/s}^2 \approx 9,81 \text{ m/s}^2$
ω	Winkel- geschwindig- keit	rad/s	W.E.: rad/min
α	Winkel- beschleuni- gung	rad/s ²	W.E.: °/s ²
$\dot{V}$	Volumen- strom	m ³ /s	W.E.: l/s, l/min, dm ³ /s, l/h, m ³ /h usw.

Größen und Einheiten der Mechanik			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkung W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
m	Masse	kg (Kilogramm)	B.: Basiseinheit W.E.: μ g, mg, g, Mg Tonne (t): 1 t = 1000 kg
m'	Längen- bezogene Masse	kg/m	B.: m' = m/l W.E.: mg/m, g/km; In der Textilindustrie: Tex (tex): 1 tex = 10 ⁻⁶ kg/m = 1 g/km
m''	Flächen- bezogene Masse	kg/m ²	B.: m'' = m/A W.E.: g/mm ² , g/m ² , t/m ²

Größen und Einheiten der Mechanik (Fortsetzung)

Formel- zeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkungen W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
ϱ	Dichte	kg/m ³	B.: $\varrho = m/V$ W.E.: g/cm ³ , kg/dm ³ , Mg/m ³ , t/m ³ , kg/l 1g/cm ³ = 1 kg/dm ³ = 1 Mg/m ³ = 1 t/m ³ = 1 kg/l
J	Massen- moment 2. Grades, Trägheits- moment	kg · m ²	B.: Anstelle des bisherigen Schwungmomentes GD ² GD ² in kpm ² jetzt : $J = \frac{GD^2}{4}$ W.E.: g · m ² , t · m ²
$\dot{m}$	Massen- strom	kg/s	W.E.: kg/h, t/h
F	Kraft	N (Newton)	W.E.: μN, mN, kN, MN usw., 1 N = 1 kg m/s ² N.E.: kp (1 kp = 9,80665 N)
G	Gewichts- kraft	N (Newton)	B.: Produkt aus Masse und Fallbeschleunigung W.E.: kN, MN, GN usw.
M, T	Dreh- moment	Nm	W.E.: μNm, mNm, kNm, MNm usw. N.E.: kpm, pcm, pmm usw.
M _b	Biege- moment	Nm	W.E.: Nmm, Ncm, kNm usw. N.E.: kpm, kpcm, kpmmm usw.
p	Druck	Pa (Pascal)	B.: 1 Pa = 1 N/m ² W.E.: Bar (bar): 1 bar = 100000 Pa = 10 ⁵ Pa μbar, mbar N.E.: kp/cm ² , at, ata, atü, mmWS, mmHg, Torr 1kp/cm ² = 1 at = 0,980665 bar 1 atm = 101325 Pa = 1,01325 bar 1 Torr = $\frac{101325}{760}$ Pa = 133,322 Pa 1 mWS = 9806,65 Pa = 9806,65 N/m ² 1 mmHg = 133,322 Pa = 133,322 N/m ²
p _{abs}	Absoluter Druck	Pa (Pascal)	
p _{amb}	Umgebender Atmosphä- rendruck	Pa (Pascal)	
p _e	Überdruck	Pa (Pascal)	$p_e = p_{abs} - p_{amb}$
σ	Normal- spannung (Zug- oder Druckspannung)	N/m ²	W.E.: N/mm ² 1 N/mm ² = 10 ⁶ N/m ² = 1 MPa
τ	Schub- spannung	N/m ²	W.E.: N/mm ²
ε	Dehnung	m/m	B.: Δl / l W.E.: μm/m, cm/m, mm/m

Physik

Größen und Einheiten der Mechanik, der Thermodynamik und der Wärmeübertragung

3

Größen und Einheiten der Mechanik (Fortsetzung)			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkungen W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
W, A	Arbeit	J (Joule)	B.: 1 J = 1 Nm = 1 Ws W.E.: mJ, kJ, MJ, GJ, TJ, kWh 1 kWh = 3,6 MJ N.E.: kpm, cal, kcal 1 cal = 4,1868 J, 860 kcal = 1 kWh
E, W	Energie		
P	Leistung	W (Watt)	B.: 1 W = 1 J/s = 1 Nm/s W.E.: μ W, mW, kW, MW usw. kJ/s, kJ/h, MJ/h usw. N.E.: PS, kpm/s, kcal/h 1 PS = 735,49875 W 1 kpm/s = 9,81 W 1 kcal/h = 1,16 W 1 hp = 745,70 W
Q	Wärme- strom		
η	Dynamische Viskosität	Pa · s	B.: 1 Pa · s = 1 Ns/m ² W.E.: dPa · s, mPa · s N.E.: Poise (P): 1 P = 0,1 Pa · s
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s	W.E.: mm ² /s, cm ² /s N.E.: Stokes (St): 1 St = 1/10000 m ² /s 1 cSt = 1 mm ² /s

Größen und Einheiten der Thermodynamik und der Wärmeübertragung			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkungen W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
T	Thermo- dynamische Temperatur	K (Kelvin)	B.: Basiseinheit 273,15 K = 0 °C 373,15 K = 100 °C W.E.: mK
t	Celsius- Temperatur	°C	B.: Der Grad Celsius (°C) ist der besondere Name für das Kelvin (K) bei der Angabe von Celsius-Temperaturen. Die Temperaturspanne von 1 K ist gleich der Temperaturspanne von 1 °C.
Q	Wärme, Wärmemenge	J	1 J = 1 Nm = 1 Ws W.E.: mJ, kJ, MJ, GJ, TJ N.E.: cal, kcal
a	Temperatur- leitfähigkeit	m ² /s	$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ λ [W/(m · K)] = Wärmeleitfähigkeit ρ [kg/m ³] = Dichte des Körpers c_p [J/(kg · K)] = Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

Physik

Größen und Einheiten der Thermodynamik, der Wärmeübertragung und der Elektrotechnik

3

Größen und Einheiten der Thermodynamik und der Wärmeübertragung (Fortsetzung)			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkungen W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
H	Enthalpie (Wärmeinhalt)	J	B.: Unter bestimmten Bedingungen aufgenommene Wärmemenge W.E.: kJ; MJ; usw. N.E.: cal, Mcal usw.
s	Entropie	J/K	$1 \text{ J/K} = 1 \text{ Ws/K} = 1 \text{ Nm/K}$ W.E.: kJ/K N.E.: kcal/deg, kcal/°K
α_h	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	W.E.: $\text{W}/(\text{cm}^2 \cdot \text{K})$; $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ N.E.: $\text{cal}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{grad})$ $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad}) \approx 4,2 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$
c	Spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{K} \cdot \text{kg})$	$1 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{kg}) = \text{W} \cdot \text{s}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ B.: Massenbezogene Wärmekapazität N.E.: $\text{cal}/(\text{g} \cdot \text{grad})$, $\text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{grad})$ usw.
α_l	Thermischer Längenausdehnungskoeffizient	K^{-1}	$\text{m}/(\text{m} \cdot \text{K}) = \text{K}^{-1}$ B.: Auf Temperatureinheit bezogenes Längenverhältnis W.E.: $\mu\text{m}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\text{cm}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\text{mm}/(\text{m} \cdot \text{K})$
α_v γ	Thermischer Volumenausdehnungskoeffizient	K^{-1}	$\text{m}^3/(\text{m}^3 \cdot \text{K}) = \text{K}^{-1}$ B.: Auf Temperatureinheit bezogenes Volumenverhältnis N.E.: $\text{m}^3/(\text{m}^3 \cdot \text{deg})$

Größen und Einheiten der Elektrotechnik			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkungen W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
I	Elektrische Stromstärke	A (Ampere)	B.: Basiseinheit W.E.: pA, nA, μA , mA, kA usw.
Q	Elektrische Ladung, Elektrizitätsmenge	C (Coulomb)	$1 \text{ C} = 1 \text{ A} \cdot \text{s}$ $1 \text{ Ah} = 3600 \text{ As}$ W.E.: pC, nC, μC , kC
U	Elektrische Spannung	V (Volt)	$1 \text{ V} = 1 \text{ W/A} = 1 \text{ J}/(\text{s} \cdot \text{A})$ $= 1 \text{ A} \cdot \Omega = 1 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{s} \cdot \text{A})$ W.E.: μV , mV, kV, MV usw.
R	Elektrischer Widerstand	Ω (Ohm)	$1 \Omega = 1 \text{ V/A} = 1 \text{ W/A}^2$ $1 \text{ J}/(\text{s} \cdot \text{A}^2) = 1 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{s} \cdot \text{A}^2)$ W.E.: $\mu\Omega$; m Ω ; k Ω usw.
G	Elektrischer Leitwert	S (Siemens)	B.: Kehrwert des elektrischen Widerstandes $1 \text{ S} = 1 \Omega^{-1} = 1/\Omega$; $G = 1/R$ W.E.: μS , mS, kS
C	Elektrische Kapazität	F (Farad)	$1 \text{ F} = 1 \text{ C/V} = 1 \text{ A} \cdot \text{s/V}$ $= 1 \text{ A}^2 \cdot \text{s/W} = 1 \text{ A}^2 \cdot \text{s}^2/\text{J}$ $= 1 \text{ A}^2 \cdot \text{s}^2/(\text{N} \cdot \text{m})$ W.E.: pF, μF usw.

Physik

Größen und Einheiten der Lichttechnik

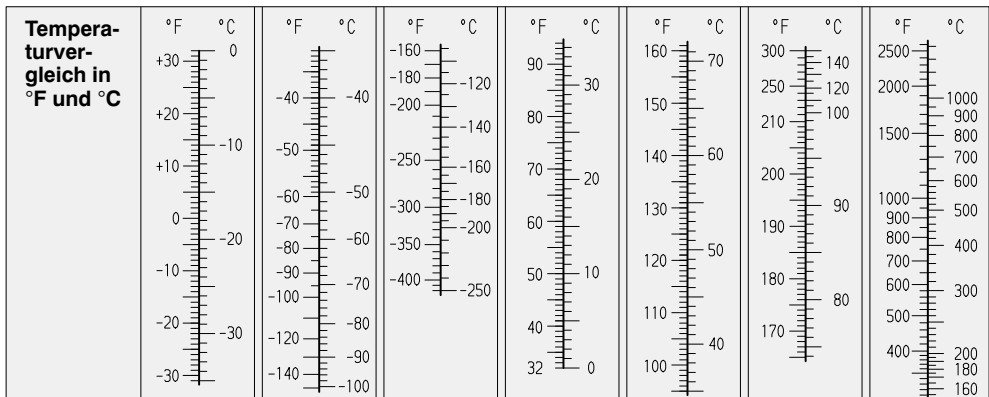
Temperaturen in verschiedenen Maßeinheiten

Größen und Einheiten der Lichttechnik			
Formelzeichen	Größe	SI-Einheit Zeichen Name	B.: Bemerkungen W.E.: Weitere gesetzliche Einheiten N.E.: Nicht mehr zugelassene Einheiten
I	Lichtstärke	cd (Candela)	B.: Basiseinheit 1 cd = 1 lm (lumen) / sr (Steradian) W.E.: mcd, kcd
L	Leuchtdichte	cd / m ²	W.E.: cd/cm ² , mcd/m ² usw. N.E.: Apostilb (asb): 1 asb = $\frac{1}{\pi}$ cd/m ² Nit (nt): 1 nt = 1 cd/m ² Stilb (sb): 1 sb = 10 ⁴ cd/m ²
Φ	Lichtstrom	lm (Lumen)	1 lm = 1 cd · sr W.E.: klm
E	Beleuchtungsstärke	lx (Lux)	1 lx = 1 lm/m ²

Temperaturen in verschiedenen Maßeinheiten			
Kelvin K T _K	Grad Celsius °C t _C	Grad Fahrenheit °F t _F	Grad Rankine °R T _R
T _K = 273,15 + t _C	t _C = T _K - 273,15	t _F = $\frac{9}{5} \cdot T_K - 459,67$	T _R = $\frac{9}{5} \cdot T_K$
T _K = 255,38 + $\frac{5}{9} \cdot t_F$	t _C = $\frac{5}{9} (t_F - 32)$	t _F = 32 + $\frac{9}{5} \cdot t_C$	T _R = $\frac{9}{5} (t_C + 273,15)$
T _K = $\frac{5}{9} \cdot T_R$	t _C = $\frac{5}{9} T_R - 273,15$	t _F = T _R - 459,67	T _R = 459,67 + t _F

Vergleich einiger Temperaturen			
0,00 + 255,37 + 273,15 + 273,16 ¹⁾ + 373,15	- 273,15 - 17,78 0,00 + 0,01 ¹⁾ + 100,00	- 459,67 0,00 + 32,00 + 32,02 + 212,00	0,00 + 459,67 + 491,67 + 491,69 + 671,67

1) Der Tripelpunkt des Wassers liegt bei + 0,01 °C. Das ist der Temperaturpunkt des reinen Wassers, bei dem gleichzeitig Eis, Wasser und Dampf miteinander im Gleichgewicht auftreten (bei 1013,25 hPa).



Physik

Längenmaße und Flächenmaße

3

Längenmaße								
Einheit	Inch (Zoll) in	Foot ft	Yard yd	Stat mile	Naut mile	mm	m	km
1 in =	1	0,08333	0,02778	–	–	25,4	0,0254	–
1 ft =	12	1	0,3333	–	–	304,8	0,3048	–
1 yd =	36	3	1	–	–	914,4	0,9144	–
1 stat mile =	63 360	5280	1760	1	0,8684	–	1609,3	1,609
1 naut mile =	72 960	6080	2027	1,152	1	–	1853,2	1,853
1 mm =	0,03937	$3,281 \cdot 10^{-3}$	$1,094 \cdot 10^{-3}$	–	–	1	0,001	10^{-6}
1 m =	39,37	3,281	1,094	–	–	1000	1	0,001
1 km =	39 370	3281	1094	0,6214	0,5396	10^6	1000	1
1 Deutsche Landmeile = 7500 m 1 Geograph. Meile = 7420,4 m = 4 Bogenminuten des Äquators (1° Äquator = 111,307 km)				Astronomische Maßeinheiten 1 Lichtsekunde = 300 000 km 1 Lj (Lichtjahr) = $9,46 \cdot 10^{12}$ km 1 parsec (Parallaxensekunde, Sternweite) = 3,26 Lj 1 Astronomische Einheit (mittlere Entfernung Erde-Sonne) = $1,496 \cdot 10^8$ km Typographische Maßeinheit: 1 Punkt (p) = 0,376 mm				
1 Internationale Seemeile 1 Deutsche Seemeile (sm) 1 Mille marin (franz.)				} = 1852 m = 1 Bogenminute des Längengrades (1° Längengrad = 111,121 km)				
Weitere Längenmaße des Zollmaßsystems 1 micro-in = 10^{-6} in = 0,0254 µm 1 mil = 1 thou = 0,001 in = 0,0254 mm 1 line = 0,1 in = 2,54 mm 1 fathom = 2 yd = 1,829 m 1 engineer's chain = 100 eng link = 100 ft = 30,48 m 1 rod = 1 perch = 1 pole = 25 surv link = 5,029 m 1 surveyor's chain = 100 surv link = 20,12 m 1 furlong = 1000 surv link = 201,2 m 1 stat league = 3 stat miles = 4,828 km				Weitere Längenmaße des metrischen Maßsystems <u>Frankreich:</u> 1 toise = 1,949 m 1 Myriameter = 10 000 m <u>Rußland:</u> 1 werschok = 44,45 mm 1 saschen = 2,1336 m 1 arschin = 0,7112 m 1 werst = 1,0668 km <u>Japan:</u> 1 shaku = 0,3030 m 1 ken = 1,818 m 1 ri = 3,927 km				

Flächenmaße										
Einheit	sq in	sq ft	sq yd	sq mile	cm ²	dm ²	m ²	a	ha	km ²
1 square inch =	1	–	–	–	6,452	0,06452	–	–	–	–
1 square foot =	144	1	0,1111	–	929	9,29	0,0929	–	–	–
1 square yard =	1296	9	1	–	8361	83,61	0,8361	–	–	–
1 square mile =	–	–	–	1	–	–	–	–	259	2,59
1 cm ² =	0,155	–	–	–	1	0,01	–	–	–	–
1 dm ² =	15,5	0,1076	0,01196	–	100	1	0,01	–	–	–
1 m ² =	1550	10,76	1,196	–	10 000	100	1	0,01	–	–
1 a =	–	1076	119,6	–	–	10 000	100	1	0,01	–
1 ha =	–	–	–	–	–	–	10 000	100	1	0,01
1 km ² =	–	–	–	0,3861	–	–	–	10 000	100	1
Weitere Flächenmaße des Zollmaßsystems 1 sq mil = $1 \cdot 10^{-6}$ sq in = 0,0006452 mm ² 1 sq line = 0,01 sq in = 6,452 mm ² 1 sq surveyor's link = 0,04047 m ² 1 sq rod = 1 sq perch = 1 sq pole = 625 sq surv link = 25,29 m ² 1 sq chain = 16 sq rod = 4,047 a 1 acre = 4 rood = 40,47 a 1 township (US) = 36 sq miles = 3,24 km ² 1 circular in = $\frac{\pi}{4}$ sq in = 5,067 cm ² (Kreisfläche mit Ø 1 in) 1 circular mil = $\frac{\pi}{4}$ sq mil = 0,0005067 mm ² (Kreisfläche mit Ø 1 mil)					Weitere Flächenmaße des metrischen Maßsystems <u>Rußland:</u> 1 kwadr. archin = 0,5058 m ² 1 kwadr. saschen = 4,5522 m ² 1 dessjatine = 1,0925 ha 1 kwadr. werst = 1,138 km ² <u>Japan:</u> 1 tsubo = 3,306 m ² 1 se = 0,9917 a 1 ho-ri = 15,42 km ²					

Physik

Raummaße und Massegrößen

Energie, Arbeit, Wärmemenge

Raummaße									
Einheit	cu in	cu ft	US-liquid quart	US-gallon	Imp quart	Imp gallon	cm ³	dm ³ (l)	m ³
1 cu in =	1	–	0,01732	–	0,01442	–	16,39	0,01639	–
1 cu ft =	1728	1	29,92	7,481	24,92	6,229	–	28,32	0,02832
1 cu yd =	46656	27	807,9	202	672,8	168,2	–	764,6	0,7646
1 US liquid quart =	57,75	0,03342	1	0,25	0,8326	0,2082	946,4	0,9464	–
1 US gallon =	231	0,1337	4	1	3,331	0,8326	3785	3,785	–
1 Imp quart =	69,36	0,04014	1,201	0,3002	1	0,25	1136	1,136	–
1 Imp gallon =	277,4	0,1605	4,804	1,201	4	1	4546	4,546	–
1 cm ³ =	0,06102	–	–	–	–	–	1	0,001	10 ⁶
1 dm ³ (l) =	61,02	0,03531	1,057	0,2642	0,88	0,22	1000	1	0,001
1 m ³ =	61023	35,31	1057	264,2	880	220	10 ⁶	1000	1
1 US minim = 0,0616 cm ³ (USA) 1 US fl dram = 60 minims = 3,696 cm ³ 1 US fl oz = 8 fl drams = 0,2957 l 1 US gill = 4 fl oz = 0,1183 l 1 US liquid pint = 4 gills = 0,4732 l 1 US liquid quart = 2 liquid pints = 0,9464 l 1 US gallon = 4 liquid quarts = 3,785 l 1 US dry pint = 0,5506 l 1 US dry quart = 2 dry pints = 1,101 l 1 US peck = 8 dry quarts = 8,811 l 1 US bushel = 4 pecks = 35,24 l 1 US liquid barrel = 31,5 gallons = 119,2 l 1 US barrel = 42 gallons = 158,8 l (für Rohöl) 1 US cord = 128 cu ft = 3,625 m ³					1 Imp minim = 0,0592 cm ³ (GB) 1 Imp fl drachm = 60 minims = 3,552 cm ³ 1 Imp fl oz = 8 fl drachm = 0,2841 l 1 Imp gill = 5 fl oz = 0,142 l 1 Imp pint = 4 gills = 0,5682 l 1 Imp quart = 2 pints = 1,1365 l 1 Imp gallon = 4 quarts = 4,5461 l 1 Imp pottle = 2 quarts = 2,273 l 1 Imp peck = 4 pottles = 9,092 l 1 Imp bushel = 4 pecks = 36,37 l 1 Imp quarter = 8 bushels = 64 gallons = 290,94 l				

Massegrößen										
Einheit	dram	oz	lb	short cwt	long cwt	short ton	long ton	g	kg	t
1 dram =	1	0,0625	0,003906	–	–	–	–	1,772	0,00177	–
1 oz (ounce) =	16	1	0,0625	–	–	–	–	28,35	0,02835	–
1 lb (pound) =	256	16	1	0,01	0,008929	–	–	453,6	0,4536	–
1 short cwt (US) =	25600	1600	100	1	0,8929	0,05	0,04464	45359	45,36	0,04536
1 long cwt (GB/US) =	28672	1792	112	1,12	1	0,056	0,05	50802	50,8	0,0508
1 short ton (US) =	–	32000	2000	20	17,87	1	0,8929	–	907,2	0,9072
1 long ton (GB/US) =	–	35840	2240	22,4	20	1,12	1	–	1016	1,016
1g =	0,5643	0,03527	0,002205	–	–	–	–	1	0,001	10 ⁻⁶
1kg =	564,3	35,27	2,205	0,02205	0,01968	–	–	1000	1	0,001
1t =	–	35270	2205	22,05	19,68	1,102	0,9842	10 ⁶	1000	1
1 grain = 1 / 7000 lb = 0,0648 g (GB)					1 solotnik = 96 dol = 4,2659 g (GUS)					
1 stone = 14 lb = 6,35 kg (GB)					1 lot = 3 solotnik = 12,7978 g (GUS)					
1 short quarter = 1/4 short cwt = 11,34 kg (USA)					1 funt = 32 lot = 0,409 kg (GUS)					
1 long quarter = 1/4 long cwt = 12,7 kg (GB / USA)					1 pud = 40 funt = 16,38 kg (GUS)					
1 quintal oder 1 cental = 100 lb = 45,36 kg (USA)					1 berkowetz = 163,8 kg (GUS)					
1 quintal = 100 livres = 48,95 kg (F)					1 kwan = 100 tael = 1000 momme =					
1 kilopound = 1 kp = 1000 lb = 453,6 kg (USA)					10000 fun = 3,75 kg (J) (J)					
					1 hyaku kin = 1 picul = 16 kwan = 60 kg (J) (J)					
tdw = tons dead weight = Tragfähigkeit eines Frachtschiffes (Ladung + Ballast + Brennstoff + Verpflegung), meist in long tons angegeben, also 1 tdw = 1016 kg										

Energie, Arbeit, Wärmemenge									
Arbeit	ft lb	erg	J = Nm = Ws	kpm	PSh	hph	kWh	kcal	Btu
1 ft lb =	1	13,56 · 10 ⁶	1,356	0,1383	0,5121 · 10 ⁻⁶	0,505 · 10 ⁻⁶	0,3768 · 10 ⁻⁶	0,324 · 10 ⁻³	1,286 · 10 ⁻³
1 erg =	73,76 · 10 ⁻⁹	1	100 · 10 ⁻⁹	10,2 · 10 ⁻⁹	37,77 · 10 ⁻¹⁵	37,25 · 10 ⁻¹⁵	27,78 · 10 ⁻¹⁵	23,9 · 10 ⁻¹²	94,84 · 10 ⁻¹²
1 Joule (WS) =	0,7376	10 ⁶	1	0,102	377,7 · 10 ⁻⁹	372,5 · 10 ⁻⁹	277,8 · 10 ⁻⁹	238 · 10 ⁻⁶	948,4 · 10 ⁻⁶
1 kpm =	7,233	98,07 · 10 ⁶	9,807	1	3,704 · 10 ⁻⁶	3,653 · 10 ⁻⁶	2,725 · 10 ⁻⁶	2,344 · 10 ⁻³	9,301 · 10 ⁻³
1 PSh =	1,953 · 10 ⁶	26,48 · 10 ¹²	2,648 · 10 ⁶	270 · 10 ³	1	0,9863	0,7355	632,5	2510
1 hph =	1,98 · 10 ⁶	26,85 · 10 ¹²	2,685 · 10 ⁶	273,8 · 10 ³	1,014	1	0,7457	641,3	2545
1 kWh =	2,655 · 10 ⁶	36 · 10 ¹²	3,6 · 10 ⁶	367,1 · 10 ³	1,36	1,341	1	860	3413
1 kcal =	3,087 · 10 ³	41,87 · 10 ⁹	4186,8	426,9	1,581 · 10 ⁻³	1,559 · 10 ⁻³	1,163 · 10 ⁻³	1	3,968
1 Btu =	778,6	10,55 · 10 ⁹	1055	107,6	398,4 · 10 ⁻⁶	392,9 · 10 ⁻⁶	293 · 10 ⁻⁶	0,252	1
1 in oz = 0,072 kpm; 1 in lb = 0,0833 ft lb = 0,113 Nm, 1 thermi (franz.) = 4,1855 · 10 ⁶ J; 1 therm (englisch) = 105,51 · 10 ⁶ J Bei Kolbenmaschinen gebräuchlich: 1 Literatmosphäre (Liter x Atmosphäre) = 98,067 J									

Physik

Leistung, Energiestrom, Wärmestrom, Druck und Spannung, Geschwindigkeiten

3

Leistung, Energiestrom, Wärmestrom

Leistung	erg/s	W	kpm/s	PS	hp	kW	kcal/s	Btu/s
1 erg/s =	1	10^{-7}	$0,102 \cdot 10^{-7}$	$0,136 \cdot 10^{-9}$	$0,1341 \cdot 10^{-9}$	10^{-10}	$23,9 \cdot 10^{-12}$	$94,84 \cdot 10^{-12}$
1 W =	10^7	1	0,102	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,341 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}	$239 \cdot 10^{-6}$	$948,4 \cdot 10^{-6}$
1 kpm/s =	$9,807 \cdot 10^7$	9,807	1	$13,33 \cdot 10^{-3}$	$13,15 \cdot 10^{-3}$	$9,804 \cdot 10^{-3}$	$2,344 \cdot 10^{-3}$	$9,296 \cdot 10^{-3}$
1 PS (ch) ²⁾ =	$7,355 \cdot 10^9$	735,5	75	1	0,9863	0,7355	0,1758	0,6972
1 hp =	$7,457 \cdot 10^9$	745,7	76,04	1,014	1	0,7457	0,1782	0,7068
1 kW =	10^{10}	1000	102	1,36	1,341	1	0,239	0,9484
1 kcal/s =	$41,87 \cdot 10^8$	4187	426,9	5,692	5,614	4,187	1	3,968
1 Btu/s =	$10,55 \cdot 10^9$	1055	107,6	1,434	1,415	1,055	0,252	1

1 poncelet (Franz.) = 980,665 W; Schwungmoment: 1 kgm² = 3418 lb in²

Druck und Spannung

Einheit	μbar = dN/m ²	mbar = cN/cm ²	bar = daN/cm ²	kp/m ² mm WS	p/cm ²	kp/cm ² = at	kp/ mm ²	Torr = mm QS	atm	$\frac{\text{lb}}{\text{sq ft}}$	$\frac{\text{lb}}{\text{sq in}}$	long ton sq in	sh ton sq in
1 $\mu\text{b} = \text{daN}$ =	1	0,001	–	0,0102	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1 mbar = cN/cm ² =	1000	1	0,001	10,2	1,02	–	–	0,7501	–	2,089	0,0145	–	–
1 bar = daN/cm ² =	10^6	1000	1	10197	1020	1,02	0,0102	750,1	0,9869	2089	14,5	0,0064	0,0072
1 kp/m ² = 1 mm WS bei 4 °C =	98,07	–	–	1	0,1	0,0001	–	–	–	0,2048	–	–	–
1 p/cm ² =	980,7	0,9807	–	10	1	0,001	–	0,7356	–	2,048	0,0142	–	–
1 kp/cm ² = 1 at (techn. Atmosph.) =	–	980,7	0,9807	10000	1000	1	0,01	735,6	0,9678	2048	14,22	–	–
1 kp/mm ² =	–	98067	98,07	10^6	10^5	100	1	73556	96,78	–	1422	0,635	0,7112
1 Torr = 1 mm QS bei 0 °C =	1333	1,333	0,00133	13,6	1,36	0,00136	–	1	–	2,785	0,01934	–	–
1 atm (physikalische Atmosphäre) =	–	1013	1,013	10332	1033	1,033	–	760	1	2116	14,7	–	–
1 lb/sq ft =	478,8	0,4788	–	4,882	0,4882	–	–	0,3591	–	1	–	–	–
1 lb/sq in = 1 psi =	68948	68,95	0,0689	703,1	70,31	0,0703	–	51,71	0,068	144	1	–	0,0005
1 long ton/sq in (GB) =	–	–	154,4	–	–	157,5	1,575	–	152,4	–	2240	1	1,12
1 short ton/sq in (US) =	–	–	137,9	–	–	140,6	1,406	–	136,1	–	2000	0,8929	1

1 psi = 0,00689 N / mm²
1 N/m² (Newton/m²) = 10 μb , 1 barye (Franz.) = 1 μb , 1 pièze (pz) (Franz.) = 1 sn/m² $\approx$ 102 kp/m², 1 hpz = 100 pz = 1,02 kp/m², 1 micron (USA) = 0,001 mm QS = 0,001 Torr.
" Inches Hg" werden in den USA von oben gerechnet, also 0 inches Hg = 760 mm QS und 29,92 inches Hg = 0 mm QS = absolutes Vakuum.
Die Wichte von Quecksilber ist mit 13,595 kg/dm³ angenommen.

Geschwindigkeit

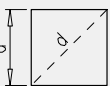
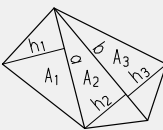
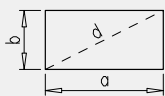
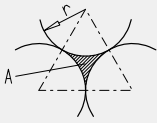
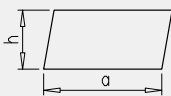
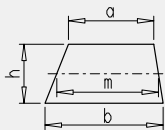
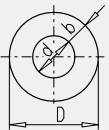
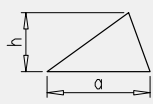
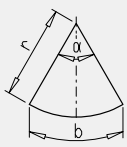
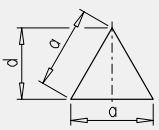
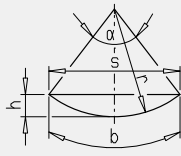
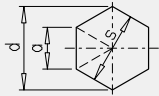
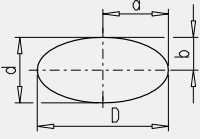
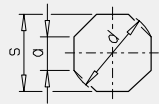
Einheit	m/s	m/min	km/h	ft/min	mile/h
m/s =	1	60	3,6	196,72	2,237
m/min =	0,0167	1	0,06	3,279	0,0373
km/h =	0,278	16,67	1	54,645	0,622
ft/min =	0,0051	0,305	0,0183	1	0,0114
mile/h =	0,447	26,82	1,609	87,92	1

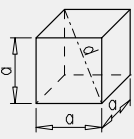
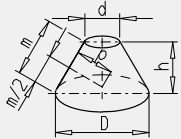
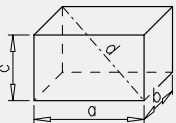
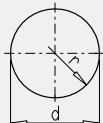
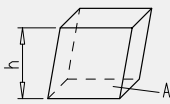
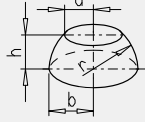
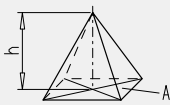
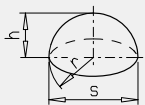
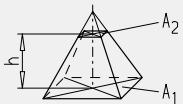
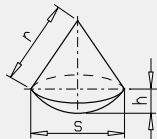
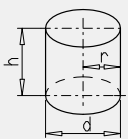
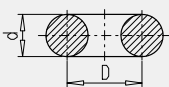
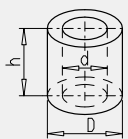
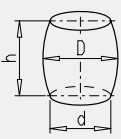
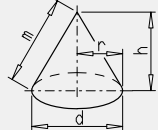
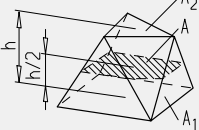
Physik

Physikalische Gleichungen für die geradlinige Bewegung und die Drehbewegung

Bezeichnung	SI-Einheit	Zeichen	Grundformeln	
			Geradlinige Bewegung	Drehbewegung
Gleichförmige Bewegung			Weg pro Zeit	Winkelgeschwindigkeit = Drehwinkel in Bogenmaß/Zeit
Geschwindigkeit	m/s	v	$v = \frac{s_2 - s_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \text{konst.}$	$\omega = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \text{konst.}$
Winkelgeschwindigkeit	rad/s	ω	Bei Bewegung vom Stillstand aus:	
Drehwinkel	rad	φ	$v = \frac{s}{t}$	$\omega = \frac{\varphi}{t}$
Weg	m	s	$s = v \cdot t$	Drehwinkel $\varphi = \omega \cdot t$
Gleichförmig beschleunigte Bewegung			Beschleunigung gleich Änderung der Geschwindigkeit durch Zeit	Winkelbeschleunigung gleich Änderung der Winkelgeschwindigkeit durch Zeit
Beschleunigung	m/s ²	a	$a = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \text{konst.}$	$\alpha = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta \omega}{\Delta t} = \text{konst.}$
Winkelbeschleunigung	rad/s ²	α	Bei Bewegung vom Stillstand aus:	
			$a = \frac{v}{t} = \frac{v^2}{2s} = \frac{2s}{t^2}$	$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{\omega^2}{2\varphi} = \frac{2\varphi}{t^2}$
Geschwindigkeit	m/s	v	$v = a \cdot t = \sqrt{2 a \cdot s}$	$\omega = \alpha \cdot t$
Umfangsgeschwindigkeit	m/s	v		$v = r \cdot \omega = r \cdot \alpha \cdot t$
Weg	m	s	$s = \frac{v}{2} \cdot t = \frac{a}{2} \cdot t^2 = \frac{v^2}{2a}$	Drehwinkel $\varphi = \frac{\omega}{2} \cdot t = \frac{\alpha}{2} \cdot t^2 = \frac{\omega^2}{2\alpha}$
Bei gleichförmiger Bewegung und konst. Kraft bzw. konst. Drehmoment	J	W	Kraft · Weg $W = F \cdot s$	Drehmoment · Drehwinkel im Bogenmaß $W = M \cdot \varphi$
Leistung	W	P	Arbeit in der Zeiteinheit = Kraft · Geschwindigkeit $P = \frac{W}{t} = F \cdot v$	Arbeit in der Zeiteinheit = Drehmoment · Winkelgeschwindigkeit $P = \frac{W}{t} = M \cdot \omega$
Bei ungleichförmiger (beschleunigter) Bewegung	N	F	Beschleunigende Kraft = Masse · Beschleunigung $F = m \cdot a$	Beschl. Moment = Massenmom. 2. Grades · Winkelbeschleunigung $M = J \cdot \alpha$
Bei jeder Bewegung	J	E _k	Bewegungsenergie (kinetische Energie) gleich halbe Masse · Quadrat der Geschwindigkeit $E_k = \frac{m}{2} \cdot v^2$	Drehbewegungsenergie (kinetische Energie der Drehung) gleich halbes Massenträgheitsmoment · Quadrat der Winkelgeschwindigkeit $E_k = \frac{J}{2} \cdot \omega^2$
Potentielle Energie (infolge der Schwerkraft)	J	E _p	Gewichtskraft · Höhe $E_p = G \cdot h = m \cdot g \cdot h$	
Fliehkraft	N	F _F	$F_F = m \cdot r_s \cdot \omega^2$ (r_s = Schwerpunktradius)	

Mathematik / Geometrie	Seite
Berechnung von Flächen	45
Berechnung von Körpern	46

A = Fläche		U = Umfang	
Quadrat 	$A = a^2$ $a = \sqrt{A}$ $d = a\sqrt{2}$	Vieleck 	$A = A_1 + A_2 + A_3$ $= \frac{a \cdot h_1 + b \cdot h_2 + b \cdot h_3}{2}$
Rechteck 	$A = a \cdot b$ $d = \sqrt{a^2 + b^2}$	Formfläche 	$A = \frac{r^2}{2} (2\sqrt{3} - \pi)$ $\approx 0,16 \cdot r^2$
Parallelogramm 	$A = a \cdot h$ $a = \frac{A}{h}$	Kreis 	$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = r^2 \cdot \pi$ $\approx 0,785 \cdot d^2$ $U = 2 \cdot r \cdot \pi = d \cdot \pi$
Trapez 	$A = m \cdot h$ $m = \frac{a + b}{2}$	Kreisring 	$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$ $= (d + b) b \cdot \pi$ $b = \frac{D - d}{2}$
Dreieck 	$A = \frac{a \cdot h}{2}$ $a = \frac{2 \cdot A}{h}$	Kreisausschnitt 	$A = \frac{r^2 \cdot \pi \cdot \alpha^\circ}{360^\circ}$ $= \frac{b \cdot r}{2}$ $b = \frac{r \cdot \pi \cdot \alpha^\circ}{180^\circ}$
Gleichseitiges Dreieck 	$A = \frac{a^2 \sqrt{3}}{4}$ $d = \frac{a \sqrt{3}}{2}$	Kreisabschnitt 	$A = \frac{r^2}{2} \left(\frac{\alpha^\circ \cdot \pi}{180^\circ} - \sin \alpha \right)$ $= \frac{1}{2} [r(b - s) + sh]$ $s = 2r \sin \frac{\alpha}{2}$ $h = r \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) = \frac{s}{2} \tan \frac{\alpha}{4}$ $\hat{\alpha} = \frac{\alpha^\circ \cdot \pi}{180^\circ}$ $b = r \cdot \hat{\alpha}$
Sechseck 	$A = \frac{3 \cdot a^2 \cdot \sqrt{3}}{2}$ $d = 2 \cdot a$ $s = \sqrt{3} \cdot a$	Ellipse 	$A = \frac{D \cdot d \cdot \pi}{4} = a \cdot b \cdot \pi$ $U \approx \frac{D + d}{2} \cdot \pi$ $U = \pi (a + b) \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{a-b}{a+b} \right)^2 + \frac{1}{64} \left(\frac{a-b}{a+b} \right)^4 + \frac{1}{256} \left(\frac{a-b}{a+b} \right)^6 \dots \right]$
Achteck 	$A = 2a^2 (\sqrt{2} + 1)$ $d = a\sqrt{4 + 2\sqrt{2}}$ $s = a(\sqrt{2} + 1)$		

V = Volumen		O = Oberfläche	M = Mantelfläche
Würfel 	$V = a^3$ $O = 6 \cdot a^2$ $d = a\sqrt{3}$	Kegelstumpf 	$V = \frac{\pi \cdot h}{12} (D^2 + Dd + d^2)$ $M = \frac{\pi \cdot m}{2} (D + d)$ $= 2 \cdot \pi \cdot p \cdot h$ $m = \sqrt{\left(\frac{D-d}{2}\right)^2 + h^2}$
Quader 	$V = a \cdot b \cdot c$ $O = 2(ab + ac + bc)$ $d = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2}$	Kugel 	$V = \frac{4}{3} r^3 \pi = \frac{1}{6} \cdot d^3 \pi$ $\approx 4,189 \cdot r^3$ $O = 4 \pi \cdot r^2 = \pi \cdot d^2$
Schiefer Quader 	$V = A \cdot h$ (Prinzip von Cavalieri)	Kugelzone 	$V = \frac{\pi \cdot h}{6} (3a^2 + 3b^2 + h^2)$ $M = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot h$
Pyramide 	$V = \frac{A \cdot h}{3}$	Kugelabschnitt 	$V = \frac{\pi \cdot h}{6} \left(\frac{3}{4} s^2 + h^2 \right)$ $= \pi h^2 \left(r - \frac{h}{3} \right)$ $M = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot h$ $= \frac{\pi}{4} (s^2 + 4h^2)$
Pyramidenstumpf 	$V = \frac{h}{3} (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 \cdot A_2})$	Kugelausschnitt 	$V = \frac{2}{3} \cdot h \cdot r^2 \cdot \pi$ $O = \frac{\pi \cdot r}{2} (4h + s)$
Zylinder 	$V = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} h$ $M = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot h$ $O = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot (r + h)$	Kreisring 	$V = \frac{D \cdot \pi^2 \cdot d^2}{4}$ $O = D \cdot d \cdot \pi^2$
Hohlzylinder 	$V = \frac{h \cdot \pi}{4} (D^2 - d^2)$	Kreistonnenkörper 	$V = \frac{h \cdot \pi}{12} (2D^2 + d^2)$
Kegel 	$V = \frac{r^2 \cdot \pi \cdot h}{3}$ $M = r \cdot \pi \cdot m$ $O = r \cdot \pi \cdot (r + m)$ $m = \sqrt{h^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}$	Prismatoid 	$V = \frac{h}{6} (A_1 + A_2 + 4A)$

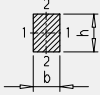
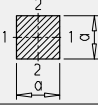
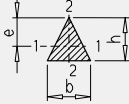
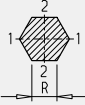
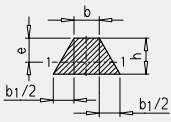
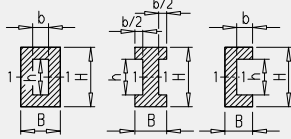
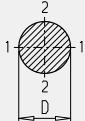
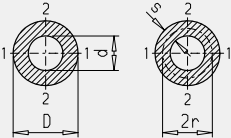
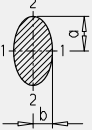
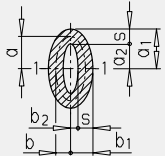
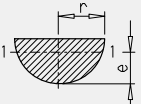
Mechanik / Festigkeitslehre	Seite
Axiale Widerstandsmomente und axiale Flächenmomente 2. Grades (Flächenträgheitsmomente) verschiedener Profile	48
Durchbiegung von Trägern	49
Werte für den Kreisquerschnitt	50
Bauteilbeanspruchung und Gestaltfestigkeit	51

Mechanik / Festigkeitslehre

Axiale Widerstandsmomente und axiale

Flächenmomente 2. Grades

(Flächenträgheitsmomente) verschiedener Profile

Querschnitt	Widerstandsmoment	Flächenmoment 2. Grades
	$W_1 = bh^2/6$ $W_2 = hb^2/6$	$I_1 = bh^3/12$ $I_2 = hb^3/12$
	$W_1 = W_2 = a^3/6$	$I_1 = I_2 = a^4/12$
	$W_1 = bh^2/24$ für $e = \frac{2}{3}h$ $W_2 = hb^2/24$	$I_1 = bh^3/36$ $I_2 = hb^3/48$
	$W_1 = \frac{5}{8}R^3 = 0,625R^3$ $W_2 = 0,5413R^3$	$I_1 = I_2 = \frac{5}{16}\sqrt{3}R^4 = 0,5413R^4$
	$W_1 = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)}h^2$ für $e = \frac{1}{3} \frac{3b + 2b_1}{2b + b_1}h$	$I_1 = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)}h^3$
	$W_1 = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$	$I_1 = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$
	$W_1 = W_2 = \pi D^3/32 \approx D^3/10$	$I_1 = I_2 = \pi D^4/64 \approx D^4/20$
	$W_1 = W_2 = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}$ oder bei kleiner Wanddicke s: $W_1 = W_2 = I/(r + s/2) \approx \pi sr^2$	$I_1 = I_2 = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$ $I_1 = I_2 = \pi sr^3 [1 + (s/2r)^2] \approx \pi sr^3$
	$W_1 = \pi a^2 b/4$ $W_2 = \pi b^2 a/4$	$I_1 = \pi a^3 b/4$ $I_2 = \pi b^3 a/4$
	$W_1 = I_1/a_1$ oder bei kleiner Wanddicke s: $s = a_1 - a_2 = b_1 - b_2 = 2(a - a_2) = 2(b - b_2)$ $W_1 \approx \frac{\pi}{4} a(a + 3b)s$	$I_1 = \frac{\pi}{4} (a_1^3 b_1 - a_2^3 b_2)$ $I_1 \approx \frac{\pi}{4} a^2(a + 3b)s$
	$W_1 = I_1/e = 0,1908r^3$ mit $e = r \left(1 - \frac{4}{3\pi}\right) = 0,5756r$ Achse 1-1 = Schwerpunktschwerachse	$I_1 = [\pi/8 - 8/(9\pi)]r^4 = 0,1098r^4$

Mechanik / Festigkeitslehre

Durchbiegung von Trägern

$f, f_{\max}, f_m, w, w_1, w_2$ $a, b, l, x_1, x_{1\max}, x_2$ E q, q_0	Durchbiegung (mm) Längen (mm) Elastizitätsmodul (N/mm ²) Streckenlast (N/mm)	$\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_A, \alpha_B$ Winkel (°) F, F_A, F_B Kräfte (N) I Flächenmoment 2. Grades (mm ⁴) (Flächenträgheitsmoment)
	$w(x) = \frac{F l^3}{3EI} \left[1 - \frac{3}{2} \cdot \frac{x}{l} + \frac{1}{2} \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right]$ $F_B = F$	$f = \frac{F l^3}{3EI}$ $\tan \alpha = \frac{F l^2}{2EI}$
	$w(x) = \frac{q l^4}{8EI} \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{x}{l} + \frac{1}{3} \left(\frac{x}{l} \right)^4 \right]$ $F_B = q \cdot l$	$f = \frac{q l^4}{8EI}$ $\tan \alpha = \frac{q l^3}{6EI}$
	$w(x) = \frac{q_0 l^4}{120EI} \left[4 - 5 \cdot \frac{x}{l} + \left(\frac{x}{l} \right)^5 \right]$ $F_B = \frac{q_0 \cdot l}{2}$	$f = \frac{q_0 l^4}{30EI}$ $\tan \alpha = \frac{q_0 l^3}{24EI}$
	$w(x) = \frac{F l^3}{16EI} \cdot \frac{x}{l} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right]$ $F_A = F_B = \frac{F}{2}$	$x \leq \frac{l}{2}$ $f = \frac{F l^3}{48EI}$ $\tan \alpha = \frac{F l^2}{16EI}$
$x_{1\max} = a \sqrt{(l+b)/3a}$ für $a > b$ a und b für $a < b$ vertauschen	$w_1(x_1) = \frac{F l^3}{6EI} \cdot \frac{a}{l} \left(\frac{b}{l} \right)^2 \frac{x_1}{l} \left(1 + \frac{1}{b} - \frac{x_1^2}{ab} \right)$ $x_1 \leq a$ $w_2(x_2) = \frac{F l^3}{6EI} \cdot \frac{b}{l} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \frac{x_2}{l} \left(1 + \frac{1}{a} - \frac{x_2^2}{ab} \right)$ $x_2 \leq b$ $f_{\max} = f \frac{l+b}{3b} \sqrt{\frac{l+b}{3a}}$ $F_A = F \frac{b}{l}$ $F_B = F \frac{a}{l}$	$f = \frac{F l^3}{3EI} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \left(\frac{b}{l} \right)^2$ $\tan \alpha_1 = \frac{f}{2a} \left(1 + \frac{1}{b} \right)$ $\tan \alpha_2 = \frac{f}{2b} \left(1 + \frac{1}{a} \right)$
	$w(x) = \frac{F l^3}{2EI} \cdot \frac{x}{l} \left[\frac{a}{l} \left(1 - \frac{a}{l} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right]$ $x \leq a < l/2$ $w(x) = \frac{F l^3}{2EI} \cdot \frac{a}{l} \left[\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right]$ $f_m = \frac{F l^3}{8EI} \cdot \frac{a}{l} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right]$ $a \leq x \leq l/2$ $F_A = F_B = F$	$f = \frac{F l^3}{2EI} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{a}{l} \right)$ $\tan \alpha_1 = \frac{F l^2}{2EI} \cdot \frac{a}{l} \left(1 - \frac{a}{l} \right)$ $\tan \alpha_2 = \frac{F l^2}{2EI} \cdot \frac{a}{l} \left(1 - 2 \frac{a}{l} \right)$
	$w_1(x_1) = \frac{F l^3}{2EI} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{x_1}{l} \right)^3 - \frac{a}{l} \left(1 + \frac{a}{l} \right) \frac{x_1}{l} + \left(\frac{a}{l} \right)^2 \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{l} \right) \right]$ $x_1 \leq a$ $f = \frac{F l^3}{2EI} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{l} \right)$ $\tan \alpha_1 = \frac{F l^2}{2EI} \cdot \frac{a}{l} \left(1 + \frac{a}{l} \right)$ $w_2(x_2) = \frac{F l^3}{2EI} \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{x_2}{l} \left(1 - \frac{x_2}{l} \right)$ $x_2 \leq l$ $f_m = \frac{F l^3}{8EI} \cdot \frac{a}{l}$ $\tan \alpha_2 = \frac{F l^2}{2EI} \cdot \frac{a}{l}$ $F_A = F_B = F$	$\tan \alpha_1 = \frac{F l^2}{2EI} \cdot \frac{a}{l} \left(1 + \frac{a}{l} \right)$ $\tan \alpha_2 = \frac{F l^2}{2EI} \cdot \frac{a}{l}$
	$w_1(x_1) = \frac{F l^3}{6EI} \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{x_1}{l} \left[1 - \left(\frac{x_1}{l} \right)^2 \right]$ $x_1 \leq l$ $f = \frac{F l^3}{3EI} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \left(1 + \frac{a}{l} \right)$ $\tan \alpha_A = \frac{F l^2}{6EI} \cdot \frac{a}{l}$ $w_2(x_2) = \frac{F l^3}{6EI} \cdot \frac{x_2}{l} \left[\frac{2a}{l} + \frac{3a}{l} \cdot \frac{x_2}{l} - \left(\frac{x_2}{l} \right)^2 \right]$ $x_2 \leq a$ $f_{\max} = \frac{F l^3}{9 \sqrt{3} EI} \cdot \frac{a}{l}$ $\tan \alpha_B = 2 \tan \alpha_A$ $F_A = F \frac{a}{l}$ $F_B = F \left(1 + \frac{a}{l} \right)$ $\tan \alpha = \frac{F l^2}{6EI} \cdot \frac{a}{l} \left(2 + 3 \frac{a}{l} \right)$	$\tan \alpha_A = \frac{F l^2}{6EI} \cdot \frac{a}{l}$ $\tan \alpha_B = 2 \tan \alpha_A$ $\tan \alpha = \frac{F l^2}{6EI} \cdot \frac{a}{l} \left(2 + 3 \frac{a}{l} \right)$
	$w(x) = \frac{q l^4}{24EI} \cdot \frac{x}{l} \left[1 - 2 \left(\frac{x}{l} \right)^2 + \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right]$ $0 \leq x \leq l$ $f_m = \frac{5 q l^4}{384 EI}$ $\tan \alpha = \frac{q l^3}{24 EI}$ $F_A = \frac{q \cdot l}{2}$ $F_B = \frac{q \cdot l}{2}$	$f_m = \frac{5 q l^4}{384 EI}$ $\tan \alpha = \frac{q l^3}{24 EI}$

Mechanik / Festigkeitslehre

Werte für den Kreisquerschnitt

Axiales Widerstandsmoment: $W_a = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

Flächeninhalt: $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

Polares Widerstandsmoment: $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$

Masse: $m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \cdot \rho$

Axiales Flächenmoment
2. Grades (axiales Flächen-
trägheitsmoment): $I_a = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$

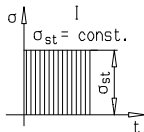
Dichte für Stahl: $\rho = 7,85 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$

Polares Flächenmoment
2. Grades (polares Flächen-
trägheitsmoment): $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$

Massenmoment 2. Grades
(Massenträgheitsmoment): $J = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot l \cdot \rho}{32}$

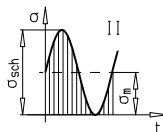
d mm	A cm ²	W _a cm ³	I _a cm ⁴	Masse/l kg/m	J/l kgm ² /m	d mm	A cm ²	W _a cm ³	I _a cm ⁴	Masse/l kg/m	J/l kgm ² /m
6	0,293	0,0212	0,0064	0,222	0,000001	115	103,869	149,3116	858,5414	81,537	0,134791
7	0,385	0,0337	0,0118	0,302	0,000002	120	113,097	169,6460	1017,8760	88,781	0,159807
8	0,503	0,0503	0,0201	0,395	0,000003	125	122,718	191,7476	1198,4225	96,334	0,188152
9	0,636	0,0716	0,0322	0,499	0,000005	130	132,732	215,6900	1401,9848	104,195	0,220112
10	0,785	0,0982	0,0491	0,617	0,000008	135	143,139	241,5468	1630,4406	112,364	0,255979
11	0,950	0,1307	0,0719	0,746	0,000011	140	153,938	269,3916	1895,7410	120,841	0,296061
12	1,131	0,1696	0,1018	0,888	0,000016	145	165,130	299,2981	2169,9109	129,627	0,340676
13	1,327	0,2157	0,1402	1,042	0,000022	150	176,715	331,3398	2485,0489	138,721	0,390153
14	1,539	0,2694	0,1986	1,208	0,000030	155	188,692	365,5906	2833,3269	148,123	0,444832
15	1,767	0,3313	0,2485	1,387	0,000039	160	201,062	402,1239	3216,9909	157,834	0,505068
16	2,011	0,4021	0,3217	1,578	0,000051	165	213,825	441,0133	3638,3601	167,852	0,571223
17	2,270	0,4823	0,4100	1,782	0,000064	170	226,980	482,3326	4099,8275	178,179	0,643673
18	2,545	0,5726	0,5153	1,998	0,000081	175	240,528	526,1554	4603,8598	188,815	0,722806
19	2,835	0,6734	0,6397	2,226	0,000100	180	254,469	572,5553	5152,9973	199,758	0,809021
20	3,142	0,7854	0,7854	2,466	0,000123	185	268,803	621,6058	5749,8539	211,010	0,902727
21	3,464	0,9092	0,9547	2,719	0,000150	190	283,529	673,3807	6397,1171	222,570	1,004347
22	3,801	1,0454	1,1499	2,984	0,000181	195	298,648	727,9537	7097,5481	234,618	1,114315
23	4,155	1,1945	1,3737	3,261	0,000216	200	314,159	785,3982	7853,9816	246,435	1,233075
24	4,524	1,3572	1,6286	3,551	0,000256	210	346,361	909,1965	9546,5638	271,893	1,498811
25	4,909	1,5340	1,9175	3,853	0,000301	220	380,133	1045,3650	11499,0145	298,404	1,805345
26	5,309	1,7255	2,2432	4,168	0,000352	230	415,476	1194,4924	13736,6629	326,148	2,156656
27	5,726	1,9324	2,6087	4,495	0,000410	240	452,389	1357,1680	16286,0163	355,126	2,556905
28	6,158	2,1551	3,0172	4,834	0,000474	250	490,874	1533,9808	19174,7598	385,336	3,010437
29	6,605	2,3944	3,4719	5,185	0,000545	260	530,929	1725,5198	22431,7569	416,779	3,521786
30	7,069	2,6507	3,9761	5,549	0,000624	270	572,555	1932,3740	26087,0491	449,456	4,095667
32	8,042	3,2170	5,1472	6,313	0,000808	280	615,752	2155,1326	30171,8558	483,365	4,736981
34	9,079	3,8587	6,5597	7,127	0,001030	300	706,858	2650,7188	39760,7820	554,884	6,244483
36	10,179	4,5804	8,2448	7,990	0,001294	320	804,248	3216,9909	51471,8540	631,334	8,081081
38	11,341	5,3870	10,2354	8,903	0,001607	340	907,920	3858,6612	65597,2399	712,717	10,298767
40	12,566	6,2832	12,5664	9,865	0,001973	360	1017,876	4580,4421	82447,9575	799,033	12,944329
42	13,854	7,2736	15,2745	10,876	0,002398	380	1134,115	5387,0460	102353,8739	890,280	16,069558
44	15,205	8,3629	18,3984	11,936	0,002889	400	1256,637	6283,1853	125663,7060	986,460	19,729202
46	16,619	9,5559	21,9787	13,046	0,003451	420	1385,442	7273,5724	152745,0200	1087,572	23,980968
48	18,096	10,8573	26,0576	14,205	0,004091	440	1520,531	8362,9196	183984,2320	1193,617	28,885524
50	19,635	12,2718	30,6796	15,413	0,004817	460	1661,903	9555,9364	219786,6072	1304,593	34,506497
52	21,237	13,9042	35,8908	16,671	0,005635	480	1809,557	10857,3442	260576,2608	1420,503	40,910473
54	22,902	15,4590	41,7393	17,978	0,006553	500	1963,495	12271,8463	306796,1572	1541,344	48,166997
56	24,630	17,2411	48,2750	19,335	0,007579	520	2123,717	13804,1581	358908,1107	1667,118	56,348573
58	26,421	19,1551	55,5497	20,740	0,008721	540	2290,221	15458,9920	417392,7849	1797,824	65,530667
60	28,274	21,2058	63,6173	22,195	0,009988	560	2463,009	17241,0605	482749,6930	1933,462	75,791702
62	30,191	23,3978	72,5332	23,700	0,011388	580	2642,079	19155,0758	555497,1978	2074,032	87,213060
64	32,170	25,7359	82,5550	25,253	0,012930	600	2827,433	21205,7504	636172,5116	2219,535	99,879084
66	34,212	28,2249	93,1420	26,856	0,014623	620	3019,071	23397,7967	725331,6994	2369,970	113,877076
68	36,317	30,8693	104,9556	28,509	0,016478	640	3216,991	25735,9270	823549,6636	2525,338	129,297297
70	38,485	33,6739	117,8588	30,210	0,018504	660	3421,194	28224,8538	931420,1743	2685,638	146,232967
72	40,715	36,6435	131,9167	31,961	0,020711	680	3631,681	30869,2894	1049555,8389	2850,870	164,780267
74	43,008	39,7828	147,1963	33,762	0,023110	700	3848,451	33673,9462	1178588,1176	3021,034	185,038334
76	45,365	43,0964	163,7662	35,611	0,025711	720	4071,504	36643,5367	1319167,3201	3196,131	207,109269
78	47,784	46,5890	181,6972	37,510	0,028526	740	4300,840	39782,7731	1471962,6056	3376,160	231,098129
80	50,265	50,2655	201,0619	39,458	0,031567	760	4536,460	43096,3680	1637661,9830	3561,121	257,112931
82	52,810	54,1304	221,9347	41,456	0,034844	780	4778,362	46589,0336	1816972,3105	3751,015	285,264653
84	55,418	58,1886	244,3920	43,503	0,038370	800	5026,548	50265,4824	2010619,2960	3945,840	315,667229
86	58,088	62,4447	268,5120	45,599	0,042156	820	5281,017	54130,4268	2219347,4971	4145,599	348,437557
88	60,821	66,9034	294,3748	47,745	0,046217	840	5541,769	58188,5791	2443920,3207	4350,289	383,695490
90	63,617	71,5694	322,0623	49,940	0,050564	860	5808,805	62444,6517	2685120,0234	4559,912	421,563844
92	66,476	76,4475	351,6586	52,184	0,055210	880	6082,123	66903,3571	2943747,7113	4774,467	462,168391
94	69,388	81,3739	382,3947	54,473	0,060272	900	6361,725	71569,4076	3220623,3401	4993,954	505,637864
96	72,350	86,3435	413,9167	56,813	0,065706	920	6647,610	76447,5155	3516585,7151	5218,374	552,103957
98	75,365	91,3588	445,4920	59,203	0,071606	940	6933,778	81542,3934	3832492,9140	5447,726	601,701321
100	78,430	96,4149	478,1688	61,654	0,077967	960	7238,229	86585,7536	4169220,1722	5682,010	654,567567
102	81,545	101,5220	510,4920	64,154	0,084811	980	7542,964	92401,3084	4527664,1126	5921,227	710,843266
104	84,709	106,6701	542,3947	66,703	0,092156	1000	7853,982	98174,7703	4908738,5156	6165,376	770,671947

Für die Bauteilbeanspruchung vorliegende Spannungsverläufe: Belastungsfall



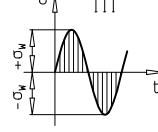
statisch

Oberspannung:
Mittelspannung:
Unterspannung:



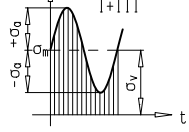
dynamisch

$\sigma_o = \sigma_{sch}$
 $\sigma_m = \sigma_{sch}/2$
 $\sigma_u = 0$



wechselnd

$\sigma_o = +\sigma_w$
 $\sigma_m = 0$
 $\sigma_u = -\sigma_w$

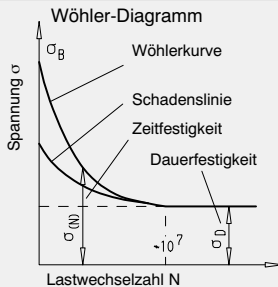


allg. schwingend

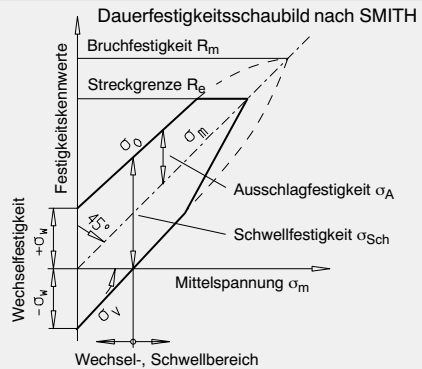
$\sigma_o = \sigma_m + \sigma_a$
 $\sigma_m = \sigma_v$ (Vorspannung)
 $\sigma_u = \sigma_m - \sigma_a$

Für die Bauteilberechnung maßgebende Festigkeitskennwerte des Werkstoffes:

Bruchfestigkeit R_m Schwellfestigkeit σ_{sch} Wechselfestigkeit σ_w Ausschlagfestigkeit σ_A
Streckgrenze R_e ; $R_{p0,2}$ Dauerfestigkeitskennwerte σ_D



Beispiel:
Zug-Druck



Bei Beanspruchungen unterhalb der Schadenslinie erfolgt noch keine Vorschädigung des Werkstoffes

Vergleichsspannung am Bauteil Zulässige Beanspruchung Gestaltfestigkeit des Bauteils

$$\sigma_v \leq \sigma_{zul.} = \frac{\sigma_D \cdot b_0 \cdot b_d}{S \cdot \beta_k}$$

mit: σ_D = Maßgebender Dauerfestigkeitswert des Werkstoffes

b_0 = Oberflächenzahl (≤ 1)

b_d = Größenzahl (≤ 1)

β_k = Kerbwirkungszahl (≥ 1)

S = Sicherheit (1,2 ... 2)

Vergleichsspannung σ_v

Für den häufig auftretenden Belastungsfall der Überlagerung von Biegung und Torsion gilt nach der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha_0 \tau)^2}$$

Biegung wechselnd, Torsion schwellend: $\alpha_0 \approx 0,7$

Biegung wechselnd, Torsion wechselnd: $\alpha_0 \approx 1,0$

Biegung statisch, Torsion wechselnd: $\alpha_0 \approx 1,6$

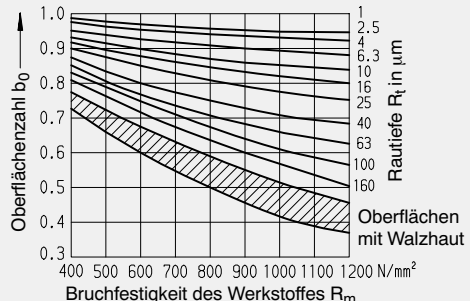
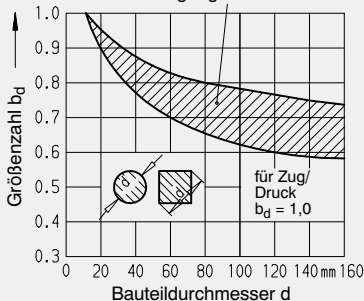
mit:

σ = Einachsige Biegespannung

τ = Torsionspannung

α_0 = Anstrengungsverhältnis nach Bach

Für Biegung und Torsion

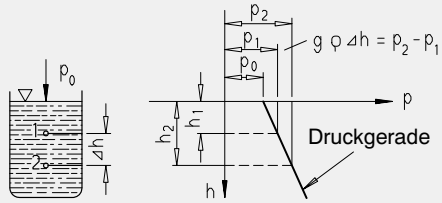


Hydraulik	Seite
Hydrostatik (Quelle: K. Gieck, Technische Formelsammlung, 29. Auflage, Gieck Verlag, Heilbronn)	53
Hydrodynamik (Quelle: K. Gieck, Technische Formelsammlung, 29. Auflage, Gieck Verlag, Heilbronn)	54

Druckverteilung in einer Flüssigkeit

$$p_1 = p_0 + g \varrho h_1$$

$$p_2 = p_1 + g \varrho (h_2 - h_1) = p_1 + g \varrho \Delta h$$

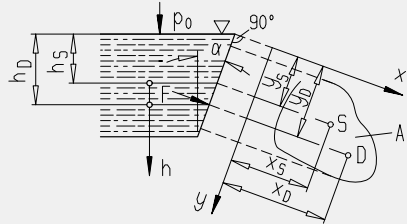


Flüssigkeitsdruckkraft auf ebene Flächen

Unter der Flüssigkeitsdruckkraft F wird die Kraft verstanden, die allein die Flüssigkeit - also ohne Berücksichtigung des Druckes p_0 - auf die Wand ausübt.

$$F = g \varrho y_s A \cos \alpha = g \varrho h_s A$$

$$y_D = \frac{I_x}{y_s A} = y_s + \frac{I_s}{y_s A} \quad ; \quad x_D = \frac{I_{xy}}{y_s A} \quad \text{m, mm}$$



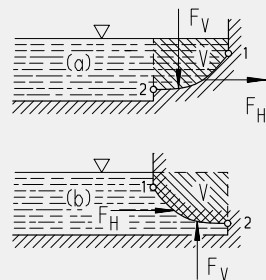
Flüssigkeitsdruckkraft auf gekrümmte Flächen

Die Flüssigkeitsdruckkraft auf die gekrümmte Fläche (1 - 2) wird in eine horizontale Komponente F_H und eine vertikale Komponente F_V zerlegt.

F_V ist gleich der Gewichtskraft der über der Fläche (1 - 2), befindlichen Flüssigkeit (a) oder befindlich zu denkenden Flüssigkeit (b) mit dem Volumen V . Die Wirkungslinie verläuft durch den Volumenschwerpunkt.

$$F_V = g \varrho V \quad (\text{N, kN})$$

F_H ist gleich der Flüssigkeitsdruckkraft auf die zu F_H senkrechte Projektion der betrachteten Fläche (1 - 2).



Auftrieb

Die Auftriebskraft F_A ist gleich der Gewichtskraft der verdrängten Flüssigkeiten mit den Dichten ϱ und ϱ' .

$$F_A = g \varrho V + g \varrho' V' \quad (\text{N, kN})$$

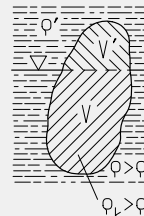
Handelt es sich bei dem Fluid mit der Dichte ϱ' um ein Gas, dann gilt:

$$F_A \approx g \varrho V \quad (\text{N, kN})$$

Mit ϱ_k Dichte des Körpers gilt:

$\varrho > \varrho_k$ der Körper schwimmt
 $\varrho = \varrho_k$ der Körper schwebt
 $\varrho < \varrho_k$ der Körper sinkt

} in der Flüssigkeit



S = Schwerpunkt der Fläche A

D = Druckmittelpunkt

I_x, I_s = Trägheitsmomente

I_{xy} = Zentrifugalmoment der Fläche A bezogen auf die x - und y -Achse

Elektrotechnik	Seite
Grundformeln	56
Drehzahl, Leistung und Wirkungsgrad von Elektromotoren	57
Bauformen und Aufstellung von umlaufenden elektrischen Maschinen	58
Schutzarten für elektrische Betriebsmittel (Berührungs- und Fremdkörperschutz)	59
Schutzarten für elektrische Betriebsmittel (Wasserschutz)	60

Ohmsches Gesetz:			Stoff	γ $\left[\frac{\text{m}}{\Omega \text{ mm}^2} \right]$	ϱ $\left[\frac{\Omega \text{ mm}^2}{\text{m}} \right]$
$U = I \cdot R \quad I = \frac{U}{R} \quad R = \frac{U}{I}$					
Reihenschaltung von Widerständen:			a) Metalle		
$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n$			Aluminium	36	0,0278
$R = \text{Gesamtwiderstand } [\Omega]$			Bismut	0,83	1,2
$R_n = \text{Einzelwiderstand } [\Omega]$			Blei	4,84	0,2066
			Cadmium	13	0,0769
			Eisendraht	6,7...10	0,15...0,1
			Gold	43,5	0,023
			Kupfer	58	0,01724
			Magnesium	22	0,045
			Nickel	14,5	0,069
			Platin	9,35	0,107
			Quecksilber	1,04	0,962
			Silber	61	0,0164
			Tantal	7,4	0,135
			Wolfram	18,2	0,055
			Zink	16,5	0,061
			Zinn	8,3	0,12
			b) Legierungen		
			Aldrey (AlMgSi)	30,0	0,033
			Bronze I	48	0,02083
			Bronze II	36	0,02778
			Bronze III	18	0,05556
			Konstantan (WM 50)	2,0	0,50
			Manganin	2,32	0,43
			Messing	15,9	0,063
			Neusilber (WM 30)	3,33	0,30
			Nickel-Chrom	0,92	1,09
			Nickelin (WM 43)	2,32	0,43
			Platinrhodium	5,0	0,20
			Stahldraht (WM 13)	7,7	0,13
			Wood-Metall	1,85	0,54
			c) Sonstige Leiter		
			Graphit	0,046	22
			Kohlenstifte homog.	0,015	65
			Retortengraphit	0,014	70
Elektrische Leistung:					
	Leistung	Strom- aufnahme			
Gleichstrom	$P = U \cdot I$	$I = \frac{P}{U}$			
Einphasen- Wechselstrom	$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi$	$I = \frac{P}{U \cdot \cos \varphi}$			
Drehstrom	$P = 1,73 \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi$	$I = \frac{P}{1,73 \cdot U \cdot \cos \varphi}$			
Widerstand eines Leiters					
$R = \frac{l}{\gamma \cdot A} = \frac{l \cdot \varrho}{A}$					
$R = \text{Widerstand } (\Omega)$					
$l = \text{Länge des Leiters (m)}$					
$\gamma = \text{Elektrische Leitfähigkeit (m}/\Omega \text{ mm}^2)$					
$A = \text{Querschnitt des Leiters (mm}^2)$					
$\varrho = \text{Spezifischer elektrischer Widerstand (}\Omega \text{ mm}^2/\text{m)}$					

Elektrotechnik

Drehzahl, Leistung und Wirkungsgrad von Elektromotoren

Drehzahl:

$$n = \frac{f \cdot 60}{p}$$

n = Drehzahl (min^{-1})

f = Frequenz (Hz)

p = Anzahl der Polpaare

Beispiel: $f = 50 \text{ Hz}$, $p = 2$

$$n = \frac{50 \cdot 60}{2} = 1500 \text{ min}^{-1}$$

Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \cdot 100 [\%]^1)$$

Beispiel:

Wirkungsgrad und Leistungsfaktor für einen vierpoligen 1,1-kW-Motor und einen 132-kW-Motor in Abhängigkeit von der Belastung

Leistung:

Abgegebene Leistung ¹⁾

Gleichstrom:

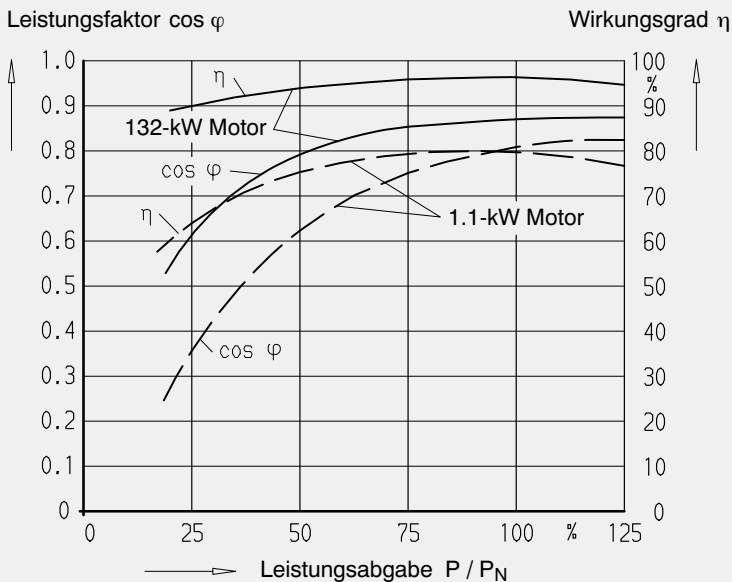
$$P_{ab} = U \cdot I \cdot \eta$$

Einphasenwechselstrom:

$$P_{ab} = U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta$$

Drehstrom:

$$P_{ab} = 1,73 \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta$$



1) P_{ab} = An der Welle des Motors abgegebene mechanische Leistung
 P_{zu} = Aufgenommene elektrische Leistung

Elektrotechnik

Bauformen und Aufstellung von umlaufenden elektrischen Maschinen

Bauformen und Aufstellung von umlaufenden elektrischen Maschinen (Auszug aus DIN EN 50347)						
Maschinen mit Lagerschilden, waagerechte Anordnung						
Bauform		Erklärung				
Kurz- zei- chen	Bild	Lagerung	Ständer (Gehäuse)	Welle	Allgemeine Ausführung	Bauform / Erklärung Befestigung oder Aufstellung
B 3		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende	–	Aufstellung und Unterbau
B 5		2 Lager- schilde	ohne Füße	freies Wellen- ende	Befestigungsflansch in Lagernähe, Zugang von der Gehäuseseite	Flanschanbau
B 6		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende	Bauform B3, nötigenfalls Lagerschilden um -90° gedreht	Befestigung an der Wand, Füße auf Antriebsseite gesehen links
B 7		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende	Bauform B3, nötigenfalls Lagerschilden um 90° gedreht	Befestigung an der Wand, Füße auf Antriebsseite gesehen rechts
B 8		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende	Bauform B3, nötigenfalls Lagerschilden um 180° gedreht	Befestigung an der Decke
B 35		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende	Befestigungsflansch in Lagernähe, Zugang von der Gehäuseseite	Aufstellung auf Unterbau mit zusätzlichem Flansch

Maschinen mit Lagerschilden, senkrechte Anordnung						
Bauform		Erklärung				
Kurz- zei- chen	Bild	Lager	Ständer (Gehäuse)	Welle	Allgemeine Ausführung	Bauform / Erklärung Befestigung oder Aufstellung
V 1		2 Lager- schilde	ohne Füße	freies Wellen- ende unten	Befestigungsflansch in Lagernähe auf Antriebsseite, Zugang von der Gehäuseseite	Flanschanbau unten
V 3		2 Lager- schilde	ohne Füße	freies Wellen- ende oben	Befestigungsflansch in Lagernähe auf Antriebsseite, Zugang von der Gehäuseseite	Flanschanbau oben
V 5		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende unten	–	Befestigung an der Wand oder auf Unterbau
V 6		2 Lager- schilde	mit Füßen	freies Wellen- ende oben	–	Befestigung an der Wand oder auf Unterbau

Elektrotechnik

Schutzarten für elektrische Betriebsmittel
(Berührungs- und Fremdkörperschutz)

Schutzarten für elektrische Betriebsmittel (Auszug aus DIN EN 60529)					
Bezeichnungsbeispiel	<u>Schutzart</u>	<u>DIN EN 60529</u>	<u>IP</u>	<u>4</u>	<u>4</u>
Benennung _____					
DIN-Nummer _____					
Kennbuchstaben _____					
Erste Kennziffer _____					
Zweite Kennziffer _____					
Ein Gehäuse mit dieser Bezeichnung ist gegen das Eindringen von festen Fremdkörpern über 1 mm Durchmesser und gegen Spritzwasser geschützt.					
Schutzgrade für den Berührungs- und Fremdkörperschutz (erste Kennziffer)					
Erste Kennziffer	Schutzgrad (Berührungs- und Fremdkörperschutz)				
0	Kein besonderer Schutz				
1	Schutz gegen Eindringen von festen Fremdkörpern mit einem Durchmesser größer als 50 mm (große Fremdkörper) 1) Kein Schutz gegen absichtlichen Zugang, z.B. mit der Hand, jedoch Fernhalten großer Körperflächen				
2	Schutz gegen Eindringen von festen Fremdkörpern mit einem Durchmesser größer als 12 mm (mittelgroße Fremdkörper) 1) Fernhalten von Fingern oder ähnlichen Gegenständen				
3	Schutz gegen Eindringen von festen Fremdkörpern mit einem Durchmesser größer als 2,5 mm (kleine Fremdkörper) 1) 2) Fernhalten von Werkzeugen, Drähten oder ähnlichem mit einer Dicke größer als 2,5 mm				
4	Schutz gegen Eindringen von festen Fremdkörpern mit einem Durchmesser größer als 1 mm (kornförmige Fremdkörper) 1) 2) Fernhalten von Werkzeugen, Drähten oder ähnlichem mit einer Dicke größer als 1 mm				
5	Schutz gegen schädliche Staubablagerungen. Das Eindringen von Staub ist nicht vollkommen verhindert; aber der Staub darf nicht in solchen Mengen eindringen, dass die Arbeitsweise des Betriebsmittels beeinträchtigt wird (staubgeschützt). 3) Vollständiger Berührungsschutz				
6	Schutz gegen Eindringen von Staub (staubdicht) Vollständiger Berührungsschutz				
1) Bei Betriebsmitteln der Schutzgrade 1 bis 4 sind gleichmäßig oder ungleichmäßig geformte Fremdkörper mit drei senkrecht zueinander stehenden Abmessungen größer als die entsprechenden Durchmesser-Zahlenwerte am Eindringen gehindert. 2) Für die Schutzgrade 3 und 4 fällt die Anwendung dieser Tabelle auf Betriebsmittel mit Abflusslöchern oder Kühlluftöffnungen in die Verantwortung des jeweils zuständigen Fachkomitees. 3) Für den Schutzgrad 5 fällt die Anwendung dieser Tabelle auf Betriebsmittel mit Abflusslöchern in die Verantwortung des jeweils zuständigen Fachkomitees.					

Schutzarten für elektrische Betriebsmittel (Auszug aus DIN EN 60529)

Bezeichnungsbeispiel	Schutzart	DIN EN 60529	IP	4	4
Benennung					
DIN-Nummer					
Kennbuchstaben					
Erste Kennziffer					
Zweite Kennziffer					

Ein Gehäuse mit dieser Bezeichnung ist gegen das Eindringen von festen Fremdkörpern über 1 mm Durchmesser und gegen Spritzwasser geschützt,

Schutzgrade für den Wasserschutz (zweite Kennziffer)

Zweite Kennziffer	Schutzgrad (Wasserschutz)
0	Kein besonderer Schutz
1	Schutz gegen tropfendes Wasser, das senkrecht fällt. Es darf keine schädliche Wirkung haben (Tropfwasser).
2	Schutz gegen tropfendes Wasser, das senkrecht fällt. Es darf bei einem bis zu 15° gegenüber einer normalen Lage gekippten Betriebsmittel (Gehäuse) keine schädliche Wirkung haben (Schrägfällendes Tropfwasser)
3	Schutz gegen Wasser, das in einem beliebigen Winkel bis 60° zur Senkrechten fällt. Es darf keine schädliche Wirkung haben (Sprühwasser).
4	Schutz gegen Wasser, das aus allen Richtungen gegen das Betriebsmittel (Gehäuse) spritzt. Es darf keine schädliche Wirkung haben (Spritzwasser).
5	Schutz gegen einen Wasserstrahl aus einer Düse, der aus allen Richtungen gegen das Betriebsmittel (Gehäuse) gerichtet wird. Er darf keine schädliche Wirkung haben (Strahlwasser).
6	Schutz gegen schwere See oder starken Wasserstrahl. Wasser darf nicht in schädlichen Mengen in das Betriebsmittel (Gehäuse) eindringen (Überfluten).
7	Schutz gegen Wasser, wenn das Betriebsmittel (Gehäuse) unter festgelegten Druck- und Zeitbedingungen in Wasser getaucht wird. Wasser darf nicht in schädlichen Mengen eindringen (Eintauchen).
8	Das Betriebsmittel (Gehäuse) ist geeignet zum dauernden Untertauchen in Wasser bei Bedingungen, die durch den Hersteller zu beschreiben sind (Untertauchen). 1)

1) Dieser Schutzgrad bedeutet normalerweise ein luftdicht verschlossenes Betriebsmittel. Bei bestimmten Betriebsmitteln darf jedoch Wasser eindringen, sofern es keine schädliche Wirkung hat.

Werkstofftechnik	Seite
Umrechnung von Dauerfestigkeitswerten verschiedener Werkstoffe	62
Mechanische Eigenschaften von Vergütungsstählen	63
Dauerfestigkeitsschaubilder der Vergütungsstähle	64
Allgemeine Baustähle	65
Dauerfestigkeitsschaubilder der allgemeinen Baustähle	66
Einsatzstähle	67
Dauerfestigkeitsschaubilder der Einsatzstähle	68
Kaltgewalzte Stahlbänder	69
Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke	69
Runder Federstahldraht	70
Gusseisen mit Lamellengraphit	71
Gusseisen mit Kugelgraphit	71
Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gusslegierungen	72
Kupfer-Aluminium-Gusslegierungen	72
Aluminium-Gusslegierungen	73
Blei- und Zinn-Gusslegierungen für Verbundgleitlager	74
Umwertung von Härtewerten	75
Stoffwerte fester und flüssiger Stoffe	76
Längenausdehnungskoeffizient	77
Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff	77
Grübchen- und Zahnfußdauerfestigkeitswerte von Stählen	77
Wärmebehandlung beim Einsatzhärten von Einsatzstählen	78

Werkstofftechnik

Umrechnung von Dauerfestigkeitswerten verschiedener Werkstoffe

Umrechnung von Dauerfestigkeitswerten verschiedener Werkstoffe								
Werkstoff	Zug ³⁾		Biegung ¹⁾			Torsion ¹⁾		
	σ_W	σ_{Sch}	σ_{bW}	σ_{bSch}	σ_{bF}	τ_W	τ_{Sch}	τ_F
Baustahl	$0,45 \cdot R_m$	$1,3 \cdot \sigma_W$	$0,49 \cdot R_m$	$1,5 \cdot \sigma_{bW}$	$1,5 \cdot R_e$	$0,35 \cdot R_m$	$1,1 \cdot \tau_W$	$0,7 \cdot R_e$
Vergütungs- stahl	$0,41 \cdot R_m$	$1,7 \cdot \sigma_W$	$0,44 \cdot R_m$	$1,7 \cdot \sigma_{bW}$	$1,4 \cdot R_e$	$0,30 \cdot R_m$	$1,6 \cdot \tau_W$	$0,7 \cdot R_e$
Einsatzstahl 2)	$0,40 \cdot R_m$	$1,6 \cdot \sigma_W$	$0,41 \cdot R_m$	$1,7 \cdot \sigma_{bW}$	$1,4 \cdot R_e$	$0,30 \cdot R_m$	$1,4 \cdot \tau_W$	$0,7 \cdot R_e$
Grauguss	$0,25 \cdot R_m$	$1,6 \cdot \sigma_W$	$0,37 \cdot R_m$	$1,8 \cdot \sigma_{bW}$	–	$0,36 \cdot R_m$	$1,6 \cdot \tau_W$	–
Leichtmetall	$0,30 \cdot R_m$	–	$0,40 \cdot R_m$	–	–	$0,25 \cdot R_m$	–	–

1) Für polierte Rundproben von etwa 10 mm Durchmesser

2) Im einsatzgehärteten Zustand. Ermittelt an Rundprobe von etwa 30 mm Durchmesser. R_m und R_e vom Kernmaterial.

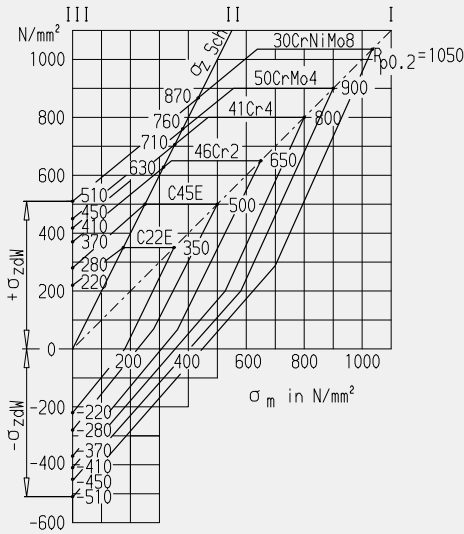
3) Für Druck ist σ_{Sch} größer, z.B. bei Federstahl $\sigma_{dSch} \approx 1,3 \cdot \sigma_{Sch}$
Für Grauguss $\sigma_{dSch} \approx 3 \cdot \sigma_{Sch}$

8

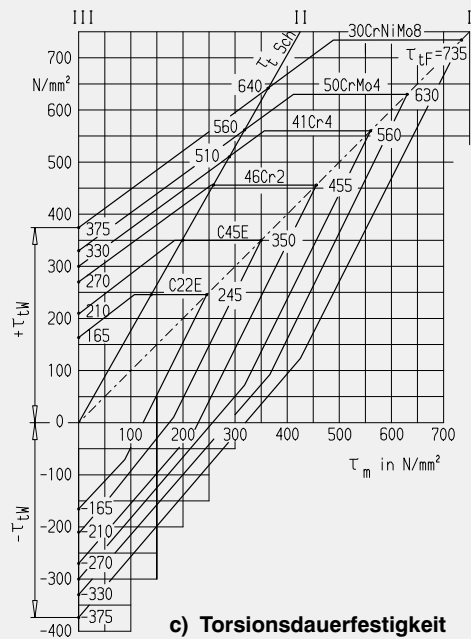
Festigkeitswerte	Belastungsart		
	Zug	Biegung	Torsion
Zugfestigkeit	R_m	–	–
Streckgrenze Fließgrenze	R_e	σ_{bF}	τ_F
Wechselfestigkeit	σ_W	σ_{bW}	τ_W
Schwellfestigkeit	σ_{Sch}	σ_{bSch}	τ_{Sch}

Vergütungsstähle (Auszug aus DIN EN 10083) Mechanische Eigenschaften der Stähle in vergütetem Zustand											
Werkstoff- Kurz- zeichen Nr.		Durchmesser									
		bis 16 mm		über 16 bis 40 mm		über 40 bis 100 mm		über 100 bis 160 mm		über 160 bis 250 mm	
		Streck- grenze (0,2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p 0,2}	Zug- festigkeit N/mm ² R _m	Streck- grenze (0,2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p 0,2}	Zug- festigkeit N/mm ² R _m	Streck- grenze (0,2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p 0,2}	Zug- festigkeit N/mm ² R _m	Streck- grenze (0,2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p 0,2}	Zug- festigkeit N/mm ² R _m	Streck- grenze (0,2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p 0,2}	Zug- festigkeit N/mm ² R _m
C22	1.0402	350	550 – 700	300	500 – 650	–	–	–	–	–	–
C35	1.0501	430	630 – 780	370	600 – 750	320	550 – 700	–	–	–	–
C45	1.0503	500	700 – 850	430	650 – 800	370	630 – 780	–	–	–	–
C55	1.0535	550	800 – 950	500	750 – 900	430	700 – 850	–	–	–	–
C60	1.0601	580	850 – 1000	520	800 – 950	450	750 – 900	–	–	–	–
C22E	1.1151	350	550 – 700	300	500 – 650	–	–	–	–	–	–
C35E	1.1181	430	630 – 780	370	600 – 750	320	550 – 700	–	–	–	–
C35R	1.1180	430	630 – 780	370	600 – 750	320	550 – 700	–	–	–	–
C45E	1.1191	500	700 – 850	430	650 – 800	370	630 – 780	–	–	–	–
C45R	1.1201	500	700 – 850	430	650 – 800	370	630 – 780	–	–	–	–
C55E	1.1203	550	800 – 950	500	750 – 900	430	700 – 850	–	–	–	–
C55R	1.1209	550	800 – 950	500	750 – 900	430	700 – 850	–	–	–	–
C60E	1.1221	580	850 – 1000	520	800 – 950	450	750 – 900	–	–	–	–
C60R	1.1223	580	850 – 1000	520	800 – 950	450	750 – 900	–	–	–	–
28Mn6	1.1170	590	780 – 930	490	690 – 840	440	640 – 790	–	–	–	–
38Cr2	1.7003	550	800 – 950	450	700 – 850	350	600 – 750	–	–	–	–
46Cr2	1.7006	650	900 – 1100	550	800 – 950	400	650 – 800	–	–	–	–
34Cr4	1.7033	700	900 – 1100	590	800 – 950	460	700 – 850	–	–	–	–
34CrS4	1.7037	700	900 – 1100	590	800 – 950	460	700 – 850	–	–	–	–
37Cr4	1.7034	750	950 – 1150	630	850 – 1000	510	750 – 900	–	–	–	–
37CrS4	1.7038	750	950 – 1150	630	850 – 1000	510	750 – 900	–	–	–	–
41Cr4	1.7035	800	1000 – 1200	660	900 – 1100	560	800 – 950	–	–	–	–
41CrS4	1.7039	800	1000 – 1200	660	900 – 1100	560	800 – 950	–	–	–	–
25CrMo4	1.7218	700	900 – 1100	600	800 – 950	450	700 – 850	400	650 – 800	–	–
34CrMo4	1.7220	800	1000 – 1200	650	900 – 1100	550	800 – 950	500	750 – 900	450	700 – 850
34CrMoS4	1.7226	800	1000 – 1200	650	900 – 1100	550	800 – 950	500	750 – 900	450	700 – 850
42CrMo4	1.7225	900	1100 – 1300	750	1000 – 1200	650	900 – 1100	550	800 – 950	500	750 – 900
42CrMoS4	1.7227	900	1100 – 1300	750	1000 – 1200	650	900 – 1100	550	800 – 950	500	750 – 900
50CrMo4	1.7228	900	1100 – 1300	780	1000 – 1200	700	900 – 1100	650	850 – 1000	550	800 – 950
36CrNiMo4	1.6511	900	1100 – 1300	800	1000 – 1200	700	900 – 1100	600	800 – 950	550	750 – 900
34CrNiMo6	1.6582	1000	1200 – 1400	900	1100 – 1300	800	1000 – 1200	700	900 – 1100	600	800 – 950
30CrNiMo8	1.6580	1050	1250 – 1450	1050	1250 – 1450	900	1100 – 1300	800	1000 – 1200	700	900 – 1100
51CrV4	1.8159	900	1100 – 1300	800	1000 – 1200	700	900 – 1100	650	850 – 1000	600	800 – 950
30CrMoV9	1.7707	1050	1250 – 1450	1020	1200 – 1450	900	1100 – 1300	800	1000 – 1200	700	900 – 1100

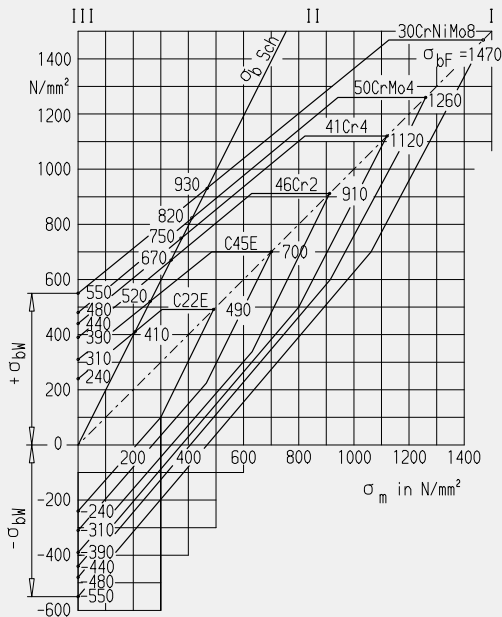
**Dauerfestigkeitsschaubilder der Vergütungsstähle, DIN EN 10083
(in vergütetem Zustand, Probendurchmesser $d = 10 \text{ mm}$)**



a) Zug-Druck-Dauerfestigkeit



c) Torsionsdauerfestigkeit



b) Biegedauerfestigkeit

Die nicht dargestellten Vergütungsstähle können wie folgt eingesetzt werden:

34CrNiMo6	wie 30CrNiMo8
30CrMoV4	wie 30CrNiMo8
42CrMo4	wie 50CrMo4
36CrNiMo4	wie 50CrMo4
51CrV4	wie 50CrMo4
34CrMo4	wie 41Cr4
28Cr4	wie 46Cr2
C45	wie C45E
C22	wie C22E

C60 und C50 liegen etwa zwischen C45E und 46Cr2.

C40, 32Cr2, C35, C30 und C25 liegen etwa zwischen C22E und C45E.

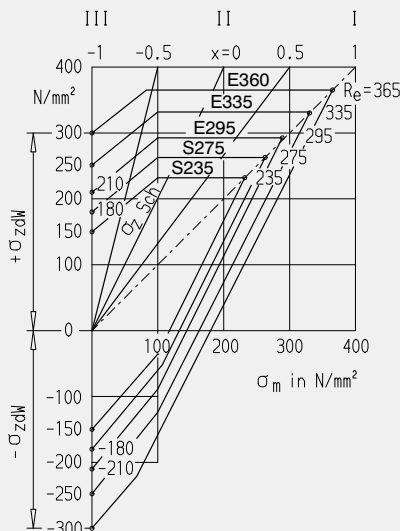
Belastungsfall I: ruhend

Belastungsfall II: schwellend

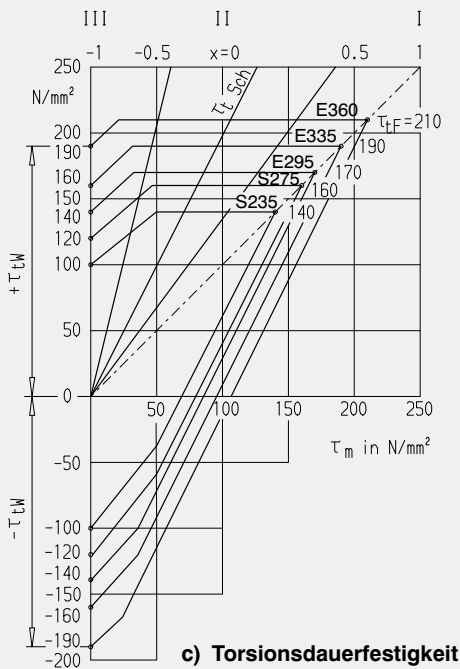
Belastungsfall III: wechselnd

Allgemeine Baustähle (Auszug aus DIN EN 10025)												
Werkstoff-			Be- hand- lungs- zu- stand 1)	Zugfestigkeit R _m in N/mm ² für Erzeugnisdicken in mm			Obere Streckgrenze R _{eH} in N/mm ² (Minimum) für Erzeugnisdicken in mm					
Kurz- zeichen (Deutsch- land)	Nr.	Kurzzei- chen nach DIN EN 10025		< 3	≥ 3 ≤ 100	> 100	≤ 16	> 16 ≤ 40	> 40 ≤ 63	> 63 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100
St33	1.0035	S185	U, N	310... 540	290... 510	Nach Vereinbarung	185	175 2)	–	–	–	Nach Vereinbarung
St37-2 USt37-2	1.0037 1.0036	S235JR S235JRG1	U, N U, N	360... 510	340... 470		235	225	215	205	195	
RSt37-2 St37-3U St37-3N	1.0038 1.0114 1.0116	S235JRG2 S235JO S235J2G3	U, N, U N				235	225	215	215	215	
St44-2 St44-3U St44-3N	1.0044 1.0143 1.0144	S275JR S275JO S275J2G3	U, N U N				275	265	255	245	235	
St52-3U St52-3N	1.0553 1.0570	S355JO S355J2G3	U N	510... 680	490... 630		355	345	335	325	315	
St50-2	1.0050	E295	U, N	490... 660	470... 610		295	285	275	265	255	
St60-2	1.0060	E335	U, N	590... 770	570... 710		335	325	315	305	295	
St70-2	1.0070	E360	U, N	690... 900	670... 830		365	355	345	335	325	
1) N normalgeglüht; U warmgewalzt, unbehandelt												
2) Dieser Wert gilt nur für Dicken bis 25 mm												

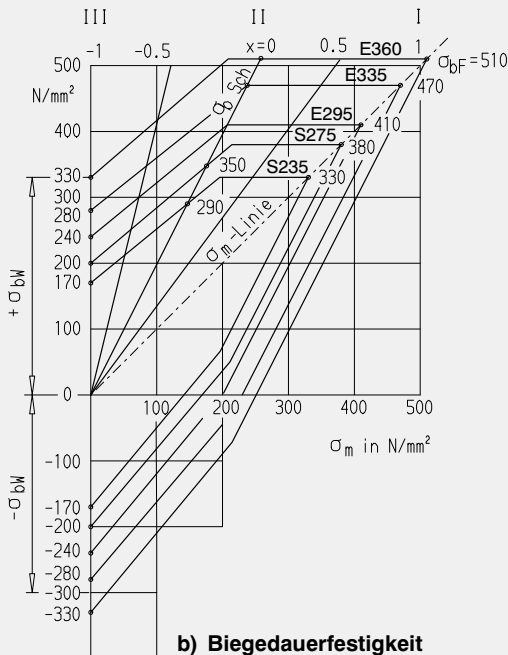
Dauerfestigkeitsschaubilder der allgemeinen Baustähle, DIN EN 10025
(Probendurchmesser d = 10 mm)



a) Zug-Druck-Dauerfestigkeit



c) Torsionsdauerfestigkeit

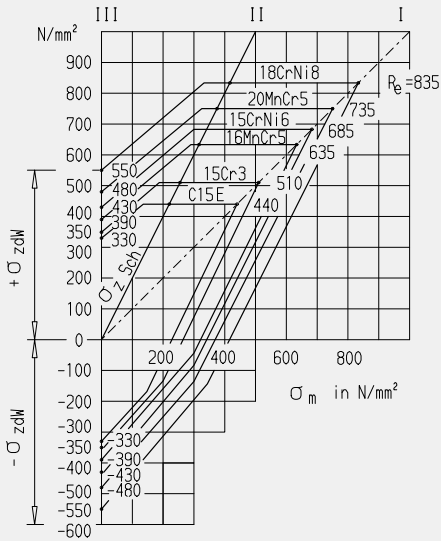


b) Biegedauerfestigkeit

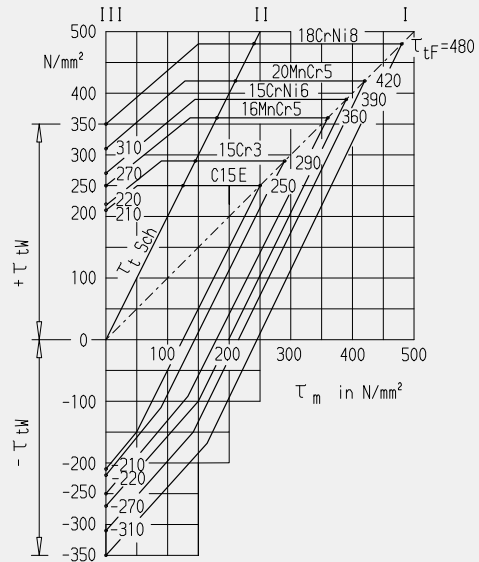
Belastungsfall I: ruhend
Belastungsfall II: schwelkend
Belastungsfall III: wechselnd

Einsatzstähle Gütevorschriften (Auszug aus DIN EN 10084)									
Werkstoff-			1) Behandlungs- zustand	bei Ø 11		bei Ø 30		bei Ø 63	
Kurz- zeichen (Deutsch- land)	Nr.	Kurzzei- chen nach DIN EN 10084		Streck- grenze R _e N/mm ² min.	Zugfestig- keit R _m N/mm ²	Streck- grenze R _e N/mm ² min.	Zugfestig- keit R _m N/mm ²	Streck- grenze R _e N/mm ² min.	Zugfestig- keit R _m N/mm ²
C10	1.0301	C10	Einzelheiten siehe DIN EN 10084	390	640 – 790	295	490 – 640	–	–
Ck10	1.1121	C10E		390	640 – 790	295	490 – 640	–	–
C15	1.0401	C15		440	740 – 890	355	590 – 790	–	–
Ck15	1.1141	C15E		440	740 – 890	355	590 – 790	–	–
Cm15	1.1140	C15R		440	740 – 890	355	590 – 790	–	–
15Cr13	1.7015	15Cr13		510	780 – 1030	440	690 – 890	–	–
16MnCr5	1.7131	16MnCr5		635	880 – 1180	590	780 – 1080	440	640 – 940
16MnCrS5	1.7139	16MnCrS5		635	880 – 1180	590	780 – 1080	440	640 – 940
20MnCr5	1.7147	20MnCr5		735	1080 – 1380	685	980 – 1280	540	780 – 1080
20MnCrS5	1.7149	20MnCrS5		735	1080 – 1380	685	980 – 1280	540	780 – 1080
20MoCr4	1.7321	20MoCr4		635	880 – 1180	590	780 – 1080	–	–
20MoCrS4	1.7323	20MoCrS4		635	880 – 1180	590	780 – 1080	–	–
25MoCrS4	1.7325	25MoCrS4		735	1080 – 1380	685	980 – 1280	–	–
15CrNi6	1.5919	15CrNi6		685	960 – 1280	635	880 – 1180	540	780 – 1080
18CrNi8	1.5920	18CrNi8		835	1230 – 1480	785	1180 – 1430	685	1080 – 1330
17CrNiMo6	1.6587	18CrNiMo7-6		835	1180 – 1430	785	1080 – 1330	685	980 – 1280
1) Die Brinellhärte ist je nach Behandlungszustand unterschiedlich									
Behandlungszustand				Bedeutung					
C				behandelt auf Scherbarkeit					
G				weichgeglüht					
BF				behandelt auf Festigkeit					
BG				behandelt auf Ferrit-Perlit-Gefüge					

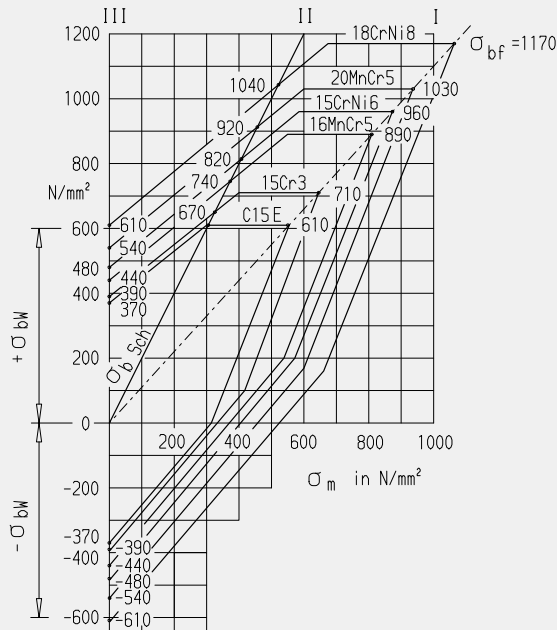
Dauerfestigkeitsschaubilder der Einsatzstähle, DIN EN 10084 (Kernfestigkeit nach Einsatzhärtung, Probendurchmesser $d = 10 \text{ mm}$)



a) Zug-Druck-Dauerfestigkeit



c) Torsionsdauerfestigkeit



b) Biegedauerfestigkeit

Die nicht dargestellten Einsatzstähle können wie folgt eingeordnet werden:

25MoCr4 wie 20MnCr5
17CrNiMo6 wie 18CrNi8

Belastungsfall I: ruhend

Belastungsfall II: schwelend

Belastungsfall III: wechselnd

Werkstofftechnik

Kaltgewalzte Stahlbänder

Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke

Kaltgewalzte Stahlbänder (Auszug aus DIN EN 10132)			
Kurzzeichen (Deutschland)	Werkstoff-		Zugfestigkeit R_m ¹⁾ N/mm ² höchstens
	Nummer	Kurzzeichen nach DIN EN 10132	
C55	1.0535	C55	610
Ck55	1.1203	C55E	
C60	1.0601	C60	620
Ck60	1.1221	C60E	
C67	1.0603	C67	640
Ck67	1.1231	C67S	
C75	1.0605	C75	640
Ck75	1.1248	C75S	
Ck85	1.1269	C85S	670
Ck101	1.1274	C100S	690
71Si7	1.5029	71Si7	800
67SiCr5	1.7103	67SiCr5	800
50CrV4	1.8159	50CrV4	740

1) R_m für den kaltgewalzten und weichgeglühten Zustand; für Banddicken bis 3 mm

Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke (Auszug aus DIN 1681)					
Werkstoff-		Streckgrenze $R_e, R_{p0,2}$ N/mm ² min.	Zugfestigkeit R_m N/mm ² min.	Kerbschlagarbeit (ISO-V-Proben) A_v ≤ 30 mm > 30 mm Mittelwert ¹⁾ J min.	
Kurzzeichen	Nummer				
GS-38 (GE200)	1.0420	200	380	35	35
GS-45 (GE240)	1.0446	230	450	27	27
GS-52 (GE260)	1.0552	260	520	27	22
GS-60 (GE300)	1.0558	300	600	27	20

Die mechanischen Eigenschaften gelten für Proben, die aus Probestücken mit Dicken bis 100 mm genommen werden. Die Werte der Streckgrenze gelten darüber hinaus auch für das Gussstück selbst, sofern die Wanddicke ≤ 100 mm ist.

1) Aus jeweils drei Einzelwerten bestimmt.

Runder Federstahldraht (Auszug aus DIN EN 10218)				
Draht- durchmesser mm	Drahtsorte			
	A	B	C	D
	Zugfestigkeit R_m in N/mm ²			
0,07	–	–	–	2800 – 3100
0,3	–	2370 – 2650	–	2660 – 2940
1	1720 – 1970	1980 – 2220	–	2230 – 2470
2	1520 – 1750	1760 – 1970	1980 – 2200	1980 – 2200
3	1410 – 1620	1630 – 1830	1840 – 2040	1840 – 2040
4	1320 – 1520	1530 – 1730	1740 – 1930	1740 – 1930
5	1260 – 1450	1460 – 1650	1660 – 1840	1660 – 1840
6	1210 – 1390	1400 – 1580	1590 – 1770	1590 – 1770
7	1160 – 1340	1350 – 1530	1540 – 1710	1540 – 1710
8	1120 – 1300	1310 – 1480	1490 – 1660	1490 – 1660
9	1090 – 1260	1270 – 1440	1450 – 1610	1450 – 1610
10	1060 – 1230	1240 – 1400	1410 – 1570	1410 – 1570
11	–	1210 – 1370	1380 – 1530	1380 – 1530
12	–	1180 – 1340	1350 – 1500	1350 – 1500
13	–	1160 – 1310	1320 – 1470	1320 – 1470
14	–	1130 – 1280	1290 – 1440	1290 – 1440
15	–	1110 – 1260	1270 – 1410	1270 – 1410
16	–	1090 – 1230	1240 – 1390	1240 – 1390
17	–	1070 – 1210	1220 – 1360	1220 – 1360
18	–	1050 – 1190	1200 – 1340	1200 – 1340
19	–	1030 – 1170	1180 – 1320	1180 – 1320
20	–	1020 – 1150	1160 – 1300	1160 – 1300

Werkstofftechnik

Gusseisen mit Lamellengraphit

Gusseisen mit Kugelgraphit

Gusseisen mit Lamellengraphit (Auszug aus DIN EN 1561)							
Werkstoff-			Wanddicken in mm		Zug- festigkeit ¹⁾ R _m	Brinell- härte ¹⁾	Druck- festigkeit ²⁾ σ _{dB}
Kurzzeichen	Nummer	Kurzzeichen nach DIN 1691	über	bis	N/mm ²	HB 30	N/mm ²
EN-GJL-100	EN-JL1010	GG-10	5	40	min. 100 ²⁾	–	–
EN-GJL-150	EN-JL1020	GG-15	10 20 40 80	20 40 80 150	130 110 95 80	225 205 – –	600
EN-GJL-200	EN-JL1030	GG-20	10 20 40 80	20 40 80 150	180 155 130 115	250 235 – –	720
EN-GJL-250	EN-JL1040	GG-25	10 20 40 80	20 40 80 150	225 195 170 155	265 250 – –	840
EN-GJL-300	EN-JL1050	GG-30	10 20 40 80	20 40 80 150	270 240 210 195	285 265 – –	960
EN-GJL-350	EN-JL1060	GG-35	10 20 40 80	20 40 80 150	315 280 250 225	285 275 – –	1080

Die Werte gelten für Gussstücke, die in Sandformen oder in Formen mit vergleichbarem Wärmediffusionsvermögen hergestellt werden.

1) Diese Werte sind Anhaltswerte

2) Werte im getrennt gegossenen Probestück mit 30 mm Rohgussdurchmesser.

Gusseisen mit Kugelgraphit (Auszug aus DIN EN 1563)						
Eigenschaften in angegossenen Probestücken						
Werkstoff-			Wanddicke des Gussstückes	Dicke des angegossenen Probestückes	Zug- festig- keit R _m	0,2% Dehn- grenze R _{p0,2}
Kurzzeichen	Nummer	Kurzzeichen nach DIN 1693	mm	mm	N/mm ²	N/mm ²
EN-GJS-400-18U-LT	EN-JS1049	GGG-40.3	von 30 bis 60 über 60 bis 200	40 70	390 370	250 240
EN-GJS-400-15U	EN-JS1072	GGG-40	von 30 bis 60 über 60 bis 200	40 70	390 370	250 240
EN-GJS-500-7U	EN-JS1082	GGG-50	von 30 bis 60 über 60 bis 200	40 70	450 420	300 290
EN-GJS-600-3U	EN-JS1092	GGG-60	von 30 bis 60 über 60 bis 200	40 70	600 550	360 340
EN-GJS-700-2U	EN-JS1102	GGG-70	von 30 bis 60 über 60 bis 200	40 70	700 650	400 380

Werkstofftechnik

Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gusslegierungen

Kupfer-Aluminium-Gusslegierungen

Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gusslegierungen (Auszug aus DIN EN 1982)					
Werkstoff-			Lieferform	0,2%- Grenze ¹⁾ R _{p0,2} min. in N/mm ²	Zugfestig- keit ¹⁾ R _m min. in N/mm ²
Kurzzeichen	Nummer	Kurzzeichen nach DIN 1705			
CuSn12-C-GS CuSn12-C-GZ CuSn12-C-GC	CC483K	G-CuSn12 GZ-CuSn12 GC-CuSn12	Sandguss Schleuderguss Strangguss	140 150 140	260 280 280
CuSn12Ni-C-GS CuSn12Ni-C-GZ CuSn12Ni-C-GC		G-CuSn12Ni GZ-CuSn12Ni GC-CuSn12Ni	Sandguss Schleuderguss Strangguss	160 180 170	280 300 300
CuSn12Pb2-C-GS CuSn12Pb2-C-GZ CuSn12Pb2-C-GC		G-CuSn12Pb GZ-CuSn12Pb GC-CuSn12Pb	Sandguss Schleuderguss Strangguss	140 150 140	260 280 280
CuSn10-Cu-GS	CC480K	G-CuSn10	Sandguss	130	270
CuSn7Zn4Pb7-C-GS CuSn7Zn4Pb7-C-GZ CuSn7Zn4Pb7-C-GC	CC493K	G-CuSn7ZnPb GZ-CuSn7ZnPb GC-CuSn7ZnPb	Sandguss Schleuderguss Strangguss	120 130 120	240 270 270
CuSn7Zn2Pb3-C-GS		G-CuSn6ZnNi	Sandguss	140	270
CuSn5Zn5Pb5-C-GS		G-CuSn5ZnPb	Sandguss	90	220
CuSn3Zn8Pb5-C-GS	CC490K	G-CuSn2ZnPb	Sandguss	90	210

1) Werkstoffeigenschaften im Probestab

Kupfer-Aluminium-Gusslegierungen (Auszug aus DIN EN 1982)					
Werkstoff-			Lieferform	0,2%- Grenze ¹⁾ R _{p0,2} min. in N/mm ²	Zugfestig- keit ¹⁾ R _m min. in N/mm ²
Kurzzeichen	Nummer	Kurzzeichen nach DIN 1714			
CuAl10Fe2-C-GS CuAl10Fe2-C-GM CuAl10Fe2-C-GZ	CC331G	G-CuAl10Fe GK-CuAl10Fe GZ-CuAl10Fe	Sandguss Kokillenguss Schleuderguss	180 200 200	500 550 550
CuAl10Ni3Fe2-C-GS CuAl10Ni3Fe2-C-GK CuAl10Ni3Fe2-C-GZ		G-CuAl9Ni GK-CuAl9Ni GZ-CuAl9Ni	Sandguss Kokillenguss Schleuderguss	200 230 250	500 530 600
CuAl10Fe5Ni5-C-GS CuAl10Fe5Ni5-C-GM CuAl10Fe5Ni5-C-GZ CuAl10Fe5Ni5-C-GC		G-CuAl10Ni GK-CuAl10Ni GZ-CuAl10Ni GC-CuAl10Ni	Sandguss Kokillenguss Schleuderguss Strangguss	270 300 300 300	600 600 700 700
CuAl11Fe6Ni6-C-GS CuAl11Fe6Ni6-C-GM CuAl11Fe6Ni6-C-GZ	CC334G	G-CuAl11Ni GK-CuAl11Ni GZ-CuAl11Ni	Sandguss Kokillenguss Schleuderguss	320 400 400	680 680 750

1) Werkstoffeigenschaften im Probestab

Aluminium-Gusslegierungen (Auszug aus DIN EN 1706)				
Werkstoff-			0,2%-Grenze $R_{p0,2}$	Zugfestigkeit R_m
Kurzzeichen	Nummer	Kurzzeichen nach DIN 1725-2	in N/mm ²	in N/mm ²
AC-AlCu4MgTi	AC-21000	G-AlCu4TiMg	200 bis 220	300 bis 320
AC-AlCu4Ti	AC-21100	G-AlCu4Ti	180 bis 220	280 bis 330
AC-AlSi7Mg	AC-42100	G-AlSi7Mg	180 bis 210	230 bis 290
AC-AlSi10Mg(a)	AC-43000	G-AlSi10Mg	80 bis 220	150 bis 240
AC-AlSi10Mg(Cu)	AC-43200	G-AlSi10Mg(Cu)	80 bis 200	160 bis 240
AC-AlSi9Mg	AC-43300	G-AlSi9Mg	180 bis 210	230 bis 290
AC-AlSi10Mg(Fe)	AC-43400	G-AlSi10Mg	140	240
AC-AlSi11	AC-44000	G-AlSi11	70 bis 80	150 bis 170
AC-AlSi12(a)	AC-44200	G-AlSi12	70 bis 80	150 bis 170
AC-AlSi12(Fe)	AC-44300	GD-AlSi12	130	240
AC-AlSi6Cu4	AC-45000	G-AlSi6Cu4	90 bis 100	150 bis 170
AC-AlSi9Cu3(Fe)	AC-46000	GD-AlSi9Cu3	140	240
AC-AlSi8Cu3	AC-46200	G-AlSi9Cu3	90 bis 140	150 bis 240
AC-AlSi12(Cu)	AC-47000	G-AlSi12(Cu)	80 bis 90	150 bis 170
AC-AlSi12Cu1(Fe)	AC-47100	GD-AlSi12(Cu)	140	240
AC-AlMg3(a)	AC-51100	G-AlMg3	70	140 bis 150
AC-AlMg9	AC-51200	GD-AlMg9	130	200
AC-AlMg5	AC-51300	G-AlMg5	90 bis 100	160 bis 180
AC-AlMg5(Si)	AC-51400	G-AlMg5Si	100 bis 110	160 bis 180

Werkstofftechnik

Blei- und Zinn-Gusslegierungen für
Verbundgleitlager

Blei- und Zinn-Gusslegierungen für Verbundgleitlager (Auszug aus DIN ISO 4381)							
Werkstoff-		Brinellhärte ¹⁾ HB 10/250/180			0,2%-Grenze ¹⁾ $R_{p\ 0,2}$ in N/mm ²		
Kurzzeichen	Nummer	20 °C	50 °C	120 °C	20 °C	50 °C	100 °C
PbSb15SnAs	2.3390	18	15	14	39	37	25
PbSb15Sn10	2.3391	21	16	14	43	32	30
PbSb14Sn9CuAs	2.3392	22	22	16	46	39	27
PbSb10Sn6	2.3393	16	16	14	39	32	27
SnSb12Cu6Pb	2.3790	25	20	12	61	60	36
SnSb8Cu4	2.3791	22	17	11	47	44	27
SnSb8Cu4Cd	2.3792	28	25	19	62	44	30

1) Werkstoffeigenschaften im Probestab

Werkstofftechnik

Umwertung von Härtewerten (DIN EN ISO 18265)

Zugfestig- keit	Vickers- härte	Brinellhärte 2)	Rockwellhärte				Zugfestig- keit	Vickers- härte	Brinellhärte 2)	Rockwellhärte	Rockwellhärte	Rockwellhärte
			HRB	HRC	HRA	HRD 1)						
N/mm ²	(F _≥ 98N)	$\left(0,102 \cdot \frac{F}{D^2} = 30 \frac{N}{mm^2}\right)$					N/mm ²	(F _≥ 98N)	$\left(0,102 \cdot \frac{F}{D^2} = 30 \frac{N}{mm^2}\right)$	HRC	HRA	HRD 1)
255	80	76,0					1155	360	342	36,6	68,7	52,8
270	85	80,7	41,0				1190	370	352	37,7	69,2	53,6
285	90	85,5	48,0				1220	380	361	38,8	69,8	54,4
305	95	90,2	52,0				1255	390	371	39,8	70,3	55,3
320	100	95,0	56,2				1290	400	380	40,8	70,8	56,0
335	105	99,8					1320	410	390	41,8	71,4	56,8
350	110	105	62,3				1350	420	399	42,7	71,8	57,5
370	115	109					1385	430	409	43,6	72,3	58,2
385	120	114	66,7				1420	440	418	44,5	72,8	58,8
400	125	119					1455	450	428	45,3	73,3	59,4
415	130	124	71,2				1485	460	437	46,1	73,6	60,1
430	135	128					1520	470	447	46,9	74,1	60,7
450	140	133	75,0				1555	480	(456)	47,7	74,5	61,3
465	145	138					1595	490	(466)	48,4	74,9	61,6
480	150	143	78,7				1630	500	(475)	49,1	75,3	62,2
495	155	147					1665	510	(485)	49,8	75,7	62,9
510	160	152	81,7				1700	520	(494)	50,5	76,1	63,5
530	165	156					1740	530	(504)	51,1	76,4	63,9
545	170	162	85,0				1775	540	(513)	51,7	76,7	64,5
560	175	166					1810	550	(523)	52,3	77,0	64,8
575	180	171	87,1				1845	560	(532)	53,0	77,4	65,4
595	185	176					1880	570	(542)	53,6	77,8	65,8
610	190	181	89,5				1920	580	(551)	54,1	78,0	66,2
625	195	185					1955	590	(561)	54,7	78,4	66,7
640	200	190	91,5				1995	600	(570)	55,2	78,6	67,0
660	205	195	92,5				2030	610	(580)	55,7	78,9	67,5
675	210	199	93,5				2070	620	(589)	56,3	79,2	67,9
690	215	204	94,0				2105	630	(599)	56,8	79,5	68,3
705	220	209	95,0				2145	640	(608)	57,3	79,8	68,7
720	225	214	96,0				2180	650	(618)	57,8	80,0	69,0
740	230	219	96,7					660		58,3	80,3	69,4
755	235	223						670		58,8	80,6	69,8
770	240	228	98,1	20,3	60,7	40,3		680		59,2	80,8	70,1
785	245	233		21,3	61,2	41,1		690		59,7	81,1	70,5
800	250	238	99,5	22,2	61,6	41,7		700		60,1	81,3	70,8
820	255	242		23,1	62,0	42,2		720		61,0	81,8	71,5
835	260	247	(101)	24,0	62,4	43,1		740		61,8	82,2	72,1
850	265	252		24,8	62,7	43,7		760		62,5	82,6	72,6
865	270	257	(102)	25,6	63,1	44,3		780		63,3	83,0	73,3
880	275	261		26,4	63,5	44,9		800		64,0	83,4	73,8
900	280	266	(104)	27,1	63,8	45,3		820		64,7	83,8	74,3
915	285	271		27,8	64,2	46,0		840		65,3	84,1	74,8
930	290	276	(105)	28,5	64,5	46,5		860		65,9	84,4	75,3
950	295	280		29,2	64,8	47,1		880		66,4	84,7	75,7
965	300	285		29,8	65,2	47,5		900		67,0	85,0	76,1
995	310	295		31,0	65,8	48,4		920		67,5	85,3	76,5
1030	320	304		32,3	66,4	49,4		940		68,0	85,6	76,9
1060	330	314		33,3	67,0	50,2						
1095	340	323		34,4	67,6	51,1						
1125	350	333		35,5	68,1	51,9						

Die eingeklammerten Zahlen sind Härtewerte, die außerhalb des Definitionsbereichs der genormten Härteprüfverfahren liegen, praktisch jedoch vielfach als Näherungswert benutzt werden. Darüber hinaus gelten die eingeklammerten Brinellhärtewerte nur dann, wenn mit einer Hartmetallkugel gemessen wurde.

1) International üblich, z.B. ASTM E 18-74 (American Society for Testing and Materials)

2) Errechnet aus HB = 0,95 HV (Vickershärte)

Ermittlung der Rockwellhärte HRA, HRB, HRC und HRD nach DIN EN 10109, Teil 1

Ermittlung der Vickershärte nach DIN 50133, Teil 1

Ermittlung der Brinellhärte nach DIN EN 10003, Teil 1

Ermittlung der Zugfestigkeit nach DIN EN 10002, Teil 1 und Teil 5

Werkstofftechnik

Stoffwerte fester und flüssiger Stoffe

Stoffwerte fester und flüssiger Stoffe

Mittlere Dichte der Erde = 5,517 g/cm³

Stoff (fest)	Sym- bol	Dichte ρ g/cm ³	Schmelz- tempera- tur t in °C	Wärmeleit- fähigkeit λ bei 20 °C W/(mK)
Achat		2,5 ... 2,8	≈ 1600	11,20
Aluminium	Al	2,7	658	204
Aluminium-Bronze		7,7	1040	128
Antimon	Sb	6,67	630	22,5
Arsen	As	5,72	–	–
Asbest		≈ 2,5	≈ 1300	–
Asphalt		1,1 ... 1,5	80 ... 100	0,698
Barium	Ba	3,59	704	–
Bariumchlorid		3,1	960	–
Basalt, natur		2,7 ... 3,2	–	1,67
Beryllium	Be	1,85	1280	1,65
Beton		≈ 2	–	≈ 1
Blei	Pb	11,3	327,4	34,7
Bor (amorph.)	B	1,73	2300	–
Borax		1,72	740	–
Brauneisenstein		3,4 ... 3,9	1565	–
Bronze		8,83	910	64
Chlorkalzium		2,2	774	–
Chrom	Cr	7,1	1800	69
Chromnickel		7,4	1430	52,335
Deltametall		8,6	950	104,7
Diamant	C	3,5	–	–
Eisen, rein	Fe	7,86	1530	81
Fette		0,92 ... 0,94	30 ... 175	0,209
Gallium	Ga	5,9	29,75	–
Germanium	Ge	5,32	936	58,615
Gips		2,3	1200	0,45
Glas, Fenster		≈ 2,5	≈ 700	0,81
Glimmer		≈ 2,8	≈ 1300	0,35
Gold	Au	19,29	1063	310
Granit		2,6 ... 2,8	–	3,5
Graphit	C	2,24	≈ 3800	168
Grauguss		7,25	1200	58
Hartgewebe		1,3 ... 1,42	–	0,34 ... 0,35
Hartgummi		≈ 1,4	–	0,17
Hartmetall K20		14,8	2000	81
Hölzer		0,45 ... 0,85	–	0,12 ... 0,17
Indium	In	7,31	156	24
Iridium	Ir	22,5	2450	59,3
Kadmium	Cd	8,64	321	92,1
Kalium	K	0,86	63,6	110
Kalkstein		2,6	–	2,2
Kalzium	Ca	1,55	850	–
Kalziumoxyd (Kalk)		3,4	2572	–
Kautschuk, roh		0,95	125	0,2
Kobalt	Co	8,8	1490	69,4
Kochsalz		2,15	802	–
Koks		1,6 ... 1,9	–	0,184
Konstantan		8,89	1600	23,3
Korund (Al ₂ O ₃)		3,9 ... 4	2050	12 ... 23
Kreide		1,8 ... 2,6	–	0,92
Kupfer	Cu	8,9	1083	384
Leder, trocken		0,9 ... 1	–	0,15
Lithium	Li	0,53	179	71
Magnesium	Mg	1,74	657	157
Magnesiumlegierung		1,8 ... 1,83	650	69,8 ... 145,4
Mangan	Mn	7,43	1250	30
Marmor		2,6 ... 2,8	1290	2,8
Mennige, Blei		8,6 ... 9,1	–	0,7
Messing		8,5	900	116
Molybdän	Mo	10,2	2600	145
Monelmetall		8,8	≈ 1300	19,7
Natrium	Na	0,98	97,5	126
Neusilber		8,7	1020	48
Nickel	Ni	8,9	1452	59
Niob	Nb	8,6	2415	54,43
Osmium	Os	22,5	2500	–
Palladium	Pd	12	1552	70,9
Paraffin		0,9	52	0,26
Pech		1,25	–	0,13
Phosphor (gelb)	P	1,83	44	–
Platin	Pt	21,5	1770	70
Polyamid A, B		1,13	≈ 250	0,34
Porzellan		2,2 ... 2,5	≈ 1650	≈ 1

Stoff (fest)	Sym- bol	Dichte ρ g/cm ³	Schmelz- tempera- tur t in °C	Wärmeleit- fähigkeit λ bei 20 °C W/(mK)
Pyranit		3,3	1800	8,14
Quarz-Flint		2,5 ... 2,8	1480	9,89
Radium	Ra	5	700	–
Rhenium	Re	21	3175	71
Rhodium	Rh	12,3	1960	88
Rotguss		8,8	950	38
Rubidium	Rb	1,52	39	58
Ruthenium	Ru	12,2	2300	106
Sand, trocken		1,4 ... 1,6	1480	0,58
Sandstein		2,1 ... 2,5	≈ 1500	2,3
Schamottstein		1,8 ... 2,3	≈ 2000	≈ 1,2
Schiefer		2,6 ... 2,7	≈ 2000	≈ 0,5
Schmirgel		4	2200	11,6
Schwefel, rhomb.	S	2,07	112,8	0,27
Schwefel, monokl.	S	1,96	119	0,13
Schwerspat		4,5	1580	–
Selen, rot	Se	4,4	220	0,2
Silber	Ag	10,5	960	407
Silizium	Si	2,33	1420	83
Siliziumkarbid		3,12	–	15,2
Sillimanit		2,4	1816	1,69
Speckstein (Talk.)		2,7	–	3,26
Stahl, unleg. u. niedrig leg.		7,9	1460	47 ... 58
rostbeständig		7,9	1450	14
unmagnetisch		8	1450	16,28
Wolframstahl 18W		8,7	1450	26
Steinkohle		1,35	–	0,24
Strontium	Sr	2,54	797	0,23
Tantal	Ta	16,6	2990	54
Tellur	Te	6,25	455	4,9
Thorium	Th	11,7	≈ 1800	38
Titan	Ti	4,5	1670	15,5
Tombak		8,65	1000	159
Ion		1,8 ... 2,6	1500 ... 1700	0,93 ... 1,28
Uran 99,99%	U	18,7	1133	28
Vanadium	V	6,1	1890	31,4
Weichgummi		1 ... 1,8	–	0,14 ... 0,23
Weißmetall		7,5 ... 10,1	300 ... 400	34,9 ... 69,8
Wismut	Bi	9,8	271	8,1
Wolfram	W	19,2	3410	130
Zäsum	Cs	1,87	29	–
Zement, abgebunden		2 ... 2,2	–	0,9 ... 1,2
Zer	Ce	6,79	630	–
Zink	Zn	6,86	419	110
Zinn	Sn	7,2	232	65
Zirkonium	Zr	6,5	1850	22

Stoff (flüssig)	Sym- bol	Dichte ρ bei g/cm ³	Siede- temperatur 1.013MPa °C	Wärmeleit- fähigkeit λ bei 20 °C W/(mK)
Ather		0,72	20	35
Benzin		≈ 0,73	15	25 ... 210
Benzol, rein		0,83	15	80
Dieselmotortreibstoff		0,83	15	210 ... 380
Glycerin		1,26	20	290
Harzöl		0,96	20	150 ... 300
Heizöl EL		≈ 0,83	20	> 175
Leinöl		0,93	20	316
Maschinenöl		0,91	15	380 ... 400
Methanol		0,8	15	65
Methylchlorid		0,95	15	24
Mineral-Schmieröl		0,91	20	> 360
Petroläther		0,66	20	> 40
Petroleum		0,81	20	> 150
Quecksilber	Hg	13,55	20	357
Salzsäure 10%		1,05	15	102
Schwefelsäure, konz.		1,84	15	338
Silikonöl		0,94	20	–

Werkstofftechnik

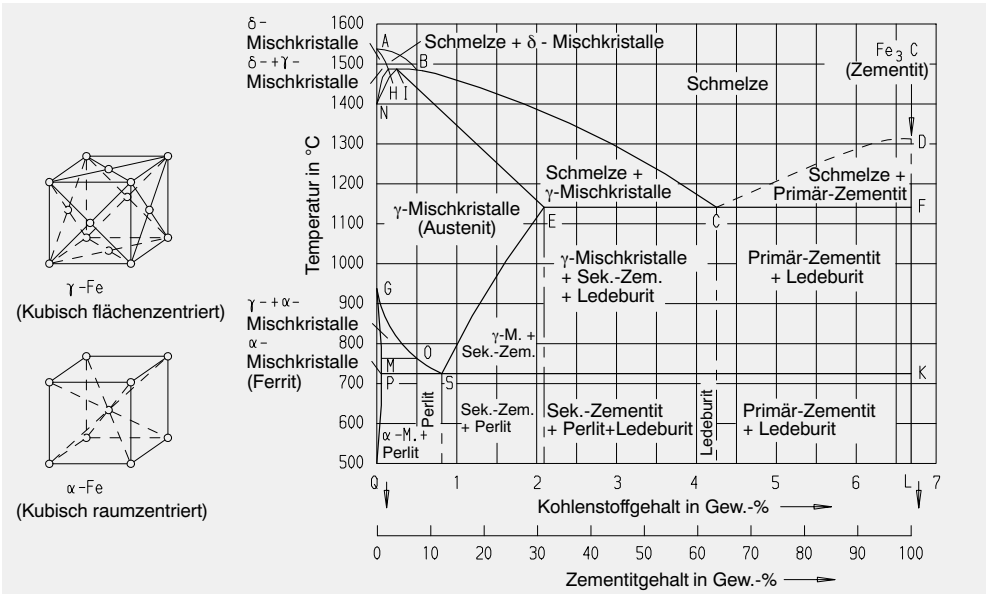
Längenausdehnungskoeffizient

Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff

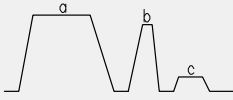
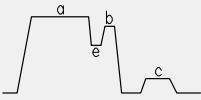
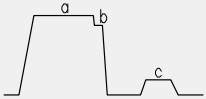
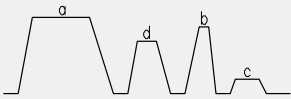
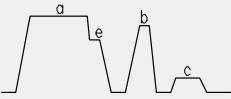
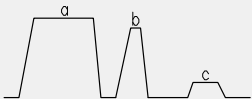
Grübchen- und Zahnfußdauerfestigkeitswerte von Stählen

Längenausdehnungskoeffizient α	Längenausdehnungskoeffizienten einiger Stoffe bei 0 ... 100 °C
Der Längenausdehnungskoeffizient α gibt die relative Längenänderung eines Stoffes bei einer Temperaturänderung um 1 K an. Für die Längenänderung eines Körpers gilt:	Stoff α [$10^{-6}/K$]
$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T$	Aluminiumlegierungen 21 ... 24
mit	Grauguss (z.B. GG-20, GG-25) 10,5
Δl : Längenänderung	Stahl, unlegiert und niedrig legiert 11,5
l_0 : Ausgangslänge	Stahl, rostbeständig (18CrNi8) 16
α : Längenausdehnungskoeffizient	Stahl, Schnellarbeitsstahl 11,5
ΔT : Temperaturerhöhung	Kupfer 17
	Messing CuZn37 18,5
	Bronze CuSn8 17,5

Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff



Grübchen- und Zahnfußdauerfestigkeitswerte von Stählen				
Stahlsorten	Werkstoff-Kurzzeichen	Härte am fertigen Zahnrad HV1	σ_{Hlim} N/mm ²	σ_{Flim} N/mm ²
Einsatzstähle, einsatzgehärtet	16MnCr5	720	1470	430
	20MnCr5	680	1470	430
	18CrNiMo7-6	740	1500	500
Vergütungsstähle, vergütet	30CrNiMo8	290	730	300
	34CrNiMo6	310	770	310
	42CrMo4	280	740	305
Vergütungsstähle, nitriert	34CrNiMo6	630	1000	370
	42CrMo4	600	1000	370

Wärmebehandlung beim Einsatzhärten von Einsatzstählen nach DIN EN 10084		
Übliche Wärmebehandlung beim Einsatzhärten		
A. Direkthärten bzw. Doppelhärten	B. Einfachhärten	C. Härten nach isothermischem Umwandeln
 Direkthärten von Aufkohlungstemperatur	 Einfachhärten von Kern- oder Randhärtemperatur	 Härten nach isothermischem Umwandeln in der Perlitstufe (e)
 Direkthärten nach Absenken auf Härtetemperatur	 Einfachhärten nach Zwischenglühen (Weichglühen) (d)	 Härten nach isothermischem Umwandeln in der Perlitstufe (e) und Abkühlen auf Raumtemperatur
 Doppelhärten	a Aufkohlungstemperatur b Härtetemperatur c Anlasstemperatur d Zwischenglüh- (Weichglüh-) temperatur e Umwandlungstemperatur in der Perlitstufe	

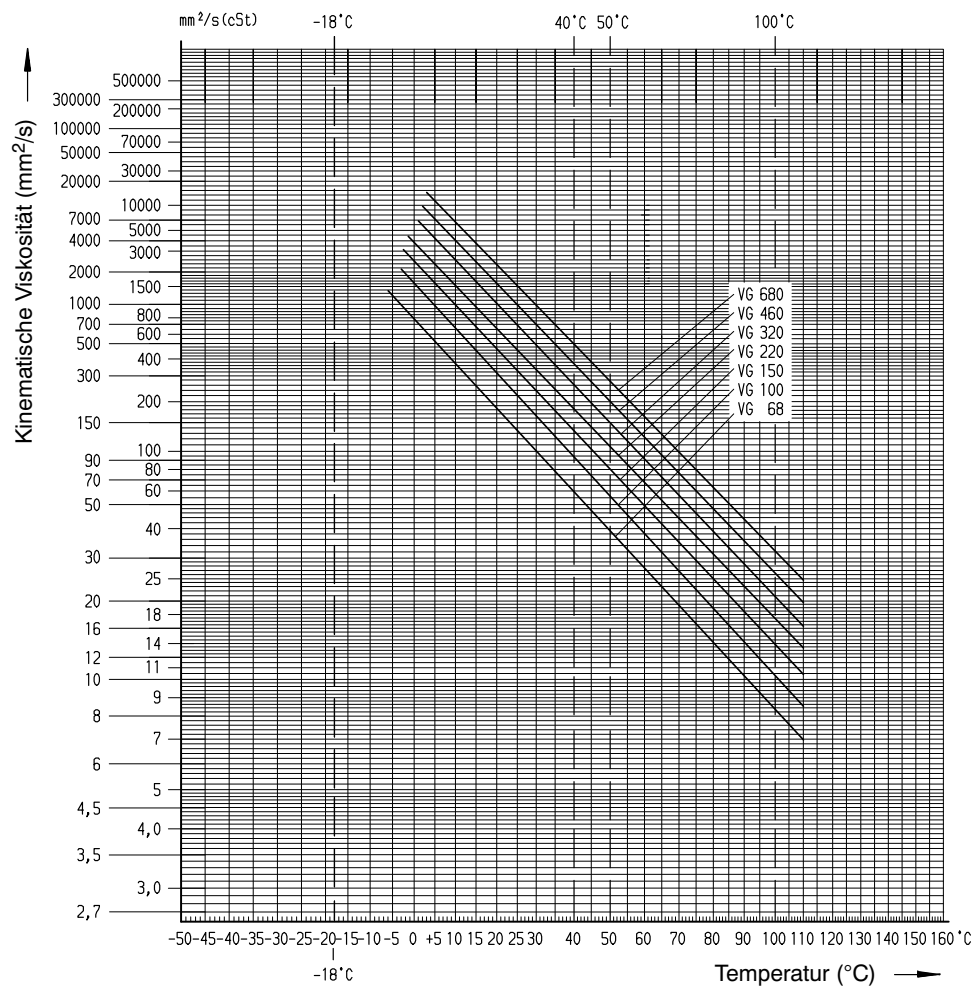
Übliche Temperaturen beim Einsatzhärten						
Werkstoff-		a	b		Abkühlmittel	Anlassen
Kurzzeichen	Nummer	Aufkohlungs-temperatur ¹⁾ °C	Kernhärte-temperatur ²⁾ °C	Randhärte-temperatur ²⁾ °C		
C10 C10E C15	1.0301 1.1121 1.0401	880 bis 980	880 bis 920	780 bis 820	Die Wahl des Abkühl-(Abschreck-) mittels richtet sich, im Hinblick auf die erforderlichen Bauteileigenschaften, nach der Härbarkeit bzw. der Einsatzhärbarkeit des verwendeten Stahles, der Gestalt und dem Querschnitt des zu härtenden Werkstückes sowie der Wirkung des Abkühlmittels.	150 bis 200
15Cr3 17Cr3 16MnCr5 16MnCrS5 20MnCr5 20MnCrS5 20MoCr4 20MoCrS4 20NiCrMo2-2 20NiCrMoS2-2	1.7015 1.7016 1.7131 1.7139 1.7147 1.7149 1.7321 1.7323 1.6523 1.6526		860 bis 900			
15CrNi6 18CrNiMo7-6	1.5919 1.6587		830 bis 870			

- 1) Für die Wahl der Aufkohlungstemperatur maßgebende Kriterien sind hauptsächlich die gewünschte Aufkohlungsdauer, das gewählte Aufkohlungsmittel und die zur Verfügung stehende Anlage, der vorgesehene Verfahrensablauf sowie der geforderte Gefügezustand. Für ein Direkthärten wird üblicherweise unterhalb 950 °C aufgekühlt. In besonderen Fällen werden Aufkohlungstemperaturen bis über 1000 °C angewendet.
- 2) Beim Direkthärten wird entweder von Aufkohlungstemperaturen oder einer niedrigeren Temperatur abgeschreckt. Besonders bei Verzugsgefahr kommen aus diesem Bereich vorzugsweise die niedrigeren Härtetemperaturen in Betracht.

Schmieröle	Seite
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Mineralöle	80
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Synthetiköle auf Poly- α -Olefine Base	81
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Synthetiköle auf Polyglykol-Basis	82
Kinematische Viskosität und dynamische Viskosität	83
Viskositäts-Tabelle für Mineralöle	84

Schmieröle
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für
Mineralöle

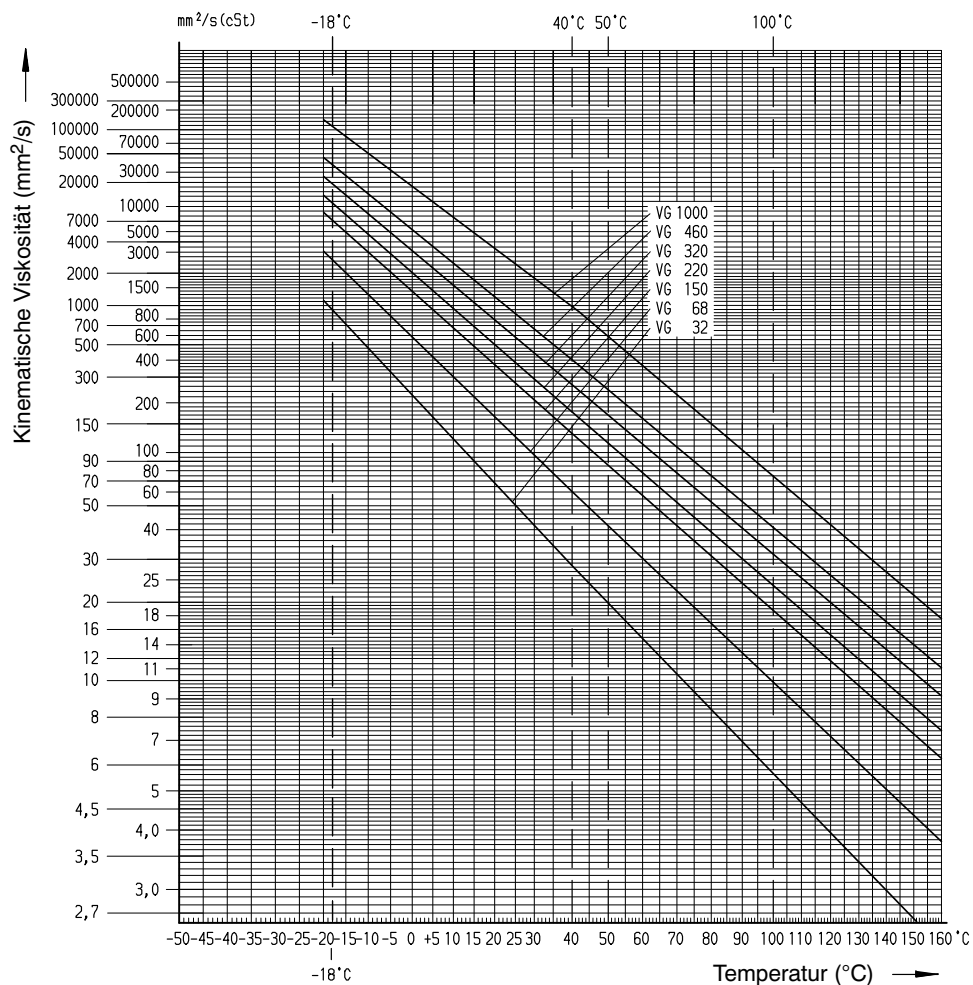
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Mineralöle



Schmieröle

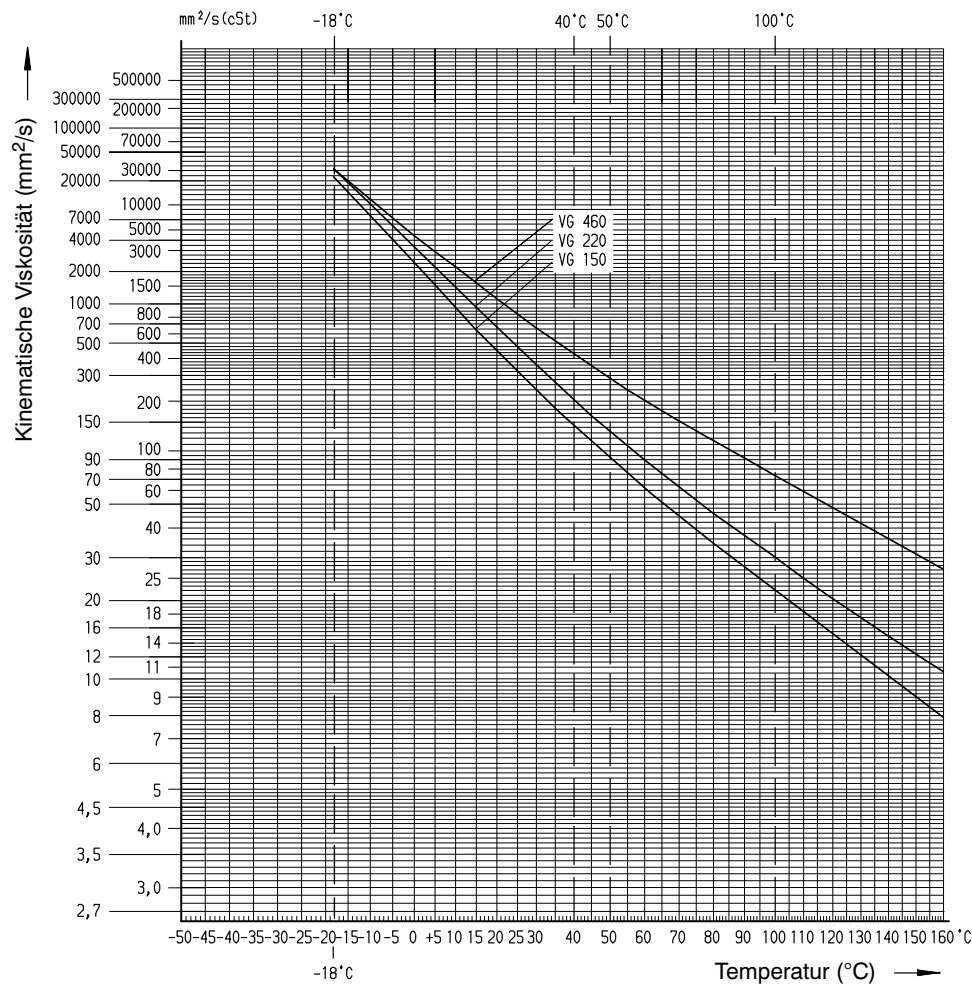
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für
Synthetiköle auf Poly- α -Olefin-Basis

Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Synthetiköle auf Poly- α -Olefin-Basis



Schmieröle
Viskositäts-Temperatur-Diagramm für
Synthetiköle auf Polyglykol-Basis

Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Synthetiköle auf Polyglykol-Basis



Schmieröle

Kinematische Viskosität und dynamische Viskosität
bei beliebigen Temperaturen für Mineralöle

Kinematische Viskosität ν		
Größen zur Ermittlung der kinematischen Viskosität		
VG-Klasse	W_{40} [-]	m [-]
32	0,18066	3,7664
46	0,22278	3,7231
68	0,26424	3,6214
100	0,30178	3,5562
150	0,33813	3,4610
220	0,36990	3,4020
320	0,39900	3,3201
460	0,42540	3,3151
680	0,45225	3,2958
1000	0,47717	3,2143
1500	0,50192	3,1775

$W = m (2,49575 - \lg T) + W_{40} \quad (1)$	
$\nu = 10^{10W} - 0,8 \quad (2)$	

m [-]: Richtungskonstante
 T [K]: Thermodynamische Temperatur ¹⁾
 W_{40} [-]: Hilfsgröße bei 40 °C
 W [-]: Hilfsgröße
 ν [cSt]: Kinematische Viskosität

1) $T = t + 273,15$ [K]

Dynamische Viskosität η
$\eta = \nu \cdot \varrho \cdot 0,001 \quad (3)$
$\varrho = \varrho_{15} - (t - 15) \cdot 0,0007 \quad (4)$

t [°C]: Temperatur
 ϱ_{15} [kg/dm³]: Dichte bei 15 °C
 ϱ [kg/dm³]: Dichte
 ν [cSt]: Kinematische Viskosität
 η [Ns/m²]: Dynamische Viskosität

Dichte ϱ_{15} in kg/dm ³ von Schmierölen für Zahnradgetriebe ²⁾ (Beispiele)							
VG-Klasse	68	100	150	220	320	460	680
ARAL Degol BG Plus	–	0,888	0,892	0,897	0,895	0,902	0,905
MOBIL Mobilgear 600 XP	0,880	0,880	0,890	0,890	0,900	0,900	0,910
MOBIL Mobilgear XMP	–	0,890	0,896	0,900	0,903	0,909	0,917
CASTROL Optigear BM	0,890	0,893	0,897	0,905	0,915	0,920	0,930
CASTROL Tribol 1100	0,888	0,892	0,897	0,904	0,908	0,916	0,923

2) Getriebeöle auf Mineralölbasis entsprechend der Kennzeichnung CLP nach DIN 51517 Teil 3. Diese Öle entsprechen den in DIN 51517 Teil 3 ausgewiesenen Mindestanforderungen. Sie sind für Betriebstemperaturen von -10 °C bis +90 °C (kurzzeitig +100 °C) geeignet.

Schmieröle

Viskositäts-Tabelle für
Mineralöle

ISO-VG DIN 51519	Ungefähre Zuord- nung der bisherigen DIN 51502	Mittelpunktviskosität (40 °C) und ca. Viskositäten in mm²/s (cSt) bei					Saybolt Universal Sekun- den (SSU) bei 40 °C (Mittel- werte) 1)	AGMA Lubri- cant N° bei 40 °C 1)	Ungefähre Zuordnung der	
		20 °C	40 °C	50 °C		100 °C			Motor- öle	Kfz- Getrie- beöle
		cSt	cSt	cSt	Engler	cSt			SAE	SAE
5	2	8 (1,7 E)	4,6	4	1,3	1,5				
7	4	12 (2 E)	6,8	5	1,4	2,0				
10	9	21 (3 E)	10	8	1,7	2,5				
15	–	34	15	11	1,9	3,5			5 W	
22	16	55	22	15	2,3	4,5	214	1 EP	10 W	70 W 75 W
32		88	32	21	3	5,5				
46	25	137	46	30	4	6,5			15 W 20 W 20	80 W
68	36	219	68	43	6	8,5				
100	49	345	100	61	8	11	464	3,3 EP	30	85 W
	68									
150	92	550	150	90	12	15	696	4,4 EP	40	90
220	114	865	220	125	16	19	1020	5,5 EP	50	
	144									
320	169	1340	320	180	24	24	1484	6,6 EP		140
460	225	2060	460	250	33	30	2132	7 EP		
680	324	3270	680	360	47	40	3152	8 EP		
1000		5170	1000	510	67	50				250
1500		8400	1500	740	98	65				

1) Angenäherter Vergleichswert zu ISO-VG-Klassen

Stirnradgetriebe	Seite
Formelzeichen und Einheiten	86 + 87
Allgemeine Einführung	88
Geometrie der Evolventenzahnräder	
Begriffe und Bestimmungsgrößen der Evolventenverzahnung	88
Bezugsprofil	88
Modul	89
Werkzeugprofil	89
Erzeugung der Zahnflanken	90
Begriffe und Bestimmungsgrößen eines Stirnrades	91
Geometrische Bezeichnungen	91
Teilungen	91
Profilverschiebung	92
Begriffe und Bestimmungsgrößen eines Stirnradpaares	93
Benennungen	93
Paarungsgrößen	93
Überdeckungsverhältnisse	94
Zusammenstellung der wichtigsten Formeln	95 – 97
Zahnmodifikationen	98 + 99
Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder	
Anwendungsbereich und Zweck	99 + 100
Ausgangsgrößen	100 + 101
Allgemeine Faktoren	102
Anwendungsfaktor	102
Dynamikfaktor	102
Breitenfaktor	102
Stirnfaktor	102
Zahnflankentragfähigkeit	103
Wirksame Hertzsche Pressung	103
Zulässige Hertzsche Pressung	103 + 104
Zahnfußtragfähigkeit	104
Wirksame Zahnfußspannung	104 – 106
Zulässige Zahnfußspannung	106
Sicherheiten	106
Rechenbeispiel	106 + 107
Getriebebauarten	
Standardausführungen	107
Leistungsverzweigte Getriebe	107
Vergleiche	107 + 108
Lastwert	108
Bezogene Drehmomente	109 + 110
Wirkungsgrade	110
Beispiel	110
Getriebegeräusche	
Definitionen	111 + 112
Messungen	112
Ermittlung über Schalldruck	112 + 113
Ermittlung über Schallintensität	113
Vorhersagen	113 + 114
Beeinflussungsmöglichkeiten	114

Stirradgetriebe

Formelzeichen und Einheiten

a	mm	Achsabstand eines Stirnrad-paares
a _d	mm	Null-Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
c _p	mm	Kopfspeil zwischen Bezugsprofil und Gegenprofil
d	mm	Teilkreisdurchmesser
d _a	mm	Kopfkreisdurchmesser
d _b	mm	Grundkreisdurchmesser
d _f	mm	Fußkreisdurchmesser
d _w	mm	Wälzkreisdurchmesser
e	mm	Lckenweite auf dem Teilzylinder
e _p	mm	Lckenweite des Stirnrad-Bezugsprofils
f	Hz	Frequenz
g _α	mm	Länge der Eingriffsstrecke
h	mm	Zahnhöhe
h _a	mm	Zahnkopfhhe
h _{aP}	mm	Kopfhöhe des Stirnrad-Bezugsprofils
h _{aP0}	mm	Kopfhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils
h _f	mm	Zahnfuhhe
h _{fP}	mm	Fuhhe des Stirnrad-Bezugsprofils
h _{fP0}	mm	Fuhhe des Werkzeug-Bezugsprofils
h _p	mm	Zahnhöhe des Stirnrad-Bezugsprofils
h _{p0}	mm	Zahnhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils
h _{prP0}	mm	Protuberanzhhe des Werkzeug-Bezugsprofils
h _{wP}	mm	Gemeinsame Zahnhöhe zwischen Bezugsprofil und Gegenprofil
k	–	Änderungsfaktor der Kopfhöhe
m	mm	Modul

m _n	mm	Normalmodul
m _t	mm	Stirnmodul
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	N/mm ²	Druck, Pressung
p	mm	Teilung auf dem Teilkreis
p _{bt}	mm	Teilung auf dem Grundkreis
p _e	mm	Eingriffsteilung
p _{en}	mm	Eingriffsteilung im Normalschnitt
p _{et}	mm	Eingriffsteilung im Stirnschnitt
p _{ex}	mm	Axialteilung
p _t	mm	Stirnteilung, Teilkreisteilung
prP0	mm	Protuberanzbetrag am Werkzeug-Bezugsprofil
q	mm	Bearbeitungszugabe auf den Stirnrad-Zahnflanken
r	mm	Teilkreisradius, Radius
r _a	mm	Kopfkreisradius
r _b	mm	Grundkreisradius
r _w	mm	Wlzkreisradius
s	mm	Zahndicke auf dem Teilkreis
s _{an}	mm	Zahndicke auf dem Kopfkreis
s _p	mm	Zahndicke des Stirnrad-Bezugsprofils
s _{p0}	mm	Zahndicke des Werkzeug-Bezugsprofils
u	–	Zähnezahlverhältnis
v	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
w	N/mm	Linienlast
x	–	Profilverschiebungsfaktor
x _E	–	Erzeugungs-Profilverschiebungsfaktor
z	–	Zähnezahl
A	m ²	Verzahnungsfläche
A _s	mm	Zahndickenabma
B _L	N/mm ²	Lastwert

Stirnradgetriebe

Formelzeichen und Einheiten

D	mm	Baugrößenmaß
F_n	N	Zahnnormalkraft
F_t	N	Nenn-Umfangskraft am Teilkreis
G	N	Gewichtskraft
HV1	–	Vickershärte bei $F = 9,81 \text{ N}$
K_A	–	Anwendungsfaktor
$K_{F\alpha}$	–	Stirnfaktor (Fuß)
$K_{F\beta}$	–	Breitenfaktor (Fuß)
$K_{H\alpha}$	–	Stirnfaktor (Flanke)
$K_{H\beta}$	–	Breitenfaktor (Flanke)
K_v	–	Dynamikfaktor
L_{pA}	dB	Schalldruckpegel (A-bewertet)
L_{WA}	dB	Schalleistungspegel (A-bewertet)
P	kW	Nennleistung der Arbeitsmaschine
R_z	μm	Flankenrauheit
S_F	–	Zahnbruchsicherheit
S_H	–	Grübchensicherheit
S	m^2	Hüllfläche
T	Nm	Drehmoment
Y_β	–	Schrägenfaktor
Y_ε	–	Überdeckungsfaktor
Y_{FS}	–	Kopffaktor
Y_R	–	Rauheitsfaktor
Y_X	–	Größenfaktor
Z_β	–	Schrägenfaktor
Z_ε	–	Überdeckungsfaktor
Z_H	–	Zonenfaktor
Z_L	–	Schmierstofffaktor
Z_v	–	Geschwindigkeitsfaktor
Z_X	–	Größenfaktor

α	Grad	Stirnprofilwinkel, Eingriffswinkel
$\hat{\alpha}$	rad	Winkel α im Bogenmaß ($\hat{\alpha} = \alpha \cdot \pi / 180$)
α_{at}	Grad	Stirnprofilwinkel am Kopfkreis
α_n	Grad	Normaleingriffswinkel
α_P	Grad	Profilwinkel des Stirnrad-Bezugsprofils
α_{P0}	Grad	Profilwinkel des Werkzeug-Bezugsprofils
α_{prP0}	Grad	Protuberanz-Profilwinkel
α_t	Grad	Stirneingriffswinkel am Teilkreis
α_{wt}	Grad	Betriebseingriffswinkel am Wälzkreis
β	Grad	Schrägungswinkel am Teilkreis
β_b	Grad	Schrägungswinkel am Grundkreis
ε_α	–	Profilüberdeckung
ε_β	–	Sprungüberdeckung
ε_γ	–	Gesamtüberdeckung
ζ	Grad	Wälzwinkel der Evolvente
η	–	Wirkungsgrad
ϱ	mm	Rundungsradius
ϱ_{aP0}	mm	Kopfrundungsradius des Werkzeug-Bezugsprofils
ϱ_{fP0}	mm	Fußrundungsradius des Werkzeug-Bezugsprofils
σ_H	N/mm^2	Wirksame Hertzsche Pressung
σ_{Hlim}	N/mm^2	Grübchendauerfestigkeit
σ_{HP}	N/mm^2	Zulässige Hertzsche Pressung
σ_F	N/mm^2	Wirksame Zahnfußspannung
σ_{Flim}	N/mm^2	Zahnfußdauerfestigkeit
σ_{FP}	N/mm^2	Zulässige Zahnfußspannung
ν_{40}	mm^2/s	Schmierölviskosität bei 40°C

Bemerkung: Die Einheit rad (= Radiant) kann durch 1 ersetzt werden.

1.2.1.2 Modul

Der Modul m des Bezugsprofils ist der im Normalschnitt geltende Normalmodul m_n der Stirnradverzahnung. Bei einem Schräg Zahn-Stirnrad mit dem Schrägungswinkel β am Teilkreis ergibt sich in einem Stirnschnitt der

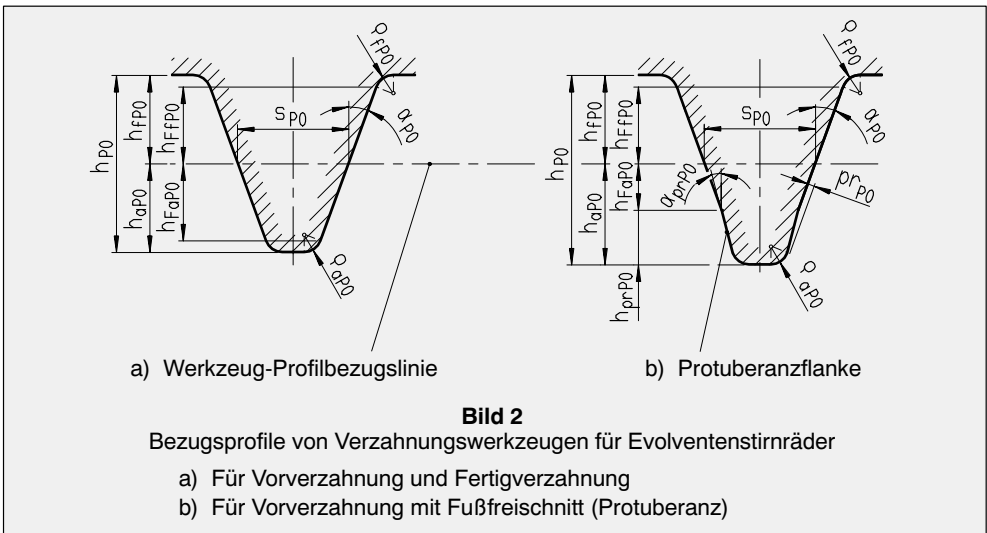
Stirnmodul $m_t = m_n / \cos \beta$. Bei einem Geradzahn-Stirnrad ist $\beta = 0$ und somit der Modul $m = m_n = m_t$. Um die Anzahl der notwendigen Verzahnungswerkzeuge zu begrenzen, ist der Modul m in Vorzugsreihe 1 und Reihe 2 genormt, siehe Tabelle 1.

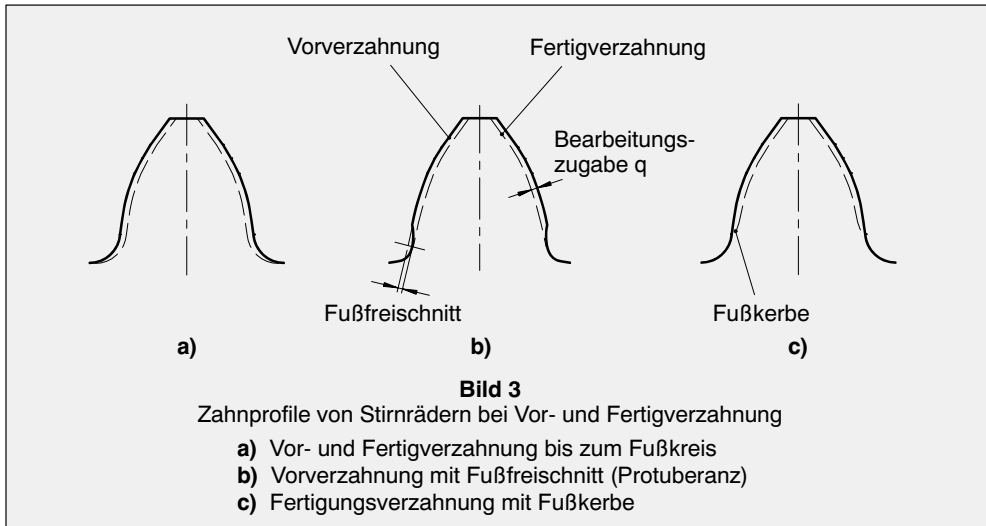
Tabelle 1 Auswahl einiger Moduln m in mm (nach DIN 780)																
Reihe 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
Reihe 2	1,75					3,5	4,5	7		9	14		18	22	28	

1.2.1.3 Werkzeugprofil

Das Werkzeug-Bezugsprofil nach Bild 2a ist das Gegenprofil zum Stirnrad-Bezugsprofil nach Bild 1. Der Werkzeug-Profilwinkel $\alpha_{p0} = \alpha_p$ beträgt bei Industriegetrieben in der Regel 20 Grad. Die Werkzeug-Zahndicke s_{p0} an der Werkzeug-Profilbezugslinie richtet sich nach der Bearbeitungsstufe. Das Vor-Verzahnungswerkzeug lässt auf beiden Flanken der Zähne eine Bearbeitungszugabe q für den bei der Fertigbearbeitung erforderlichen Bearbeitungsabtrag stehen. Die Werkzeug-Zahndicke ist daher bei Vor-Verzahnungswerkzeugen $s_{p0} < p/2$ und bei Fertig-Verzahnungswerkzeugen $s_{p0} = p/2$. Das Vor-Verzahnungswerkzeug erzeugt am Stirnrad den Fußkreisdurchmesser und die Fußrundung. Das Fertig-Verzahnungswerkzeug entfernt die Bearbeitungszugabe auf den Flanken, berührt gewöhnlich aber nicht – wie beim Zahnprofil im Bild 3a – den Fußkreis. Zwischen Vor- und Fertigbearbeitung erfolgt eine Wärmebehandlung der Stirnräder, die in der Regel einen Verzug der Zähne und ein Wachsen

der Fuß- und Kopfkreise bewirkt. Besonders bei Stirnrädern mit relativ großer Zähnezahl bzw. kleinem Modul besteht dann bei der Fertigbearbeitung die Gefahr der Erzeugung einer Zahnfußkerbe. Zur Vermeidung erhalten Vor-Verzahnungswerkzeuge Protuberanzflanken gemäß Bild 2b. Sie erzeugen am Stirnrad einen Fußfreischnitt, siehe Bild 3b. Am Werkzeug müssen der Protuberanzbetrag pr_{p0} , der Protuberanzwinkel α_{prp0} sowie der Kopfrundungsradius q_{ap0} so bemessen sein, dass beim Stirnrad das aktive Zahnprofil nicht verkleinert und der Zahnfuß nicht übermäßig geschwächt wird. Bei Stirnradgetrieben mit kleinen Moduln nimmt man oft mit Absicht eine Fußkerbe in Kauf, wenn sie zum Fußkreis einen ausreichend großen Abstand hat und somit die Zahnfußtragfähigkeit nicht durch die Kerbwirkung beeinträchtigt, Bild 3c. Damit der Kopfkreis des Gegenrades die Fußrundung nicht berührt, ist für die Radpaarung eine Überprüfung auf Eingriffsstörungen (Interferenz) notwendig. /1/





1.2.1.4 Erzeugung der Zahnflanken

Eine Mantellinie des Grundzylinders mit dem Grundkreisdurchmesser d_b erzeugt beim Abwickeln des Mantels die Evolventenfläche eines Geradzahn-Stirnrades. Eine in der abgewickelten Mantelfläche zur Mantellinie um den Grundschrägungswinkel β_b geneigte Gerade erzeugt die Evolventenfläche eines Schrägzahn-Stirnrades, Bild 4.

Die stets in einem Stirnschnitt liegende Evolente,

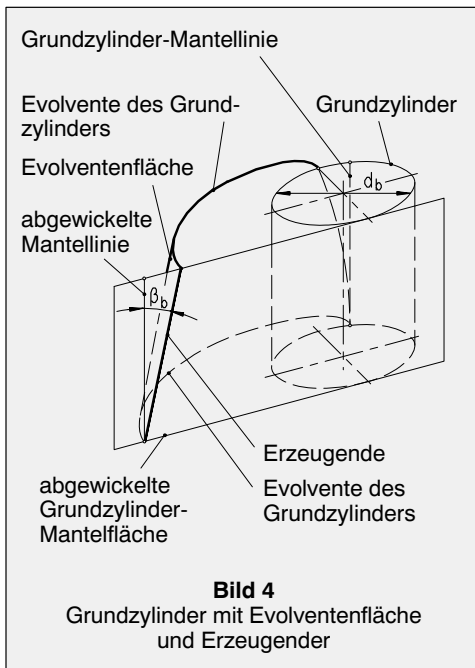


Bild 5, wird mit dem Stirnprofilwinkel α und dem Radius r durch die Beziehungen

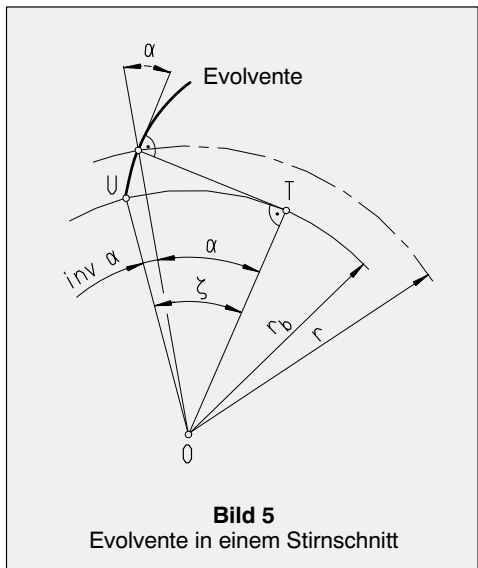
$$\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \widehat{\alpha} \quad (1)$$

$$r = r_b / \cos \alpha \quad (2)$$

beschrieben. $r_b = d_b/2$ ist der Grundkreisradius. Der Winkel $\operatorname{inv} \alpha$ wird Evolventenfunktion und der Winkel

$$\zeta = \widehat{\alpha} + \operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha$$

$\tan \alpha$ wird Wälzwinkel genannt.



1.2.2 Begriffe und Bestimmungsgrößen eines Stirnrades

1.2.2.1 Geometrische Bezeichnungen

Bild 6 zeigt die wichtigsten geometrischen Größen eines Stirnrades.

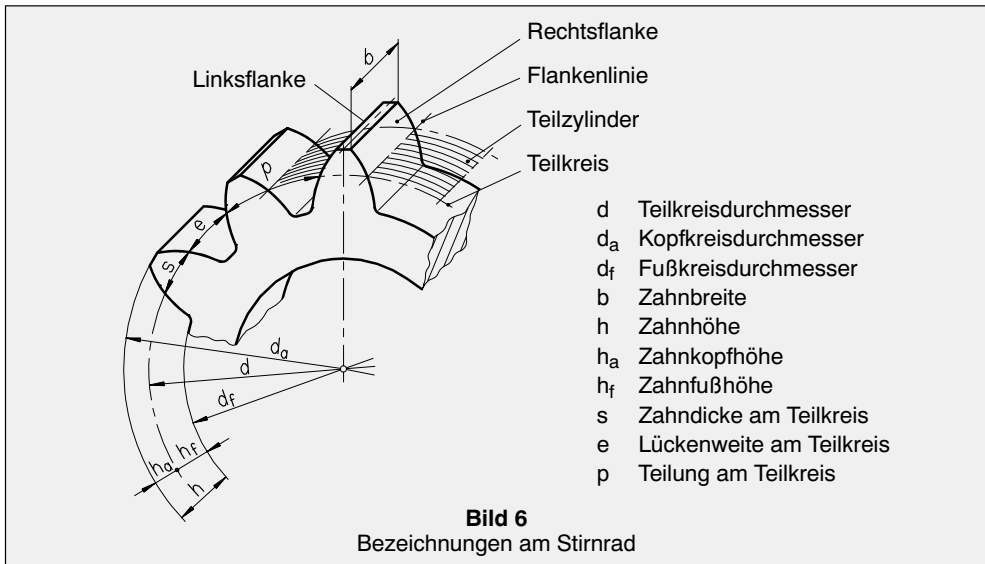
Der Teilkreis ist der Schnitt des Teilzylinders mit einer Stirnschnittebene. Bei der Erzeugung der Zahnflanken wälzt die Wälzgerade des Werkzeuges am Teilkreis ab. Der Teilkreisumfang entspricht daher dem Produkt aus der Teilung p und Zähnezahl z , d.h. $\pi \cdot d = p \cdot z$. Wegen $m_t = p/\pi$ folgt somit für den Teilkreisdurchmesser die Gleichung $d = m_t \cdot z$. Viele geometrische Größen des Stirnrades werden auf den Teilkreis bezogen.

Am Schnittpunkt des Teilkreises mit der Evolvente bezeichnet man bei einem Schrägzahn-Stirnrad den im Stirnschnitt liegenden Stirnprofil-

winkel α als Stirneingriffswinkel α_t , vgl. Bild 5 und 7. Legt man im Normalschnitt an die Evolventenfläche im Schnittpunkt mit dem Teilkreis eine Tangente, dann bezeichnet man den entsprechenden Winkel als Normaleingriffswinkel α_n . Er ist gleich dem Profilwinkel α_{p0} des Werkzeuges. Mit dem Schrägungswinkel β am Teilkreis besteht der Zusammenhang $\tan \alpha_n = \cos \beta \cdot \tan \alpha_t$. Bei einem Geradzahn-Stirnrad ist $\alpha_n = \alpha_t$.

Zwischen dem Grundschrägungswinkel β_b und dem Schrägungswinkel β am Teilkreis gilt die Beziehung $\sin \beta_b = \cos \alpha_n \cdot \sin \beta$. Den Grundkreisdurchmesser d_b erhält man aus dem Teilkreisdurchmesser d nach $d_b = d \cdot \cos \alpha_t$.

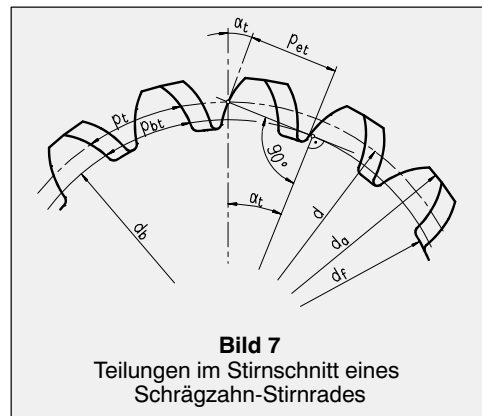
Bei innenverzahnten Rädern sind Zähnezahl z und damit auch die Durchmesser d , d_b , d_a , d_f negativ.



1.2.2.2 Teilungen

Die Teilung p_t eines Schrägzahn-Stirnrades (bei einem Geradzahn-Stirnrad: p) im Stirnschnitt ist die Länge des Teilkreisbogens zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rechts- oder Linksflanken, siehe Bild 6 und 7. Mit der Zähnezahl z folgt $p_t = \pi \cdot d / z = \pi \cdot m_t$.

Die Stirneingriffsteilung p_{et} eines Schrägzahn-Stirnrades ist gleich der Grundkreisteilung p_{bt} , somit $p_{et} = p_{bt} = \pi \cdot d_b / z$. Im Normalschnitt folgt daraus die Normalteilung $p_{en} = p_{et} / \cos \beta_b$ und im Achsschnitt die axiale Teilung $p_{ex} = p_{et} / \tan \beta_b$, vgl. hierzu Bild 13.



1.2.2.3 Profilverschiebung

Bei der Herstellung der Zahnflanken des Stirrades mit einem zahnstangenförmigen Werkzeug (z.B. Wälzfräser) wälzt eine zur Werkzeug-Profilbezugslinie parallele Wälzgerade auf dem Teilkreis ab. Der Abstand ($x \cdot m_n$) der Wälzgeraden zur Werkzeug-Profilbezugslinie ist die Profilverschiebung und x der Profilverschiebungsfaktor, siehe Bild 8.

Die Profilverschiebung ist positiv, wenn die Werkzeug-Profilbezugslinie vom Teilkreis aus in Richtung zum Zahnkopf und negativ, wenn sie zum Zahnfuß des Stirrades verschoben liegt. Dieses gilt sowohl für außen- als auch für innenverzahnte Stirnräder. Bei innenverzahnten Stirnrädern liegt der Zahnkopf nach innen. Die Profilverschiebung für außenverzahnte Stirnräder soll ungefähr in den im Bild 9 dargestellten Grenzen durchgeführt werden.

Die Grenzprofilverschiebungen $x_{\min}$ und $x_{\max}$ sind in Abhängigkeit von der Ersatzzähnezahl $z_n = z / (\cos\beta \cdot \cos^2\beta_b)$ dargestellt. Die obere Grenze $x_{\max}$ berücksichtigt die Spitzgrenze der Zähne und gilt für eine Zahnkopfdicke im Normalschnitt von $s_{an} = 0,25 m_n$. Bei Unterschreitung der unteren Grenze $x_{\min}$ entsteht Unterschnitt, der die nutzbare Evolvente kürzt und den Zahnfuß schwächt.

Eine positive Profilverschiebung führt zu einem Zuwachs der Zahnfußdicke und damit zu einer Steigerung der Zahnfußtragfähigkeit. Bei kleinen Zähnezahlen wirkt sich dieses wesentlich stärker aus als bei großen Zähnezahlen. Am Ritzel strebt man meist eine größere Profilverschiebung als am Rad an, um so für beide Räder gleiche Zahnfußtragfähigkeiten zu erzielen, vgl. Bild 19.

Weitere Kriterien zur Festlegung der Profilverschiebung enthalten /2/, /3/ und /4/. Der Profilverschiebungsfaktor x bezieht sich auf eine spiel- und abweichungsfreie Verzahnung. Um Zahndickenabmaße A_s (für Flankenspiel und Fertigungstoleranzen) sowie Bearbeitungszugaben q (für Vorverzahnungen) zu berücksichtigen, muss man bei der Fertigung des Stirrades folgenden Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor vorgeben:

$$x_E = x + \frac{A_s}{2m_n \cdot \tan \alpha_n} + \frac{q}{m_n \cdot \sin \alpha_n} \quad (3)$$

Werkzeug-Profilbezugslinie = Wälzgerade

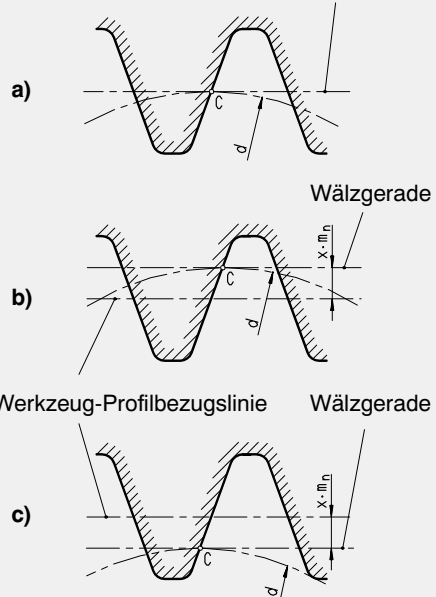


Bild 8

Verschiedene Lagen der Werkzeug-Profilbezugslinie zur Wälzgeraden durch den Wälzpunkt C.

- a) Nullverschiebung; $x = 0$
- b) Negative Profilverschiebung; $x < 0$
- c) Positive Profilverschiebung; $x > 0$

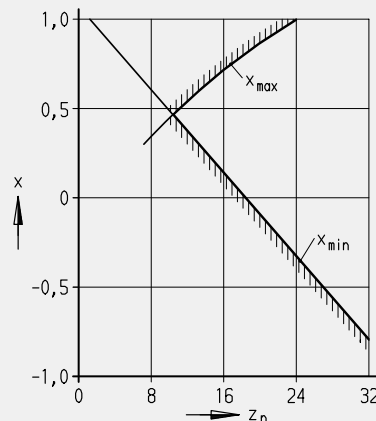


Bild 9

Grenzprofilverschiebung $x_{\max}$ (Spitzgrenze) und $x_{\min}$ (Unterschnittgrenze) für außenverzahnte Stirnräder in Abhängigkeit von der Ersatzzähnezahl z_n (für innenverzahnte Stirnräder: siehe /1/ und /3/).

1.2.3 Begriffe und Bestimmungsgrößen eines Stirnradpaares

1.2.3.1 Benennungen

Zwei im Eingriff stehende außenverzahnte Stirnräder (Außenräder) bilden ein Außenradpaar. Bei einem Schrägzahn-Außenradpaar hat das eine Stirnrad eine rechtssteigende und das andere eine linkssteigende Flankenrichtung.

Die Paarung eines außenverzahnten mit einem innenverzahnten Stirnrad (Hohlrad) ist ein Innenradpaar. Bei einem Schrägzahn-Innenradpaar haben beide Stirnräder gleiche Flankenrichtungen, und zwar entweder rechts- oder linkssteigend. Größen für das kleinere Stirnrad (Ritzel) erhalten den Index 1 und für das größere Stirnrad (Rad bzw. Hohlrad) den Index 2.

Bei einem Null-Radpaar haben beide Stirnräder die Profilverschiebungsfaktoren $x_1 = x_2 = 0$ (Null-Räder).

Bei einem V-Null-Radpaar haben beide Stirnräder Profilverschiebungen (V-Räder), und zwar mit $x_1 + x_2 = 0$, d.h. $x_1 = -x_2$.

Ein V-Radpaar liegt vor, wenn $x_1 + x_2 \neq 0$ ist. Eines der beiden Stirnräder kann aber den Profilverschiebungsfaktor $x = 0$ haben.

1.2.3.2 Paarungsgrößen

Das Zähnezahlnverhältnis eines Radpaares ist das Verhältnis der Zähnezahlnzahl z_2 des Großrades zur Zähnezahlnzahl z_1 des Ritzels, somit $u = z_2 / z_1$. Betriebswäzkreise mit dem Durchmesser $d_w = 2 \cdot r_w$ sind bei einem Stirnradpaar diejenigen Stirnschnittkreise, die im gemeinsamen Berührungspunkt (Wälzpunkt C) gleiche Umfangsgeschwindigkeiten haben, Bild 10. Die Betriebswäzkreise teilen den Achsabstand $a = r_{w1} + r_{w2}$ im Verhältnis der Zähnezahlen, somit wird $d_{w1} = 2 \cdot a / (u + 1)$ und $d_{w2} = 2 \cdot a \cdot u / (u + 1)$.

Sowohl bei einem Null-Radpaar als auch bei einem V-Null-Radpaar ist der Achsabstand gleich dem Null-Achsabstand $a_d = (d_1 + d_2) / 2$, und die Wäzkreise sind zugleich Teilkreise, d.h. $d_w = d$. Dagegen ist bei einem V-Radpaar der Achsabstand nicht gleich dem Null-Achsabstand und die Wäzkreise sind nicht zugleich Teilkreise. Soll bei V-Radpaaren das Kopfspiel c_p des Bezugsprofils erhalten bleiben (was nicht zwingend notwendig ist), dann ist eine Kopfhöhenänderung vorzunehmen. Diese erfasst der Kopfhöhenänderungsfaktor $k = (a - a_d) / m_n \cdot (x_1 + x_2)$. Bei Null-Radpaaren und bei V-Null-Radpaaren ist $k = 0$. Bei Außenradpaaren ist $k < 0$, d.h. die Kopfkreisdurchmesser beider Stirnräder werden kleiner. Bei Innenradpaaren ist $k > 0$, d.h. die Kopfkreisdurchmesser beider Stirnräder werden größer (beim Hohlrad mit negativem Kopfkreisdurchmesser wird der Absolutbetrag kleiner).

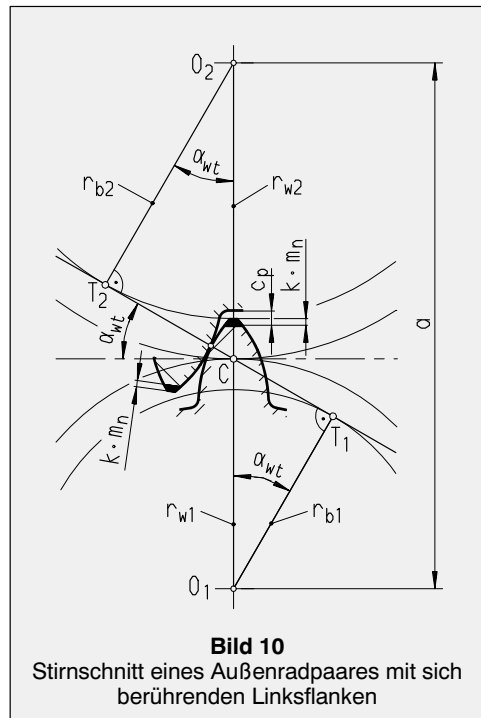


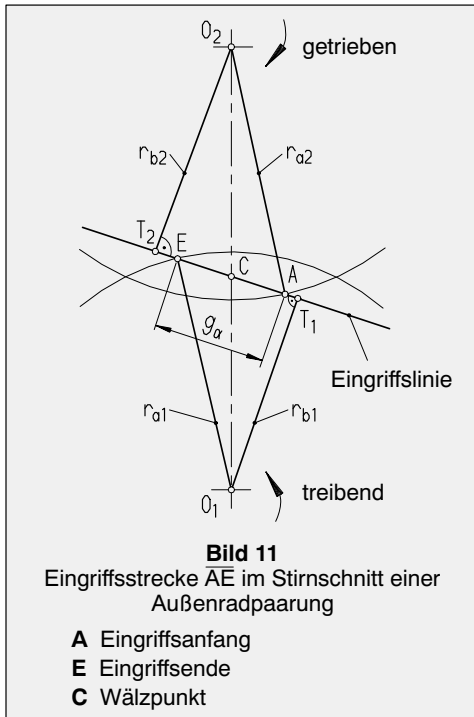
Bild 10
Stirnschnitt eines Außenradpaares mit sich berührenden Linksflanken

Auf der Eingriffslinie berühren sich beim Abwälzen der Zähne entweder die beiden Links- oder die beiden Rechtsflanken eines Stirnradpaares. Bei Flankenwechsel ergibt sich jeweils eine zur Mittellinie durch $O_1 O_2$ spiegelsymmetrisch liegende Eingriffslinie. Die Eingriffslinie im Bild 10 mit sich berührenden Linksflanken tangiert die beiden Grundkreise in den Punkten T_1 und T_2 . Sie schließt mit der gemeinsamen Tangente an die Wäzkreise den Betriebseingriffswinkel α_{wt} ein.

Der Betriebseingriffswinkel α_{wt} ist der zum Betriebswäzkreis gehörende Stirnprofilwinkel. Er bestimmt sich nach Bild 10 aus $\cos \alpha_{wt} = d_{b1} / d_{w1} = d_{b2} / d_{w2}$. Für Null-Radpaare und V-Null-Radpaare ist der Betriebseingriffswinkel gleich dem Stirneingriffswinkel am Teilkreis, d.h. $\alpha_{wt} = \alpha_t$.

Die Eingriffsstrecke mit der Länge g_α ist der Teil der Eingriffslinie, der durch die beiden Kopfkreise der Stirnräder begrenzt wird, Bild 11.

Der Anfangspunkt A der Eingriffsstrecke ergibt sich als Schnitt der Eingriffslinie mit dem Kopfkreis des getriebenen Stirnrades und der Endpunkt E als Schnitt der Eingriffslinie mit dem Kopfkreis des treibenden Stirnrades.

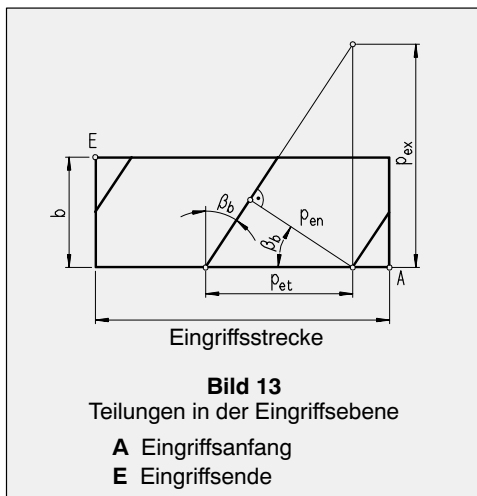
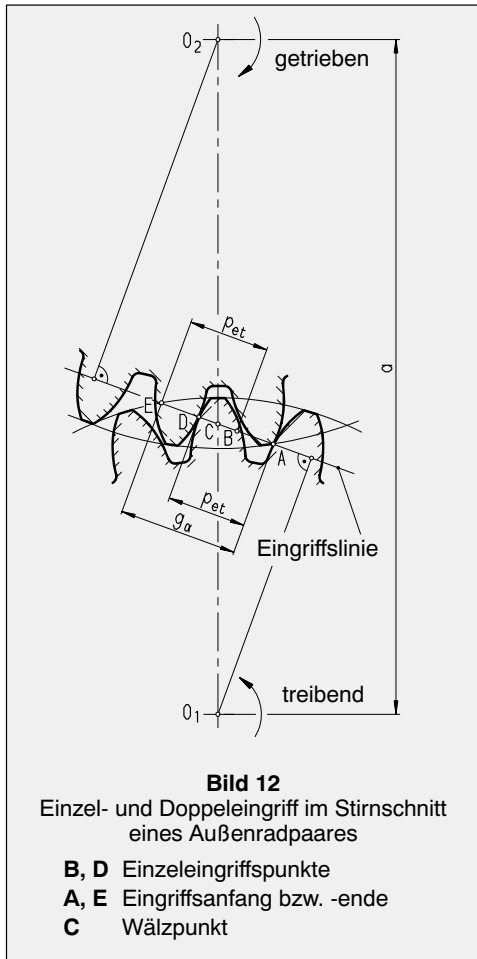


1.2.3.3 Überdeckungsverhältnisse

Die Profilüberdeckung ε_α im Stirnschnitt ist das Verhältnis der Eingriffsstrecke g_α zur Stirneingriffsteilung p_{et} , d.h. $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_{et}$, vgl. Bild 12. Bei Geradzahn-Stirnradpaaren gibt die Profilüberdeckung die durchschnittliche Anzahl der Zahnpaare an, die während der Eingriffszeit eines Zahnpaars im Eingriff sind. Nach Bild 12 befindet sich das linke Zahnpaar im Einzeleingriffspunkt D, wenn das rechte Zahnpaar am Eingriffsanfang bei A in den Eingriff kommt. Das rechte Zahnpaar befindet sich im Einzeleingriffspunkt B, wenn das linke Zahnpaar am Eingriffsende bei E den Eingriff verlässt. Entlang der Einzeleingriffsstrecke BD ist ein Zahnpaar und entlang der Doppel­eingriffsstrecken AB und DE sind gleichzeitig zwei Zahnpaare im Eingriff. Bei Schrägzahn-Stirnradpaaren lässt sich erreichen, dass stets zwei oder mehr Zahnpaare gleichzeitig im Eingriff sind. Den Überdeckungsanteil infolge der Schrägstellung der Zähne erfasst die Sprungüberdeckung ε_β als das Verhältnis der Zahnbreite b zur Axialteilung p_{ex} , d.h. $\varepsilon_\beta = b / p_{ex}$, vgl. Bild 13.

Die Gesamtüberdeckung ε_γ ist die Summe von Profilüberdeckung und Sprungüberdeckung, d.h. $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$.

Mit zunehmender Gesamtüberdeckung steigt im Allgemeinen die Tragfähigkeit, während die Geräuschanregung sinkt.



1.2.4 Zusammenstellung der wichtigsten Formeln

Die Tabellen 2 und 3 enthalten die wichtigsten Formeln zur Bestimmung der Größen eines Stirnrades und eines Stirnradpaares, und zwar sowohl für Außenrad- als auch für Innenradpaare.

Folgende Vorzeichenregeln sind zu beachten: Bei Innenradpaaren ist die Zähnezah z_2 des Hohlrades negativ. Damit sind auch der Achsabstand a bzw. a_d und das Zähnezahverhältnis u sowie die Durchmesser d_2 , d_{a2} , d_{b2} , d_{f2} , d_{w2} und die Ersatzzähnezah z_{n2} negativ.

Bei der Auslegung eines Stirnradpaares für die Stirnradstufe sind von den Ausgangsgrößen der Tabelle 2 und 3 in der Regel nur der Normal-eingriffswinkel α_n und das Zähnezahverhältnis u

gegeben. Die Ritzelzähnezah legt man im Hinblick auf Laufruhe sowie ausgewogene Fuß- und Flankentragfähigkeit mit etwa $z_1 = 18 \dots 23$ fest. Bei Forderung nach hoher Fußtragfähigkeit kann man bis $z_1 = 10$ heruntergehen. Der Schrägungswinkel wird mit $\beta = 10$ bis 15 Grad, in Sonderfällen auch bis zu 30 Grad vorgegeben. Die Profilverschiebungsgrenzen im Bild 9 sind zu beachten. Beim Ritzel sollte der Profilverschiebungsfaktor etwa im Bereich $x_1 = 0,2$ bis 0,6 und ab etwa $|u| > 2$ die Breite im Bereich $b_1 = (0,35 \text{ bis } 0,45) a$ liegen. Der Achsabstand a richtet sich entweder nach der geforderten Leistungsübertragung oder nach den baulichen Gegebenheiten.

Tabelle 2 Bestimmungsgrößen für ein Stirnrad *)

Ausgangsgrößen:		
m_n	mm	Normalmodul
α_n	Grad	Normaleingriffswinkel
β	Grad	Schrägungswinkel am Teilkreis
z	–	Zähnezahl *)
x	–	Profilverschiebungsfaktor
x_E	–	Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor, siehe Gleichung (3)
h_{aP0}	mm	Werkzeugkopfhöhe
Berechnungsgröße		Formel
Stirnmodul		$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$
Stirneingriffswinkel		$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
Grundschrägungswinkel		$\sin\beta_b = \sin\beta \cdot \cos\alpha_n$
Teilkreisdurchmesser		$d = m_t \cdot z$
Kopfkreisdurchmesser (k siehe Tabelle 3)		$d_a = d + 2 m_n (1 + x + k)$
Fußkreisdurchmesser		$d_f = d - 2 (h_{aP0} - m_n \cdot x_E)$
Grundkreisdurchmesser		$d_b = d \cdot \cos\alpha_t$
Stirnteilung		$p_t = \frac{\pi \cdot d}{z} = \pi \cdot m_t$
Stirneingriffsteilung Grundkreisteilung		$p_{et} = p_{bt} = \frac{\pi \cdot d_b}{z} = p_t \cdot \cos\alpha_t$
Profilwinkel am Kopfkreis im Stirnschnitt		$\cos \alpha_{at} = \frac{d_b}{d_a}$
Zahndicke am Teilkreis im Stirnschnitt		$s_t = m_t \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan\alpha_n \right)$
Zahndicke am Teilkreis im Normalschnitt		$s_n = s_t \cdot \cos\beta$
Zahndicke am Kopfkreis im Stirnschnitt		$s_{at} = d_a \left(\frac{s_t}{d} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_{at} \right) \quad **)$
Ersatzzähnezahl		$z_n = \frac{z}{\cos\beta \cdot \cos^2\beta_b}$

*) Beim Hohlrad ist z negativ einzusetzen

**) $\operatorname{inv}\alpha$, siehe Gleichung (1).

Tabelle 3 Bestimmungsgrößen für ein Stirnradpaar *)

Ausgangsgrößen:

Es müssen die Bestimmungsgrößen für Ritzel und Rad nach Tabelle 2, ferner die Zahnbreiten b_1 und b_2 , sowie entweder der Achsabstand a oder die Summe der Profilverschiebungsfaktoren $x_1 + x_2$ gegeben sein.

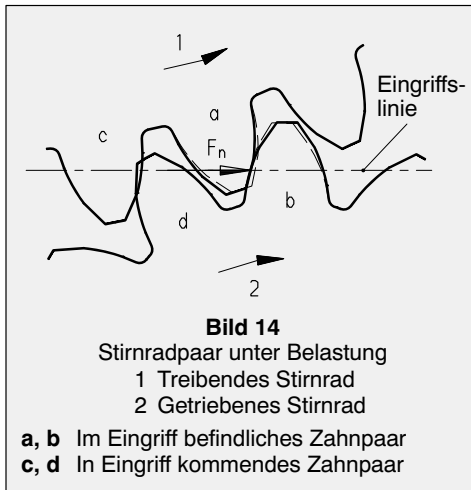
Berechnungsgröße	Formel
Zähnezahlverhältnis	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Betriebseingriffswinkel (a vorgegeben)	$\cos \alpha_{wt} = \frac{m_t}{2 \cdot a} (z_1 + z_2) \cos \alpha_t$
Summe Profilverschiebungsfaktoren	$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t)$
Betriebseingriffswinkel ($x_1 + x_2$ vorgegeben)	$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t$
Achsabstand	$a = \frac{m_t}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$
Null-Achsabstand	$a_d = \frac{m_t}{2} (z_1 + z_2) = \frac{d_1 + d_2}{2}$
Kopfhöhenänderungsfaktor **)	$k = \frac{a - a_d}{m_n} - (x_1 + x_2)$
Betriebswälzkreisdurchmesser Ritzel	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a}{u + 1} = d_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$
Betriebswälzkreisdurchmesser Rad	$d_{w2} = \frac{2 \cdot a \cdot u}{u + 1} = d_2 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$
Länge der Eingriffsstrecke	$g_\alpha = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{u}{ u } \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_{wt}$
Profilüberdeckung	$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{et}}$
Sprungüberdeckung	$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta_b}{p_{et}} \quad b = \min(b_1, b_2)$
Gesamtüberdeckung	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

*) Bei Innenradpaaren z_2 und a negativ einsetzen

**) Siehe Abschnitt 1.2.3.2.

1.2.5 Zahnmodifikationen

Die in den vorausgegangenen Abschnitten 1.2.1 bis 1.2.4 angegebenen Bestimmungsgrößen beziehen sich auf abweichungsfreie Stirnräder. Die hochfesten Zahnradwerkstoffe ermöglichen jedoch eine hohe Lastausnutzung der Getriebe. Infolgedessen kommt es zu merklichen Verformungen der elastischen Getriebebauteile. Die Durchbiegung an den Zahnköpfen beträgt in der Regel ein Vielfaches der fertigungsbedingten Formabweichungen. Dieses führt zu Störungen des Zahneingriffs am Ein- und Austritt, vgl. Bild 14. Tragfähigkeit und Geräuschanregung werden negativ beeinflusst.



Die Belastung bewirkt außerdem Durchbiegungen und Verdrehungen von Ritzel- und Radwelle, Ritzel- und Radkörper sowie Lagerabsenkungen und Gehäuseverformungen. Hieraus ergeben sich Schiefstellungen der Zahnflanken, die häufig beträchtlich höher liegen als fertigungsbedingte Flankenlinienabweichungen, siehe Bild 15. Es kommt zu ungleichmäßigem Breitentragen, was ebenfalls Tragfähigkeit und Geräuschanregung ungünstig beeinflusst.

Der Einlaufabtrag von einsatzgehärteten Zahnradern macht nur wenige Mikrometer aus und kann die genannten Abweichungen nicht kompensieren. Um das hohe Tragvermögen von einsatzgehärteten Zahnradern wieder herzustellen und vermehrte Geräuschbildung zu senken, werden gezielte Abweichungen von der Evolvente (Höhenmodifikation) und von der theoretischen Flankenlinie (Breitenmodifikation) gefertigt, um so unter Last wieder nahezu ideale Geometrien mit gleichmäßiger Lastverteilung zu erhalten.

Die lastbedingten Modifikationen werden nur für eine Last – in der Regel für 70 ... 100% der dau-

ernd wirkenden Nennlast – berechnet und gefertigt /5,6,7/. Man erhält bei geringer Teillast Tragbilder, die nicht über die gesamte Zahnhöhe und -breite reichen. Dieses muss vor allem bei Tragbildkontrollen unter niedrigen Belastungen berücksichtigt werden. Die maximale örtliche Lastüberhöhung ist jedoch bei Teillast immer geringer als die theoretisch gleichmäßige Lastverteilung unter Vollast. Bei Teillast verringert sich bei modifizierten Verzahnungen wegen unvollständiger Traganteile der Überdeckungsgrad, wodurch die Geräuschanregungspegel im unteren Teillastbereich ansteigen. Mit steigender Belastung nehmen die Traganteile und damit der Überdeckungsgrad zu, so dass die Anregungspegel sinken. Radpaare, die nur gering belastet werden, benötigen keine Modifikationen.

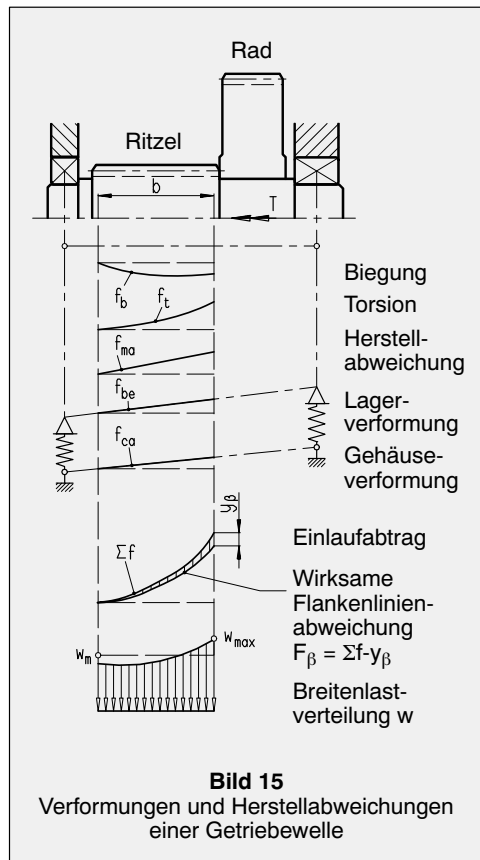


Bild 16 zeigt übliche Höhen- und Breitenmodifikationen. Bei der Höhenmodifikation werden die Flanken an den Zahnköpfen von Ritzel und Rad um den Betrag zurückgenommen, um den sie jeweils am Ein- und Austritt infolge Zahndurchbiegungen vorstehen. Statt Kopf- können

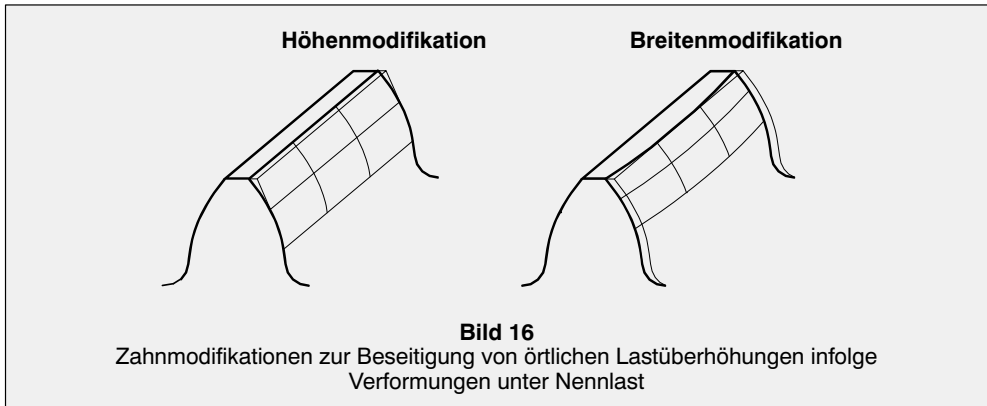
Stirnradgetriebe

Geometrie der Evolventenzahnräder

Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder

auch Fußrücknahmen gefertigt werden, was jedoch wesentlich aufwendiger ist. Man erreicht so eine allmähliche Lastzunahme des in Eingriff kommenden bzw. Lastabnahme des austretenden Zahnes. Bei der Breitenmodifikation wird

häufig der Flankenlinienmodifikation eine symmetrische Breitenballigkeit überlagert. Hiermit erzielt man gleichmäßiges Breitentragen bzw. Abbau von Lastkonzentrationen an den Zahnen bei Achsverlagerungen.



1.3 Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder

1.3.1 Anwendungsbereich und Zweck

Die Tragfähigkeitsberechnung der Stirnräder erfolgt üblicherweise nach dem Rechenverfahren DIN 3990 /8/ (identisch mit ISO 6336), das als Tragfähigkeitsgrenzen Grübchenbildung, Zahnfußdauerbruch und Warmfressen berücksichtigt. Die Berechnung nach diesem Verfahren ist wegen des verhältnismäßig großen Normenumfanges nur mit Hilfe von EDV-Programmen praktikabel durchführbar. Den Getriebeherstellern steht in der Regel ein solches Hilfsmittel zur Verfügung. Als Standardwerk gilt das FVA-Stirnradprogramm /9/, welches außerdem noch weitere Rechenverfahren einschließt, wie z.B. die Verfahren nach Niemann, AGMA, DNV, LRS und andere.

DIN 3990 schlägt zur Bestimmung einzelner Faktoren verschiedene Verfahren A, B, C... vor. Verfahren A ist jeweils genauer als Verfahren B usw. Die Anwendungsnorm /10/ nach DIN 3990 beruht auf vereinfachten Verfahren. Wegen der – wenn auch eingeschränkten – Allgemeingültigkeit ist sie jedoch immer noch verhältnismäßig aufwendig.

Das folgende Berechnungsverfahren für die Grübchen- und Fußtragfähigkeit von einsatzgehärteten Stirnrädern stellt eine weitere Vereinfachung gegenüber der Anwendungsnorm dar, ohne jedoch an Aussagekraft einzubüßen. Dieses ist möglich, weil zur Erzielung hoher Tragfähigkeiten bestimmte Bedingungen eingehalten werden, welche zur Folge haben, dass kein Fressen auftritt. Die Fress-Tragfähigkeitsberechnung bleibt daher im folgenden unberücksichtigt.

Es muss ausdrücklich betont werden, dass für die Tragfähigkeit von Getrieben das genaue Rechenverfahren gegenüber dem Vereinfachten stets von größerer Aussagekraft und daher in Grenzfällen allein maßgebend ist. Konstruktion, Werkstoffauswahl, Fertigung, Wärmebehandlung und Betrieb der Industriegetriebe unterliegen bestimmten Regeln, die zu einer langen Lebensdauer der Stirnräder führen. Diese Regeln sind:

- Verzahnungsgeometrie nach DIN 3960;
- Stirnräder aus einsatzgehärtetem Stahl; Zahnflanken in DIN-Qualitätsstufe 6 oder besser feinbearbeitet;
- Werkstoffqualität und Wärmebehandlung durch Qualitätskontrollen gemäß DIN 3990 /11/ belegt;
- Vorschriftsmäßige Einsatzhärtungstiefen nach /12/ mit Oberflächenhärten von 58 ... 62 HRC;
- Zahnräder mit notwendigen Zahnmodifikationen und ohne schädigende Schleifkerben im Zahnfuß;
- Getriebe dauerfest ausgelegt; d.h. Lebensdauerfaktoren $Z_{NT} = Y_{NT} = 1,0$;
- Zahnflankendauerfestigkeit $\sigma_{Hlim} \geq 1200 \text{ N/mm}^2$;
- Unterkritischer Betriebsbereich, d.h. Wälzkreisgeschwindigkeit kleiner als ca. 35 m/s;
- Ausreichende Schmierölversorgung;
- Verwendung von vorschriftsmäßigen Getriebeölen der Kraftstufe 12 nach FZG-Test und ausreichender Graufleckentragfähigkeit;
- Betriebstemperatur maximal 95 °C.

Unter diesen Voraussetzungen lassen sich in der Tragfähigkeitsberechnung nach DIN 3990 eine Reihe von Faktoren fest vorgeben, so dass sich der Rechengang zum Teil stark vereinfacht. Die Nichteinhaltung der obigen Voraussetzungen bedeutet aber nicht unbedingt eine geringere Tragfähigkeit. In Zweifelsfällen sollte man jedoch nach dem genaueren Verfahren rechnen.

1.3.2 Ausgangsgrößen

Basis für die Tragfähigkeitsberechnung ist das Nenndrehmoment der Arbeitsmaschine. Ersatz-

weise kann auch vom Nenndrehmoment des Antriebsmotors ausgegangen werden, sofern dies dem Drehmomentbedarf der Arbeitsmaschine entspricht.

Um eine Stirnradstufe berechnen zu können, müssen die in Tabelle 4 aufgeführten Größen vorgegeben sein, und zwar in den dort angegebenen Einheiten. Die geometrischen Größen werden nach Tabelle 2 und 3 berechnet. Sie sind gewöhnlich in den Werkstattzeichnungen der Stirnräder enthalten.

Tabelle 4 Ausgangsgrößen

Kurzzeichen	Bedeutung	Einheiten
P	Leistung	kW
n_1	Ritzeldrehzahl	min^{-1}
a	Achsabstand	mm
m_n	Normalmodul	mm
d_{a1}	Kopfkreisdurchmesser des Ritzels	mm
d_{a2}	Kopfkreisdurchmesser des Rades	mm
b_1	Zahnbreite des Ritzels	mm
b_2	Zahnbreite des Rades	mm
z_1	Zähnezahl des Ritzels	–
z_2	Zähnezahl des Rades	–
x_1	Profilverschiebungsfaktor des Ritzels	–
x_2	Profilverschiebungsfaktor des Rades	–
α_n	Normaleingriffswinkel	Grad
β	Schrägungswinkel am Teilkreis	Grad
ν_{40}	Kinematische Schmierölviskosität bei 40 °C	mm^2/s
R_{z1}	Rauhtiefe der Ritzelflanke	μm
R_{z2}	Rauhtiefe der Radflanke	μm

Stirnradgetriebe

Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder

Im weiteren Verlauf der Rechnung werden die in Tabelle 5 angegebenen Größen benötigt. Sie leiten sich aus den Ausgangsgrößen nach Tabelle 4 ab.

Tabelle 5 Abgeleitete Größen		
Bezeichnung	Beziehung	Einheiten
Zähnezahlverhältnis	$u = z_2 / z_1$	–
Teilkreisdurchmesser des Ritzels	$d_1 = z_1 \cdot m_n / \cos\beta$	mm
Zahnumfangskraft am Teilkreis des Ritzels	$F_t = \frac{6 \cdot 10^7}{\pi} \cdot \frac{P}{d_1 \cdot n_1}$	N
Zahnumfangskraft am Wälzkreis	$F_u = F_t \cdot \frac{d_1}{2 \cdot a} (u + 1)$	N
Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis	$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000$	m/s
Schrägungswinkel am Grundkreis	$\beta_b = \arcsin (\cos\alpha_n \cdot \sin\beta)$	Grad
Ersatzzähnezahl des Ritzels	$z_{n1} = z_1 / (\cos\beta \cdot \cos^2\beta_b)$	–
Ersatzzähnezahl des Rades	$z_{n2} = z_2 / (\cos\beta \cdot \cos^2\beta_b)$	–
Stirnmodul	$m_t = m_n / \cos\beta$	mm
Stirneingriffswinkel	$\alpha_t = \arcsin (\tan\alpha_n / \cos\beta)$	Grad
Betriebseingriffswinkel	$\alpha_{wt} = \arcsin [(z_1 + z_2) m_t \cdot \cos\alpha_t / (2 \cdot a)]$	Grad
Stirneingriffsteilung	$p_{et} = \pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t$	mm
Grundkreisdurchmesser des Ritzels	$d_{b1} = z_1 \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t$	mm
Grundkreisdurchmesser des Rades	$d_{b2} = z_2 \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t$	mm
Länge der Eingriffsstrecke	$g_\alpha = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{u}{ u } \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin\alpha_{wt}$	mm
Profilüberdeckungsgrad	$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_{et}$	–
Sprungüberdeckungsgrad	$\varepsilon_\beta = b \cdot \tan\beta_b / p_{et} \quad b = \min (b_1, b_2)$	–

1.3.3 Allgemeine Faktoren

1.3.3.1 Anwendungsfaktor

Der Anwendungsfaktor K_A erfasst auf die Zahnräder wirkende Zusatzkräfte, die außerhalb des Getriebes ihre Ursache haben. Er ist abhängig von den Charakteristiken der Antriebs- und Abtriebsmaschine, den Kupplungen, den Massen- und Steifigkeitsverhältnissen und den Betriebsverhältnissen.

Der Anwendungsfaktor bestimmt sich aus dem Lastkollektiv für das einzelne Zahnrad. Nach Möglichkeit sollte K_A durch eine genaue Messung oder eine umfassende Systemanalyse bestimmt werden. Da weder das eine noch das andere Verfahren häufig ohne großen Aufwand durchführbar ist, bietet Tabelle 6 Anhaltswerte, die für alle Räder eines Getriebes gleichermaßen gelten.

Tabelle 6 Anwendungsfaktor K_A				
Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleichmäßig	mäßige Stöße	mittlere Stöße	starke Stöße
gleichmäßig	1,00	1,25	1,50	1,75
leichte Stöße	1,10	1,35	1,60	1,85
mäßige Stöße	1,25	1,50	1,75	2,00 oder höher
starke Stöße	1,50	1,75	2,00	2,25 oder höher

1.3.3.2 Dynamikfaktor

Der Dynamikfaktor K_v erfasst die im Zahneingriff verursachten inneren dynamischen Zusatzkräfte. Mit z_1 , v und u nach Tabelle 4 und 5 berechnet er sich aus

$$K_v = 1 + 0,0003 \cdot z_1 \cdot v \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} \quad (4)$$

1.3.3.3 Breitenfaktor

Der Breitenfaktor $K_{H\beta}$ berücksichtigt die Überhöhung der Zahnflankenbeanspruchung infolge ungleichmäßiger Lastverteilung über der Zahnbreite. Er kann nach /8/ mit Hilfe verschiedener Methoden bestimmt werden. Genaue Methoden, die auf umfangreiche Messungen oder Rechnungen oder auch auf Kombinationen von beiden beruhen, sind sehr aufwendig. Einfache Methoden sind dagegen ungenau und ergeben wegen der Abschätzung zur sicheren Seite hin meistens höhere Faktoren.

Für normale Stirnradverzahnungen ohne Breitenkorrekturen kann der Breitenfaktor gemäß Methode D nach /8/ in Abhängigkeit von der Zahnbreite b und dem Teilkreisdurchmesser d_1 des Ritzels wie folgt berechnet werden:

$$K_{H\beta} = 1,15 + 0,18 (b/d_1)^2 + 0,0003 \cdot b \quad (5)$$

mit $b = \min(b_1, b_2)$. Der Getriebehersteller führt in der Regel eine Analyse der Breitenlastverteilung nach einer genauen Rechenmethode durch /13/. Falls notwendig, fertigt er zur Erzielung

gleichmäßigen Breitentragens über der Zahnbreite Breitenmodifikationen, siehe Abschnitt 1.2.5. Unter diesen Gegebenheiten liegt der Breitenfaktor im Bereich von $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25$. Als grobe Regel gilt: Eine sinnvoll gewählte breitensymmetrische Balligkeit reduziert den über 1,0 liegenden Betrag von $K_{H\beta}$ um etwa 40 bis 50% und eine gezielt gefertigte Breitenmodifikation um etwa 60 bis 70%.

Bei schlanken Wellen mit einseitig angeordneten Rädern oder bei von außen auf die Wellen wirkenden Querkräften bzw. -momenten können bei nicht breitenkorrigierten Rädern die Breitenfaktoren Werte von 1,5 ... 2,0 und in Extremfällen sogar bis 2,5 annehmen.

Der Breitenfaktor $K_{F\beta}$ zur Bestimmung der überhöhten Zahnfußbeanspruchung folgt näherungsweise aus dem Breitenfaktor $K_{H\beta}$ nach der Beziehung

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{0,9} \quad (6)$$

1.3.3.4 Stirnfaktoren

Die Stirnfaktoren $K_{H\alpha}$ bzw. $K_{F\alpha}$ berücksichtigen die Auswirkung ungleichmäßiger Kraftaufteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindliche Zahnpaare. Unter den in Abschnitt 1.3.1 zugrundegelegten Voraussetzungen folgt gemäß Methode B nach /8/ sowohl für die Flanken- als auch die Fußbeanspruchung

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0 \quad (7)$$

1.3.4 Zahnflankentragfähigkeit

Für die Berechnung der Grubchentrugfähigkeit wird die Hertzsche Pressung am Wälzkreis zugrunde gelegt. Die wirksame Hertzsche Pressung σ_H wird für Ritzel und Rad gleich vorausgesetzt. Sie darf die zulässige Hertzsche Pressung σ_{HP} nicht überschreiten, d.h. $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$.

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta Z_\epsilon \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u} \frac{F_t}{d_1 \cdot b}} \quad (8)$$

σ_H Wirksame Hertzsche Pressung in N/mm²

Ferner bedeuten:

b gemeinsame Zahnbreite von Ritzel und Rad

F_t, u, d_1 nach Tabelle 5

K_A Anwendungsfaktor nach Tabelle 6

K_V Dynamikfaktor nach Gl. (4)

$K_{H\beta}$ Breitenfaktor nach Gl. (5)

$K_{H\alpha}$ Stirnfaktor nach Gl. (7)

Z_E Elastizitätsfaktor; $Z_E = 190 \sqrt{N/mm^2}$ für Zahnräder aus Stahl

Z_H Zonenfaktor nach Bild 17

Z_β Schrägenfaktor nach Gl. (9)

Z_ϵ Überdeckungsfaktor nach Gl. (10) oder (11)

Mit β nach Tabelle 4 gilt:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (9)$$

Mit ϵ_α und ϵ_β nach Tabelle 5 gilt:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{für } \epsilon_\beta < 1 \quad (10)$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{für } \epsilon_\beta \geq 1 \quad (11)$$

1.3.4.2 Zulässige Hertzsche Pressung

Die zulässige Hertzsche Pressung bestimmt sich aus

$$\sigma_{HP} = Z_L Z_V Z_X Z_R Z_W \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \quad (12)$$

σ_{HP} zulässige Hertzsche Pressung in N/mm². Sie ist für Ritzel und Rad unterschiedlich groß, wenn die Werkstofffestigkeiten σ_{Hlim} verschieden sind. Die Faktoren Z_L, Z_V, Z_R, Z_W und Z_X sind für

1.3.4.1 Wirksame Hertzische Pressung

Die wirksame Hertzische Pressung ist lastabhängig und folgt gleichermaßen für Ritzel und Rad aus der Beziehung

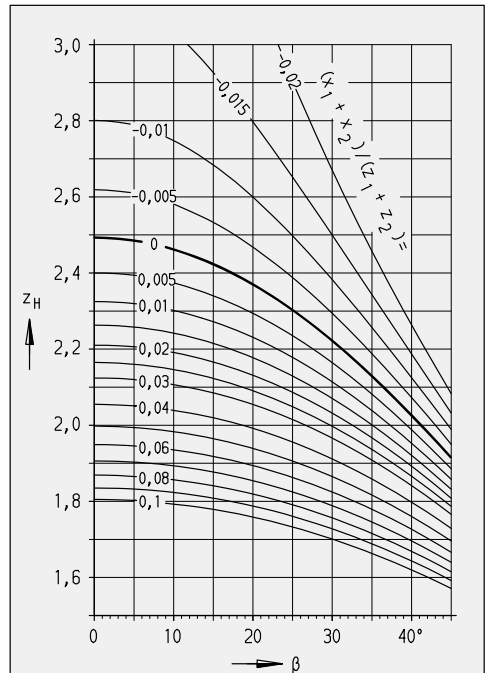


Bild 17

Zonenfaktor Z_H abhängig vom Schrägungswinkel β sowie von den Zähnezahlen z_1, z_2 und Profilverschiebungsfaktoren x_1, x_2 ; vgl. Tabelle 4.

Ritzel und Rad gleich und werden nachfolgend ermittelt.

Der Schmierstofffaktor errechnet sich mit der Schmierölviskosität ν_{40} nach Tabelle 4 aus:

$$Z_L = 0,91 + \frac{0,25}{\left(1 + \frac{112}{\nu_{40}}\right)^2} \quad (13)$$

Für den Geschwindigkeitsfaktor gilt mit der Umfangsgeschwindigkeit v nach Tabelle 5

$$Z_v = 0,93 + \frac{0,157}{\sqrt{1 + \frac{40}{v}}} \quad (14)$$

Der Rauheitsfaktor bestimmt sich mit der mittleren Rauhtiefe $R_z = (R_{z1} + R_{z2}) / 2$ des Radpaares sowie dem Zähnezahsverhältnis u und dem Teilkreisdurchmesser d_1 des Ritzels, vgl. Tabelle 4 und 5, aus

$$Z_R = \left[\frac{0,513}{R_z} \sqrt[3]{(1 + |u|) d_1} \right]^{0,08} \quad (15)$$

Der Werkstoffpaarungsfaktor beträgt für ein Radpaar mit gleichen Flankenhärten

$$Z_W = 1,0 \quad (16)$$

Der Größenfaktor errechnet sich mit dem Modul m_n nach Tabelle 4 aus

$$Z_X = 1,05 - 0,005 m_n \quad (17)$$

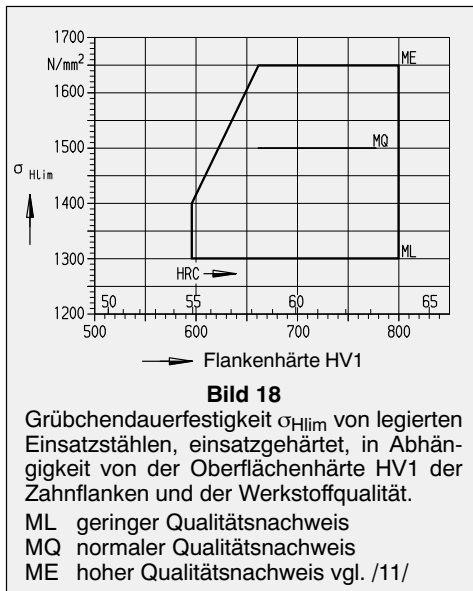
mit der Einschränkung $0,9 \leq Z_X \leq 1$.

σ_{Hlim} Grubchendauerfestigkeit des Zahnradwerkstoffes. Für Zahnräder aus Einsatzstahl, einsatzgehärtet, weist Bild 18 in Abhängigkeit von der Oberflächenhärte der Zahnflanken und der Werkstoffqualität einen Bereich von 1300 ... 1650 N/mm² aus. Unter den Voraussetzungen gemäß Abschnitt 1.3.1 kann für Ritzel und Rad die Qualität MQ zugrunde gelegt werden, vgl. Tabelle Seite 77.

S_H geforderter Sicherheitsfaktor gegen Grubchenbildung, vgl. Abschnitt 1.3.6.

1.3.5 Zahnfußtragfähigkeit

Beim Nachweis der Zahnfußtragfähigkeit legt man die maximale Beanspruchung in der Zahnfußbrundung an der 30-Grad-Tangente zugrunde. Für Ritzel und Rad ist jeweils getrennt zu zeigen, dass die wirksame Zahnfußspannung σ_F die zulässige Zahnfußspannung σ_{FP} nicht überschreitet, d.h. $\sigma_F < \sigma_{FP}$.



1.3.5.1 Wirksame Zahnfußspannung

Die lastabhängigen Zahnfußspannungen sind für Ritzel und Rad in der Regel unterschiedlich groß. Sie bestimmen sich aus der Beziehung:

$$\sigma_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \quad (18)$$

σ_F wirksame Zahnfußspannung in N/mm²

Folgende Faktoren sind für Ritzel und Rad gleich groß:

m_n, F_t nach Tabelle 4 und 5

K_A Anwendungsfaktor nach Tabelle 6

K_V Dynamikfaktor nach Gl. (4)

$K_{F\beta}$ Breitenfaktor nach Gl. (6)

$K_{F\alpha}$ Stirnfaktor nach Gl. (7)

Y_ϵ Überdeckungsfaktor nach Gl. (19)

Y_β Schrägenfaktor nach Gl. (20)

Folgende Faktoren sind für Ritzel und Rad unterschiedlich groß:

b_1, b_2 Zahnbreiten von Ritzel und Rad nach Tabelle 4. Sind die Breiten von Ritzel und Rad ungleich, so ist für das breitere von beiden je Zahnende höchstens ein Überstand von ein mal Modul als mittragend anzunehmen.

Y_{FS1}, Y_{FS2} Kopffaktoren nach Bild 19. Sie erfassen den komplexen Spannungszustand einschließlich der Kerbwirkung in der Zahnfußbrundung.

Stirnradgetriebe

Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder

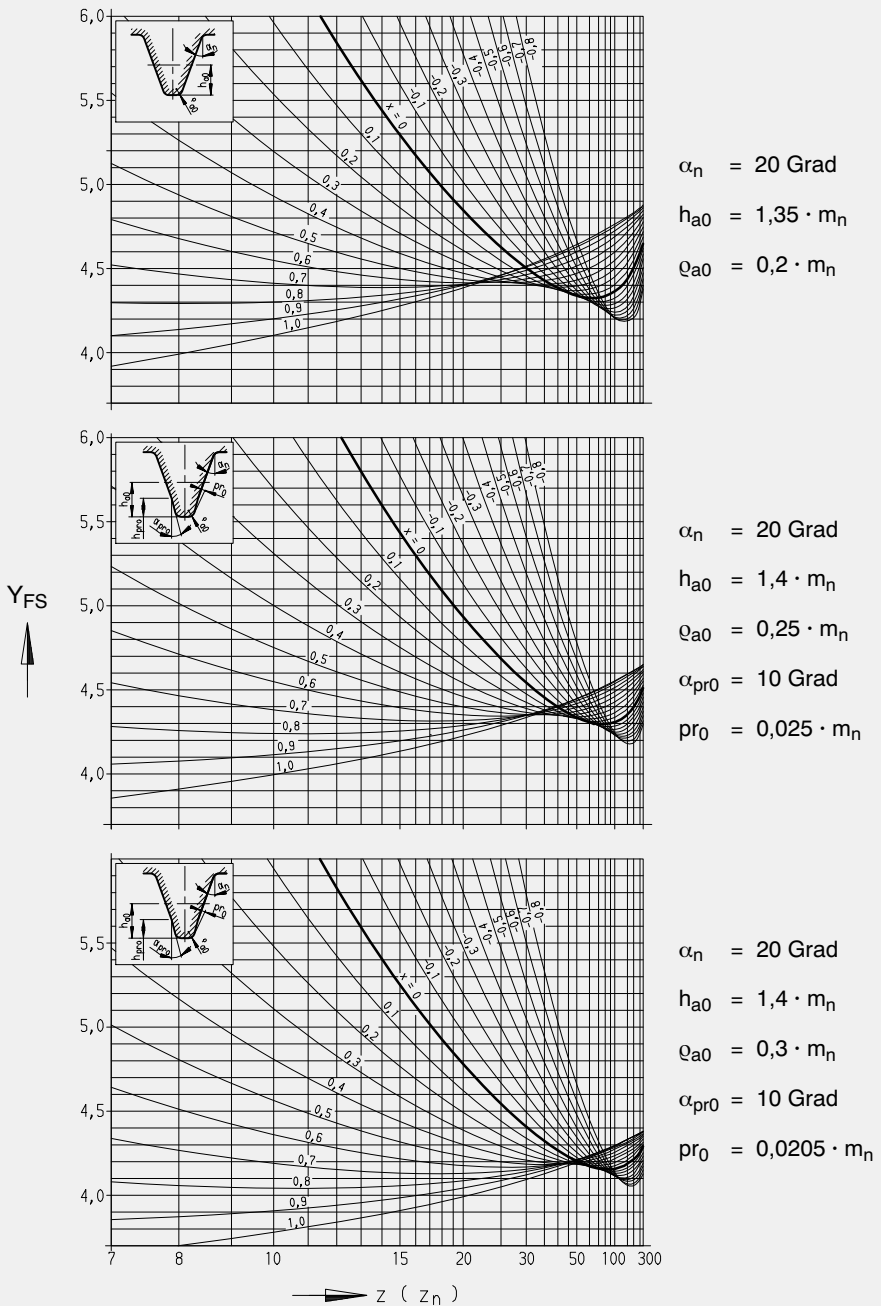


Bild 19

Kopffaktor Y_{FS} für Außenräder mit Bezugsprofil nach DIN 867 in Abhängigkeit von der Zähnezahzahl z (bzw. z_n bei Schrägstirnrädern) und dem Profilverschiebungsfaktor x , vgl. Tabellen 4 und 5. Für Hohlräder gilt nur annähernd: $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$ ($\approx$ Wert bei $x = 1,0$ und $z = 300$).

Mit dem Schrägungswinkel β nach Tabelle 4 und dem Sprungüberdeckungsgrad ε_β nach Tabelle 5 folgen:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \cdot \cos^2 \beta \quad (19)$$

mit der Einschränkung $0,625 \leq Y_\varepsilon \leq 1$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \quad (20)$$

mit der Einschränkung

$$Y_\beta \geq \max. [(1 - 0,25 \varepsilon_\beta); (1 - \beta/120)].$$

1.3.5.2 Zulässige Zahnfußspannung

Die zulässige Zahnfußspannung bestimmt sich für Ritzel und Rad aus

$$\sigma_{FP} = Y_{ST} Y_{\delta_{relT}} Y_{R_{relT}} Y_X \frac{\sigma_{Flim}}{(S_F)} \quad (21)$$

σ_{FP} zulässige Zahnfußspannung in N/mm². Sie ist für Ritzel und Rad unterschiedlich groß, wenn die Werkstofffestigkeiten σ_{Flim} verschieden sind. Die Faktoren Y_{ST} , $Y_{\delta_{relT}}$, $Y_{R_{relT}}$ und Y_X können für Ritzel und Rad näherungsweise gleich groß gesetzt werden.

Y_{ST} Spannungs Korrekturfaktor der Prüfräder zur Bestimmung der Zahnfußdauerfestigkeit σ_{Flim} . Für Standard-Referenzprüfräder legt die Norm $Y_{ST} = 2,0$ fest.

$Y_{\delta_{relT}}$ relative Stützziffer (Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes), bezogen auf Standard-Referenzprüfrad. Näherungsweise $Y_{\delta_{relT}} = 1,0$.

In Abhängigkeit vom Modul m_n gilt näherungsweise für den relativen Oberflächenfaktor (Rauheitsfaktor für Zahnfußrundung), bezogen auf Standard-Referenzprüfrad

$$\begin{aligned} Y_{R_{relT}} &= 1,00 \text{ für } m_n \leq 8 \text{ mm} \\ &= 0,98 \text{ für } 8 \text{ mm} < m_n \leq 16 \text{ mm} \\ &= 0,96 \text{ für } m_n > 16 \text{ mm} \end{aligned} \quad (22)$$

und für den Größenfaktor

$$Y_X = 1,05 - 0,01 m_n \quad (23)$$

mit der Einschränkung $0,8 \leq Y_X \leq 1$.

σ_{Flim} Zahnfußdauerfestigkeit des Zahnradwerkstoffes. Bild 20 zeigt für Zahnräder aus Einsatzstahl, einsatzgehärtet, in Abhängigkeit von der Oberflächenhärte der Zahnflanken und der Werkstoffqualität einen Bereich von 310 ... 520 N/mm². Unter den Voraussetzungen nach Abschnitt 1.3.1 kann für Ritzel und Rad die zur Qualität MQ gehörende Festigkeit zugrunde gelegt werden, vgl. Tabelle Seite 77.

S_F geforderter Sicherheitsfaktor gegen Zahnfußdauerbruch, vgl. Abschnitt 1.3.6.

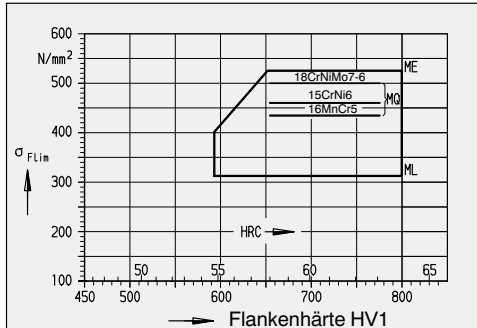


Bild 20

Zahnfußdauerfestigkeit σ_{Flim} von legierten Einsatzstählen, einsatzgehärtet, in Abhängigkeit von der Oberflächenhärte HV1 der Zahnflanken und der Werkstoffqualität.

ML geringer Qualitätsnachweis
MQ normaler Qualitätsnachweis
ME hoher Qualitätsnachweis vgl. /11/

1.3.6 Sicherheiten

Als Mindestsicherheiten werden nach DIN gefordert:

gegen Grübchenbildung $S_H = 1,0$
gegen Zahnfußdauerbruch $S_F = 1,3$.

In der Praxis sind höhere Sicherheitswerte gebräuchlich. Bei mehrstufigen Getrieben legt man für die teuren Endstufen die Sicherheiten um 10 bis 20% und für die preiswerten Vorstufen meist noch höher fest.

Für risikoreiche Einsatzfälle gibt man die Sicherheiten ebenfalls höher vor.

1.3.7 Rechenbeispiel

Ein Elektromotor treibt über ein mehrstufiges Stirnradgetriebe eine Kohlenmühle. Die letzte Getriebestufe soll berechnet werden.

Gegeben: Nennleistung $P = 3300 \text{ kW}$; Ritzel-drehzahl $n_1 = 141 \text{ min}^{-1}$; Achsabstand $a = 815 \text{ mm}$; Normalmodul $m_n = 22 \text{ mm}$; Kopfkreis-durchmesser $d_{a1} = 615,5 \text{ mm}$ und $d_{a2} = 1100 \text{ mm}$; Ritzel- und Radbreite $b_1 = 360 \text{ mm}$ und $b_2 = 350 \text{ mm}$; Zähnezahlen $z_1 = 25$ und $z_2 = 47$; Profilverschiebungsfaktoren $x_1 = 0,310$ und $x_2 = 0,203$; Normaleingriffswinkel $\alpha_n = 20^\circ$; Schrägungswinkel $\beta = 10^\circ$; kinematische Schmierölviskosität $\nu_{40} = 320 \text{ cSt}$; Flankenrauheiten $R_{z1} = R_{z2} = 4,8 \mu\text{m}$.

Die Stirnräder bestehen aus dem Werkstoff 18CrNiMo7-6, sind einsatzgehärtet und mit Profilmodifikation sowie breitensymmetrischer Balligkeit geschliffen.

Stirnradgetriebe

Tragfähigkeit der Evolventenzahnräder Getriebebauarten

Nachrechnung: (Werte z.T. gerundet)

Zähnezahlverhältnis $u = 1,88$; Teilkreisdurchmesser des Ritzels $d_1 = 558,485$ mm; Zahnumfangskraft am Teilkreis $F_t = 800425$ N; Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis $v = 4,123$ m/s; Grundschrägungswinkel $\beta_b = 9,391$ Grad; Ersatzzähnezahlen $z_{n1} = 26,08$ und $z_{n2} = 49,03$; Stirnmodul $m_t = 22,339$ mm; Stirneingriffswinkel $\alpha_t = 20,284$ Grad; Betriebseingriffswinkel $\alpha_{wt} = 22,244$ Grad; Stirneingriffsteilung $p_{et} = 65,829$ mm; Grundkreisdurchmesser $d_{b1} = 523,852$ mm und $d_{b2} = 984,842$ mm; Länge der Eingriffsstrecke $g_\alpha = 98,041$ mm; Profilüberdeckungsgrad $\varepsilon_\alpha = 1,489$; Sprungüberdeckungsgrad $\varepsilon_\beta = 0,879$.

Anwendungsfaktor $K_A = 1,50$ (E-Motor mit gleichmäßiger Arbeitsweise, Kohlenmühle mit mittleren Stößen); Dynamikfaktor $K_V = 1,027$; Breitenfaktor $K_{H\beta} = 1,20$ [nach Gl. (5) folgt $K_{H\beta} = 1,326$, wegen symmetrischer Breitenballigkeit kann jedoch mit kleinerem Wert gerechnet werden], $K_{F\beta} = 1,178$; $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0$.

Zahnflankentragfähigkeit:

Elastizitätsfaktor $Z_E = 190 \sqrt{N/mm^2}$; Zonenfaktor $Z_H = 2,342$; Schrägenfaktor $Z_\beta = 0,992$; Überdeckungsfaktor $Z_\varepsilon = 0,832$. Nach Gl. (8) ergibt sich für Ritzel und Rad die Hertzsche Pressung $\sigma_H = 1251$ N/mm².

Schmierstofffaktor $Z_L = 1,047$; Geschwindigkeitsfaktor $Z_V = 0,978$; Rauheitsfaktor $Z_R = 1,018$; Werkstoffpaarungsfaktor $Z_W = 1,0$; Größenfaktor $Z_X = 0,94$. Mit der Grubchendauerfestigkeit von $\sigma_{Hlim} = 1500$ N/mm² bestimmt man aus Gl. (12) zunächst ohne Berücksichtigung des Sicherheitsfaktors die zulässige Hertzsche Pressung $\sigma_{HP} = 1470$ N/mm².

Die Sicherheit gegen Grubchenbildung folgt aus $S_H = \sigma_{HP}/\sigma_H = 1470/1251 = 1,18$. Die auf das Drehmoment bezogene Sicherheit beträgt $S_H^2 = 1,38$.

Zahnfußtragfähigkeit:

Überdeckungsfaktor $Y_\varepsilon = 0,738$; Schrägenfaktor $Y_\beta = 0,927$; Kopffaktoren $Y_{FS1} = 4,28$ und $Y_{FS2} = 4,18$ (für $h_{a0} = 1,4$ m_n ; $\rho_{a0} = 0,3$ m_n ; $\alpha_{pr0} = 10$ Grad; $pr_0 = 0,0205$ m_n). Aus Gleichung (18) erhält man die wirksamen Zahnfußspannungen $\sigma_{F1} = 537$ N/mm² für das Ritzel und $\sigma_{F2} = 540$ N/mm² für das Rad.

Spannungskorrekturfaktor $Y_{ST} = 2,0$; relative Stützziffer $Y_{\delta relT} = 1,0$; relativer Oberflächenfaktor $Y_{RelT} = 0,96$; Größenfaktor $Y_X = 0,83$. Ohne Berücksichtigung des Sicherheitsfaktors folgen mit der Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{Flim} = 500$ N/mm² aus Gl. (21) die zulässigen Zahnfußspannungen für Ritzel und Rad zu $\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = 797$ N/mm².

Die auf das Drehmoment bezogenen Sicherheiten gegen Zahnfußdauerbruch betragen $S_F =$

σ_{FP}/σ_F : für das Ritzel $S_{F1} = 797/537 = 1,48$ und für das Rad $S_{F2} = 797/540 = 1,48$.

1.4 Getriebebauarten

1.4.1 Standardausführungen

In der industriellen Praxis setzt man verschiedene Arten von Zahnradgetrieben ein. Vorzugsweise finden Standardgetriebe in Stirnrad- und Kegelstirnradausführung mit festgelegter Übersetzungs- und Größenstufung Verwendung. Diese ein- bis vierstufigen und nach dem Baukastenprinzip erstellten Getriebe decken einen großen von den Arbeitsmaschinen verlangten Drehzahl- und Drehmomentbereich ab. Zusammen mit einem genormten Elektromotor sind solche Getriebe in der Regel die wirtschaftlichste Antriebslösung.

Daneben gibt es aber auch Fälle, in denen man nicht auf einen Standardantrieb zurückgreift. U.a. gilt dieses für große Drehmomente, die oberhalb des Bereiches der Standardgetriebe liegen. In solchen Fällen kommen Sondergetriebe zum Einsatz. Hierbei spielen leistungsverzweigte Getriebe eine große Rolle.

1.4.2 Leistungsverzweigte Getriebe

Grundsätzlich sind die höchsten Abtriebsdrehmomente von Zahnradgetrieben durch die Grenzen der Fertigungsmöglichkeiten gegeben, da Verzahnungsmaschinen Großräder nur bis zu einem maximalen Durchmesser herstellen können. Eine weitere Steigerung der Abtriebsdrehmomente ist dann nur noch mit Hilfe der Leistungsverzweigung im Getriebe realisierbar. Aber auch bei kleineren Drehmomenten finden leistungsverzweigte Stirnradgetriebe trotz ihrer größeren Anzahl innen liegender Bauteile wegen bestimmter Vorteile ein breites Anwendungsfeld, u.a. auch in Standardausführung. Im folgenden werden typische Merkmale der einen oder anderen Bauart aufgezeigt.

1.4.3 Vergleiche

Nachstehend werden ein- und zweistufige Getriebe bis zu einer Übersetzung $i = 16$ betrachtet. Bei üblichen Stirnradgetrieben machen die letzte bzw. letzte und vorletzte Getriebestufe in der Regel ca. 70 bis 80% des Gesamtgewichtes und auch des Herstellungsaufwandes aus. Das Vorschalten weiterer Getriebestufen zur Erzielung höherer Übersetzungen ändert also nichts an der nachfolgenden grundsätzlichen Darstellung.

Bild 21 zeigt schematisch Stirnradgetriebe ohne und mit Leistungsverzweigung. Welle 1 ist jeweils schnell- und Welle 2 langsamdrehend. Mit den Drehzahlen n_1 und n_2 lautet die Übersetzung

$$i = n_1 / n_2 \quad (24)$$

Die Durchmesser-Verhältnisse der Räder der im Bild 21 gezeigten Getriebe entsprechen der Übersetzung $i = 7$. Die Getriebe haben gleiche Abtriebsdrehmomente, so dass Bild 21 bereits einen maßstäblichen Größenvergleich bietet. Die Getriebe A, B und C weisen versetzte und die Getriebe D, E, F, G koaxiale Wellenanordnungen auf.

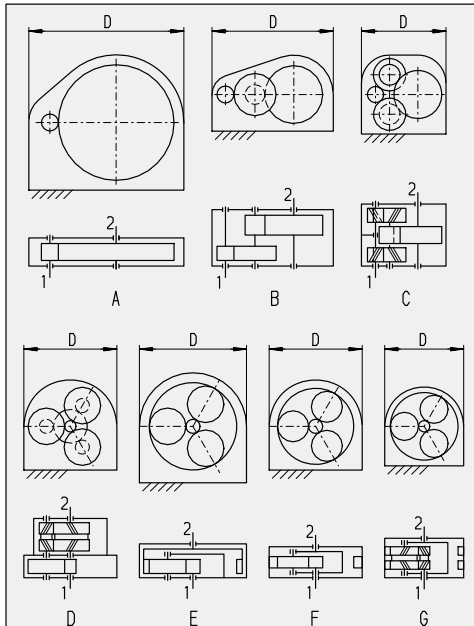


Bild 21

Schematische Darstellung von Stirnradgetriebebauarten ohne und mit Leistungsverzweigung. Übersetzung $i = 7$. Maßstäblicher Größenvergleich von Getrieben mit gleichem Abtriebsdrehmoment.

Getriebe A ist ein- und Getriebe B zweistufig. Beide Getriebe sind ohne Leistungsverzweigung. Zweistufig und leistungsverzweigt sind die Getriebe C, D, E, F und G. Bei den Getrieben C und D haben die Zwischenräder verschieden große Durchmesser, bei E, F und G sind die Zwischenräder einer Welle zu einem Rad vereint, so dass man sie auch als einstufige Getriebe ansieht.

Das Getriebe C hat zweifache Leistungsverzweigung. Die gleichmäßige Leistungsaufteilung wird in der schnelldrehenden Stufe durch Doppelschrägverzahnung und axiale Beweglichkeit der Welle 1 erzielt. Im Getriebe D verzweigt sich die Leistung der schnelldrehenden Getriebewelle gleichmäßig auf drei Räder, was durch radiale Beweglichkeit des kleinen Zentralrades der Welle 1 erreicht wird. In der lang-

sam drehenden Stufe teilt sich die Leistung mittels Doppelschrägverzahnung und axialer Beweglichkeit der Zwischenwelle insgesamt sechsfach.

Um gleichmäßige Leistungsverzweigung auf die drei Zwischenräder der Getriebe E, F und G zu bewerkstelligen, ist meistens das kleine Zentralrad der Welle 1 radial beweglich. Das große Zentralrad ist ein Hohlrad und beim Getriebe E mit Welle 2 sowie bei den Getrieben F und G mit dem Gehäuse verbunden. Bei den Getrieben F und G bildet der Steg mit der Welle 2 eine Einheit. Die Zwischenräder kreisen als Planeten um die Zentralachse. Doppelschrägverzahnung und axiale Beweglichkeit der Zwischenräder gewährleisten beim Getriebe G gleichmäßige Leistungsaufteilung auf sechs Zweige.

1.4.3.1 Lastwert

Der Lastwert B_L ermöglicht es, dass bei den folgenden Betrachtungen auch Stirnradgetriebe mit unterschiedlichen Festigkeitswerten der Zahnradwerkstoffe untereinander vergleichbar sind.

Nach /14/ ist der Lastwert die auf den Ritzelwälzkreisdurchmesser d_w und die tragende Zahnbreite b bezogene Zahnumfangskraft F_u , d.h.

$$B_L = \frac{F_u}{b \cdot d_w} \quad (25)$$

Die zulässigen Lastwerte der Zahneingriffe von Stirnradgetrieben kann man, wie in /15/ gezeigt, aus der Grübchentragfähigkeit, vgl. Abschnitt 1.3.4, näherungsweise mit folgender Beziehung bestimmen:

$$B_L \approx 7 \cdot 10^{-6} \frac{u}{u+1} \frac{\sigma_{Hlim}^2}{K_A \cdot S_H^2} \quad (26)$$

mit B_L in N/mm^2 und Grübchendauerfestigkeit σ_{Hlim} in N/mm^2 sowie Zähnezahlnverhältnis u , Anwendungsfaktor K_A und Grübchensicherheit S_H . Das Zähnezahlnverhältnis u ist betragsmäßig stets größer als 1 und bei Innenradpaaren negativ (siehe Tabelle 3).

Der Lastwert B_L ist eine spezifische Größe und unabhängig von der Baugröße des Stirnradgetriebes. Für praktisch ausgeführte Getriebe gelten: Stirnräder aus Einsatzstahl $B_L = 4 \dots 6 N/mm^2$; Stirnräder aus Vergütungsstahl $B_L = 1 \dots 1,5 N/mm^2$; Planetenstufen mit Hohlrädern aus Vergütungsstahl, Planeten- und Sonnenräder aus Einsatzstahl $B_L = 2,0 \dots 3,5 N/mm^2$.

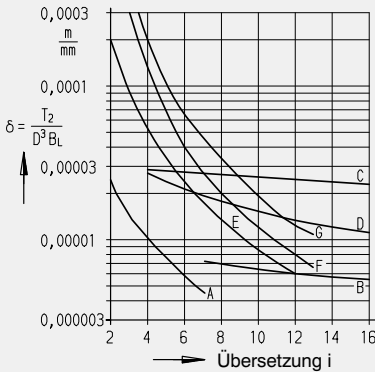
1.4.3.2 Bezogene Drehmomente

Bild 22 zeigt bezogene Drehmomente für die Getriebe im Bild 21 in Abhängigkeit von der Übersetzung i . Tabelle 7 gibt weitere Erklärungen. Das Drehmoment T_2 wird beim Vergleich der Baugrößen auf das Größenmaß D , beim Vergleich der Gewichte auf das Getriebegewicht G

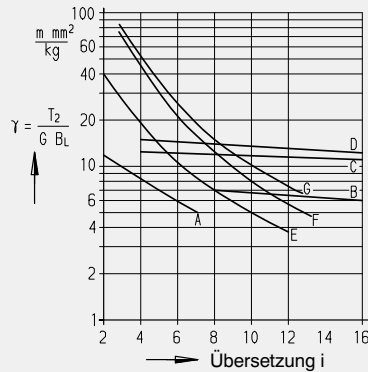
und beim Vergleich der Verzahnungsflächen auf die Mantelflächen A der Wälzkreiszyylinder bezogen. Getriebegewicht G und Verzahnungsfläche A sind ein Maß für den Herstelleraufwand. Je höher eine Kurve im Bild 22 liegt, desto besser schneidet das betreffende Getriebe im Vergleich zu den anderen ab.

Tabelle 7 Bezogene Drehmomente

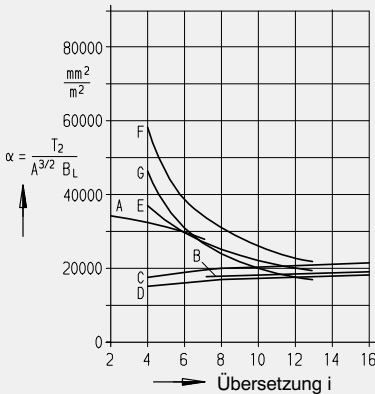
Vergleichskriterium	Definition	Maß	Einheiten der Grundgrößen
Baugröße	$\delta = \frac{T_2}{D^3 B_L}$	$\frac{\text{m}}{\text{mm}}$	T_2 in Nm B_L in N/mm ² D in mm G in kg A in m ²
Gewicht	$\gamma = \frac{T_2}{G B_L}$	$\frac{\text{m mm}^2}{\text{kg}}$	
Verzahnungsfläche	$\alpha = \frac{T_2}{A^{3/2} B_L}$	$\frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}$	



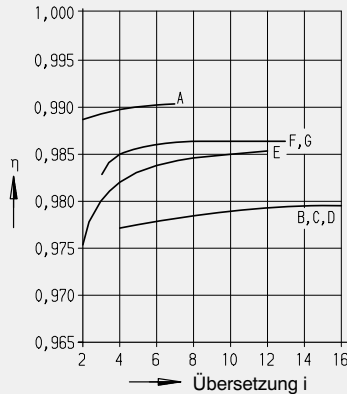
a) Auf Baugröße bezogenes Drehmoment



b) Auf Getriebegewicht bezogenes Drehmoment



c) Auf Verzahnungsfläche bezogenes Drehmoment



d) Vollast-Wirkungsgrad

Bild 22

Vergleiche für die Stirnradgetriebebauarten im Bild 21 in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung i . Erklärungen in Tabelle 7 sowie im Text.

Für alle in Bild 21 und 22 erklärten Getriebe gelten die gleichen Voraussetzungen. So liegt für alle Getriebe das Größenmaß D um den Faktor 1,15 höher als die Summe der Wälzkreisdurchmesser. Ähnliche Festlegungen gelten für Getriebehöhe und -breite. Auch die Gehäusewanddicke steht in einer festen Beziehung zum Größenmaß D /15/.

Bei gegebenem Drehmoment T_2 und mit nach Gl. (26) ermitteltem Lastwert B_L kann für eine gegebene Übersetzung i das Größenmaß D , das Getriebebewicht G und die Verzahnungsfläche A überschlägig aus Bild 22 bestimmt werden. Die Gewichte von Baukastengetrieben liegen aber in der Regel höher, da die Gehäusemaße nach anderen Gesichtspunkten festgelegt werden.

Bezogen auf Baugröße und Gewicht ist bei den Planetengetrieben F und G bei kleinen Übersetzungen i das Drehmoment am größten. Für Übersetzungen $i < 4$ wird anstelle des Sonnenrades das Planetenrad Kleinrad. Bauraum und Tragfähigkeit der Planetenradlager nehmen stark ab. Es ist üblich, für $i < 4,5$ die Planetenradlager im Planetenträger anzuordnen.

Bei Übersetzungen oberhalb $i \approx 7$ ist das auf Baugröße und Gewicht bezogene Drehmoment der Getriebe C und D, die nur außenverzahnte Räder haben, am größten. Das auf die Verzahnungsfläche bezogene Drehmoment liegt beim Planetengetriebe nur bei kleinen Übersetzungen günstiger als bei den übrigen Getrieben. Es ist aber zu berücksichtigen, dass innenverzahnte Hohlräder gegenüber außenverzahnten Rädern bei gleicher Fertigungsqualität einen größeren Herstellungsaufwand erfordern.

Die Vergleiche zeigen, dass es ein optimales Getriebe mit allen in sich vereinigenden Vorzügen über die gesamte Übersetzungsbreite nicht gibt. So ist das auf Baugröße und Gewicht bezogene Abtriebsdrehmoment beim Planetengetriebe am günstigsten, und zwar um so mehr, je kleiner die Übersetzung der Planetenstufe ist. Mit zunehmender Übersetzung nimmt jedoch das bezogene Drehmoment stark ab. Bei Übersetzungen oberhalb $i = 8$ liegen leistungsverzweigte Getriebe, die nur außenverzahnte Räder haben, günstiger, weil mit zunehmender Übersetzung bei diesen Getrieben das bezogene Drehmoment relativ schwach abfällt.

Hinsichtlich der Verzahnungsfläche bieten Planetengetriebe keine so großen Vorteile gegenüber leistungsverzweigten Getrieben mit nur außenverzahnten Rädern.

1.4.3.3 Wirkungsgrade

Beim Wirkungsgradvergleich, Bild 22 d, werden nur die Leistungsverluste in den Zahneingriffen berücksichtigt. Unter Vollast machen sie bei üblichen Stirnradgetrieben mit Wälzlagerungen etwa 85% des gesamten Leistungsverlustes aus. Der Wirkungsgrad als ein Maß für den Energie-

verlust folgt bei Leistungszufuhr an der Welle mit den Drehmomenten T_1 und T_2 aus der Beziehung

$$\eta = \left| \frac{1}{i} \frac{T_2}{T_1} \right| \quad (27)$$

Für alle in Bild 21 dargestellten Getriebe liegen die gleichen Zahnflankenreibungszahlen $\mu_z = 0,06$ zugrunde. Ferner werden nicht profilverschobene Räder sowie Ritzelzähnezahlen $z = 17$ für alle Getriebe einheitlich vorausgesetzt /15/, so dass Vergleichbarkeit gegeben ist.

Das einstufige Getriebe A hat den besten Wirkungsgrad. Da der Leistungsfluss bei den zweistufigen Getrieben B, C, D, E, F und G jeweils zwei Zahneingriffe passiert, liegen dort die Wirkungsgrade niedriger. Bei den Getrieben E, F und G ergeben die Innenradpaare aufgrund geringerer Gleitgeschwindigkeiten in den Zahneingriffen bessere Wirkungsgrade gegenüber den Getrieben B, C und D, die nur Außenradpaare haben.

Bei den Planetengetrieben F und G bewirkt die verlustfreie Kupplungsleistung eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades. Er liegt daher höher als der anderer vergleichbarer leistungsverzweigter Getriebe. Bei höheren Übersetzungen müssen aber mehr Planetenstufen hintereinander geschaltet werden, so dass der Vorteil des besseren Wirkungsgrades gegenüber Getrieben B, C und D wieder verloren geht.

1.4.3.4 Beispiel

Gegeben: Zwei hintereinander geschaltete Planetenstufen vom Typ F, Gesamtübersetzung $i = 20$, Abtriebsdrehmoment $T_2 = 3 \cdot 10^6$ Nm, Lastwert $B_L = 2,3$ N/mm². Ein Gewichtsminimum erhält man etwa bei einer Übersetzungsaufteilung von $i = 5 \cdot 4$ der schnelllaufenden und langsamlaufenden Stufe. Die Gewichte betragen nach Bild 22b mit $\gamma_1 = 30$ m mm²/kg und $\gamma_2 = 45$ m mm²/kg für die schnelllaufende Stufe ungefähr 10,9 t und für die langsamlaufende Stufe ungefähr 30 t, zusammen also 40,9 t. Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich aus Bild 22 d zu $\eta = 0,986 \cdot 0,985 = 0,971$.

Vergleicht man dagegen ein Getriebe vom Typ D mit gleicher Übersetzung $i = 20$ und dem gleichen Abtriebsdrehmoment $T_2 = 3 \cdot 10^6$ Nm, jedoch mit besserem Lastwert $B_L = 4$ N/mm², dann ist dieses Getriebe nach Bild 22 mit $\gamma = 11$ m mm²/kg und dem daraus folgenden Gewicht von 68,2 t sogar 67% schwerer. Dafür liegt der Wirkungsgrad η mit = 0,98 besser. Die beiden Planetenstufen vom Typ F haben zusammen gegenüber dem Getriebe von Typ D eine 45% höhere Verlustleistung. Außerdem herrscht in der Stufe mit $i = 4$ Raummangel für die Wälzlager der Planetenräder.

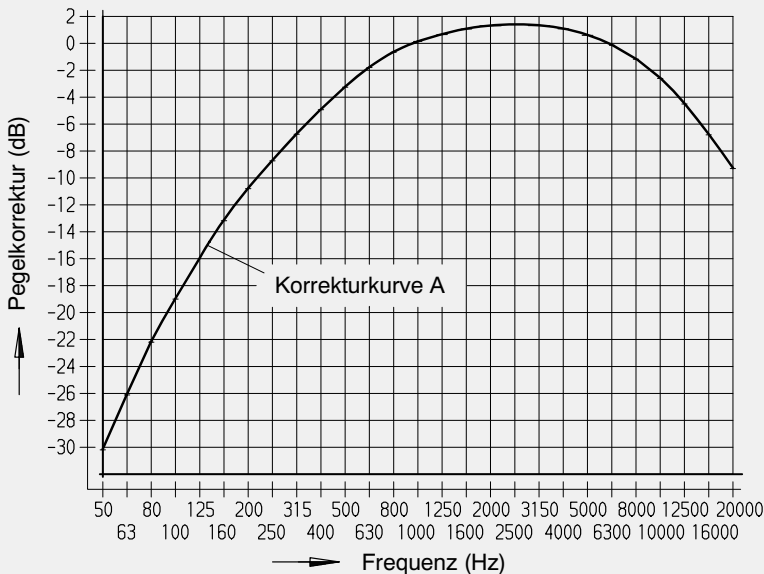


Bild 23
Korrekturkurve nach DIN 45635 /16/ zur A-Bewertung des Schallleistungspegels
bzw. des Schalldruckpegels

1.5 Getriebegeräusche

1.5.1 Definitionen

Ein Getriebegeräusch setzt sich wie alle anderen Geräusche aus Tönen verschiedener Frequenzen f zusammen.

Ein Stärkemaß ist der Schalldruck p . Er ist der Unterschied zwischen höchstem (bzw. niedrigstem) und mittlerem Druck in einer Luftschallwelle, die das Ohr erreicht.

Der Schalldruck kann für eine einzelne Frequenz oder als Zusammenfassung für einen Frequenzbereich (Einwertangabe) ermittelt werden. Er ist vom Abstand zur Schallquelle abhängig.

Im Allgemeinen werden nicht absolute Werte, sondern Verstärkungs- oder Pegelmaße in Bel (B) oder Dezibel (dB) benutzt.

Die Umrechnung der absoluten Werte erfolgt für den Schalldruck

$$L_p = 20 \cdot \log(p/p_0) \text{ [dB]} \quad (28)$$

und für die Schallleistung

$$L_W = 10 \cdot \log(P/P_0) \text{ [dB]} \quad (29)$$

Die Bezugswerte (z.B. p_0 und P_0) sind in DIN EN ISO 1683 festgelegt. Für den Schalldruck dient die Hörschwelle des Menschen bei 2 kHz als Bezugswert ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$). Für die Umrechnung der Schallleistung gilt ($P_0 = 10^{-12} \text{ W}$).

Um die unterschiedliche Empfindlichkeit des menschlichen Ohres bei den verschiedenen Frequenzen zu berücksichtigen, wird der physikalische Schalldruckwert bei den verschiedenen Frequenzen nach der Bewertungskurve A korrigiert, siehe Bild 23.

A-bewertete Größen werden gekennzeichnet, indem dem Formelzeichen ein Index "A" angehängt wird. (z.B. Schalldruck L_p , A-bewerteter Schalldruck L_{pA}).

Außer Schalldrücken an bestimmten Orten können Schallleistungen und Schallintensitäten einer gesamten Anlage bestimmt werden.

Von der Getriebeleistung wird ein sehr kleiner Teil in Schallleistung umgesetzt. Das geschieht im wesentlichen an den Zahneingriffen, aber auch an den Lagern, Lüfterflügeln oder durch Öl-bewegungen. Die Weiterleitung von den Quellen an die äußeren Getriebefflächen erfolgt hauptsächlich durch Körperschall (Materialschwingungen). Von den äußeren Oberflächen wird Luftschall abgestrahlt.

Die Schallleistung L_{WA} ist die von der Schallquelle emittierte und A-bewertete Schallleistung und damit eine von der Entfernung unabhängige Größe. Die Schallleistung kann wiederum in einen durchschnittlichen Schalldruck für einen bestimmten Ort umgerechnet werden. Der Schalldruck nimmt mit der Entfernung von der Schallquelle ab.

Die Schallintensität ist die durch eine senkrecht zur Abstrahlrichtung liegende Fläche hindurchtretende Schallleistung. Bei einer punktförmigen Schallquelle ergibt sie sich aus der Schallleistung L_W , dividiert durch die kugelförmige Hüllfläche $4 \cdot \pi \cdot r^2$, die die Schallquelle konzentrisch umgibt. Die Schallintensität ist wie der Schalldruck vom Abstand zur Schallquelle abhängig, im Gegensatz dazu aber eine gerichtete Größe.

Das Erfassungsgerät speichert den Schalldruck oder die Schallintensität über einen bestimmten Zeitraum und schreibt im Spektrum (Koordinatensystem) die dB-Werte in Frequenzbereichen (Bändern) auf.

Bei sehr kleinen Frequenzbereichen, z.B. 10 Hz oder 1/12 Oktaven, spricht man von Schmalbändern, siehe Bild 24.

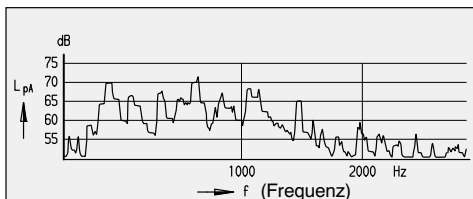


Bild 24
Schmalbandfrequenzspektrum für L_{pA}
(Schalldruckpegel, A-bewertet)
in 1 m Abstand von dem Getriebe)

Im Terzspektrum und im Oktavspektrum erscheinen Stufenbilder, siehe Bilder 25 und 26. Die Bandbreite ergibt sich im Terzspektrum (Spektrum mit 1/3 Oktaven) aus

$$f_o / f_u = \sqrt[3]{2}, \text{ d.h. } f_o / f_u = 1,26,$$

$$f_o = f_m \cdot 1,12 \text{ und } f_u = f_m / 1,12;$$

f_m = mittlere Bandfrequenz, f_o = obere Bandfrequenz, f_u = untere Bandfrequenz. Bei Oktaven ist die obere Bandfrequenz doppelt so groß wie die untere bzw.

$$f_o = f_m \cdot 1,41 \text{ und } f_u = f_m / 1,41.$$

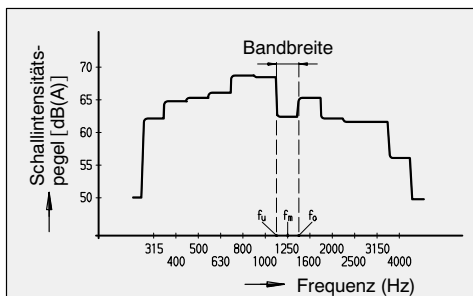


Bild 25
Terzspektrum eines Getriebes
(Schallintensitätspegel, A-bewertet)

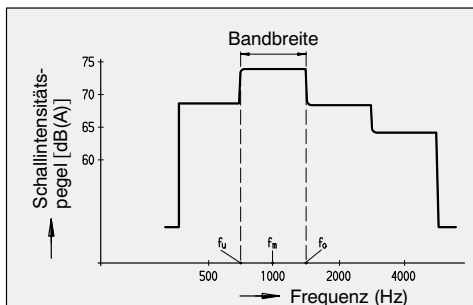


Bild 26
Oktavspektrum eines Getriebes
(Schallintensitätspegel, A-bewertet)

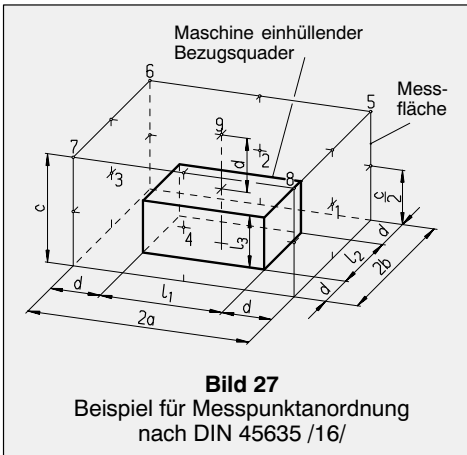
Der Summenpegel ist eine (aus Einzelpegeln des erfassten Frequenzbereiches durch logarithmische Addition sich ergebende) Einwertangabe. Der Summenpegel ist der übliche Ausgabewert für Getriebegegeräusche. Der Schalldruckpegel gilt für einen bestimmten Abstand, im Allgemeinen 1 m von der Gehäuseoberfläche als idealisiertem Quader.

1.5.2 Messungen

Die wesentliche Geräuschemissionskenngröße ist der Schallleistungspegel.

1.5.2.1 Ermittlung über Schalldruck

In DIN 45635 Teil 1 und Teil 23 ist angegeben, wie die Schallleistungspegel eines konkreten Getriebes zu ermitteln sind /16/. Dazu werden Schalldruckpegel L_{pA} an festgelegten Punkten rund um das Getriebe gemessen und auf Schallleistungspegel L_{WA} umgerechnet. Eine Hilfsgröße ist das Messflächenmaß L_S , welches von der Summe der Messflächen abhängig ist. Wenn das Getriebe auf schallharter Unterlage steht, wird der Boden nicht berücksichtigt, Beispiel siehe Bild 27.



Um tatsächlich nur die Geräuschabgabe des Getriebes zu finden, müssen Korrekturen für Fremdgeräusche und Raumeinfluss angesetzt werden. Sie werden durch Messung von Hintergrundgeräuschen (verursacht durch die Geräusche der Nachbarmaschinen) und Raumeigenschaften (Nachhallzeit, Raumresonanzen) abgeschätzt und fließen als Korrekturfaktoren in die Schallleistungsberechnung ein. Werden die Hintergrundgeräusche zu groß (Grenzwerte für Korrekturfaktor erreicht), kann das Verfahren aufgrund ungenügender Genauigkeit nicht mehr angewendet werden.

1.5.2.2 Ermittlung über Schallintensität

Mit einer besonderen Messsonde, in der 2 Mikrofone sich gegenüberliegen, wird die Getriebeoberfläche rundherum in einem kleinen Abstand von z.B. 10 cm von Hand überfahren (abgestrichen). Über die vorgegebene Zeit, z.B. 2 min, werden die Pegel gemittelt. Die so ermittelte Schallintensität stellt den mittleren Schallenergiefluss dar, der durch die gescannte Fläche tritt. Die Schallleistung lässt sich bestimmen, indem

die Schallintensität mit der gescannten Oberfläche multipliziert wird. Das Verfahren ist in DIN EN ISO 9614-2 genormt. Aufgrund der besonderen Eigenschaft der Messsonde, die Schalleinfallsrichtung bestimmen zu können, lassen sich Hintergrundgeräusche sehr einfach eliminieren.

Die Resultate stimmen mit den nach DIN 45635 ermittelten Werten überein. Aufgrund der geringeren Empfindlichkeit für Störgeräusche ist das Schallintensitätsverfahren in der Regel genauer (geringere Messunsicherheit) und auch bei starken Hintergrundgeräuschen (z.B. in Industrieanlagen) anwendbar.

1.5.3 Vorhersagen

Der Schallleistungspegel eines zu bauenden Getriebes ist nicht genau vorausberechenbar. Man kann sich aber auf Erfahrungen stützen. Anhaltswerte gibt z.B. die VDI-Richtlinie 2159 /17/. Auch Getriebehersteller haben vielfach eigene Aufzeichnungen.

Grundlagen für die VDI-Richtlinie sind Messungen an einer großen Zahl von Industriegetrieben. Haupteinflussgrößen für Getriebegeräusche sind Getriebetyp, durchgesetzte Leistung, Herstellqualität und Drehzahlen. VDI 2159 unterscheidet nach Stirnradgetrieben mit Wälzlager, siehe Bild 28, Stirnradgetrieben mit Gleitlagern (Turbogetriebe), Kegelrad- und Kegelstirnradgetrieben, Planetengetrieben und Schneckengetrieben. Desweiteren bietet die Richtlinie Angaben zu stufenlosen Antrieben.

Bild 28 zeigt beispielhaft ein Emissionskennfeld für Stirnradgetriebe. Ähnliche Kennfelder gibt es auch für die anderen genannten Getriebetypen. Innerhalb der Kennfelder sind 50%- und 80%-Linien eingezeichnet. Z.B. bedeutet die 80%-Linie, dass 80% der erfassten Industriegetriebe im Geräusch niedriger liegen.

Die Linien werden durch mathematische Gleichungen erfasst. Die Gleichungen für die 80%-Linien lauten nach VDI 2159:

Getriebetypen	Schallleistungs-Summenpegel L_{WA}
Wälzlager-Stirnradgetriebe	$77,1 + 12,3 \cdot \log P / \text{kW (dB)}$
Gleitlager-Stirnradgetriebe	$85,6 + 6,4 \cdot \log P / \text{kW (dB)}$
Kegelrad-, Kegelstirnradgetriebe	$71,7 + 15,9 \cdot \log P / \text{kW (dB)}$
Planetengetriebe	$87,7 + 4,4 \cdot \log P / \text{kW (dB)}$
Schneckengetriebe	$65,0 + 15,9 \cdot \log P / \text{kW (dB)}$

Einschränkungen siehe VDI 2159.

Typ: Außenverzahnte Stirnradgetriebe mit überwiegend (> 80%) folgenden charakteristischen Eigenschaften

Gehäuse: Gussgehäuse

Lagerung: Wälzlager

Schmierung: Tauchschmierung

Aufstellung:

starr auf Stahl bzw. auf Beton

Leistung: 0,7 bis 2400 kW

Antriebsdrehzahl (= max. Drehzahl):

1000 bis 5000 min⁻¹ (meist 1500 min⁻¹)

Max. Umfangsgeschwindigkeit:

1 bis 20 ms⁻¹

Abtriebsdrehmoment:

100 bis 200 000 Nm

Anzahl Getriebestufen: 1 bis 3

Angaben zur Verzahnung:

Schnellste Stufe schrägverzahnt

(β = 10° bis 30°), gehärtet,

feinbearbeitet, DIN Qualität 5 bis 8

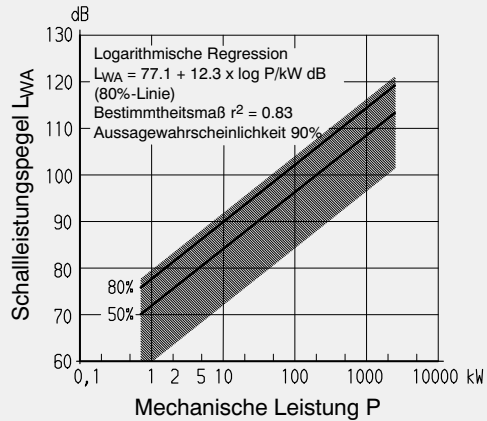


Bild 28

Emissionskennfeld für Stirnradgetriebe (Industriegetriebe) nach VDI 2159 /17/

Zur Berechnung eines Schalldruckpegels aus den angegebenen Schallleistungswerten kommt ein Verfahren zum Einsatz, das mit dem Messverfahren in DIN 45635 vergleichbar ist. Dabei wird angenommen, dass die Schallenergie vom Objekt in alle Richtungen gleichförmig abgestrahlt wird und sich ungehindert ausbreiten kann (freie Schallausbreitung). Diese Annahme führt zum so genannten Messflächen-Schalldruckpegel, dem mittleren Schalldruck in einem festgelegten Abstand vom Getriebe.

Der Messflächen-Schalldruckpegel L_{pA} in 1 m Abstand errechnet sich aus dem Schallleistungs-Summenpegel zu

$$L_{pA} = L_{WA} - L_S \text{ (dB)} \quad (30)$$

$$L_S = 10 \cdot \log S \text{ (dB)} \quad (31)$$

S = Summe der gedachten, das Getriebe in 1 m Abstand umhüllenden Flächen (m²) (idealisierte Quader)

Angabebeispiel für $P = 100$ kW bei einem 2-stufigen Stirnrad-Wälzlagergetriebe der Größe 200 (Achsabstand der 2. Stufe in mm) in Standard-Qualität:

„Der Schallleistungspegel, ermittelt nach DIN 45635 (Schalldruckmessung) oder nach der Schallintensitäts-Messmethode beträgt 102 ± 3 dB (A). Raum- und Ankoppelungseinflüsse sind nicht berücksichtigt. Wenn Messungen vereinbart werden, finden sie auf dem Prüfstand des Herstellers statt.“

Anmerkung:

Für dieses Beispiel errechnet sich bei 1 m Abstand mit einer Messfläche $S = 21$ m² und einem Messflächenmaß $L_S = 13,2$ dB ein Messflächen-schalldruckpegel von $102 - 13,2 \approx 89$ dB (A), Toleranz ± 3 dB. (Messfehler nach DIN EN ISO 9614-2 für Messungen im Industrieumfeld mit Genauigkeitsklasse 2).

Einzelpegel in einem Frequenzspektrum sind für Getriebe wegen der Vielzahl der Einflussgrößen nicht sicher vorherzusagen.

1.5.4 Beeinflussungsmöglichkeiten

Durch die Wahl anderer als der Standard-Geometrien und durch besondere Zahnmodifikationen (siehe Abschnitt 1.2.5) können Getriebe-geräusche günstig beeinflusst werden. Ein solches Vorgehen zieht in manchen Fällen bei gleicher Baugröße eine Minderung der Leistungsfähigkeit (z.B. Modulverkleinerung), auf jeden Fall aber besonderen konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand nach sich. Von Bedeutung sind auch Gehäusegestaltung, Massenverteilungen, Wälzlagerbauarten, Schmierung und Kühlung.

Manchmal bleibt nur der Weg über eine Kapselung der Getriebe, durch die üblicherweise je nach Bedingungen 10 bis 25 dB Verringerung der Summenpegel möglich ist.

Es ist darauf zu achten, dass nicht über gekoppelte Elemente (Kupplungen, Befestigung) Körperschall an andere Stellen gelangt, von wo wieder Luftschall abgestrahlt wird.

Eine Schallschutzhaube behindert allerdings nicht nur die Luftschallausbreitung, sondern auch die Wärmeabgabe eines Getriebes und benötigt mehr Platz.

Wellenkupplungen	Seite
Allgemeine Grundlagen	116
Drehsteife Kupplungen, Elastische Nockenkupplungen, Elastische Klauenkupplungen	117
Hochelastische Reifenkupplungen, Hochelastische Gummireifenkupplungen, Hochelastische Gummischeibenkupplungen, Elastische Bolzenkupplungen	118
Ganzstahlkupplungen, Sicherheitskupplungen, Turbokupplungen, Composite Kupplungen	119
Miniaturkupplungen, Zahnkupplungen, Lamellenschaltkupplungen	120
Strömungskupplungen, Überholkupplungen, Drehmomentbegrenzer	121
Kupplungen für Pumpenantriebe	122
Kupplungssysteme für Schienenfahrzeuge	123
Kupplungssysteme für Windkraftanlagen	124

Wellenkupplungen

Allgemeine Grundlagen

Starre und drehelastische Kupplungen

2. Wellenkupplungen

2.1 Allgemeine Grundlagen

In Maschinenanlagen werden die Antriebe aus Einzelkomponenten wie Antriebsmaschine, Getriebe, Wellen und Arbeitsmaschine aufgebaut. Die Verbindung dieser Komponenten erfolgt durch Kupplungen. Die Aufgaben der Kupplungen sind:

- Übertragung von Drehbewegung und Drehmoment
- Ausgleich von Wellenverlagerungen (Radial, Axial, Winkel)
- Verminderung der Drehschwingungsbelastung, Beeinflussung und Verschiebung der Resonanzlagen

- Dämpfung von Drehmoment- und Geschwindigkeitsstößen
- Unterbrechung der Drehbewegung (Schaltkupplung)
- Begrenzung des Drehmomentes (Sicherheitskupplung)
- Schallisolierung
- Elektrische Isolierung

Die Vielfalt möglicher Kupplungsvarianten ist in der Übersicht Bild 29 dargestellt. Die Kupplungen unterscheiden sich nach den beiden Hauptgruppen nicht schaltbar und schaltbar.

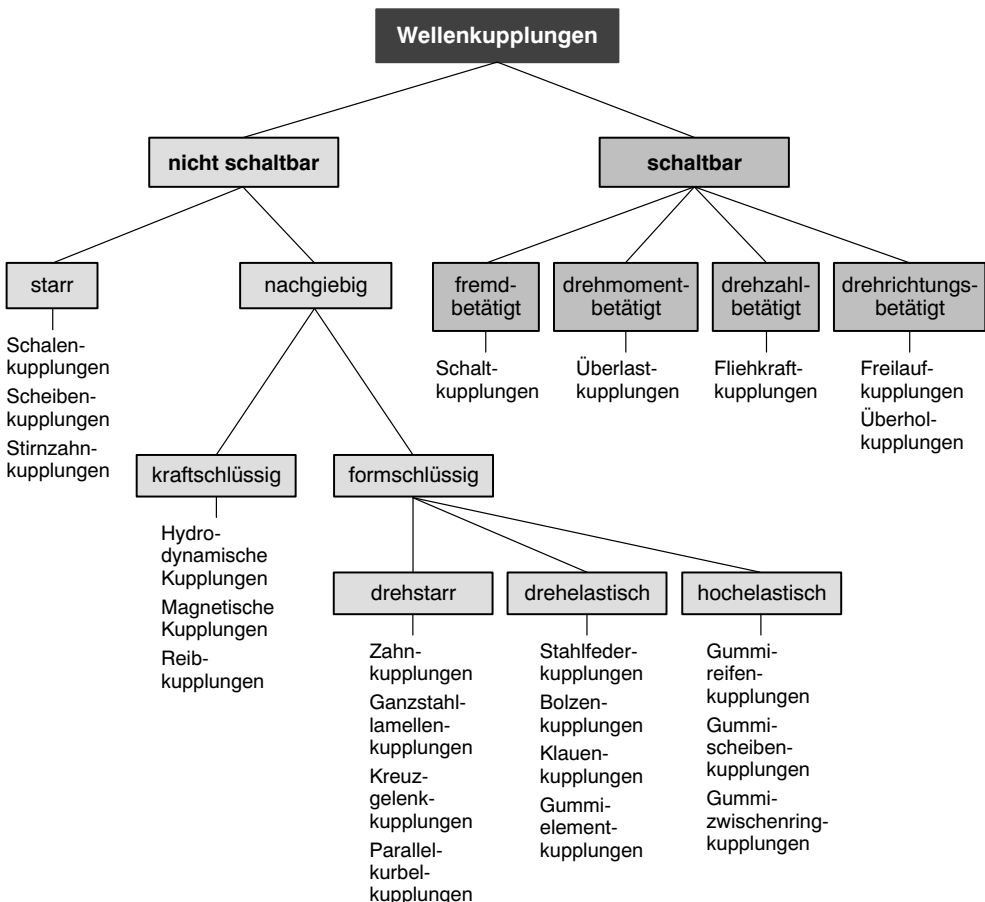


Bild 29
Übersicht möglicher Bauformen von Wellenkupplungen

Wellenkupplungen

Drehsteife Kupplungen, Elastische Nockenkupplungen,
Elastische Klauenkupplungen

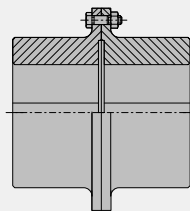
Scheibenkupplungen

Drehsteife Kupplungen

Verbindet zwei Wellenenden drehsteif und genau zentrisch miteinander • sind geeignet für schwerbeanspruchte Wellen • unterliegen keinem Verschleiß und sind wartungsfrei • sind für beide Drehrichtungen zu verwenden

Nenndrehmoment: 1 300 ... 180 000 Nm

auf Anfrage



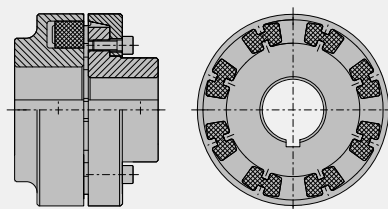
N-EUPEX

Elastische Nockenkupplungen

Universell einsetzbare Kupplung zum Ausgleich von Wellenverlagerungen • größtmögliche Betriebssicherheit da **durchschlagsicher** • geeignet für Steckmontage und vereinfachte Montage bei dreiteiliger Ausführung

Nenndrehmoment: 19 ... 62 000 Nm

Katalog MD 10.1



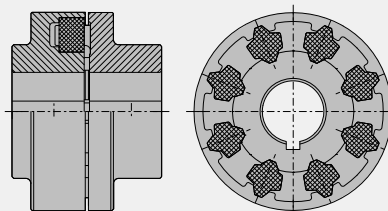
N-EUPEX-DS

Elastische Nockenkupplungen

Trennen von An- und Abtrieb bei Ausfall der elastischen Elemente (**ohne Durchschlagsicherung**) • universell einsetzbar, da mit allen Teilen des N-EUPEX-Programms kombinierbar

Nenndrehmoment: 19 ... 21 200 Nm

Katalog MD 10.1



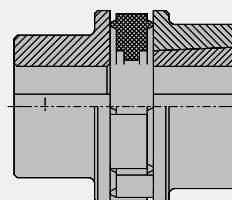
BIPEX

Elastische Klauenkupplungen

Durchschlagsichere Universalkupplung • sehr kompakte Konstruktion, hohe Leistungsdichte • bestens geeignet für Steckmontage und Laterneneinbau • auch mit Taper-Buchse für einfache Montage und Bohrungsanpassung

Nenndrehmoment: 13.5 ... 3 700 Nm

Katalog MD 10.1



Wellenkupplungen

Hochelastische Reifenkupplungen, Hochelastische Gummireifenkupplungen, Hochelastische Gummischeibenkupplungen, Elastische Bolzenkupplungen

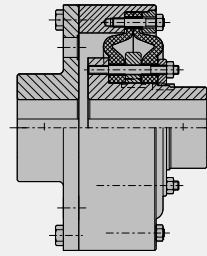
ELPEX

Hochelastische Reifenkupplungen

Verdrehspeelfreie Kupplung • einsetzbar auch bei großen Wellenversetzungen • dynamisch hoch beanspruchbar, gute Dämpfungseigenschaften

Nennndrehmoment: 1 600 ... 90 000 Nm

Katalog MD 10.1



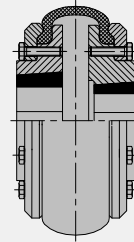
ELPEX-B

Hochelastische Gummireifenkupplungen

Verdrehspeelfreie Kupplung • Ausgleich von sehr großem Wellenversatz • der Gummireifen kann sehr leicht ohne Verschieben der gekuppelten Maschinen gewechselt werden • einfache Montage auf den Anschlusswellen mit Taper-Buchse

Nennndrehmoment: 24 ... 14 500 Nm

Katalog MD 10.1



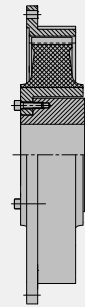
ELPEX-S

Hochelastische Gummischeibenkupplungen

Zur Koppelung von Maschinen mit stark ungleichförmigem Drehmomentverlauf • sehr einfache Steckmontage • Wechsel der Gummischeibenelemente ohne Verschieben der gekuppelten Maschinen möglich • Flansch mit Abmessungen nach SAE J620d

Nennndrehmoment: 330 ... 63 000 Nm

Katalog MD 10.1



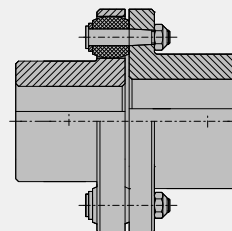
RUPEX

Elastische Bolzenkupplungen

Durchschlagsichere Universalkupplung für mittlere bis höchste Drehmomente mit guter Verlagerungsmöglichkeit • kompakte Konstruktion, geringe Gewichte und Massenträgheitsmomente • geeignet für Steckmontage

Nennndrehmoment: 200 ... 1 300 000 Nm

Katalog MD 10.1



Wellenkupplungen

Ganzstahlkupplungen, Sicherheitskupplungen,
Turbokupplungen, Composite Kupplungen

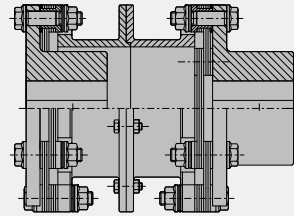
ARPEX - ARS (ARF / ARC / ARW)

Ganzstahlkupplungen

Spielfreie, drehstarre Kupplung • Ausgleich radialer, winkliger und axialer Wellenverlagerung durch zwei flexible Lamellenpakete • Pakete aus nicht rostendem Federstahl • einfache Montage der Kupplung durch kompakte Lamellenpakete • Baukastensystem: viele Standardbauarten durch Kombination von Standardbauteilen

Nenndrehmoment: 92 ... 1 450 000 Nm

Katalog MD10.1



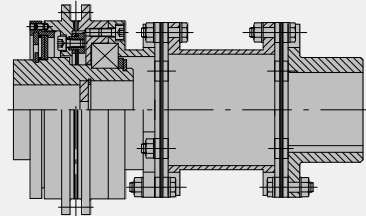
ARPEX - AKR

Sicherheitskupplungen

Sowohl bei langsam als auch bei schnell steigendem Drehmoment trennt die Sicherheitskupplung bei Erreichen des Abschaltmoments die gekoppelten Aggregate • nach dem Schaltvorgang sind die beiden Kupplungshälften berührungsfrei, so dass ein verschleißfreier Auslauf erfolgen kann

Nenndrehmoment: 10 ... 75 000 Nm

Katalog MD10.11



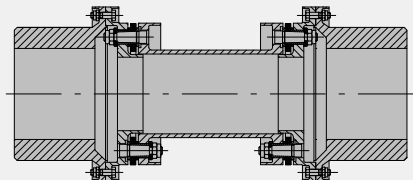
ARPEX - ART

Turbokupplungen

Wurden für den Einsatz in der Energietechnik, der petrochemischen Industrie und in Schiffsantrieben entwickelt • Einsatzmöglichkeiten in allen hochtourigen Anwendungen, wo eine zuverlässige Drehmomentübertragung bei gleichzeitiger Wellenverlagerung verlangt wird • entsprechen den Anforderungen der API 671

Nenndrehmoment: 1 000 ... 535 000 Nm

Katalog MD10.9



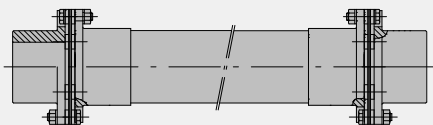
ARPEX - ARS Composite

Composite Kupplungen

Korrosionsbeständige, extrem leichte Kupplung für Antriebe mit großen Wellenabständen (z.B. Kühlturm-lüfter) • bis zu 6 Meter ohne zusätzliche Lagerung der Hülse möglich • einfache Handhabung und Montage • wartungs- und verschleißfrei • schwingungsarm

Nenndrehmoment: 1 250 ... 7 600 Nm

Katalog MD10.5



Wellenkupplungen

Miniatürkupplungen, Zahnkupplungen,
Lamellenschaltkupplungen

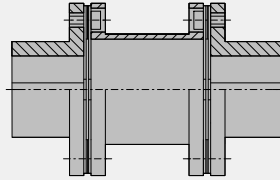
ARPEX - ARM

Miniatürkupplungen

Einsatz in Antriebsfällen mit sehr kleinen Drehmomenten • Einsatzgebiete: Regel- und Steueranlagen, Werkzeugmaschinen, Computertechnik, Tachuantriebe, Mess- und Zählwerke, Druck- und Verpackungsmaschinen, Schritt- und Servomotoren, Prüfstände

Nenndrehmoment: 5 ... 25 Nm

Katalog MD 10.10



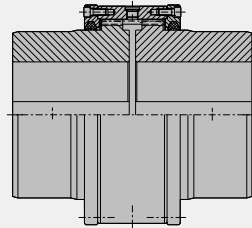
ZAPEX-ZW

Zahnkupplungen

Doppelgelenkige Kupplung gleicht Winkelabweichungen, Parallel- und Axialversatz aus • Langzeitschmierung durch konstruktive Maßnahmen und Einsatz spezieller Dichtungen • kleine Abmessungen, einsetzbar bei hoher Stoßbelastung • in vielfältigen Bauformen und Varianten erhältlich

Nenndrehmoment: 1 300 ... 7 200 000 Nm

Katalog MD 10.1



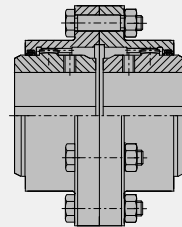
ZAPEX-ZN

Zahnkupplungen

Bedarfs- und Leistungsoptimierte Kupplung mit höchstem Drehmoment und größter Bohrung für besonders raue Betriebsbedingungen • Doppelgelenkige Kupplung gleicht Winkelabweichungen, Parallel- und Axialversatz aus • geringe Rückstellkräfte bei Wellenversatz • kleine Abmessungen, einsetzbar bei hoher Stoßbelastung, mit großen Sicherheitsreserven

Nenndrehmoment: 1 020 ... 162 500 Nm

Katalog MD 10.1



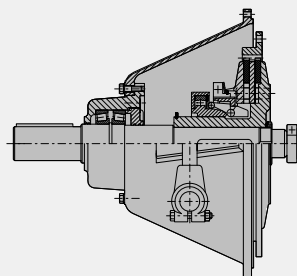
PLANOX

Lamellenschaltkupplungen

Konstante Drehmomentübertragung durch federnde Anpressung • viele Einsatzmöglichkeiten durch mechanische, elektrische, pneumatische oder hydraulische Schalteinrichtungen • Schutz gegen Überlastung eines Antriebes

Nenndrehmoment: 10 ... 30 000 Nm

auf Anfrage



Wellenkupplungen

Strömungskupplungen, Überholkupplungen,
Drehmomentbegrenzer

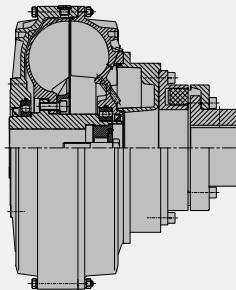
FLUDEX

Strömungskupplungen

Sanftes und stoßfreies Anfahren und Beschleunigen großer Massen bei entlastetem Motoranlauf • Drehmomentbegrenzung beim Anfahren und im Überlastfall • ausgezeichnete Schwingungstrennung und Stoßdämpfung • verschleißfreie Drehmomentübertragung

Nennleistungen: 0,5 ... 2 500 kW

Katalog MD10.1



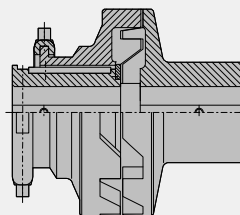
UZWN

Überholkupplungen

Überholkupplungen gestatten den Antrieb von Wellen und Maschinen, zuerst mit einem Hilfsantrieb mit niedriger Drehzahl für das Anlaufen, und dann mit dem Hauptantrieb mit höherer Drehzahl für den Vollbetrieb, wobei durch Überholung der Hilfsantrieb abgeschaltet wird.

Nenn Drehmoment: 9 000 ... 100 000 Nm

Maßzeichnung M 495



Zertifiziert entsprechend Richtlinie 94/9/EG (ATEX 95)

Diese Kupplung ist besonders für den Einsatz in explosionsfähiger Umgebung geeignet

SECUREX

Drehmomentbegrenzer

Siemens bietet mit SECUREX ein einzigartiges Baukastenprogramm an mechanischen Sicherheitskupplungen. Durch vielfältige Kombinationsmöglichkeiten von Standardbauteilen können die Funktionen **Überlast absichern** und **Wellenversatz ausgleichen** mit nur einer kompakten Einheit erfüllt werden.

Siemens bündelt mit SECUREX jahrzehntelang erworbene Erfahrung sowohl im Bereich Überlastschutz als auch beim Ausgleich von Wellenverlagerungen zu einem Produktprogramm.

SECUREX baut auf dem breiten Sortiment an FLENDER Standardkupplungen verschiedener Grundbauarten in Kombination mit standardisierten Sicherheitselementen auf. So können kostengünstige Kupplungslösungen realisiert werden.

Siemens konzentriert sich mit diesem SECUREX-Baukastensystem auf seine Kernkompetenz im Drehmomentenbereich bis 1.500.000 Nm und schöpft damit aus seinem reichen Fundus an applikations- und produktbezogenem Know-How (z.B. Rutschablen im Windenergiebereich, Brechbolzenlösungen im Walzwerksbereich, Abschaltkupplungen in Extruderanlagen, usw.).

Katalog K 440

Kupplungen für Pumpenantriebe

N-EUPEX

Elastische Nockenkupplungen

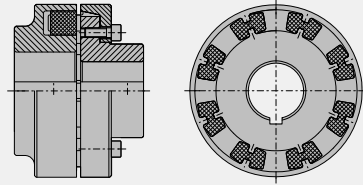
- Millionenfach bewährtes Antriebselement in Pumpenantrieben
- Preiswert, zuverlässig, weltweit verfügbar
- Vollständiges, anwendungsorientiertes Sortiment! Neben der durchschlagsicheren Standardausführung ist auch eine - speziell für den Ex-Bereich entwickelte - durchschlagende Variante verfügbar

Bauarten B / BDS - zweiteilige Ausführung

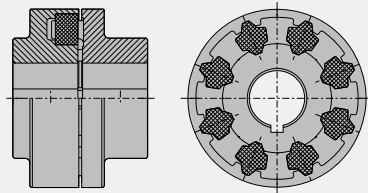
Bauarten A / ADS - dreiteilige Ausführung

Bauarten H / HDS - Ausführung mit Ausbaustück

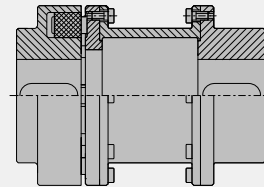
Zertifiziert nach Richtlinie 94/9/EG (ATEX 95)



Bauart A



Bauart BDS



Bauart H



Katalog MD10.1

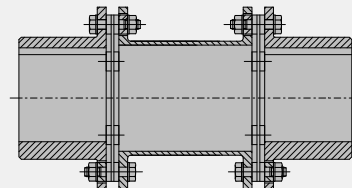
ARPEX - ARP

Ganzstahlkupplungen

Wurden speziell für den Einsatz in Pumpenantrieben entwickelt

- Entsprechen den Anforderungen der API 610
- Ausführung nach API 671, "NON SPARKING" und zertifiziert nach Richtlinie 94/9/EG (ATEX 95) ebenfalls lieferbar

Nenndrehmoment: 100 ... 17 000 Nm



Katalog MD10.1

Kupplungssysteme für Schienenfahrzeuge

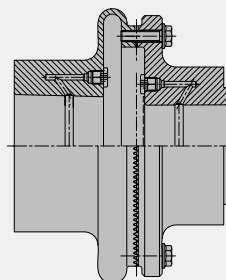
Antriebskupplungen

Membrankupplung, Bauart MBG

- Ganzstahl-Membrankupplung zur Verbindung von Motor und Getriebe
- Spielfrei, Ausgleich von relativ geringem Wellenversatz

Max. Nenndrehmoment: 3 425 Nm

Max. Wellendurchmesser: 86 mm

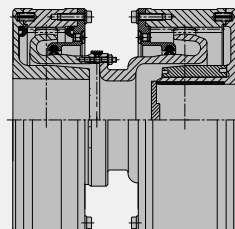


Bahn-Zahnkupplung, Bauart ZBG

- Doppelgelenkige fettgeschmierte Zahnkupplung zwischen Motor und Getriebe
- Ausgleich von extrem hohem Wellenversatz
- Zwischenstück geteilt mit balliger Außenverzahnung

Max. Nenndrehmoment: 15 000 Nm

Max. Wellendurchmesser: 100 mm



auf Anfrage

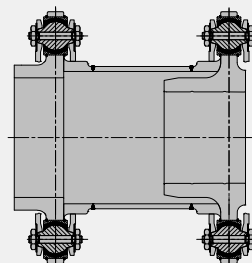
Abtriebskupplungen

Gummi-Kugelgelenkkupplung Bauart GKG

- Doppelgelenkige elastische spielfreie Kupplung zwischen Achsgetriebe und Triebachse
- Verschleiß- und wartungsarm
- Ausgleich von extrem großem Wellenversatz bei geringen Rückstellkräften

Max. Nenndrehmoment: 13 440 Nm

Max. Wellendurchmesser: 260 mm



auf Anfrage

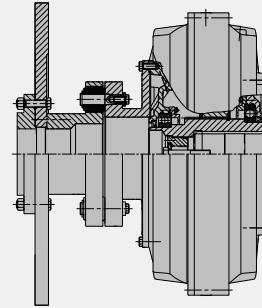
Kupplungssysteme für Windkraftanlagen

FLUDEX

Strömungskupplungen in Kombination mit anderen Kupplungen

- Strömungskupplung mit Schlupf zwischen 2 und 3%. Drehmomentspitzen durch Windböen werden geglättet
- Kombination mit RUPEX-Kupplung bei geringem Wellenversatz
- Kombination mit Gummi-Kugelgelenkkupplung oder ARPEX-Kupplung bei großem Wellenversatz

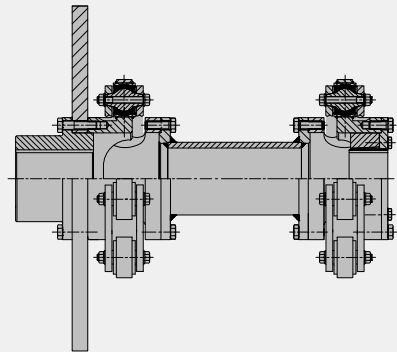
auf Anfrage



Gummi-Kugelgelenkkupplungen Bauart GKGW mit Bremsscheibe

- Gummielastische Kugellager für extremen Wellenversatz zwischen Getriebe und Generator
- Sehr geringe Rückstellkräfte
- Elektrisch und Körperschall isolierend
- Verschleißteile und Kupplung sind demontierbar ohne den Generator zu verschieben
- Optional mit drehmomentbegrenzender Rutschnabe

auf Anfrage

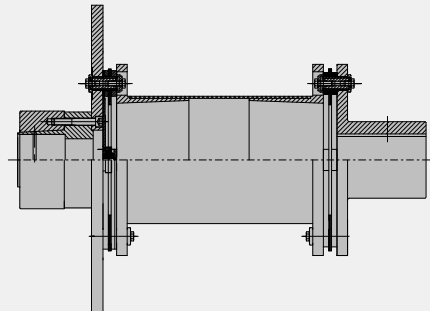


ARPEX

Ganzstahl-Lamellenkupplungen

- Ausführung mit 6-eck oder 4-eck Lamellen für sehr große Wellenversatzwerte
- Optional mit Rutschnabe zur Begrenzung der Drehmomentbelastung bei Generatorkurzschluss
- Leichtbauendes Zwischenstück aus Glasfaser-Verbundwerkstoff zur Blitzschutzisolation
- Konusverschraubung der Lamellenpakete zur vereinfachten Montage

auf Anfrage



Schwingungen	Seite
Formelzeichen und Einheiten	126
Allgemeine Grundlagen	127 – 129
Lösungsansatz für einfache Drehschwinger	129 + 130
Lösung für Bewegungsdifferentialgleichung	130 + 131
Formeln für die Schwingungsberechnung	131
Begriffe, Formelzeichen und Einheiten	132
Formeln für die Schwingungsberechnung	133 – 135
Schwingungsbeurteilung	135 + 136

Schwingungen

Formelzeichen und Einheiten

a	m	Länge des Lastüberhanges
A	m ²	Fläche eines Querschnittes
A	m, rad	Amplitude der Schwingung
A _D ; A _e		Dämpfungsarbeit, elastische Arbeit
c	Nm/rad	Drehsteifigkeit
c'	N/m	Translations-, Biegesteifigkeit
d	m	Durchmesser
d _i	m	Innendurchmesser
d _a	m	Außendurchmesser
D	–	Dämpfungsgrad (Lehrsche Dämpfung)
D _m	m	Mittlerer Windungsdurchmesser (Schraubenfeder)
e =	2,718	Euler'sche Zahl
E	N/m ²	Elastizitätsmodul
f, f _e	Hz	Frequenz, Eigenfrequenz
f	m	Durchbiegung unter Last
F	N	Kraft
F (t)	N	Zeitlich veränderliche Kraft
G	N/m ²	Schubmodul
i	–	Übersetzung
i _F	–	Anzahl der Windungen (Schraubenfeder)
I _a	m ⁴	Axiales Flächenmoment 2. Grades
I _p	m ⁴	Polares Flächenmoment 2. Grades
J, J _i	kgm ²	Massenträgheitsmoment
J*	kgm ²	Reduziertes Massenträgheitsmoment eines Zweimassenschwingers
k	Nms/rad	Geschwindigkeitsproportionale Dämpfung bei Torsionsschwingungen
k'	Ns/m	Geschwindigkeitsproportionale Dämpfung bei Translations- und Biegeschwingungen
l	m	Länge, Lagerabstand
m, m _i	kg	Masse
M (t)	Nm	Zeitlich veränderliches Erregermoment
M ₀	Nm	Momentenamplitude
M ₀ *	Nm	Reduzierte Momentenamplitude beim Zweimassenschwinger
n _e	1/min	Eigenfrequenz (Schwingungen pro Minute)
n ₁ ; n ₂	min ⁻¹	Antriebsdrehzahl, Abtriebsdrehzahl
q	–	Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Wellenmasse bei Berechnung der Biegeeigenfrequenz
t	s	Zeit
T	s	Periodendauer einer Schwingung

T	Nm	Drehmoment
V	m ³	Volumen
V	–	Vergrößerungsfunktion, Verhältnis der dynamischen zur statischen Belastung
x	m	Wegkoordinate (Translation, Biegung)
$\hat{x}$	m	Wegamplitude
α	rad	Phasenwinkel
γ	rad	Phasenwinkel bei freier Schwingung
δ	1/s	Abklingkonstante
ε	rad	Phasenverschiebungswinkel bei erzwungener Schwingung
η	–	Frequenzverhältnis der Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz
λ _i	–	Eigenwertfaktor für i-te Eigenfrequenz
Λ	–	Logarithmisches Dekrement
π =	3,14159	Verhältnis Kreisumfang zum Durchmesser
ρ	kg/m ³	Spezifische Dichte
φ, φ _i	rad	Drehwinkel
$\hat{\phi}$	rad	Winkelamplitude einer Schwingung
$\dot{\phi}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit (erste zeitliche Ableitung φ)
$\ddot{\phi}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung (zweite zeitliche Ableitung von φ)
φ _h	rad	Schwingwinkel der freien Schwingung (homogene Lösung)
φ _p	rad	Schwingwinkel der erzwungenen Schwingung (partikuläre Lösung)
$\hat{\phi}_p$	rad	Winkelamplitude der erzwungenen Schwingung
$\hat{\phi}_{stat}$	rad	Winkelamplitude der erzwungenen Schwingung bei Belastung (φ = 0)
ψ	–	Verhältnismäßige Dämpfung nach DIN 740 /18/
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit, Eigenkreisfrequenz der gedämpften Schwingung
ω ₀	rad/s	Eigenkreisfrequenz der ungedämpften Schwingung
Ω	rad/s	Kreisfrequenz der Erregerschwingung

Bemerkung: Die Einheit rad (= Radiant) kann durch 1 ersetzt werden.

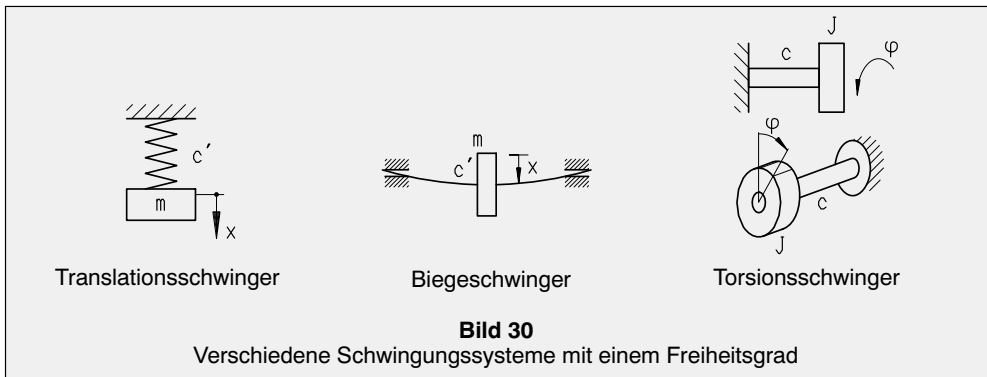
3. Schwingungen

3.1 Allgemeine Grundlagen

Schwingungen sind mehr oder weniger regelmäßig erfolgende zeitliche Schwankungen von Zustandsgrößen. Der Zustand eines schwingenden Systems kann durch geeignete Größen wie Weg, Winkel, Geschwindigkeit, Druck, Temperatur, elektrische Spannung/Strom und ähnliche gekennzeichnet werden.

Ein mechanisches Schwingungssystem besteht in der einfachsten Form aus einer Masse und einer eingespannten Feder, wobei die Masse als kinetischer und die Feder als potentieller Ener-

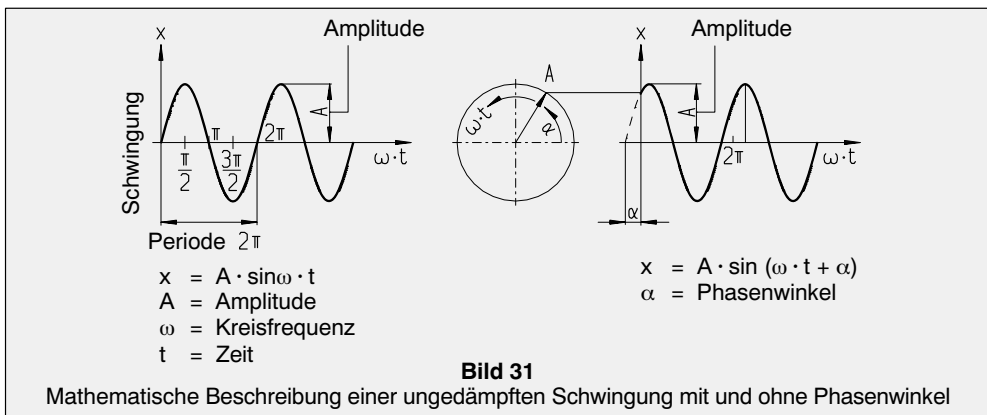
giespeicher fungieren, vgl. Bild 30. Bei einem Schwingungsvorgang kommt es zu einer periodischen Umwandlung von potentieller in kinetische Energie und umgekehrt, d.h. die Bewegungsenergie der Masse und die in der Feder gespeicherte Energie werden in bestimmten Zeitabschnitten ausgetauscht. Je nach der Bewegungsart der Masse unterscheidet man Translations- (Biege-) und Drehschwingungssysteme sowie gekoppelte Schwingungssysteme, in denen Translations- und Drehschwingungen gleichzeitig auftreten und sich gegenseitig beeinflussen.



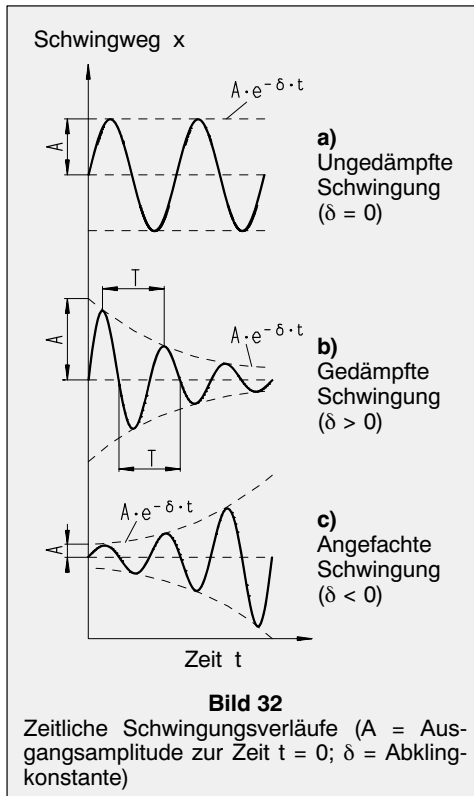
Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal für die Schwingungsart ist, ob es sich um eine freie Schwingung oder um eine von außen erzwungene Schwingung handelt, und ob der Schwingungsverlauf ohne (ungedämpft) oder mit Energieverlusten (gedämpft) abläuft.

Eine freie, ungedämpfte Schwingung liegt dann vor, wenn während des Schwingungsvorganges weder Energie zugeführt noch durch innere Reibung entzogen wird, so dass der einmal zugeführte Energieinhalt der Schwingung erhalten

bleibt. Das System führt in diesem Fall stationäre Eigenschwingungen aus, deren Frequenz nur durch die Eigenschaften des Feder-Masse-Systems bestimmt wird (Eigenfrequenz), Bild 32 a). Der zeitliche Schwingungsverlauf x lässt sich durch die konstante Schwingungsamplitude A und eine harmonische Funktion (Sinus, Cosinus) beschreiben, deren Argumente die Eigenkreisfrequenz $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ (f = Eigenfrequenz in Hertz) und die Zeit enthält, vgl. Bild 31.



Wird dem Schwinger in jeder Schwingungsperiode ein gewisser Anteil der Schwingungsenergie durch innere oder äußere Reibung entzogen, so liegt eine gedämpfte Schwingung vor. Die Schwingungsamplituden nehmen beim Vorliegen einer konstanten, geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung (Newtonsche Reibung) nach einer geometrischen Reihe ab, Bild 32 b). Alle technischen Schwingungssysteme sind mehr oder weniger starken Dämpfungswirkungen unterworfen.



Wird der Schwinger durch eine äußere periodische Kraft $F(t)$ oder Moment $M(t)$ angeregt, so liegt eine erzwungene oder erregte Schwingung vor. Durch die periodische äußere Erregerkraft kann dem Schwinger Energie zugeführt bzw. entzogen werden.

Nach einer Einschwingphase schwingt ein gedämpftes Schwingungssystem nicht mehr mit seiner Eigenfrequenz, sondern mit der Frequenz der äußeren Erregerkraft.

Resonanz liegt dann vor, wenn die Frequenz der äußeren Erregerkraft der Eigenfrequenz des Schwingungssystems entspricht. Bei ungedämpften Systemen wachsen dann die Schwingungsamplituden unbegrenzt an, Bild 32 c). Bei

gedämpften Systemen wächst die Schwingungsamplitude solange an, bis die durch die Erregerkraft zugeführte Energie und die durch die Dämpfungsarbeit in Wärme umgesetzte Energie im Gleichgewicht stehen. Resonanzstellen können zu hohen Bauteilbelastungen führen und sind deshalb zu vermeiden bzw. zügig zu durchfahren. (Beispiel: Biegeeigenfrequenz bei Turbogetrieben).

Die Resonanzstelle (Eigenfrequenz = Erregerfrequenz, kritische Schwingungen) unterteilt den Bereich der sich einstellenden Schwingungsamplituden in das unterkritische und das überkritische Schwingungsgebiet. Bei technischen Schwingungssystemen (z.B. Antriebe) wird in der Regel ein Mindestfrequenzabstand von 15% oder größer von einer Resonanzstelle gefordert. Technische Schwingungssysteme bestehen oft aus mehreren Massen, die durch Feder- und Dämpfungselemente miteinander verbunden sind. Solche Systeme besitzen so viele Eigenfrequenzen mit entsprechenden Eigenschwingungsformen, wie sie Bewegungs-Freiheitsgrade haben. Ein freies, d.h. nicht eingespanntes Drehschwingungssystem mit n Massen besitzt z.B. $n-1$ Eigenfrequenzen. Alle diese Eigenfrequenzen können durch periodische äußere und innere Kräfte zu Schwingungen angeregt werden, wobei meistens nur die unteren Eigenfrequenzen und besonders die Grundfrequenz (erste Eigenfrequenz) von Bedeutung sind.

Bei technischen Antriebssystemen treten folgende Anregungsmechanismen für Schwingungen auf:

a) aus Antrieb:

Anfahrvorgänge bei Elektromotoren, Netzkurzschlüsse, Diesel- und Ottomotoren, Turbinen, instationäre Vorgänge, Anfahrstöße, Regelvorgänge

b) aus Überwachungselementen:

Zahneingriff, Unwucht, Gelenkwelle, Ausrichtungsfehler, Lagereinfluss

c) aus Abtrieb:

Prinzip der Arbeitsmaschine, gleichförmig, ungleichförmig, z.B. Kolbenverdichter, Propeller

In der Regel lassen sich periodische Anregungsfunktionen in Form von Sinus- und Cosinusfunktionen und deren Überlagerungen beschreiben. Bei der Analyse von Schwingungsvorgängen kann häufig eine Fourieranalyse behilflich sein, die periodische Anregungsverläufe in Grund- und Oberschwingungen zerlegt und somit im Vergleich mit den Eigenfrequenzen eines Systems mögliche Resonanzstellen aufzeigt.

Bei einfachen Schwingern mit einer oder wenigen (maximal 4) Massen lassen sich bei statio-

Schwingungen

Allgemeine Grundlagen

Lösungsansatz für einfache Drehschwinger

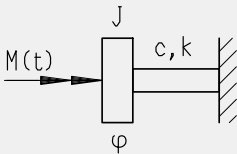
närer Anregung analytische Lösungen für die Eigenfrequenzen und den zeitlichen Schwingungsverlauf angeben. Für instationär belastete Schwingungssysteme mit einer oder mehreren Massen lassen sich dagegen nur noch Lösungen mit numerischen Simulationsprogrammen berechnen. Dies gilt erst recht für Schwinger mit nichtlinearen oder periodisch veränderlichen Parametern (nichtlineare Verdrehsteifigkeit von Kupplungen; periodische Zahneingriffssteifigkeiten). Mit EDV-Programmen lassen sich für umfangreiche Schwingungssysteme (linear, nichtlinear, parametererregt) die Belastungen bei stationärer wie bei instationärer Erregung simulieren und die Ergebnisse in Form von Fre-

quenzanalysen, zeitlichen Belastungsverläufen und Resonanzüberhöhungen darstellen. Antriebssysteme mit drehelastischen Kupplungen können dynamisch nach DIN 740 /18/ ausgelegt werden. In dieser Norm werden vereinfachte Lösungsansätze für stoßbeanspruchte und periodisch belastete Antriebe aufgezeigt, wobei der Antriebsstrang auf einen Zweimassenschwinger reduziert wird.

3.2 Lösungsansatz für einfache Drehschwinger

Analytische Lösung für einen periodisch angeregten Ein- (eingespannt) bzw. Zweimassendrehchwinger, Bild 33.

eingespannter Einmassenschwinger



freier Zweimassenschwinger

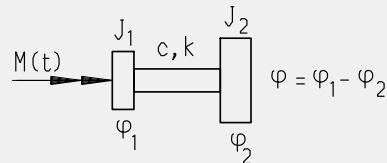


Bild 33
Massendrehchwinger

- J, J_1, J_2 = Massenträgheitsmoment [kgm²]
 c = Drehsteifigkeit [Nm/rad]
 k = Geschwindigkeitsproportionale Dämpfung [Nms/rad]
 $M(t)$ = Äußeres Erregermoment [Nm], zeitlich veränderlich
 φ = Drehwinkel [rad], ($\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ bei Zweimassenschwingern als Relativwinkel)
 $\dot{\varphi}$ = Winkelgeschwindigkeit [rad/s] (1. zeitliche Ableitung von φ)
 $\ddot{\varphi}$ = Winkelbeschleunigung [rad/s²] (2. zeitliche Ableitung von φ)

Bewegungsdifferentialgleichung:

Einmassenschwinger:

$$\ddot{\varphi} + \underbrace{\frac{k}{J}}_{2\delta} \dot{\varphi} + \underbrace{\frac{c}{J}}_{\omega_0^2} \varphi = \frac{M(t)}{J} \quad (32)$$

Eigenkreisfrequenz (ungedämpft): ω_0

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J}} \quad [\text{rad/s}] \quad (36)$$

$$\omega_0 = \sqrt{c \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}} \quad [\text{rad/s}] \quad (37)$$

Zweimassenschwinger mit Relativkoordinate:

$$\ddot{\varphi} + \underbrace{\frac{k}{J^*}}_{2\delta} \dot{\varphi} + \underbrace{\frac{c}{J^*}}_{\omega_0^2} \varphi = \frac{M(t)}{J_1} \quad (33)$$

Eigenfrequenz:

$$f_e = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad [\text{Hz}] \quad (38)$$

$$n_e = \frac{\omega_0 \cdot 30}{\pi} \quad [1/\text{min}] \quad (39)$$

$$\text{mit } \varphi = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (34)$$

$$\delta = \frac{k}{J} = \text{Abklingkonstante} \quad [1/\text{s}] \quad (40)$$

$$J^* = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2} \quad (35)$$

ω_0 = Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Schwingers [rad/s]

f_e = Eigenfrequenz [Hertz]

n_e = Eigenfrequenz [1/min]

Schwingungen

Lösungsansatz für einfache Drehschwinger Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung

Gedämpfte Eigenkreisfrequenz:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (41)$$

Dämpfungsgrad (Lehrsche Dämpfung): D

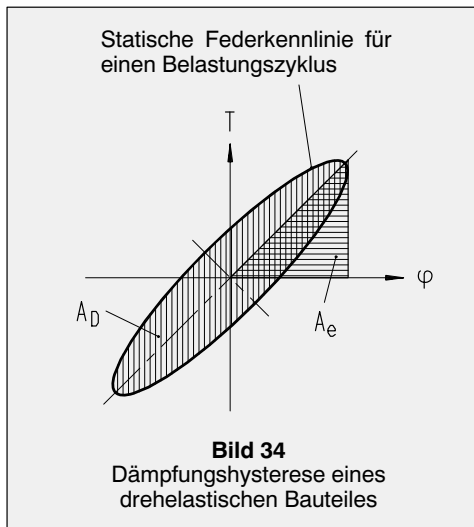
$$D = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{k \cdot \omega_0}{2 \cdot c} = \frac{\psi}{4\pi} \quad (42)$$

ψ = Verhältnismäßige Dämpfung bei drehelastischer Kupplung, Ermittlung aus Dämpfungshysteresee einer Schwingungsperiode nach DIN 740 /18/ bzw. nach Katalog FLENDER Standardkupplungen.

$$\psi = \frac{\text{Dämpfungsarbeit}}{\text{elastische Verformungsarbeit}} = \frac{A_D}{A_e}$$

Anhaltswerte für einige Bauteile:

$D = 0,001 \dots 0,01$	Wellen (Werkstoffdämpfung von Stahl)
$D = 0,04 \dots 0,08$	Verzahnungen von Getrieben
$D = 0,04 \dots 0,15$ (0,2)	Drehelastische Kupplungen
$D = 0,01 \dots 0,04$	Zahnkupplungen, Ganzstahlkupplungen, Gelenkwellen



3.3 Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung

Periodisches Erregermoment

$$M(t) = M_0 \cdot \cos \Omega \cdot t \quad (43)$$

M_0 = Momentenamplitude [Nm]

Ω = Erregerkreisfrequenz [rad/s]

Gesamtlösung:

$$\varphi = \varphi_h + \varphi_p \quad (44)$$

a) Freie Schwingung (homogene Lösung φ_h)

$$\varphi_h = A \cdot e^{-\delta \cdot t} \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma) \quad (45)$$

Die Konstanten A und γ werden aus den Anfangsbedingungen bestimmt, z.B. durch $\varphi_h = 0$ und $\dot{\varphi}_h = 0$ (Anfangswertproblem).

Bei gedämpften Schwingern ($\delta > 0$) verschwindet der freie Schwingungsanteil nach einer Einschwingzeit.

b) Erzwungene Schwingung (partikuläre Lösung φ_p)

$$\varphi_p = \frac{M_0^*}{c} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2 \cdot \eta^2}} \cdot \cos(\Omega \cdot t - \varepsilon) \quad (46)$$

$$\text{Phasenwinkel: } \tan \varepsilon = \frac{2 \cdot D \cdot \eta}{1 - \eta^2} \quad (47)$$

$$\text{Frequenzverhältnis: } \eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (48)$$

Einmassenschwinger:

$$M_0^* = M_0 \quad (49)$$

Zweimassenschwinger:

$$M_0^* = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot M_0 \quad (50)$$

c) Vergrößerungsfunktion

$$\varphi_p = \frac{M_0^*}{c} \cdot V \cdot \cos(\Omega \cdot t - \varepsilon) \quad (51)$$

$$V = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2 \cdot \eta^2}} = \frac{\hat{\varphi}_p}{\hat{\varphi}_{\text{stat}}} = \frac{M}{M_0^*} \quad (52)$$

Schwingungen

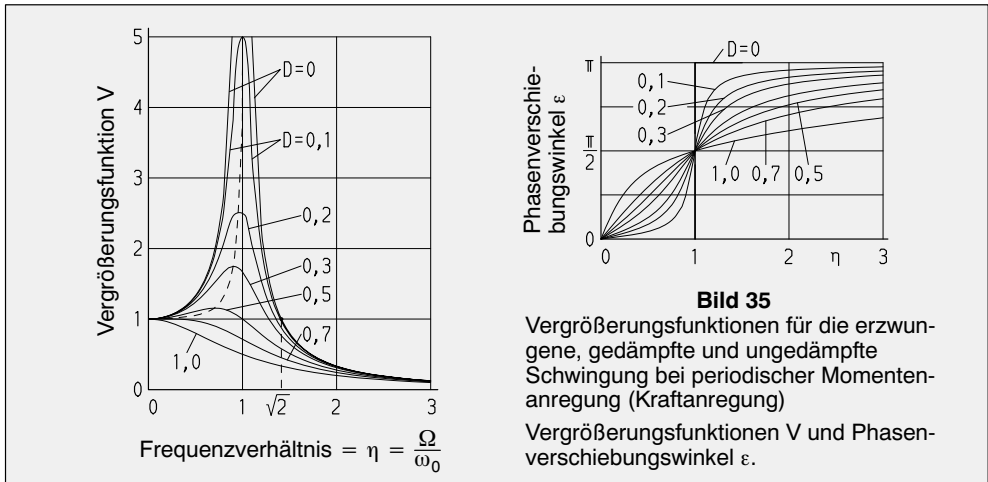
Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung

Formeln für die Schwingungsberechnung

$\hat{\varphi}_p$ = Schwingungsamplitude der erzwungenen Schwingung

$\hat{\varphi}_{stat}$ = Schwingungsamplitude der erzwungenen Schwingung bei dem Frequenzverhältnis $\eta = 0$.

Die Vergrößerungsfunktion gibt das Verhältnis der dynamischen Belastung im Vergleich zur statischen Belastung an und ist ein Maß für die Zusatzbelastung infolge von Schwingungen (Bild 35).



3.4 Formeln für die Schwingungsberechnung

Zur Berechnung der Eigenfrequenzen und Schwingungsbelastungen muss ein allgemeines Schwingungssystem in ein berechenbares Ersatzsystem mit punktförmigen Massen, masselosen Feder- und Dämpfungselementen überführt werden.

3.4.1 Masse

$$m = \rho \cdot V \quad [\text{kg}]$$

V = Volumen $[\text{m}^3]$

ρ = Spezifische Dichte $[\text{kg/m}^3]$

3.4.2 Massenträgheitsmoment

$$J = \int r^2 dm \quad \text{Allgemeine Integralformel}$$

	Massenträgheitsmoment	Drehfedersteifigkeit
Zylinder 	$J = \frac{\rho \cdot \pi \cdot L}{32} \cdot D^4$	$c = \frac{\pi \cdot G}{32 L} \cdot D^4$
Hohlzylinder 	$J = \frac{\rho \cdot \pi \cdot L}{32} \cdot (D^4 - d^4)$	$c = \frac{\pi \cdot G}{32 L} \cdot (D^4 - d^4)$
Konus 	$J = \frac{\rho \cdot \pi \cdot L}{160} \cdot \frac{D_1^5 - D_2^5}{D_1 - D_2}$	$c = \frac{3 \cdot \pi \cdot G}{32 L} \cdot \frac{(D_1^3 \cdot D_2^3)}{(D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2)}$
Hohlkonus 	$J = \frac{\rho \cdot \pi \cdot L}{160} \cdot \left(\frac{D_1^5 - D_2^5}{D_1 - D_2} - \frac{d_1^5 - d_2^5}{d_1 - d_2} \right)$	$c = \frac{3 \cdot \pi \cdot G}{32 L} \cdot \left[\frac{(D_1^3 \cdot D_2^3)}{(D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2)} - \frac{(d_1^3 \cdot d_2^3)}{(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)} \right]$

Schwingungen

Begriffe, Formelzeichen und Einheiten

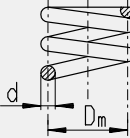
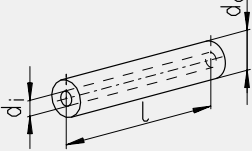
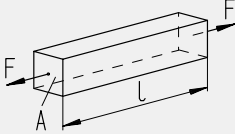
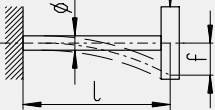
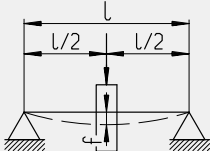
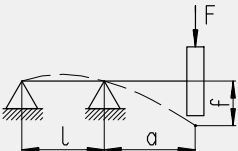
Tabelle 8 Formelzeichen und Einheiten für Translations- und Drehschwingungen			
Begriff	Größe	Einheit	Erläuterung
Masse, Massenträgheitsmoment	m J	kg $kg \cdot m^2$	Translatorisch schwingende Masse m , dreh schwingende Masse mit dem Massenträgheitsmoment J
Augenblickswert der Schwingung (Weg, Winkel)	x φ	m $rad^*)$	Momentaner zeitabhängiger Wert des Schwingungsausschlages
Amplitude	$x_{max}, \hat{x}, A$ $\varphi_{max}, \hat{\varphi}, A$	m rad	Amplitude ist der maximale Augenblickswert (Scheitelwert) einer Schwingung
Schwinggeschwindigkeit	$\dot{x}$ $\dot{\varphi}$	m/s rad/s	Schwinggeschwindigkeit; Schnelle ist der Augenblickswert der Wechselgeschwindigkeit in Schwingungsrichtung
Trägheitskraft, Moment der Trägheitskräfte	$m \cdot \ddot{x}$ $J \cdot \ddot{\varphi}$	N $N \cdot m$	Die d'Alembertsche Trägheitskraft bzw. das Moment der Trägheitskräfte wirkt entgegen der positiven Beschleunigung
Federkonstante, Drehfederkonstante	c' c	Nm $N \cdot m/rad$	Lineare Federn
Federkraft, Federmoment	$c' \cdot x$ $c \cdot \varphi$	N $N \cdot m$	Bei linearen Federn ist die Federrückwirkung proportional zur Auslenkung
Dämpfungskonstante (Dämpfungskoeffizient), Dämpfungskonstante für Drehbewegungen	k' k	$N \cdot s/m$ Nms/rad	Bei Newtonscher Reibung ist die Dämpfungskraft proportional der Geschwindigkeit und der Dämpfungskonstanten (lineare Dämpfung)
Dämpfungsfaktor, (Abklingkoeffizient)	$\delta = k'/(2 \cdot m)$ $\delta = k/(2 \cdot J)$	$1/s$ $1/s$	Der Dämpfungsfaktor ist die auf die doppelte Masse bezogene Dämpfungskonstante
Dämpfungsgrad, (Lehrsche Dämpfung)	$D = \delta/\omega_0$	–	Für $D < 1$ liegt eine gedämpfte Schwingung, für $D \geq 1$ ein aperiodischer Fall vor
Dämpfungsverhältnis	$\hat{x}_n / \hat{x}_{n+1}$ $\hat{\varphi}_n / \hat{\varphi}_{n+1}$	– –	Das Dämpfungsverhältnis ist das Verhältnis zweier um eine Periode auseinanderliegender Amplituden
Logarithmisches Dämpfungsdekrement	$\Lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\sqrt{1 - D^2}}$	–	$\Lambda = \ln(\hat{x}_n / \hat{x}_{n+1})$ $\Lambda = \ln(\hat{\varphi}_n / \hat{\varphi}_{n+1})$
Zeit	t	s	Laufende Zeitkoordinate
Phasenwinkel	α	rad	Bei positivem Wert handelt es sich um einen Voreilwinkel
Phasenverschiebungswinkel	$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$	rad	Differenz der Phasenwinkel zweier Schwingungsvorgänge mit gleicher Kreisfrequenz
Periodendauer	$T = 2 \cdot \pi / \omega_0$	s	Zeit, in der eine einzelne Schwingung abläuft
Frequenz der Eigenschwingung	$f = 1/T = \omega_0/(2 \cdot \pi)$	Hz	Frequenz ist der reziproke Wert der Periodendauer, Schwingungen pro Sek.
Kreisfrequenz der Eigenschwingung	$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f$	rad/s	Kreisfrequenz ist die Zahl der Schwingungen in $2 \cdot \pi$ Sekunden
Eigenkreisfrequenz, (Eigenfrequenz)	$\omega_0 = \sqrt{c/m}$ $\omega_0 = \sqrt{c/J}$	rad/s rad/s	Schwingfrequenz der Eigenschwingung (ungedämpft) des Systems
Eigenkreisfrequenz bei Dämpfung	$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$	rad/s	Für sehr kleinen Dämpfungsgrad $D < 1$ wird $\omega_d \approx \omega_0$
Erregerfrequenz	Ω	rad/s	Kreisfrequenz der Erregung
Kreisfrequenzverhältnis	$\eta = \Omega/\omega_0$	–	Resonanz liegt bei $\eta = 1$ vor

*) Die Einheit rad kann durch 1 ersetzt werden.

Schwingungen

Formeln für die Schwingungsberechnung

3.4.3 Bestimmung der Steifigkeit

Tabelle 9 Berechnung der Steifigkeit (Beispiele)		
Beispiele	Steifigkeit	Formelzeichen
Schraubenfeder 	$c' = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot i_F} \left[\frac{N}{m} \right]$	i_F = Anzahl der Windungen G = Schubmodul ¹⁾ d = Drahtdurchmesser D_m = Mittlerer Windungsdurchmesser
Torsionsstab 	$c = \frac{G \cdot I_p}{l} \left[\frac{Nm}{rad} \right]$ Welle: $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ Hohlwelle: $I_p = \frac{\pi}{32} (d_a^4 - d_i^4)$	I_p = Polares Flächenmoment 2. Grades l = Länge d, d_i, d_a = Durchmesser der Wellen
Zugstab 	$c' = \frac{E \cdot A}{l} \left[\frac{N}{m} \right]$	E = Elastizitätsmodul ¹⁾ A = Querschnittsfläche
Kragbalken 	$c' = \frac{F}{f} = \frac{3 \cdot E \cdot I_a}{l^3} \left[\frac{N}{m} \right]$ Welle: $I_a = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ Hohlwelle: $I_a = \frac{\pi}{64} (d_a^4 - d_i^4)$	F = Kraft f = Verformung im Massenschwerpunkt unter der Kraft F I_a = Axiales Flächenmoment 2. Grades
Biegebalken (mittige Last) 	$c' = \frac{F}{f} = \frac{48 \cdot E \cdot I_a}{l^3} \left[\frac{N}{m} \right]$	
Biegebalken mit überhängender Last 	$c' = \frac{F}{f} = \frac{3 \cdot E \cdot I_a}{a^2 \cdot (l + a)} \left[\frac{N}{m} \right]$	l = Lagerabstand a = Länge des Lastüberhanges

1) Für Stahl: $E = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$; $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

Messung der Steifigkeit:

Die Steifigkeit lässt sich im Versuch auch über Verformungsmessungen bestimmen. Dies ist besonders dann hilfreich, wenn die geometrische Struktur sehr komplex ist und rechnerisch nur schwer erfasst werden kann.

Translation:

$$c' = \frac{F}{f} \quad [\text{N/m}] \quad (53)$$

F = Aufgebrachte Kraft [N]

f = Gemessene Verformung [m]

Torsion:

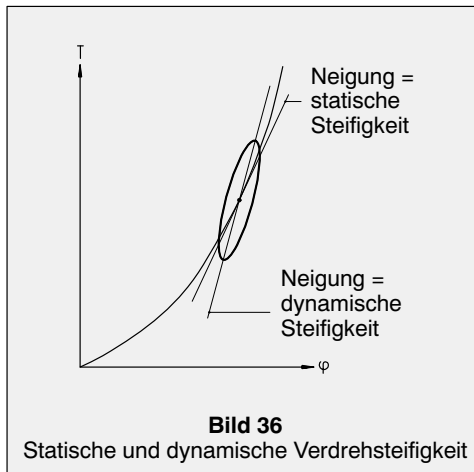
$$c = \frac{T}{\varphi} \quad [\text{Nm/rad}] \quad (54)$$

T = Aufgebrachtes Torsionsmoment [Nm]

φ = Gemessener Verdrehwinkel [rad]

Weiterhin sind Steifigkeitsmessungen erforderlich, wenn die Werkstoffeigenschaften des Federmaterials sehr komplex sind und rechnerisch nicht genau beschrieben werden können. Dies gilt z.B. für Gummiwerkstoffe, deren Federeigenschaften von der Temperatur, der Belastungsfrequenz, der Last und der Beanspruchungsart (Zug, Druck, Schub) abhängig sind. Anwendungsbeispiele hierfür sind drehelastische Kupplungen und gummielastische Puffer für die Schwingungsisolation von Maschinen und Verbrennungsmotoren.

Die Steifigkeitskennlinien dieser Elemente zeigen zudem oft, je nach Belastungsrichtung des Gummiwerkstoffes, nichtlinear progressive Kennlinienverläufe.



Bei Kupplungen wird in der Regel die dynamische Steifigkeit angegeben, die bei einer

Schwingfrequenz von 10 Hz gemessen wird (Schwingungsamplitude = 25% vom Kupplungsnennmoment). Die dynamische Verdrehsteifigkeit ist größer als die statische Verdrehsteifigkeit, siehe Bild 36.

3.4.4 Überlagerung verschiedener Steifigkeiten

Zur Ermittlung von resultierenden Steifigkeiten müssen die Einzelsteifigkeiten zusammengefasst werden, wobei je nach Anordnung Reihenschaltungen oder Parallelschaltungen vorliegen können.

Reihenschaltung:

Merkregel: Die Einzelfedern einer Reihenschaltung tragen die gleiche Belastung, die Verformungen sind dagegen unterschiedlich.

$$\frac{1}{c_{\text{ges}}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} + \dots + \frac{1}{c_n} \quad (55)$$

Parallelschaltung:

Merkregel: Die Einzelfedern einer Parallelschaltung unterliegen immer einer gleichen Verformung.

$$c_{\text{ges}} = c_1 + c_2 + c_3 + \dots + c_n \quad (56)$$

3.4.5 Umrechnungen

Werden Antriebe oder Wellen mit unterschiedlichen Drehzahlen zu einem Schwingungssystem zusammengefasst, so müssen die Steifigkeiten und die Massen auf eine Bezugsdrehzahl (Antrieb oder Abtrieb) umgerechnet werden. Die Umrechnung erfolgt mit dem Quadrat der Übersetzung:

Übersetzung:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\text{Bezugsdrehzahl}}{\text{Drehzahl}} \quad (57)$$

Umrechnung von Steifigkeiten c_{n2} und Massen J_{n2} mit der Drehzahl n_2 auf die entsprechenden Werte c_{n1} und J_{n1} mit der Bezugsdrehzahl n_1 :

$$c_{n1} = c_{n2}/i^2 \quad (58)$$

$$J_{n1} = J_{n2}/i^2 \quad (59)$$

Vor einer Zusammenfassung von Steifigkeiten und Massen mit unterschiedlichen Eigendrehzahlen muss zunächst die Umrechnung auf die gemeinsame Bezugsdrehzahl erfolgen.

3.4.6 Eigenfrequenzen

a) Formeln zur Berechnung der Eigenfrequenzen eines fest eingespannten Einmassenschwingers und eines freien Zweimassenschwingers.

Eigenfrequenz f_0 in Hertz (1/s):

Schwingungen

Formeln für die Schwingungsberechnung Schwingungsbeurteilung

Einmassenschwinger:

$$\text{Torsion: } f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{J}} \quad (60)$$

c = Drehsteifigkeit in [Nm/rad]
 J, J_i = Massenträgheitsmoment in [kgm²]

$$\text{Translation, Biegung: } f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c'}{m}} \quad (62)$$

c' = Translationssteifigkeit (Biegesteifigkeit) in [N/m]
 m, m_i = Masse in [kg]

- b) Biegeeigenfrequenzen von beidseitig gelagerten Wellen mit aufgesetzten Massen bei bekannter Verformung f durch das Eigengewicht.

$$f_e = \frac{q}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \quad [\text{Hz}] \quad (64)$$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ Fallbeschleunigung

f = Durchbiegung durch Eigengewicht [m]

q = Faktor, der den Einfluss der Wellenmassen auf die aufgesetzte Masse widerspiegelt

$q = 1$ Wellenmasse wird gegenüber aufgesetzter Masse vernachlässigt

$q = 1,03 \dots 1,09$ übliche Werte bei Berücksichtigung der Wellenmassen

$q = 1,13$ Vollwelle ohne aufgesetzte Scheibe

- c) Biegeeigenfrequenzen für Wellen bei Berücksichtigung der Eigenmassen (Kontinuum); allgemeine Formel für die Eigenfrequenz in der Ordnung $f_{e,i}$:

$$f_{e,i} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\frac{\lambda_i}{l}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{EI}{\varrho \cdot A}} \quad [\text{Hz}] \quad (65)$$

λ_i = Eigenwertfaktor für die i -te Eigenfrequenz

l = Länge der Welle [m]

E = E-Modul [N/m²]

I = Flächenträgheitsmoment [m⁴]

ϱ = Dichte [kg/m³]

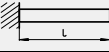
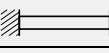
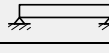
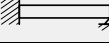
A = Querschnittsfläche [m²]

d = Durchmesser bei Vollwelle [m]

Zweimassenschwinger:

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}} \quad (61)$$

Tabelle 10 λ -Werte für die ersten drei Eigenfrequenzen je nach Einspannung

Lagerung	λ_1	λ_2	λ_3
	1,875	4,694	7,855
	4,730	7,853	10,966
	π	2π	3π
	3,927	7,069	10,210

Für die Vollwelle mit beidseitig freien Auflagern vereinfacht sich Gl. (65) zu:

$$f_{e,i} = \frac{\pi \cdot d}{8} \left(\frac{i}{l}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E}{\varrho}} \quad [\text{Hz}] \quad (66)$$

$i = 1, 2, 3 \dots$ Ordnung der Biegeeigenfrequenzen.

3.5 Schwingungsbeurteilung

Die dynamische Belastung von Maschinen kann messtechnisch mit Hilfe von verschiedenen Verfahren ermittelt werden. So lassen sich z.B. Drehschwingungsbelastungen in Antrieben mit Hilfe von Dehnmessstreifen (DMS) auf den Wellen direkt messen. Allerdings ist hierzu ein erheblicher Aufwand für die Applizierung der DMS, die Kalibrierung und die Signalübertragung und Auswertung erforderlich. Da sich die Drehmomente in Wellen über Lagerreaktionskräfte in Getrieben, Riementrieben usw. abstützen, wird bei dynamischen Belastungen Körperschall erzeugt, der durch Sensoren an den Lagerstellen in verschiedenen Richtungen (axial, horizontal, vertikal) erfasst werden kann. Je nach Erfordernis können die Amplituden des Schwingweges, der Schwinggeschwindigkeit und der Schwingbeschleunigung in der Summe

(Effektive Schwinggeschwindigkeit) oder frequenzselektiv erfasst und ausgewertet werden. Neben der Drehmomentbelastung in den Wellen bilden sich im Körperschallsignal auch Unwuchten, Ausrichtfehler, Zahneingriffsimpulse, Lagergeräusche und sich anbahnende Maschinenschäden ab.

Zur Beurteilung des aktuellen Maschinenzustandes wird in der Regel die effektive Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) nach der VDI-Richtlinie 2056 ¹⁾ oder DIN ISO 10816-1 /19,20/ herangezogen, die den Körperschall im Frequenzbereich von 10 - 1000 Hertz berücksichtigt. Je nach Maschinenaufstellung (elastische oder starre Fundamente) und durchgesetzter Leistung werden 4 Maschinengruppen definiert (Tabelle 11). Je nach Schwingschnelle wird der Schwingungszustand einer Maschine als "gut", "brauchbar",

"noch zulässig" und "unzulässig" beurteilt. Schwingschnellen im "unzulässigen" Bereich erfordern in der Regel Maßnahmen zur Verbesserung des Schwingungszustandes der Maschine (Auswuchten, Ausrichtung verbessern, defekte Maschinenteile austauschen, Resonanzen verschieben), oder es muss im Einzelnen nachgewiesen werden, dass der Schwingungszustand die Lebensdauer der Maschine nicht beeinträchtigt (Erfahrung, rechnerischer Nachweis).

Körperschall wird an der Maschinenoberfläche in Form von Luftschall abgestrahlt und belastet das Umfeld durch die entstehenden Geräusche. Zur Geräuschbeurteilung werden Schalldruckpegel- und Schallintensitätsmessungen durchgeführt. Eine Bewertung von Getriebegeräuschen erfolgt nach VDI-Richtlinie 2159 oder nach DIN 45635 /17, 16/, siehe Abschnitt 1.5.

Tabelle 11 Beurteilungsgrenzen nach VDI-Richtlinie 2056 ¹⁾ für 4 Maschinengruppen

Maschinen- gruppen	Hierzu gehören Getriebe und Maschinen mit Antriebsleistungen ...	Beurteilungsstufen nach VDI 2056 ("Effektive Schwingungsgeschwindigkeit" in mm/s)			
		gut	brauchbar	noch zulässig	unzulässig
K	... bis etwa 15 kW ohne besondere Fundamente.	bis 0,7	0,7 ... 1,8	1,8 ... 4,5	ab 4,5
M	... von etwa 15 bis 75 kW ohne besondere Fundamente. ... von etwa 75 bis 300 kW und einer Aufstellung auf hochabgestimmten, starren oder schweren Fundamenten.	bis 1,1	1,1 ... 2,8	2,8 ... 7,1	ab 7,1
G	... oberhalb von etwa 300 kW und einer Aufstellung auf hochabgestimmten, starren oder schweren Fundamenten.	bis 1,8	1,8 ... 4,5	4,5 ... 11	ab 11
T	... oberhalb von etwa 75 kW und einer Aufstellung auf tiefabgestimmten, elastischen Fundamenten (insbesondere auch nach Leichtbau-Richtlinien gestaltete Stahlfundamente).	bis 2,8	2,8 ... 7	7 ... 18	ab 18

1) 08/97 ohne Ersatz zurückgezogen; siehe /20/

- /1/ DIN 3960: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung, Ausgabe März 1987, Beuth Verlag GmbH, Berlin
- /2/ DIN 3992: Profilverschiebung bei Stirnrädern mit Außenradverzahnung, Ausgabe März 1964, Beuth Verlag GmbH, Berlin
- /3/ DIN 3993: Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren, Teil 3, Ausgabe August 1981, Beuth Verlag GmbH, Berlin
- /4/ DIN 3994: Profilverschiebung bei geradverzahnten Stirnrädern mit 05-Verzahnung, August Ausgabe 1963, Beuth Verlag GmbH, Berlin
- /5/ Niemann, G. und Winter, H.: Maschinenelemente, Band II, Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe-Grundlagen, Stirnradgetriebe, 3. Auflage, Springer Verlag, (Heidelberg, New York, Tokio 1985)
- /6/ Sigg, H.: Profile and longitudinal corrections on involute gears. Semi-Annual Meeting of the AGMA 1965, Paper 109.16
- /7/ Hösel, Th.: Ermittlung von Tragbild und Flankenrichtungskorrekturen für Evolventen-Stirnräder, Berechnungen mit dem FVA-Programm "Ritzelkorrektur", Zeitschrift Antriebstechnik 22, (1983) Nr. 12
- /8/ DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Teil 1: Einführung und allgemeine Einflussfaktoren, Teil 2: Berechnung der Grübchentragfähigkeit, Teil 3: Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit, Teil 4: Berechnung der Fresstragfähigkeit, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Dezember 1987
- /9/ FVA-Stirnradprogramm: Vergleich und Zusammenfassung von Zahnradberechnungen mit Hilfe von EDV-Anlagen (jeweils neuester Programmstand), FVA-Forschungsvorhaben Nr. 1, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt am Main
- /10/ DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Industriegetriebe, Teil 11: Detail-Methode, Februar 1989, Teil 12: Einfach-Methode, Entwurf Mai 1987, Beuth Verlag GmbH, Berlin
- /11/ DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Teil 5: Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten, Beuth Verlag GmbH, Berlin

- /12/ FVA-Arbeitsblatt zum Forschungsvorhaben Nr. 8: Grundlagenversuche zur Ermittlung der richtigen Härtetiefe bei Wälz- und Biegebeanspruchung. Stand Dezember 1976, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt am Main

- /13/ FVA-Ritzelkorrekturprogramm: EDV-Programm zur Ermittlung der Zahnflankenkorrekturen zum Ausgleich der lastbedingten Zahnverformungen (jeweils neuester Programmstand), FVA-Forschungsvorhaben Nr. 30, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt am Main

- /14/ Niemann, G.: Maschinenelemente 2. Bd., Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1965

- /15/ Theissen, J.: Vergleichskriterien für Großgetriebe mit Leistungsverzweigung, VDI-Bericht 488 "Zahnradgetriebe 1983 - mehr Know how für morgen", VDI-Verlag, 1983

- /16/ DIN 45635: Geräuschmessung an Maschinen,
Teil 1: Luftschallemission, Hüllflächen-Verfahren, Rahmenverfahren für 3 Genauigkeitsklassen, April 1984,
Teil 23: Luftschallmessung, Hüllflächen-Verfahren Getriebe, Juli 1978,
Beuth Verlag GmbH, Berlin

- /17/ VDI-Richtlinien 2159: Emissionskennwerte technischer Schallquellen; Getriebegeräusche; Verein Deutscher Ingenieure, Juli 1985

- /18/ DIN 740: Nachgiebige Wellenkupplungen. Teil 2. Begriffe und Berechnungsgrundlagen. August 1986, Beuth Verlag GmbH, Berlin

- /19/ VDI-Richtlinien 2056: Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen. VDI-Handbuch Schwingungstechnik; Verein Deutscher Ingenieure; Oktober 1964; (08.97 ohne Ersatz zurückgezogen)

- /20/ DIN ISO 10816-1: Mechanische Schwingungen. Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nichtrotierenden Teilen. August 1997, Beuth Verlag GmbH, Berlin

Technisches Handbuch
5. Auflage März 2009
Copyright by Siemens AG, Bocholt

Die Informationen in dieser Broschüre enthalten lediglich allgemeine Beschreibungen bzw. Leistungsmerkmale, welche im konkreten Anwendungsfall nicht immer in der beschriebenen Form zutreffen bzw. welche sich durch Weiterentwicklung der Produkte ändern können. Die gewünschten Leistungsmerkmale sind nur dann verbindlich, wenn sie bei Vertragsschluss ausdrücklich vereinbart werden.

Alle Erzeugnisbezeichnungen können Marken oder Erzeugnisnamen der Siemens AG oder anderer, zuliefernder Unternehmen sein, deren Benutzung durch Dritte für deren Zwecke die Rechte der Inhaber verletzen kann.

Siemens AG
Industry Sector
Drive Technologies Division
Mechanical Drives
Postfach 1364
46393 BOCHOLT
DEUTSCHLAND

Änderungen vorbehalten
Bestell-Nr.: E86060-T5701-A101-A1
Dispo 18500
BU 0309 5.0 Ro 148 De
Nd 0312 5.0 Ro
Gedruckt in Deutschland
© Siemens AG 2009

www.siemens.de/antriebstechnik

Schutzgebühr: 3,00 €