

Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1

Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen

Bearbeitet von

Albert Albers, Bernd Sauer, Ludger Deters, Jörg Feldhusen, Erhard Leidich, Heinz Linke

9., überarbeitete Auflage 2016. Buch. XVI, 582 S. Softcover

ISBN 978 3 642 39500 0

Format (B x L): 16,8 x 24 cm

[Weitere Fachgebiete > Technik > Maschinenbau Allgemein > Konstruktionslehre, Bauelemente, CAD](#)

Zu [Inhaltsverzeichnis](#)

schnell und portofrei erhältlich bei

The logo for beck-shop.de features the text 'beck-shop.de' in a bold, red, sans-serif font. Above the 'i' in 'shop' are three red dots of increasing size. Below the main text, 'DIE FACHBUCHHANDLUNG' is written in a smaller, red, all-caps, sans-serif font.

beck-shop.de
DIE FACHBUCHHANDLUNG

Die Online-Fachbuchhandlung beck-shop.de ist spezialisiert auf Fachbücher, insbesondere Recht, Steuern und Wirtschaft. Im Sortiment finden Sie alle Medien (Bücher, Zeitschriften, CDs, eBooks, etc.) aller Verlage. Ergänzt wird das Programm durch Services wie Neuerscheinungsdienst oder Zusammenstellungen von Büchern zu Sonderpreisen. Der Shop führt mehr als 8 Millionen Produkte.

Erhard Leidich und Ludger Deters

Inhaltsverzeichnis

2.1 Normung. 12

2.1.1 Erstellen von Normen. 14

2.1.2 Stufung genormter Erzeugnisse, Normzahlen 14

2.1.3 Normen für rechnerunterstützte Konstruktion 18

2.2 Toleranzen, Passungen und Passtoleranzfelder 19

2.2.1 Maß- und Toleranzbegriffe 19

2.2.2 Toleranzfeldlagen 21

2.2.3 Passungen und Passungssysteme 24

2.2.4 Tolerierungsgrundsatz 26

2.2.4.1 Unabhängigkeitsprinzip 26

2.2.4.2 Hüllprinzip 27

2.2.4.3 Allgemeintoleranzen 30

2.2.5 Form- und Lagetoleranzen 30

2.2.6 Beispiele 33

2.3 Tolerierung von Maßketten 38

2.3.1 Grundlagen 38

2.3.2 Maßketten bei vollständiger Austauschbarkeit 39

2.3.2.1 Lineare eindimensionale Maßketten 40

2.3.2.2 Ebene zweidimensionale Maßketten 42

E. Leidich (✉)
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Professur für Konstruktionslehre,
Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, Deutschland
e-mail: erhard.leidich@mb.tu-chemnitz.de

L. Deters
Institut für Maschinenkonstruktion, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, Deutschland
e-mail: ludger.deters@ovgu.de

2.4 Technische Oberflächen	44
2.4.1 Aufbau technischer Oberflächen	44
2.4.1.1 Oberflächennaher Bereich	44
2.4.1.2 Gestaltabweichungen	45
2.4.2 Geometrische Oberflächenbeschaffenheit	47
2.4.2.1 Oberflächenmessung	47
2.4.2.2 Bezugsgrößen für die Ermittlung der Gestaltabweichungen	49
2.4.2.3 Oberflächenkennwerte	50
2.4.3 Oberflächenangaben in Zeichnungen	58
Literatur	62

Normen, Toleranzen und Technische Oberflächen haben eine grundlegende Bedeutung für die Beschreibung und Definition von technischen Gegenständen. Daher ist es notwendig sich mit diesem Inhalten vertraut zu machen, bevor einzelne Konstruktionselemente betrachtet werden.

2.1 Normung

Erhard Leidich

Die Normung hat das Ziel, Begriffe, Erzeugnisse, Vorschriften, Verfahren usw. im Bereich der Wissenschaft, Technik, Wirtschaft und Verwaltung festzulegen, zu ordnen und zu standardisieren. Die durch die Normung erzielte Häufung von gleichartigen Erzeugnissen gestattet deren wirtschaftliche Herstellung (Vorrichtungen, Werkzeuge und Maschinen!) und Kontrolle (Lehren, Messwerkzeuge!). Die Normung garantiert ferner den Austauschbau ohne spezielles Anpassen der Teile, der die Grundlage für die rationelle Fertigung von Massengütern ist. Grundlage der Normungsarbeit ist [DIN820a, DIN820b, DIN820c].

Die Normung ist ganz allgemein gesprochen ein Mittel zur zweckgerichteten Ordnung in der Technik. Sie fördert die sinnvolle Standardisierung von Objekten, indem sie für wiederkehrende Aufgaben bewährte Lösungen bereitstellt. Es gibt z. B. folgende Normenarten:

- *Verständigungsnormen* (Begriffe, Bezeichnungen, Benennungen, Symbole, Formelzeichen...);
- *Typnormen* (Typenbeschreibung von Erzeugnissen nach Art, Form, Größe...);
- *Planungsnormen* (Grundsätze für Entwicklung, Berechnung, Ausführung);
- *Konstruktionsnormen* (konstruktive Gesichtspunkte für die Gestaltung technischer Gegenstände);
- *Abmessungsnormen* (Abmessungen und Maßtoleranzen für Bauelemente, Profile...);
- *Stoffnormen* (Stoffe, Einteilung, Eigenschaften, Richtlinien für Verwendung...);
- *Gütenormen* (Anforderungen an die Qualität von Erzeugnissen);
- *Verfahrensnormen* (Arbeitsverfahren für die Herstellung und Behandlung);
- *Prüfnormen* (Untersuchungs- und Messverfahren);
- *Liefer- und Dienstleistungsnormen* (technische Grundsätze – Lieferbedingungen für die Vereinbarung von Lieferungen);
- *Sicherheitsnormen* (Schutz von Leben und Gesundheit, Schutz von Sachwerten).

Historischer Überblick über die Entwicklung der Normen

Im Prinzip unterscheidet man nationale und internationale Normen.

a) Deutsche Normen (nationale Normen)

1869, Verein Deutscher Ingenieure (VDI), „Normalprofil-Buch für Walzeisen“;
1881, Verein Deutscher Ingenieure (VDI), „Lieferbedingungen für Eisen und Stahl“;
1900, Verein Deutscher Elektroingenieure (VDE), „VDE-Vorschriftenbuch“;
1917, Gründung „Normenausschuss der Deutschen Industrie“ als eingetragener Verein (e. V.), Sitz Berlin. Herausgeber von: Deutsche Industrie Normen (=DIN);
1926, Umwandlung in „Deutscher Normenausschuss e. V.“ (DNA); Sitz Berlin;
1975, Umbenennung des DNA in „DIN Deutsches Institut für Normung e. V.“, Sitz Berlin.

Ordentliche Mitglieder des DIN:

- Firmen
- Interessierte Körperschaften
- Organisationen
- Behörden...

Das Deutsche Institut für Normung (DIN) der Bundesrepublik Deutschland gibt die DIN-Normen heraus. Der Vertrieb erfolgt ausschließlich über den Beuth Verlag GmbH Berlin. Die DIN-Normen haben keine Gesetzeskraft, werden aber – soweit zutreffend – als „Regeln der Technik“ anerkannt. Eine Anwendungspflicht kann sich z. B. aus Rechtsvorschriften, Verträgen oder sonstigen Rechtsgrundlagen ergeben. In der früheren Deutschen Demokratischen Republik (DDR) gab es analog die Technischen Normen, Gütevorschriften und Lieferbedingungen oder in Abkürzung TGL, deren Herausgeber das Amt für Standardisierung (AfS) war. Diese DDR – Standards TGL hatten Gesetzeskraft!

b) Internationale Normen

1926, Gründung der „International Federation of the National Standardizing Associations“ (ISA). Wichtigstes Ergebnis der Anfangsarbeit: ISA- Toleranzsystem (heute: ISO-Toleranzsystem, siehe [Abschn. 2.2ff](#));

1946, Neugründung unter dem Namen „International Organization for Standardization“ (ISO), Generalsekretariat in Genf;

1952, Wiederaufnahme der Bundesrepublik Deutschland in die ISO.

1961 erfolgte im Zusammenhang mit der Gründung der Europäischen Wirtschaftsgemeinschaft die Gründung der Normungsorganisationen CEN/CENE-LEC. Sie sind keine staatlichen Körperschaften sondern privatrechtliche und gemeinnützige Vereinigungen mit Sitz in Brüssel.

Mitglieder sind die nationalen Normungsinstitute der Mitgliedsländer der Europäischen Union (EU) und der Europäischen Freihandelszone (EFTA) sowie solcher Länder, deren Beitritt zur EU zu erwarten ist. Letztere haben kein Stimmrecht, nehmen aber an den technischen Beratungen teil.

2.1.1 Erstellen von Normen

a) Die Normungsarbeit beim DIN wird geleistet

- für weite Fachgebiete (z. B. Bauwesen) in Fachnormenausschüssen (FNA),
- für eng begrenzte Fachgebiete innerhalb eines FNA in Arbeitsausschüssen (z. B. FNA Nichteisenmetalle),
- für übergeordnete Gebiete, die viele oder alle Fachgebiete berühren, in selbstständigen Ausschüssen (A), z. B. für Gewinde, Zeichnungen.

Die Mitarbeit in den Ausschüssen ist ehrenamtlich. Die Mitarbeiter werden aus den interessierten Fachkreisen (Industrie, Universitäten, Fachhochschulen, Behörden, Verbänden, TÜV, ...) herangezogen; dabei ist die Mitgliedschaft im DIN nicht erforderlich. Die Erstellung einer Norm kann von jedermann beim DIN angeregt werden. Das erste Ergebnis der Normungsarbeit in den Ausschüssen ist der *Norm-Entwurf*. Nach dessen Prüfung durch die Normenprüfstelle des DIN wird er zur Kritik in den DIN-Mitteilungen, dem Zentralorgan der Deutschen Normung, veröffentlicht. Im Entwurfsstadium wird der Norm-Nummer das Kürzel „E“ vorangestellt (z. B. E [DIN 7190](#)). Einsprüche und Änderungswünsche sind bis zum Ablauf der Einspruchsfrist möglich. Die Anregungen werden geprüft und in die endgültige Fassung eingearbeitet, oder es wird ein neuer Norm-Entwurf geschaffen. Unter Umständen wird auch der erste Norm-Entwurf zurückgezogen. Die endgültige Fassung wird von der Prüfstelle des DIN verabschiedet und veröffentlicht.

Das Urheberrecht an den DIN-Normen steht dem Deutschen Institut für Normung e. V. zu. Der Schutzanspruch sichert eine einwandfreie, stets dem neuesten Stand entsprechende Veröffentlichung der Normen und verhindert eine missbräuchliche Vervielfältigung. Die Übersetzung von DIN-Normen in fremde Sprachen ist nur im Einvernehmen mit dem DIN zulässig. Werknormen zum internen Gebrauch dürfen jedoch aus den DIN-Normen abgeleitet werden.

b) Das Deutsche Institut für Normung vertritt bei internationaler Normungsarbeit die deutschen Interessen. Technische Komitees (TC), nach Fachgebieten zusammengesetzt, leisten die Normungsarbeit. Bedingt durch die zunehmende Globalisierung gewinnt die internationale Normungsarbeit zunehmend an Bedeutung. Die Übernahme von internationalen Normen der ISO ist in [[DIN820a](#), [DIN820b](#), [DIN820c](#)] geregelt. Unverändert übernommene internationale Normen werden als DIN-ISO-Normen gekennzeichnet.

2.1.2 Stufung genormter Erzeugnisse, Normzahlen

Genormte Erzeugnisse, die in mehreren Größen benötigt werden, sind unter dem Gesichtspunkt der Teilebeschränkung sowie der Häufigkeit der Anwendung bestimmter Größen zu stufen. Im Sinne des Normungsgedankens ist eine systematische Stufung der

Glieder untereinander, z. B. mit Hilfe von Normzahlen, anzustreben. Normzahlen (NZ) sind durch die internationalen Normen [ISO3, ISO17a, ISO17b] sowie [ISO497] und die nationale Norm [DIN323a, DIN323b] festgelegt.

Die zahlenmäßige Reihung bzw. Ordnung von physikalischen Größen kann durch eine additive oder eine multiplikative Gesetzmäßigkeit erfolgen. Im ersten Fall hat man die Abstufung in der Art einer arithmetischen Reihe und im zweiten Fall in der Art einer geometrischen Reihe.

1. Stufung nach einer arithmetischen Reihe

Sie wird in der Technik nur in wenigen Ausnahmefällen angewendet (z. B. Abstufung von Schraubenlängen!) und hat einen konstanten Stufenschritt. Ihr Bildungsgesetz ist additiv, z. B.

$$a_i, \quad a_{i+1}, \quad a_{i+2}$$

mit Stufenschritt Δ = Differenz von zwei aufeinanderfolgenden Gliedern

$$\begin{aligned} \Delta &= a_{i+1} - a_i = \text{const} \\ \text{z. B. } \Delta &= 2 : 1, 3, 5, 7 \end{aligned} \quad (2.1)$$

2. Stufung nach einer geometrischen Reihe

Sie wird in der Technik sehr häufig angewendet und hat sich sehr gut bewährt. Sie hat einen konstanten Stufensprung. Ihr Bildungsgesetz ist multiplikativ (vgl. DIN 323a, DIN 323b). Dies ist auch der Hauptgrund für ihre Anwendung zum Aufbau einer Ordnung für physikalische Größen. Fast alle physikalischen technischen Gesetze sind nämlich multiplikativ aufgebaut. Bei Vergrößerungen oder Verkleinerungen von physikalischen Größen im Rahmen der Entwicklung einer Typenreihe ergeben sich durch die Division der aufeinander folgenden Zahlenwerte der betrachteten physikalischen Größe immer konstante Faktoren. Für die geometrische Reihe gilt allgemein die Beziehung

$$a_{i+1} = a_i \cdot q \quad (2.2)$$

mit q = Stufensprung = konstant.

Ist das Anfangsglied einer geometrischen Reihe a_1 , so lautet das i -te Glied bei bekanntem Stufensprung q

$$a_i = a_1 \cdot q^{i-1} \quad (2.3)$$

$$\begin{array}{ll} a_1 = 1; & q = 2; \\ 1, 2, 4, 8, 16, \dots & \end{array} \quad \begin{array}{ll} a_1 = 2; & q = 3; \\ 2, 6, 18, 54, 162, \dots & \end{array}$$

Normzahlen (NZ)

Zweck der Normzahlen (= Vorzugszahlen) ist die sinnvolle Beschränkung von Typen und/oder Abmessungen. Sie sind die Basis vieler Normen und können in unterschiedlicher Größe abgestuft sein. Ihre Abstufung basiert wie bei den geometrischen Reihen auf einem konstanten Stufensprung, der aber keine ganze Zahl ist. Für die Normzahlen gelten folgende Beziehungen:

1. Sie schließen an den bekannten dezimalen Bereich an, d. h., sie enthalten alle ganzzahligen Potenzen von 10 (z. B. 0,01; 0,1; 1; 10; 100; 1000;...).
2. Sie bilden eine geometrische Reihe mit konstantem Stufensprung.
3. Die Glieder größerer Reihen sind wieder als Glieder in den feiner abgestuften Reihen enthalten.
4. Produkte und Quotienten von Normzahlen sind wieder Normzahlen.

Daraus lässt sich folgendes Bildungsgesetz ableiten:

- a) Geometrische n_i – Teilung einer Dekade (Verwirklichung der Punkte 1, 2, 4).
- b) Dualteilung des n_i – Wertes (Verwirklichung von Punkt 3).

Die Zahlen 1 und 10 werden als Normzahlen gesetzt und die Zwischenwerte nach einer geometrischen Reihe gestuft [Kle97]. Ist n die Zahl der Zwischenräume zwischen den Zahlen 1 und 10, so gilt für den Stufensprung die Beziehung:

$$q = \sqrt[n]{10} \quad (2.4)$$

Für z. B. $n = 5$ wird $q = 1,5849\dots$ Daraus ergibt sich die *Genauwertreihe* für $n = 5$. Sie lautet vollständig:

$$1 \quad 1,5849 \quad 2,5119 \quad 3,9811 \quad 6,3096 \quad 10$$

Diese Genauwerte sind unhandlich. Durch eine schwache Rundung erhält man aus ihnen die eigentlichen Normzahlen (= Hauptwerte), die dann die *Grundreihen* bilden.

Beispiel: $n = 5$:

Grundreihe R 5: 1 1,6 2,5 4 6,3 10

Damit ergibt sich folgende *Definition* für die Normzahlen:

Normzahlen sind vereinbarte, gerundete Glieder einer dezimalgeometrischen Reihe.

Neben $n = 5$ sind auch genormt: $n = 10, 20, 40, (80)$.

Daraus ergeben sich die in Tab. 2.1 angegebenen *Grundreihen* R 5, R 10, R 20, R 40, (R 80) (vgl. DIN 323a, DIN 323b). Im Maschinenbau werden am häufigsten die Grundreihen R 10 und R 20 angewendet (R 5 ist meist zu grob und R 40 ist meist zu fein!).

Normzahlen $NZ > 10$ erhält man durch Multiplikation der Grundreihen mit $10^1, 10^2, \dots$, Normzahlen $NZ < 10$ erhält man durch Multiplikation der Grundreihen mit $10^{-1}, \dots, 10^{-2}, \dots$.

Beispiele für Anwendung von Normzahlen

Nennweiten nach DIN 2402 bzw. DIN 28002 bei Rohrleitungssystemen als kennzeichnendes Merkmal zueinander passender Teile, z. B. Rohre, Rohrverbindungen, Formstücke und Armaturen.

- Leistung von Kraft- und Arbeitsmaschinen
- Gewindedurchmesser
- Nenndurchmesser der Wälzlager
- Währung (1.-, 2.-, 5.-, 10.- EUR → Auszug aus R 10)

Tab. 2.1 Grundreihen R 5, R 10, R 20 und R 40; Hinweis: Die Schreibweise der Normzahlen ohne Endnullen ist international ebenfalls gebräuchlich

Hauptwerte				Ordnungsnum- mern N	Mantissen	Genauwerte	Abweichung der Hauptwerte von den Genauwerten
R 5	R 10	R 20	R 40				%
1,00	1,00	1,00	1,00	0	000	1,0000	0
			1,06	1	025	1,0593	+0.07
			1,12	2	050	1,1220	−0.18
			1,18	3	075	1,1885	−0.71
	1,25	1,25	1,25	4	100	1,2589	−0.71
			1,32	5	125	1,3353	−1.01
			1,40	6	150	1,4125	−0.88
			1,50	7	175	1,4962	+0.25
	1,60	1,60	1,60	8	200	1,5849	+0.95
			1,70	9	225	1,6788	+1.26
			1,80	10	250	1,7783	+1.22
			1,90	11	275	1,8836	+0.87
	2,00	2,00	2,00	12	300	1,9953	+0.24
			2,12	13	325	2,1135	+0.31
			2,24	14	350	2,2387	+0.06
			2,36	15	375	2,3714	−0.48
2,50	2,50	2,50	2,50	16	400	2,5119	−0.47
			2,65	17	425	2,6607	−0.40
			2,80	18	450	2,8184	−0.65
			3,00	19	475	2,9854	+0.49
	3,15	3,15	3,15	20	500	3,1623	−0.39
			3,35	21	525	3,3497	+0.01
			3,55	22	550	3,5481	+0.05
			3,75	23	575	3,7584	−0.22
	4,00	4,00	4,00	24	600	3,9811	+0.47
			4,25	25	625	4,2170	+0.78
			4,50	26	650	4,4668	+0.74
			4,75	27	675	4,7315	+0.39
	5,00	5,00	5,00	28	700	5,0119	−0.24
			5,30	29	725	5,3088	−0.17
			5,60	30	750	5,6234	−0.42
			6,00	31	775	5,9566	+0.73

(Fortsetzung)

Tab. 2.1 (Fortsetzung)

Hauptwerte				Ordnungsnum- mern N	Mantissen	Genauwerte	Abweichung der Hauptwerte von den Genauwerten
6,30	6,30	6,30	6,30	32	800	6,3096	−0.15
			6,70	33	825	6,6834	+0.25
		7,10	7,10	34	850	7,0795	+0.29
			7,50	35	875	7,4989	+0.01
	8,00	8,00	8,00	36	900	7,9433	+0.71
			8,50	37	925	8,4140	+1.02
		9,00	9,00	38	950	8,9125	+0.98
			9,50	39	975	9,4406	+0.63
1,00	10,00	10,00	10,00	40	000	10,0000	0

2.1.3 Normen für rechnerunterstützte Konstruktion

Die *Informationsverarbeitung* durchdringt zunehmend alle Bereiche der Wirtschaft, der Wissenschaft sowie des öffentlichen und privaten Lebens. Neue sehr effiziente Anwendungen wie elektronischer Zahlungsverkehr, elektronischer Datenaustausch und multimediale Rechnerarbeitsplätze werden durch den Einsatz der Informationstechnik ermöglicht. Um eine globale Informations-Infrastruktur zu erreichen, ist die Fähigkeit der Anwendungen zur grenz- und branchenübergreifenden Zusammenarbeit zwingend erforderlich. Vorrangige Aufgabe der Normung ist daher im internationalen Konsens technische Regeln zu entwickeln, die die Portabilität von Programmen und die Interoperabilität der Anwendungen gewährleisten. Wichtige Teilbereiche der Normung auf diesen Gebieten sind z. B. Begriffe (DIN 44300-1 bis 9), Programmiersprachen und Softwareentwicklung [DIN 66001](#) sowie sowie Datenträger und Datenspeicherung ([DIN EN 28860-1/2](#)) [[Kle97](#)]. Zuständig für die Normung auf dem Gebiet der Informationsverarbeitung im DIN ist der Normenausschuss Informationstechnik (NI).

Ziel der Normen für die *rechnerunterstützte Konstruktion* und Fertigung sind Erfassung, Verarbeitung, Bereitstellung und Austausch von technischen Daten über den gesamten Produktlebenszyklus. Zuständig für die diesbezüglichen Normen ist der Normenausschuss Maschinenbau. Zum Austausch produktdefinierender Daten für verschiedene Anwendungsbereiche wie Maschinenbau, Elektrotechnik, Anlagenbau etc. wurden die STEP-Normen (Standard for the Exchange of Product Model Data) für die rechnerunterstützte Konstruktion (CAD) entwickelt. DIN ISO 10303-1 enthält einen Überblick und grundlegende Prinzipien für die Produktdatenerstellung und den Produktdatenaustausch.

Die Vornormen [DIN4000-100] und [DIN4000-101] enthalten Regeln für die Speicherung geometriebezogener Daten von CAD-relevanten Normteilen auf der Basis von Sachmerkmalen in Merkmalsdateien. Die Datensätze enthalten u. a. Identifikationsangaben, Stücklistenangaben, Zuordnungshinweise, Visualisierungsangaben und Referenzen. Im Zuge der weiteren Entwicklung ist eine übergeordnete Merkmalverwaltung zur umfassenden Produktbeschreibung anhand von Merkmalen vorgesehen (Merkmals-Lexikon).

2.2 Toleranzen, Passungen und Passtoleranzfelder

Erhard Leidich

Zur Gewährleistung ihrer Funktion über die vorgesehene Lebensdauer hinweg müssen Bauteile oder Komponenten eines technischen Systems zueinander passen, d. h. sie dürfen in ihrer Form, ihrer Lage und ihren Abmessungen keinen unzulässig großen Abweichungen unterliegen. Alle diese Größen sind für sich zu tolerieren, d. h. mit einer Toleranz zu versehen und bei der Fertigung und Zuordnung oder Montage zu berücksichtigen ([DIN406a, DIN406b, DIN406c, DINISO286a, DINISO286b, DINISO1101, DINISO1132a, DINISO1132b, DINISO2768a, DINISO2768b] und [DINISO3040]). Eine Welle, die z. B. in einer Führung oder Buchse laufen soll, muss im Durchmesser kleiner sein als der Durchmesser der gepaarten Bohrung. Soll eine Riemenscheibe z. B. fest auf einer Welle sitzen, so muss der Durchmesser der Welle größer sein als der der Nabenbohrung der Riemenscheibe.

Da die meisten Bauteile nicht mehr einzeln hergestellt und in das Gegenstück eingepasst werden, sondern zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit in größeren Serien und ohne Abstimmung auf ein spezielles Gegenstück (wahllose Paarung der Teile) gefertigt werden, sind zur Vermeidung von Nacharbeit und zur Gewährleistung der Austauschbarkeit von Teilen folgende Bedingungen zu erfüllen:

1. Vorgabe von tolerierten Maßen (Nennmaß und Grenzabmaße oder Nennmaß und Toleranzklasse) oder Passungen für die zu paarenden Formteile;
2. Maßgerechte Fertigung der Einzelteile, d. h. Einhaltung der vorgegebenen Toleranzen (Istmaß im Toleranzbereich).

2.2.1 Maß- und Toleranzbegriffe

Die wichtigsten und gebräuchlichsten Toleranzen sind die für die Abmessungen der Bauteile. Man nennt sie daher auch *Maßtoleranzen*. Daneben gibt es auch Toleranzen zur Festlegung der Form und der Lage eines Formteiles, die so genannten *Form- und Lage*toleranzen, die in Abschn. 2.2.5 behandelt werden.

Die Grundbegriffe der Längenmaße und deren Toleranzen sowie die Passungen für flache (ebene) und zylindrische Werkstücke sind in [DINISO286a, DINISO286b] T1 und T2 zusammengefasst. Sie gelten sinngemäß auch für die Maßtoleranzen und Passungen an Kegeln [DINISO3040], Prismen und Gewinden.

Die wirtschaftliche Fertigung eines Werkstückes erfordert zusätzlich zum *Nennmaß* N (i.d.R. ein runder Zahlenwert) die Angabe einer *Toleranz* bzw. *Maßtoleranz* T . Sie hat kein Vorzeichen und wird immer als positiver Zahlenwert verstanden. Die Toleranz darf vom Konstrukteur nicht willkürlich gewählt werden, da grundsätzlich gilt: *je kleiner die Toleranz, desto teurer die Fertigung*. Sie leitet sich i.Allg. aus der Funktion ab, wobei aber im Bereich des Ur- und Umformens durchaus auch das Fertigungsverfahren die Toleranz maßgeblich bestimmen kann. Das *Istmaß* I (gemessene Größe) darf wegen der zu erfüllenden Funktion bestimmte Grenzmaße nicht überschreiten. Die Grenzen für das Istmaß sind das *Höchstmaß* G_o und das *Mindestmaß* G_u . Die Differenz zwischen Höchst- und Mindestmaß ist die bereits oben behandelte Toleranz bzw. Maßtoleranz:

$$T = G_o - G_u \quad (2.5)$$

Das *Mittenmaß* C ist der arithmetische Mittelwert zwischen Höchst- und Mindestmaß:

$$C = \frac{G_o + G_u}{2} \quad (2.6)$$

Es wird beim statistischen Tolerieren benötigt.

Das Nennmaß ist eine ideal gedachte Bezugsgröße ohne Abweichungen. Die Bezeichnungsdarstellung erfolgt auf Basis des Nennmaßes, ebenso die rechnerinterne Darstellung von Geometriemodellen. Das Nennmaß N dient zur Festlegung der *Grenzmaße* mittels der Grenzabmaße:

- *Oberes Abmaß*

ES bei Bohrungen, *es* bei Wellen (*ES*, *es* – *ecart superieur*):

$$\begin{aligned} G_o &= N + ES \\ G_o &= N + es \end{aligned} \quad (2.7)$$

- *Unteres Abmaß*

EI bei Bohrungen, *ei* bei Wellen (*EI*, *ei* – *ecart inferieur*):

$$\begin{aligned} G_u &= N + EI \\ G_u &= N + ei \end{aligned} \quad (2.8)$$

Nach Gl. (2.5) folgt für die Toleranz T

$$T = ES - EI \quad \text{bzw.} \quad T = es - ei \quad (2.9)$$

Zu beachten ist, dass die Abmaße vorzeichenbehaftet sind und entsprechend in Gl. (2.9) berücksichtigt werden müssen.

Die Angabe der Toleranz erfolgt in Verbindung mit dem Nennmaß N durch oberes und unteres Abmaß oder indirekt durch ISO-Kurzzeichen

$$\begin{aligned} \text{z. B. } 40_{-0,3}^{-0,1} & \quad \text{oder } \varnothing 20H7 \text{ (vgl. Abschn. 2.2.2.)} \\ \rightarrow T &= -0,1 - (-0,3) = 0,2 \end{aligned}$$

Abb. 2.1 Maß- und Toleranzbegriffe am Beispiel eines Wellendurchmessers

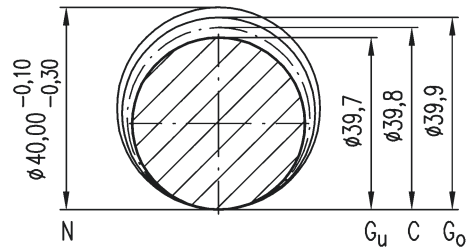


Abbildung 2.1 zeigt am Beispiel eines Außenmaßes (Wellendurchmesser) die wesentlichen Maßarten und Toleranzbegriffe. Zwei weitere Maßarten haben besondere Bedeutung für die Paarung von Bauteilen:

Das *Maximum-Material-Grenzmaß MML* (maximum material limit) ist: dasjenige der beiden Grenzmaße, das die maximal zulässige Materialmenge begrenzt. Das Element besitzt demnach bei diesem Grenzmaß seine größte Masse.

- bei Wellen das Höchstmaß
- bei Bohrungen das Mindestmaß

In der Praxis entspricht MML der „Gutseite“ der Prüfflehre. Falls es überschritten wird, kann das Werkstück durch Materialabnahme nachgearbeitet werden.

Das *Minimum-Material-Grenzmaß LML* (least material limit) ist: dasjenige (das andere) der beiden Grenzmaße, das die minimal zulässige Materialmenge begrenzt. Es ist

- bei Wellen das Mindestmaß
- bei Bohrungen das Höchstmaß

LML entspricht der „Ausschussseite“ der Prüfflehre, weil eine Nacharbeit des Werkstücks nicht möglich, d. h. das Werkstück Ausschuss ist.

2.2.2 Toleranzfeldlagen

In [DINISO286a] T1 sind 28 Toleranzfeldlagen festgelegt und mit Buchstaben bezeichnet. Die Buchstaben kennzeichnen nach Abb. 2.2 den kleinsten Abstand der Toleranzfelder von der Nulllinie. Liegt das Toleranzfeld unterhalb der Nulllinie, dann wird durch die Buchstaben der Abstand des oberen Abmaßes ES oder es von der Nulllinie festgelegt. Bei einem Toleranzfeld oberhalb der Nulllinie wird durch die Buchstaben der Abstand des unteren Abmaßes EI oder ei von der Nulllinie bestimmt. Diese Kleinstabstände von der Nulllinie, d. h. die Lage der Toleranzfelder, sind durch die ISO-Grundabmaße der Toleranzfeldlagen vorgegeben, die in [DINISO286a] für die unterschiedlichen Nennmaßbereiche und für die unterschiedlichen *Grundtoleranzgrade* zusammengestellt sind.

Die Toleranzfelder H und h nehmen eine Sonderstellung ein, weil sie an der Nulllinie liegen (vgl. auch Abschn. 2.2.3).

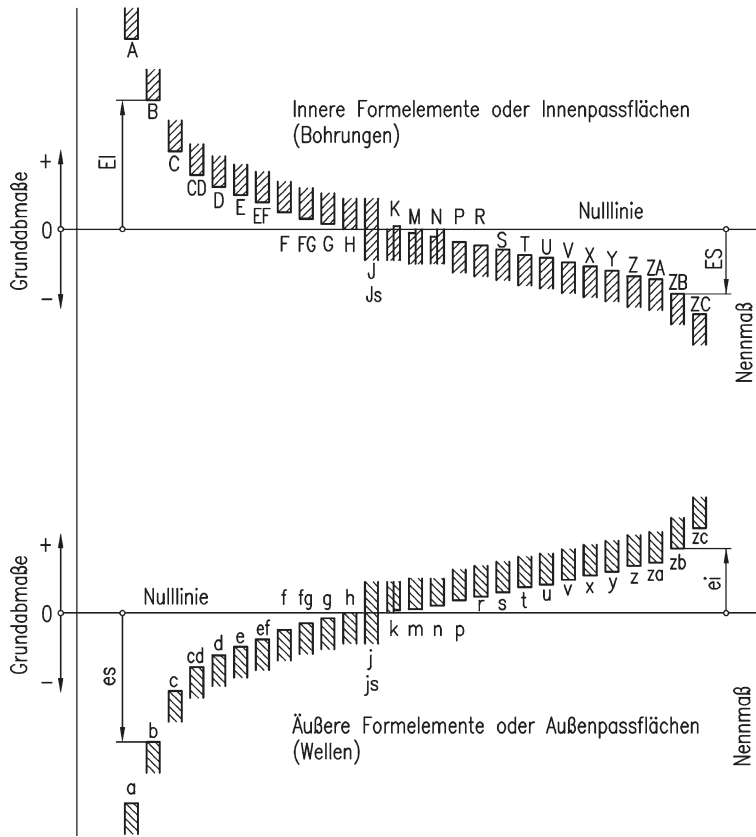


Abb. 2.2 Lage der Toleranzfelder bzw. schematische Darstellung der Lage von Grundabmaßen für Bohrungen und Wellen nach [DINISO286a, DINISO286b]

$$H \geq EI = 0$$

$$ES = T \text{ (Grundtoleranz)}$$

$$h \geq es = 0$$

$$ei = T \text{ (Grundtoleranz)}$$

Für jeden der Nennmaßbereiche gibt es mehrere – höchstens 20 – verschieden große Grundtoleranzgrade. Diese Grundtoleranzgrade werden mit den Buchstaben IT und den nachfolgenden Zahlen 01, 0, 1, 2 bis 18 gekennzeichnet. Der Grundtoleranzgrad charakterisiert die Größe der Grundtoleranz IT (Maßtoleranz). Jedem einzelnen Grundtoleranzgrad sind mit steigendem Nennmaßbereich größere Grundtoleranzen (Maßtoleranzen) zugeordnet. Die Gesamtheit der Grundtoleranzen innerhalb eines Grundtoleranzgrades für alle Nennmaßbereiche wird dem gleichen Genauigkeitsniveau zugerechnet.

Die Größe aller Grundtoleranzen wird in $\mu m = 10^{-6} \text{ m}$ ausgedrückt und ist für die Grundtoleranzgrade IT 2 bis IT 18 aus dem Toleranzfaktor i bzw. I durch Multiplikation mit einem Faktor entstanden, der aus Tab. 2.2 zu ersehen ist.

Tab. 2.2 Zahlenwerte der Grundtoleranzen IT für Nennmaße bis 3150 mm^a

Nennmaß in mm		Grundtoleranzgrade																	
über	bis	IT1 ^a	IT2 ^a	IT3 ^a	IT4 ^a	IT5 ^a	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14 ^b	IT15 ^b	IT16 ^b	IT17 ^b	IT18 ^b
		Grundtoleranzen																	
		mm																	
		µm																	
–	3 ^b	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630 ^a	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800 ^a	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000 ^a	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250 ^a	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600 ^a	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000 ^a	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500 ^a	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150 ^a	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

^aDie Werte für die Grundtoleranzgrade IT1 bis einschließlich IT5 für Nennmaße über 500 mm sind für experimentelle Zwecke enthalten

^bDie Grundtoleranzgrade IT14 bis einschließlich IT18 sind für Nennmaße bis einschließlich 1 mm nicht anzuwenden

Der Toleranzfaktor i hat die Größe:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D \quad (\text{für } N \leq 500 \text{ mm}) \quad (2.10)$$

In dieser Zahlenwertgleichung ist D in mm das geometrische Mittel der beiden Grenzmaße eines Nennmaßbereiches und i der Toleranzfaktor in μm . Gleichung (2.10) wurde empirisch ermittelt unter Berücksichtigung der Tatsache, dass unter gleichen Fertigungsbedingungen die Beziehung zwischen dem Fertigungsfehler und dem Nennmaß eine parabolische Funktion ist. Mit zunehmender Größe lassen sich nämlich die Teile mit einer relativ größeren Genauigkeit herstellen. Das additive Glied $0,001 \cdot D$ berücksichtigt die mit wachsendem Nennmaß linear größer werdende Messunsicherheit.

Ist $500 \text{ mm} < N \leq 3150 \text{ mm}$, so gilt nach [DINISO286a] T1 für den Toleranzfaktor I in μm die Beziehung:

$$I = 0,004 \cdot D + 2,1 \quad (\text{für } 500 \text{ mm} < N \leq 3150 \text{ mm}) \quad (2.11)$$

Für die Grundtoleranzgrade IT 01 bis IT 1 sind die Toleranzfaktoren i für Nennmaße $\leq 500 \text{ mm}$ nach folgenden Formeln zu berechnen:

$$\begin{aligned} \text{IT 01 : } i &= 0,3 + 0,008 \cdot D \\ \text{IT 0 : } i &= 0,5 + 0,012 \cdot D \\ \text{IT 1 : } i &= 0,8 + 0,020 \cdot D \end{aligned} \quad (2.12)$$

2.2.3 Passungen und Passungssysteme

Unter einer Passung versteht man die maßliche Zuordnung zwischen den zu fügenden oder zu paarenden Teilen, die sich aus dem Maßunterschied dieser Teile vor dem Fügen ergibt. Sie kennzeichnet somit die Beziehung zwischen den Toleranzfeldern der zu paarenden Teile. Sie ist erreichbar durch die zweckdienliche Wahl der Toleranzfeldlage und der Maßtoleranz oder Grundtoleranz des Innen- und des Außenmaßes der zu paarenden Formelemente bzw. Geometrieelemente [DINH07]. Die häufigsten Passungen sind die Rundpassungen (kreiszyindrische Passflächen, z. B. Welle und Bohrung) und die Flachpassungen (planparallele Passflächen). Eine Passung wird nach [DINISO286a, DINISO286b] durch folgende Angaben bestimmt:

1. Gemeinsames Nennmaß der zu paarenden Geometrielemente
2. Kurzzeichen der Toleranzklasse für das Innenmaß z. B. H7
3. Kurzzeichen der Toleranzklasse für das Außenmaß z. B. f6

Die Toleranzklasse kennzeichnet durch einen oder zwei Buchstaben das Grundabmaß (Toleranzfeldlage) und durch ein oder zwei Zahlen den Grundtoleranzgrad (Größe der Maßtoleranz oder Grundtoleranz).

Beispiel: $\varnothing 30\text{H7}, \varnothing 30\text{f6}$

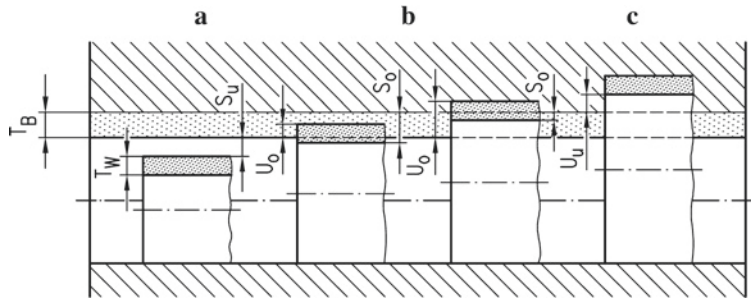


Abb. 2.3 Spiel-, Übergangs- und Übermaßpassung (T_W : Toleranz Welle, T_B : Toleranz Bohrung)

Passungsarten

Die Art der Passung ist durch die beabsichtigte Funktion bestimmt. Es gibt drei Arten von Passungen, die sich durch ihr Spiel bzw. Übermaß (im gefügten Zustand) unterscheiden (Abb. 2.3).

a) Spielpassung

Beim Fügen des inneren (Bohrung) und äußeren (Welle) Formelementes entsteht *immer* Spiel (S),

$$\begin{aligned} \text{Höchstspiel} \quad S_0 &= ES - ei \\ \text{Mindestspiel} \quad S_u &= EI - es \end{aligned} \quad (2.13)$$

b) Übergangspassung

Je nach den Istmaßen der Formelemente entsteht beim Fügen *entweder* Spiel *oder* Übermaß.

$$\begin{aligned} \text{Höchstspiel} \quad S_0 &= ES - ei \\ \text{Höchstübermaß} \quad U_0 &= EI - es \end{aligned} \quad (2.14)$$

(Hinweis Die Bezeichnungen S_0 und S_u sowie U_0 und U_u sind nicht genormt.)

c) Übermaßpassung

Beim Fügen der Formelemente entsteht *immer* Übermaß (U)

$$\begin{aligned} \text{Höchstübermaß} \quad U_0 &= EI - es \\ \text{Mindestübermaß} \quad U_u &= ES - ei \end{aligned} \quad (2.15)$$

Passungssysteme sollen helfen, die mögliche Vielfalt der Toleranzfelder bzw. Toleranzklassen einzuschränken und damit die Anzahl der Werkzeuge sowie der Prüf- und Messgeräte auf eine Mindestzahl zu beschränken. Ein Passungssystem bedeutet z. B., dass entweder alle Bohrungen oder aber Wellen dieselbe Toleranzfeldlage bekommen, zweckmäßigerweise diejenige mit dem „Grundabmaß 0“. Diese ausgezeichnete Lage bezüglich der Nulllinie – d. h. bezüglich des Nennmaßes – nehmen die Toleranzfeldlagen H (Bohrung) und h (Wellen) ein, da das untere Abmaß bei der Bohrung bzw. das obere Abmaß bei der Welle Null ist. Deshalb wurden diese Toleranzfeldlagen auch dem ISO-Passungssystem Einheitsbohrung bzw. dem ISO-Passungssystem Einheitswelle zugrunde gelegt.

ISO-Passungssystem Einheitsbohrung

([DINISO286a, DINISO286b] und [DIN7154a, DIN7154b]) Für alle Bohrungen wird die Toleranzfeldlage H, für die Wellen dagegen werden beliebige Toleranzfeldlagen gewählt. Zur Herstellung und Kontrolle der Bohrungen, die aufwändiger in der Fertigung und teurer in der Messung sind als Wellen, sind dann nur wenige Werkzeuge (z. B. Reibahlen) und Messwerkzeuge (z. B. Lehrdorne) erforderlich (für ein Nennmaß z. B. nur H5, H6, H7). Das Passungssystem Einheitsbohrung wird überwiegend im Maschinen- und Apparatebau angewendet.

ISO-Passungssystem Einheitswelle

([DINISO286a, DINISO286b] und [DIN7155]) Für alle Wellen wird die Toleranzfeldlage h, für die Bohrungen dagegen werden beliebige Toleranzfeldlagen gewählt. Das Passungssystem Einheitswelle wird bei Maschinen mit vielen langen, glatten Wellen (z. B. aus gezogenem, kalibriertem Rundmaterial) angewendet, auf denen Hebel, Räder und dgl. befestigt werden sollen (Land- und Textilmaschinenbau). Das ISO-Passungssystem Einheitswelle kommt seltener zur Anwendung als das ISO-Passungssystem Einheitsbohrung. Durch die Einführung der unterschiedlichen ISO-Passungssysteme hat man eine ganz wesentliche Einschränkung der Auswahlmöglichkeiten erreicht. Eine weitere Einschränkung ergibt sich durch die Anwendung empfohlener (d. h. in der Praxis häufig benötigter) Toleranzen gemäß [DIN7157].

2.2.4 Tolerierungsgrundsatz

Die den Maßtoleranzen überlagerten Formabweichungen führen dazu, dass das Mindestspiel bei Maximum-Material-Grenzmaßen nicht mehr vorhanden ist. Taylor erkannte diesen Zusammenhang und begründete 1905 mit seiner Patentanmeldung den Taylorschen Prüfgrundsatz.

Die *Gutprüfung* (Einhaltung der Maximum-Material-Grenze) ist eine Paarungsprüfung mit einem geometrischen Gegenstück (Lehre); die *Ausschussprüfung* (Einhaltung der Minimum-Material-Grenze) ist eine Einzelprüfung der örtlichen Istmaße (Zweipunktverfahren).

Der Tolerierungsgrundsatz bestimmt, ob an kreiszylindrischen und planparallelen Passflächen die Formabweichungen von den Maßtoleranzen abhängen oder nicht. Es gibt zwei Grundsätze:

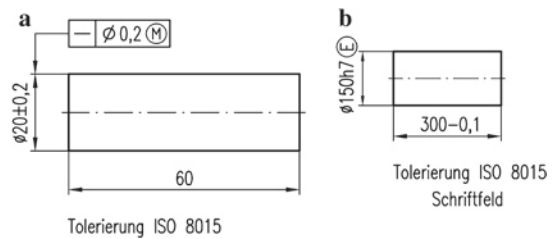
- Unabhängigkeitsprinzip
- Hüllprinzip

Beide Prinzipien werden im Folgenden behandelt.

2.2.4.1 Unabhängigkeitsprinzip

Das Unabhängigkeitsprinzip ist in [DINISO8015] genormt und besagt, dass ein toleriertes Maß als eingehalten gilt, wenn alle örtlichen Istmaße die Grenzmaße nicht über- bzw. unterschreiten. Jede Maß-, Form- und Lagetoleranz muss unabhängig voneinander eingehalten werden. Es erfolgt also keine Paarungsprüfung. Soll das Unabhängigkeitsprinzip

Abb. 2.4 Sonderfälle bei den Tolerierungsgrundsätzen,
a Anwendung der Maximum-Material-Bedingung, **b** Partielle Gültigkeit des Hüllprinzips



gelten, muss auf der Zeichnung im oder am Schriftfeld die Bezeichnung *Tolerierung ISO 8015* oder einfach *ISO 8015* stehen (Abb. 2.4b); ansonsten gilt das Hüllprinzip (s. Abschn. 2.2.4.2). Bei der heute üblichen rechnergestützten Konstruktion empfiehlt sich eine entsprechende Voreinstellung im Schriftfeld, da das Unabhängigkeitsprinzip die ungerechtfertigten Anforderungen bezüglich der Form- und Lageabweichungen, die mit dem Hüllprinzip verbunden sind, aufhebt. Der Fertigungsaufwand und damit die Fertigungskosten werden reduziert. Durch das Unabhängigkeitsprinzip werden Tonnenform, Sattelform, Kegelform und die geradzahligen Vielecke (Ovalität) begrenzt (vgl. Abb. 2.5). Krümmungen und ungeradzahlige Vielecke werden nicht begrenzt.

Bei Gültigkeit des Unabhängigkeitsprinzips kann mit Hilfe der Maximum-Material-Bedingung eine Vergrößerung der Formtoleranzen erreicht werden. Dazu sind die Formabweichungen auf der Zeichnung mit einem eingekreisten M zu kennzeichnen, (Abb. 2.4a).

Die Maximum-Material-Bedingung erlaubt eine Überschreitung einer mit \textcircled{M} gekennzeichneten Formtoleranz um den Betrag, um den das Istmaß vom Maximum-Material-Grenz-Maß (MML) abweicht. Soll dagegen trotz Hinweis auf ISO 8015 für ein toleriertes Maß die Hüllbedingung¹ gelten, so ist dieses mit einem eingekreisten E zu kennzeichnen, (Abb. 2.4b). Zur Vertiefung dieser Thematik wird auf [Jor98] oder [DINH07] verwiesen.

2.2.4.2 Hüllprinzip

Das Hüllprinzip gilt für alle tolerierten Maße auf allen Bezeichnungen, die keinen Hinweis auf DIN ISO 8015 enthalten. Der Klarheit halber sollte man jedoch eintragen: *Tolerierung DIN 7167*. Das Hüllprinzip fordert, dass das Geometrieelement (Kreiszylinder, Parallelebenenpaar) die geometrisch ideale Hülle mit Maximum-Material-Grenzmaß (MML) nicht durchbricht und kein örtliches Istmaß das Minimum-Material-Grenzmaß (LML) überschreitet (Bohrungen) bzw. unterschreitet (Wellen). Es werden nur die Formabweichungen, dagegen außer der Parallelität keine Lageabweichungen beschränkt. Das Hüllprinzip kann durch Einzeleintragung partiell aufgehoben werden (vgl. Abschn. 2.2.4.1). Die Prüfung der Hüllbedingung ist nur mit einer Paarungslehre, die die Gestalt der Hülle hat oder mit einer Messmaschine und entsprechenden Auswerteprogrammen möglich. Die Begrenzung der Formabweichungen und der Parallelität wird in den Abb. 2.5 und 2.6 an einigen Grenzfällen gezeigt. (*I*: ist das örtliche Istmaß).

¹ Hinweis: In Anlehnung an [Jor98] wird der Begriff Hüllbedingung immer im Zusammenhang mit \textcircled{E} verwendet.

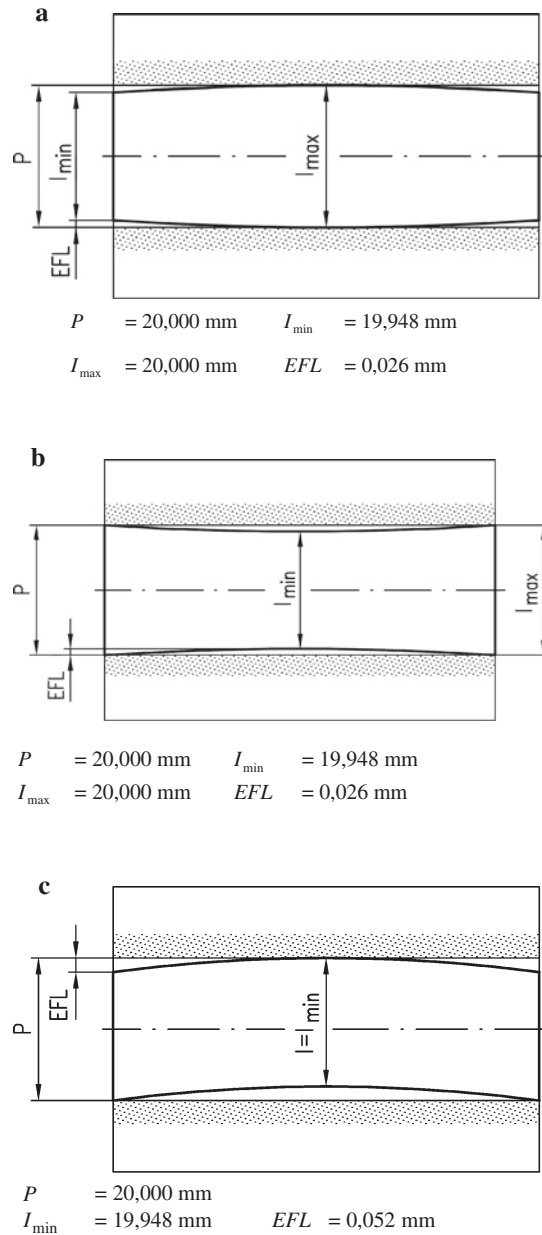


Abb. 2.5 Zulässige Formabweichungen bei Gültigkeit des Hüllprinzips für eine Welle mit $\varnothing 20\text{h9}$ (Axialschnitte) **a** Tonnenform (Ursachen: Werkstück zwischen Spitzen eingespannt; gekrümmte Führungsbahn) **b** Sattelform (Ursachen: Werkzeugbahn und Werkstückachse windschief zueinander – kürzester Abstand liegt innerhalb des Werkstücks; gekrümmte Führungsbahn) **c** Krümmung (Ursachen: Verzug durch freiwerdende innere Spannungen bei spanloser oder spangebender Formung, bei Wärmebehandlung und Alterung)

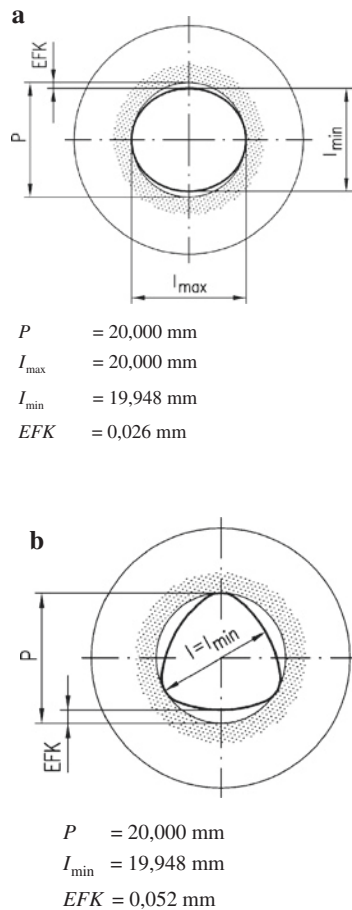


Abb. 2.6 Zulässige Formabweichungen bei Gültigkeit des Hüllprinzips für eine Welle mit $\varnothing 20h9$ (Radialschnitte) **a** geradzählige Vielecke/Ovalität (Ursachen: Lagerluft der Hauptspindel; unrunde Form des Rohlings; Unwucht des Werkstücks) **b** ungeradzählige Vielecke/Gleichdick (Ursachen: zweischneidige Werkzeuge – z. B. falsche Abstützung des Werkstücks bei spitzenlosem Schleifen)

EFL: Kurzzeichen für die Abweichung bei Geradheit nach [Tru97]

EFK: Kurzzeichen für die Abweichung bei Rundheit nach [Tru97]

Hinweis: In vielen Betrieben werden die Tolerierungsgrundsätze unsachgemäß angewendet. Aus Kostengründen ist die generelle Anwendung des Hüllprinzips nicht zu empfehlen. Vielmehr sollte das *Unabhängigkeitsprinzip* eingeführt und wo notwendig durch © die *Hüllbedingung* eingetragen werden.

Tab. 2.3 oben – Grenzabmaße für Längenmaße nach [DINISO2768a] T1, unten – Allgemeintoleranzen für Geradheit und Ebenheit nach [DINISO2768b] T2

Toleranzklassen		Grenzabmaße für Nennmaßbereiche [mm]						
Kurzzeichen	Benennung	von 0,5 bis 3	über 3 bis 6	über 6 bis 30	über 30 bis 120	über 120 bis 400	über 400 bis 1000	über 1000 bis 2000
f	fein	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	mittel	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	grob	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	sehr grob	—	±1,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6

Toleranzklassen	Nennmaßbereiche [mm]					
	bis 10	über 10 bis 30	über 30 bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

2.2.4.3 Allgemeintoleranzen

Die Notwendigkeit, die Gestalt eines Bauteils eindeutig zu bemaßen und zu tolerieren, wird durch die Festlegung von Allgemeintoleranzen nach [DINISO2768a], [DINISO2768b] T₁ und T₂ vereinfacht (Tab. 2.3). T₁ gilt für alle Längen- und Winkelmaße ohne Toleranzangabe, jedoch nicht für Hilfsmaße und theoretische Maße. Es werden vier Toleranzklassen unterschieden: f (fein), m (mittel), c (grob) und v (sehr grob). T₂ gilt für die Formelemente, die nicht mit einzeln eingetragenen Form- und Lagetoleranzen versehen sind. Es werden drei Toleranzklassen unterschieden: H, K, L.

Die Toleranzklassen sind so zu wählen, dass die Allgemeintoleranzen ohne besondere Maßnahmen und Sorgfalt, d. h. mit werkstattüblicher Genauigkeit zu halten sind. Deshalb müssen sie je nach der Art des Fertigungsverfahrens unterschiedlich groß sein. [DINISO2768a, DINISO2768b] gilt vorwiegend für metallische Werkstoffe und Geometrielemente, die durch Spanen erzeugt wurden. Für die Verfahrensgruppen Schweißen, Schmieden, Gießen z. B. gibt es eigene Allgemeintoleranzen, die entsprechend in den Zeichnungen anzugeben sind (vgl. [Jor98]).

2.2.5 Form- und Lagetoleranzen

Sowohl Studenten als auch Praktiker finden häufig schwer Zugang zur Form- und Lage-tolerierung, weil sie kompliziert und insbesondere für den Neuling unübersichtlich erscheint. Im folgenden werden deshalb die wichtigsten Grundlagen und Zusammenhänge der Tolerierung erläutert. Für ein weiterführendes Studium wird auf die zugehörige [DINENISO1101] und auf die Fachliteratur (z. B. [Jor98, DINH07]) verwiesen.

Die Form- und Lagetolerierung geht von so genannten Formelementen [Jor98] bzw. sichtbaren und unsichtbaren Geometrielementen DIN H07 aus. Die Tolerierung basiert

Toleranzart		Symbole	Eigenschaften
Form- toleranzen		—	Geradheit
			Ebenheit
		○	Rundheit (Kreisform)
			Zylinderform
Lagetoleranzen	Richtungs- toleranzen	//	Parallelität
		⊥	Rechtwinkligkeit
		∠	Neigung
	Orts- toleranzen	⊕	Position
		⊙	Koaxialität (Konzentrität)
		≡	Symmetrie
Komb. Form -u. Lagetoleranzen	Laftoleranzen		Rundlauf
			Planlauf
			Lauf in beliebige Richtung
			Gesamtrundlauf
			Gesamtplanlauf

Abb. 2.7 Symbole für Form- und Lagetoleranzen

auf der Festlegung von Toleranzzonen (Raum oder Fläche) innerhalb der sich das gesamte tolerierte Geometrieelement (z. B. Kreis, Gerade, Zylinder, Ebene) befinden muss. Die Toleranzzone wird begrenzt von zwei Grenzebenen bzw. Grenzlinien, die der idealen Gestalt der Geometrieelemente entsprechen. Ihr Abstand wird als Toleranz bezeichnet. Zwei Arten von Toleranzzonen kommen in der Praxis besonders häufig vor: *geradlinige* Toleranzzonen und *ringförmige* Toleranzzonen. Diese können sowohl eben als auch räumlich sein.

In Abb. 2.7 sind Zeichnungssymbole für tolerierbare Eigenschaften enthalten. In Abb. 2.8 werden Beispiele für die Formtoleranzen Ebenheit und Parallelität sowie für die Lagetoleranz Rundlauf gezeigt.

Für die eindeutige Interpretation von Form- und Lagetoleranzen ist eine korrekte Zeichnungseintragung unerlässlich. Gemäß [DIN ISO 1101](#) werden Form- und Lagetoleranzen durch einen Toleranzrahmen gekennzeichnet, der aus mindestens zwei aber höchstens fünf Feldern besteht (vgl. Abb. 2.9). Das *erste Feld* kennzeichnet die *Toleranzart*, im *zweiten* wird die *Toleranz* in mm eingetragen. Die restlichen Felder enthalten bei Lagetoleranzen *Kennbuchstaben für Bezüge*.

Der Toleranz- bzw. Bezugspfeil steht senkrecht (wichtig!) auf dem tolerierten Formelement. Er zeigt an, in welcher Richtung die Abweichung gemessen wird. Der eindeutigen Zuordnung wegen sollte der Toleranzpfeil in der Nähe der Maßlinie, die das Geometrieelement bemaßt, stehen. Zwei Fälle sind hier zu unterscheiden:


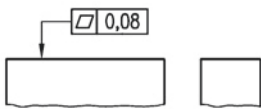

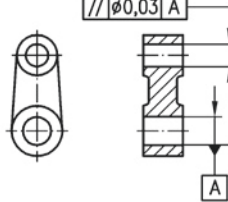
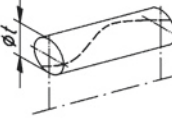
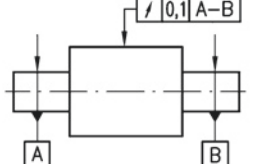
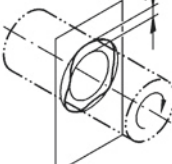
a	 Ebenheit		 <p>Die Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand 0,08 liegen.</p>
b	// Parallelität einer Linie (Achse) zu einer Bezugslinie		 <p>Die tolerierte Achse muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser 0,03 liegen, der parallel zur Bezugsachse A ist.</p>
c	⌚ Rundheit		 <p>Bei einer Umdrehung um die Bezugsachse A-B darf die Rundlaufabweichung in jeder Messebene 0,1 nicht überschreiten.</p>

Abb. 2.8 Beispiele für Formtoleranzen a; c und Lagetoleranz b

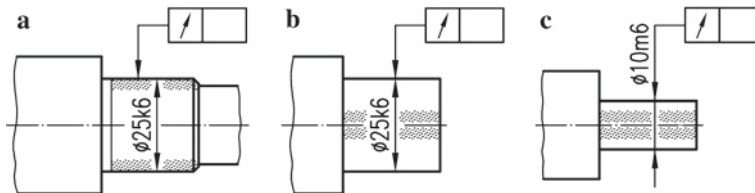


Abb. 2.9 Bedeutung der Stellung des Toleranzpfeils. a sichtbares Geometrieelement toleriert (Rundlauf) b; c unsichtbares Geometrieelement (Achse) toleriert (Koaxialität)

1. Bei der Tolerierung eines sichtbaren Geometrieelementes (Fläche, Kante) steht der Toleranzpfeil mindestens 4 mm vom entsprechenden Maßpfeil entfernt (Abb. 2.9a).
2. Wird dagegen ein unsichtbares Geometrieelement (Achse, Symmetrieebene etc.) toleriert, steht der Toleranzpfeil unmittelbar in der Verlängerung der Maßlinie, die das Formelement bemaßt (Abb. 2.9b, c).

Bezugselemente

Bezugselemente (nach [DINENISO5459]) dienen bei Lagetoleranzen zur Festlegung der Toleranzzone. Die für die tolerierten Geometrieelemente erläuterten Regeln gelten sinngemäß auch für die Bezugselemente.

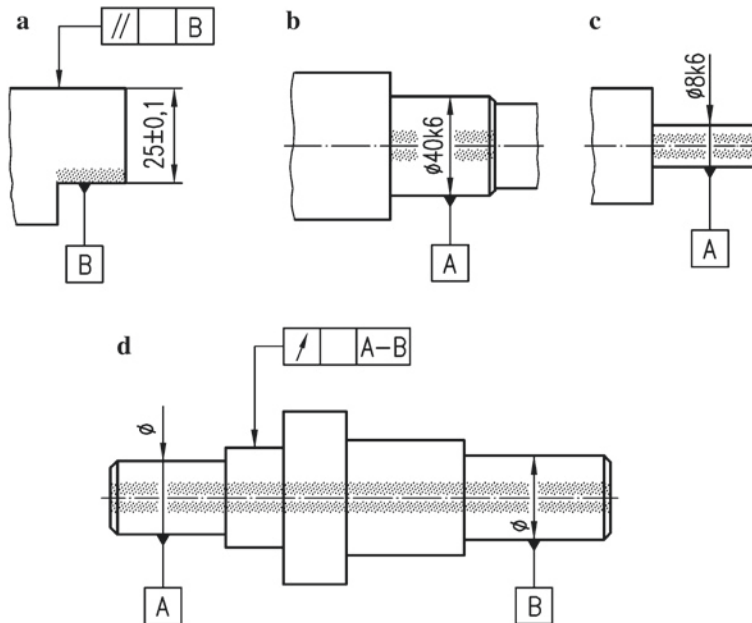


Abb. 2.10 Angabe von Bezügen. **b** und **c** Achse als Bezug, **a** untere Fläche als Bezugselement, **d** gemeinsame Achse von zwei Wellenabsätzen (Lagersitze) als Bezug

Das Bezugselement wird durch einen Bezugsbuchstaben (Großbuchstaben A, B,...) im oben geschilderten Bezugsrahmen sowie durch ein i.Allg. schwarz gefärbtes Bezugsdreieck gekennzeichnet. Die Bezugslinie steht senkrecht auf dem Bezugselement. In Abb. 2.10 werden Beispiele für Bezüge mit einem und zwei (gleichberechtigten) Bezugselement(en) gezeigt. Im Beispiel d) ist der Bezug die gemeinsame Achse der beiden Lagersitze.

2.2.6 Beispiele

Die folgenden Bilder zeigen Beispiele zur (zeichnerischen) Darstellung von Form- und Lagetoleranzen. Dabei wird unter dem Begriff „Abweichung“ die Differenz zwischen (realer) Istform bzw. -lage und (theoretisch fehlerfreier) Sollform bzw. -lage des betrachteten Funktionselementes verstanden. In jedem Fall muss die vorhandene Abweichung innerhalb des vorgeschriebenen Toleranzbereiches liegen, anderenfalls liegt eine Toleranzüberschreitung vor. Die dargestellten Beispiele tragen exemplarischen Charakter.

Die Geradheitsabweichung (Abb. 2.11) aller Mantellinien des Zylinders mit dem Durchmesser d muss bezogen auf die Länge L' ($L' < L$, an beliebiger Stelle) innerhalb des Toleranzbereiches t_1 liegen. t_1 wird durch zwei parallele Geraden dargestellt, die das Istprofil umschließen und in der Zeichenebene liegen.

Abb. 2.11 Geradheitsabweichung,
-toleranz; Rundheitsabweichung,
-toleranz

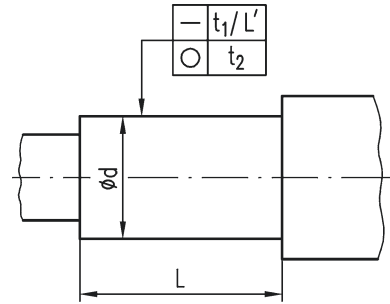
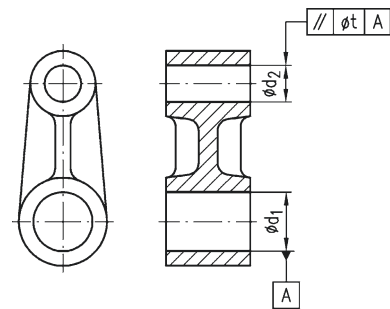


Abb. 2.12 Parallelitätsabweichung,
-toleranz



Die Rundheitsabweichung aller Radialschnitte des Zylinders bezogen auf die Länge L muss innerhalb des Toleranzbereiches t_2 liegen, der durch zwei konzentrische Kreise mit dem Abstand t_2 dargestellt wird.

Die Parallelitätsabweichung (Abb. 2.12) der Achse der Bohrung mit dem Durchmesser d_2 muss bezüglich der Achse der Bohrung mit dem Durchmesser d_1 innerhalb des Toleranzbereiches t liegen. Der Toleranzbereich wird durch zwei parallele Geraden mit dem Abstand t dargestellt, die parallel zur Achse von d_1 liegen.

Die Rechtwinkligkeitsabweichung (Abb. 2.13) der Fläche 1 muss bezogen auf A und B innerhalb des Toleranzbereiches t_1 liegen. Der Toleranzbereich wird durch zwei parallele Geraden mit dem Abstand t_1 dargestellt, die jeweils senkrecht zu A bzw. B verlaufen.

Die Neigungsabweichung (Abb. 2.13) der Fläche 2 muss bezogen auf A innerhalb des Toleranzbereiches t_2 liegen. Der Toleranzbereich wird durch zwei parallele Geraden mit dem Abstand t_2 dargestellt, die gegenüber A um den Winkel α geneigt sind.

Die Konzentritätsabweichung (Abb. 2.14) der Achse der Bohrung mit dem Durchmesser d_2 muss bezogen auf B innerhalb des Toleranzbereiches t liegen. Der Toleranzbereich wird dargestellt durch einen zur Achse der Bohrung mit dem Durchmesser d_1 konzentrisch liegenden Zylinder mit dem Durchmesser t . Der Primärbezug A dient der Kontrolle der vorhandenen Konzentritätsabweichungen.

Abb. 2.13 Rechtwinkligkeitsabweichung, -toleranz; Neigungsabweichung, -toleranz

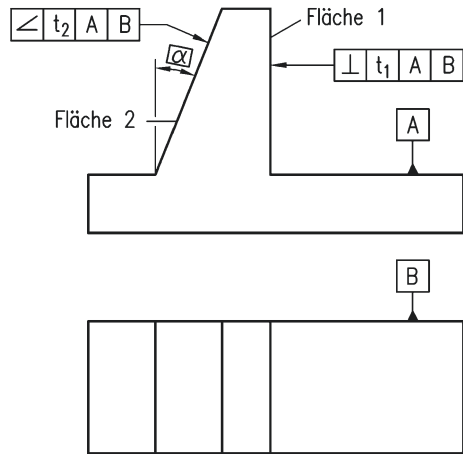


Abb. 2.14 Konzentritätsabweichung, -toleranz

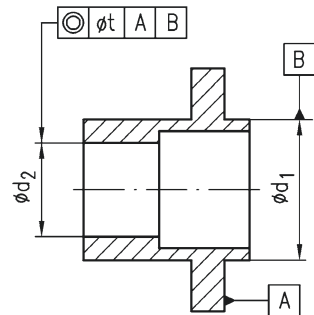
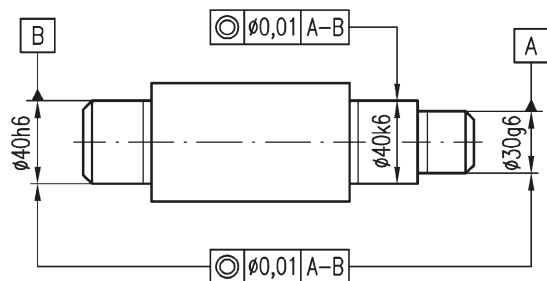


Abb. 2.15 Koaxialitätsabweichung, -toleranz



Anmerkung

Analog zur Konzentrität ist die Koaxialität (Abb. 2.15) zu betrachten: Zylinderabschnitt $\phi 40h6$ und Zylinderabschnitt $\phi 30g6$ sind koaxial zur gemeinsamen Achse A-B, Zylinderabschnitt $\phi 40k6$ ist konzentrisch zur gemeinsamen Achse A-B, jeweils im angegebenen Toleranzbereich.

Abb. 2.16 Positionsabweichung bzw.
Positionstoleranz, Variante 1 und 2
wie im Text beschrieben

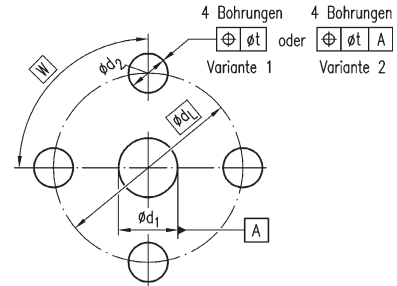


Abb. 2.17 Symmetrieabweichung,
-toleranz

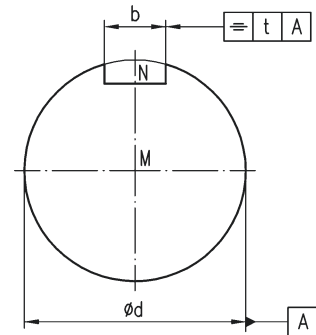
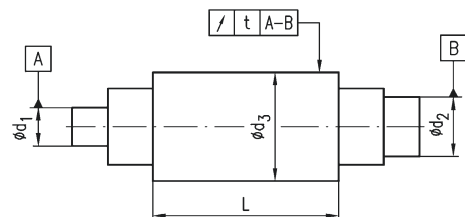


Abb. 2.18 Rundlaufabweichung,
-toleranz



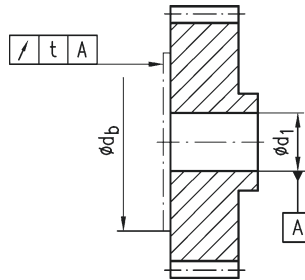
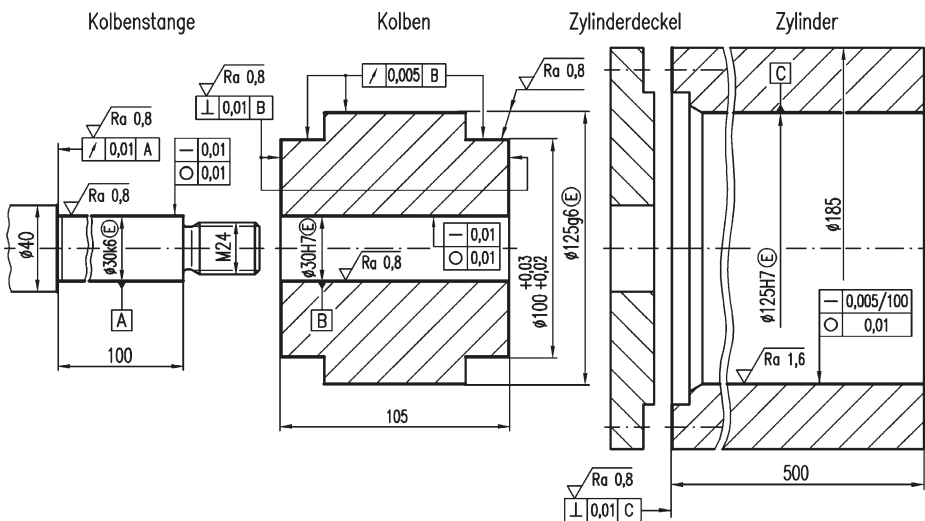
Variante 1

Die Positionsabweichung (Abb. 2.16) der Achsen der vier Bohrungen mit dem Durchmesser d_2 muss auf dem Lochkreis innerhalb des Toleranzbereiches liegen. Der Toleranzbereich wird dargestellt durch zur Bohrungsachse konzentrisch liegende Zylinder vom Durchmesser t , deren Position durch die theoretischen Maße d_L und W definiert ist.

Variante 2

Zusätzlich ist hier die Position des Lochkreises festgelegt (Bezug A zur Bohrung mit dem Durchmesser d_1).

Die Symmetrieabweichung (Abb. 2.17) der Mittelebene der Nut mit der Breite b muss bezogen auf die Achse des Zylinders mit dem Durchmesser d innerhalb des Toleranzbereiches t liegen. Der Toleranzbereich wird dargestellt durch zwei parallele Geraden mit dem Abstand t , die symmetrisch zur Verbindungslinie MN angeordnet sind.

**Abb. 2.19** Planlaufabweichung, -toleranz**Abb. 2.20** Beispiel einer Funktionsbaugruppe in Explosivdarstellung

Die Rundlaufabweichung (Abb. 2.18) des Zylinders mit dem Durchmesser d_3 muss bezogen auf die gemeinsame Achse A-B, gebildet von den Zylindern mit d_1 und d_2 , innerhalb des Toleranzbereiches t liegen. Dies gilt auf der gesamten Länge L des Zylinders für alle Radialschnitte des Zylinders.

Der Toleranzbereich wird dargestellt durch zwei zu A-B konzentrische Kreise mit dem Abstand t , die das Istprofil einschließen.

Die Planlaufabweichung (Abb. 2.19) der Stirnfläche bezogen auf die Achse des Zylinders mit dem Durchmesser d_1 muss im Bereich des Bezugsdurchmessers d_b innerhalb des Toleranzbereiches t liegen. Der Toleranzbereich wird dargestellt durch zwei parallele Geraden im Abstand t , senkrecht angeordnet zum Bezug A.

Die Funktionsbaugruppe in Abb. 2.20 besteht aus den Komponenten Kolbenstange, Kolben und Zylinder. Es sind nur die für die Funktion unmittelbar wichtigen Maße eingetragen. Für die Paarung Kolbenstange – Kolben (Nennmaß $\phi 30$) bzw.

Kolben – Zylinder ist die Hüllbedingung vorgeschrieben, für die restlichen Maße wird das Unabhängigkeitsprinzip angenommen. Der Konstrukteur muss entscheiden, ob bei einer Passungsangabe zusätzlich Form- bzw. Lagetoleranzen angegeben werden müssen (bei Ø30H7/k6 können diese entfallen, während sie bei Ø125H7/g6 wegen der relativ großen Führungslänge angebracht sind). Die angegebenen Werte für die Form- und Lagetoleranzen sowie für die Rauheit sind in Abhängigkeit des jeweiligen (Maß-) Toleranzfeldes gewählt.

2.3 Tolerierung von Maßketten

Erhard Leidich

2.3.1 Grundlagen

Die meisten Erzeugnisse der metallverarbeitenden Industrie des Maschinenbaus und der Elektrotechnik/Elektronik sind aus Baugruppen und Einzelteilen zusammengesetzt. Dabei bildet sich zwangsläufig eine Kette von tolerierten geometrischen Eigenschaften (z. B. Maß, Form, Lage). Auch am Einzelteil sind Maßketten unvermeidlich, weil stets mehrere geometrische Eigenschaften verknüpft werden.

Unter einer *Maßkette* versteht man die fortlaufende Aneinanderreihung von funktionsbedingten unabhängigen tolerierten *Einzelmaßen* M_i und dem von ihnen abhängigen *Schlussmaß* M_0 . Die Maße M_i und M_0 bilden bei ihrer schematischen Darstellung einen geschlossenen Linienzug (vgl. Abb. 2.21).

Die allgemeine mathematische Beschreibung des funktionalen Zusammenhangs zwischen den unabhängig veränderlichen Einzelmaßen M_i und dem abhängig veränderlichen Schlussmaß einer Maßkette lautet

$$M_0 = f(M_1, M_2, M_3, \dots, M_m) \quad (2.16)$$

Für das oben gezeigte Beispiel lautet demnach die Ausgangsgleichung:

$$M_1 + M_2 + M_0 - M_3 = 0 \quad (2.17)$$

aus der dann das Schlussmaß M_0 berechnet werden kann.

Weil jedes Maß toleriert ist, wirken sich die Toleranzen der Einzelmaße M_i in der Toleranz des Schlussmaßes M_0 aus. Da nur die Abmaße des Toleranzfeldes JS symmetrisch zur Nulllinie angeordnet sind (vgl. Abb. 2.2), werden die Abmaße des Schlussmaßes eine stark asymmetrische Lage aufweisen. Dies wirkt sich aber nachteilig in der Fertigung aus, da bei den heute nahezu ausschließlich genutzten NC-Maschinen die programmierbaren Koordinatenmaße zweckmäßigerweise dem Toleranzmittenmaß entsprechen sollten. Es ist daher erforderlich, das so genannte Mittenmaß C (Gl. 2.6) einzuführen und das Schlussmaß wie folgt zu definieren:

$$M_0 = C_0 \pm \frac{T_0}{2} \quad (2.18)$$

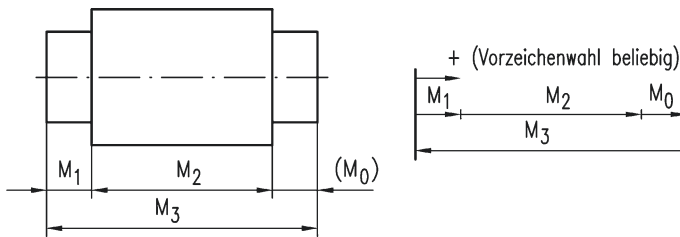


Abb. 2.21 Maßkette an einem Bauteil

2.3.2 Maßketten bei vollständiger Austauschbarkeit

Um bei technischen Systemen das Funktionsverhalten und die Austauschbarkeit der Teile zu sichern sowie die funktionell-technisch richtig tolerierten Maße unter Berücksichtigung der Fertigungsgegebenheiten in der Teilefertigung und Montage angeben zu können, ist die Anwendung von Maßkettengleichungen unerlässlich. Dabei sind zwei wichtige Aufgaben zu lösen:

- Berechnung des Schlussmaßes und der Schlussmaßtoleranz aus den tolerierten Einzelmaßen der Maßkette.
- Aufteilung der Schlusstoleranz auf die Einzelmaße (Bei mehr als zwei Einzelmaßen ist diese Aufgabe unbestimmt. Es müssen demnach zusätzliche Bedingungen berücksichtigt werden).

Charakteristisch für die vollständige Austauschbarkeit im Zusammenhang mit Maßketten ist, dass alle Teile einer gefertigten Losgröße oder Serie ohne Überschreitung der Schlussmaßtoleranz miteinander paarungsfähig sind. Ein kostenaufwändiges vorheriges Sortieren nach Maßgruppen ist also nicht erforderlich. Zur Berechnung der Maßketten wird die so genannte *Maximum-Minimum-Methode* angewendet.

Nachteil dieser Methode ist allerdings, dass bei einer größeren Anzahl von Einzelmaßen in der Maßkette wegen der additiven Toleranzfortpflanzung die Sicherstellung einer vorgegebenen Schlusstoleranz zu relativ kleinen, in der Fertigung nur mit großem Aufwand einzuhaltenden Einzeltoleranzen führt. Die Maximum-Minimum-Methode sollte demnach nur bei kurzgliedrigen Maßketten mit großen Funktionstoleranzen angewendet werden.

Sind diese Bedingungen nicht gegeben, müssen die *Methoden der unvollständigen Austauschbarkeit* [Tru97] zugrunde gelegt werden. Die funktionsgerechte Paarung der Teile ist dann nur durch zusätzliche Leistungen (z. B. Sortieren in Gruppen) möglich.

Für die mathematische Behandlung geometrischer Maßketten bietet sich die Taylor-Reihe an. Nach umfangreichen Ableitungen (vgl. [Tru97]) erhält man so unter

Vernachlässigung der Glieder höherer Ordnung für das Toleranzmittenmaß des Schlussmaßes:

$$C_0 = \sum_{i=1}^m \frac{\partial f}{\partial M_i} C_i \quad (2.19)$$

Und darüber hinaus das lineare Toleranzfortpflanzungsgesetz:

$$T_0 = \sum_{i=1}^m \left| \frac{\partial f}{\partial M_i} \right| T_i \quad (2.20)$$

Dabei ist m Anzahl der unabhängigen Einzelmaße.

Für lineare geometrische Maßketten wird das partielle Differential – in der Literatur wird dafür auch ein sogenannter Richtungskoeffizient k_i – definiert:

$$\frac{\partial f}{\partial M_i} = +1 \quad \text{oder} \quad -1$$

2.3.2.1 Lineare eindimensionale Maßketten

Bei linearen Maßketten liegen alle Längenmaße in einer Ebene parallel bzw. reihenweise angeordnet, so dass zwischen dem Schlussmaß und den Einzelmaßen gemäß Gl. (2.16) mit $k_i = \pm 1$ der einfache Zusammenhang besteht:

$$M_0 = \sum_{i=1}^m k_i M_i \quad (2.21)$$

Die Vorgehensweise bei linearen Maßketten soll nachfolgend an einem einfachen Beispiel gezeigt werden. Für die in Abb. 2.22 dargestellte Baugruppe mit den tolerierten Einzelmaßen M_1 bis M_4 ist das Schlussmaß M_0 gesucht. Basierend auf der aus Abb. 2.22 abgebildeten Maßkette erhält man die Ausgangsgleichung

$$-M_1 - M_2 - M_0 - M_3 + M_4 = 0$$

und daraus die Schlussmaßgleichung

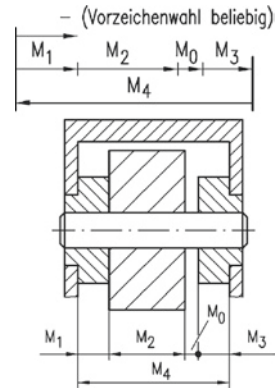
$$M_0 = -M_1 - M_2 - M_3 + M_4.$$

Für die Schlussmaßtoleranz gilt (lineares Toleranzfortpflanzungsgesetz)

$$T_0 = \sum_{i=1}^m \left| \frac{\partial f}{\partial M_i} \right| T_i$$

Abb. 2.22 Baugruppe

$$\begin{aligned}
 M_1 &= 15 \text{ } -0,1 \text{ mm} \\
 M_2 &= 45 \text{ } -0,2 \text{ mm} \\
 M_3 &= 15 \text{ } -0,1 \text{ mm} \\
 M_4 &= 75 \text{ } +0,4 / +0,1 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



bzw.

$$T_0 = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad (\text{Toleranzen sind immer positiv!})$$

mit

$$T_1 = 0,1 \text{ mm}$$

$$T_2 = 0,2 \text{ mm}$$

$$T_3 = 0,1 \text{ mm}$$

$$T_4 = 0,3 \text{ mm}$$

folgt

$$T_0 = 0,7 \text{ mm}$$

Analog zur obigen Schlussmaßgleichung gilt für das Toleranzmittenmaß C_0

$$C_0 = -C_1 - C_2 - C_3 + C_4$$

Mit den aus den Angaben in Abb. 2.22 berechneten Werten

$$C_1 = 14,95 \text{ mm}$$

$$C_2 = 44,90 \text{ mm}$$

$$C_3 = 14,95 \text{ mm}$$

$$C_4 = 75,25 \text{ mm}$$

erhält man schließlich

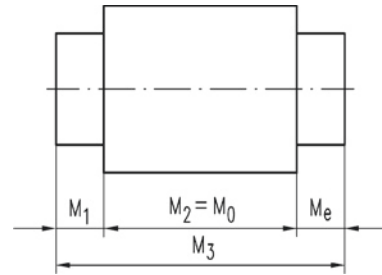
$$C_0 = 0,45 \text{ mm}$$

Das gesuchte Ergebnis lautet demnach

$$M_0 = C_0 \pm \frac{T_0}{2}$$

$$M_0 = 0,45 \pm 0,35 \text{ mm}$$

Abb. 2.23 Funktionsorientierte
Bemaßung einer abgesetzten Welle



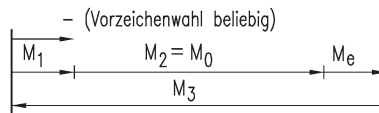
M_2 zu ersetzendes Maß

M_e Ersatzmaß

In analoger Weise ist auch eine Umrechnung der funktionsorientierten Bemaßung in eine fertigungsorientierte Bemaßung durchzuführen. In dem in Abb. 2.23 gezeigten Beispiel ist das Maß M_2 funktionsorientiert toleriert. Für die Fertigung des Bauteils wird aber die Toleranz für das Maß M_e benötigt, weil nur dieses in der Drehmaschine messbar ist. Die Aufgabe lautet demnach:

Wie groß darf die Toleranz T_e des sogenannten Ersatzmaßes M_e sein, damit die für die Funktion wichtige Toleranz T_2 eingehalten wird?

Aus Abb. 2.23 leitet sich folgende Maßkette ab



Die zugehörige Ausgangsgleichung lautet

$$-M_1 - M_0 - M_e + M_3 = 0$$

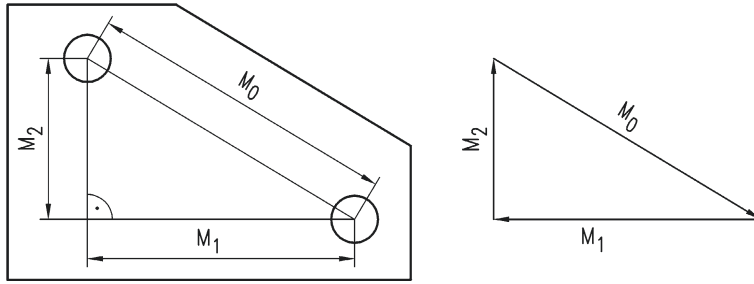
die nach M_e und analog für die Toleranzen nach T_e aufzulösen ist.

2.3.2.2 Ebene zweidimensionale Maßketten

Eine zweidimensionale ebene Maßkette liegt dann vor, wenn mehrere (vgl. Gl. (2.20), (2.21)) unabhängige Einzelmaße und das Schlussmaß der Bemaßung eines Einzelteils oder einer Baugruppe einen geschlossenen Linienzug in Form eines Polygons bildet. In der Maßkette können Längenmaße enthalten sein.

Bei der Berechnung ebener Maßketten ist zu beachten, dass der Richtungskoeffizient k_i nicht wie bei linearen eindimensionalen Maßketten den Wert $+1$ oder -1 annimmt, sondern i.Allg. davon verschieden ist (z. B. $k_i = \cos \alpha_i$).

Nachfolgend soll wieder an einem einfachen Praxisbeispiel die Vorgehensweise bei der Berechnung erläutert werden. In Abb. 2.24 ist ein Bauteil dargestellt, in dem die Lage

**Abb. 2.24** Werkstück mit ebener Maßkette

der beiden Bohrungen zueinander durch die Maße M_1 und M_2 im rechtwinkligen Koordinatensystem bestimmt ist.

Eine derartige Bemaßung ist erforderlich, wenn die Bohrungen auf einem Koordinatenbohrwerk hergestellt werden sollen. Die Funktionseigenschaft wird aber in den meisten Fällen durch das Abstandsmaß M_0 bestimmt. Es besteht deshalb die Aufgabe, unter Beachtung des funktionalen Zusammenhangs das Funktionsmaß (Schlussmaß) zu berechnen. Aus der Maßkette resultiert folgender Zusammenhang zwischen Schlussmaß und den Einzelmaßen

$$M_0 = f(M_1, M_2) = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (2.22)$$

und analog dazu für das Toleranzmittenmaß

$$C_0 = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \quad (2.23)$$

Die Gleichung für die Schlussmaßtoleranz lautet

$$T_0 = \sum_{i=1}^2 \left| \frac{\partial f}{\partial M_i} \right| T_i = \left| \frac{\partial f}{\partial M_1} \right| T_1 + \left| \frac{\partial f}{\partial M_2} \right| T_2 \quad (2.24)$$

$$T_0 = \frac{M_1}{\sqrt{M_1^2 + M_2^2}} T_1 + \frac{M_2}{\sqrt{M_1^2 + M_2^2}} T_2$$

so dass schließlich zur Berechnung des Schlussmaßes

$$M_0 = C_0 \pm \frac{T_0}{2}$$

alle Größen bestimmt sind.

2.4 Technische Oberflächen

Ludger Deters

2.4.1 Aufbau technischer Oberflächen

Keine reale technische Oberfläche besitzt ihre Sollform. Es sind immer Formabweichungen, Welligkeiten und Rauheiten festzustellen. Außerdem unterscheiden sich Gefüge, chemische Zusammensetzung und Festigkeit der oberflächennahen Werkstoffbereiche eines technischen Bauteils häufig erheblich vom Grundwerkstoff.

2.4.1.1 Oberflächennaher Bereich

Aufbau

Der schichtförmige Aufbau von technischen Oberflächen ist vereinfacht in Abb. 2.25 dargestellt. Von innen nach außen können im Wesentlichen der Grundwerkstoff mit ungestörtem Gefügebau, die innere und die äußere Grenzschicht unterschieden werden.

Die innere Grenzschicht wird stark vom Fertigungsverfahren beeinflusst. Sie weist gegenüber dem Grundwerkstoff infolge von Verformungen durch den Fertigungsprozess unterschiedliche Verfestigungen und Eigenspannungen, ein verändertes Gefüge und eventuell Texturinhomogenitäten zwischen Randzone und Werkstoffinnerem auf.

Die äußere Grenzschicht besitzt durch Wechselwirkungen des Werkstoffs mit dem Umgebungsmedium und dem Schmierstoff meist eine vom Grundwerkstoff abweichende Zusammensetzung und kann aus Oxidschichten, Adsorptions- und Reaktionsschichten, Verunreinigungen und einem Fett- oder Ölfilm aufgebaut sein.

Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung von Oberflächen kann sich durch den Einbau von Bestandteilen des Umgebungsmediums und/oder des Schmierstoffs beträchtlich von der des Grundwerkstoffs unterscheiden. Bei Legierungen kann daneben auch eine Anreicherung von Legierungsbestandteilen aus dem Werkstoffinneren an der Oberfläche erfolgen. In Abb. 2.26 wird die über der Werkstofftiefe variierende chemische Zusammensetzung an einer Kupplungs-Druckscheibe aus Grauguss veranschaulicht.

Gefüge

Im oberflächennahen Bereich können im Vergleich zum Grundwerkstoff unterschiedliche Korngrößen auftreten, die sich bevorzugt in Bearbeitungsrichtung ausrichten, wie dies in Abb. 2.25 illustriert ist. Darüber hinaus kann der Oberflächenbereich gegenüber dem Grundwerkstoff eine wesentlich höhere Dichte von Leerstellen und Versetzungen aufweisen, was sich negativ auf die Festigkeitseigenschaften des Oberflächenbereichs auswirkt.

Härte

Die Härte von oberflächennahen Werkstoffbereichen kann erheblich von der des Grundwerkstoffs differieren, was auf die unterschiedliche chemische Zusammensetzung und

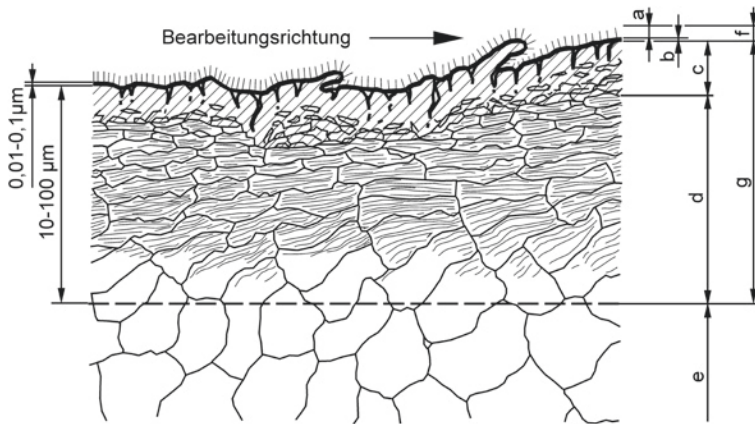


Abb. 2.25 Schematische Darstellung der Grenzschichten eines bearbeiteten Werkstücks aus Stahl nach [WeiAb89] *a* Fett- oder Ölfilm, *b* Adsorptions- und Reaktionsschicht, *c* Übergangszone, *d* verformtes Gefüge, *e* ungestörtes Metallgefüge, *f* äußere Grenzschicht, *g* innere Grenzschicht

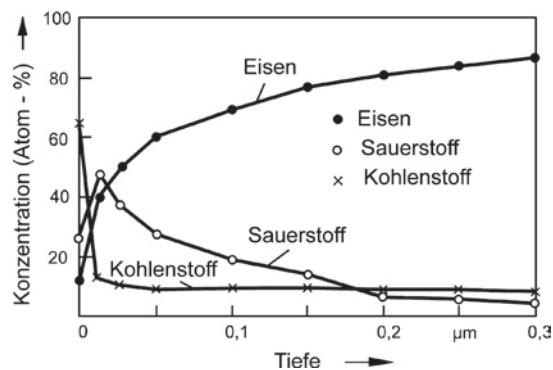


Abb. 2.26 Tiefenprofil (Augerelektronenspektroskopie (AES)) der chemischen Zusammensetzung einer Kupplungsdruckscheibenoberfläche aus Grauguss nach [CziHa92]

Mikrostruktur zurückzuführen ist. Im Allgemeinen besitzen auf der Oberfläche sitzende Metalloxide eine beträchtlich höhere Härte als die dazugehörigen Metalle.

2.4.1.2 Gestaltabweichungen

Neben den physikalisch-chemischen Eigenschaften sind auch die Gestaltabweichungen von technischen, aufeinander einwirkenden Oberflächen für die Funktionsfähigkeit von Baugruppen verantwortlich. Die Gestaltabweichungen können nach [DIN4760] in Formabweichungen, Welligkeiten und Rauheiten unterteilt werden und sind in Abb. 2.27 dargestellt. Der wesentliche Unterschied zwischen den verschiedenen Gestaltabweichungen

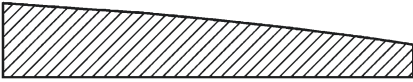
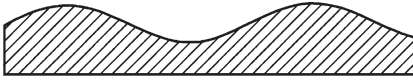

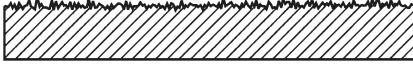
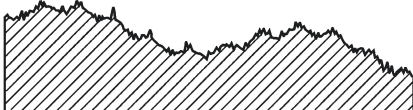
Gestaltabweichung (als Profilschnitt überhöht dargestellt)	Beispiele für die Art der Abweichung	Beispiele für die Entstehungsursache
1. Ordnung: Formabweichung 	Unebenheit Ungeradheit Unrundheit	Fehler in Führungen von Werkzeugmaschinen, Biegung an Maschinenteilen oder am Werkstück, unsachgemäße Einspannung des Werkstücks, Härteverzug, Verschleiß
2. Ordnung: Welligkeit 	Wellen	außermittige Einspannung, Form- oder Lageabweichungen eines Fräasers, Schwingungen der Werkzeugmaschine oder des Werkzeugs
3. Ordnung: Rauheit 	Rillen	Form der Werkzeugschneide, Vorschub oder Zustellung des Werkzeugs
4. Ordnung: Rauheit 	Riefen Schuppen Kuppen	Vorgänge bei Spanbildung (Reißspan, Scherspan, Aufbau-schneide), Werkstoffverformung beim Strahlen, Knospenbildung bei galvanischer Behandlung
5. Ordnung: Rauheit Anmerkung: nicht mehr in einfacher Weise bildlich darstellbar	Gefüge- struktur	Kristallisationsvorgänge, Veränderung der Oberfläche durch chemische Einwirkung (z.B. Beizen), Korrosionsvorgänge
6. Ordnung: Anmerkung: nicht mehr in einfacher Weise bildlich darstellbar	Gitteraufbau des Werkstoffs	
1. bis 4. Ordnung: Überlagerung 	Überlagerung der Gestaltsabweichungen 1. bis 4. Ordnung zur Istoberfläche	

Abb. 2.27 Ordnungssystem für Gestaltabweichungen nach [DIN4760]

liegt in ihrer horizontalen Merkmalsausprägung, während die vertikale Abweichungen sich in der gleichen Größenordnung bewegen können.

Die Formabweichung FA ist langwellig und erstreckt sich häufig in einem Zug über die gesamte Funktionsfläche (Länge der Formabweichung $> 1000 \times$ Höhe der Formabweichung). Welligkeiten liegen vor, wenn das Verhältnis von mittlerer Wellenlänge W_{Sm} zur Gesamthöhe des Welligkeitsprofils W_t zwischen 100 und 1000 beträgt. Wellen sind häufig periodisch auftretende Abweichungen. Bei der Rauheit weisen die mittleren Rillenbreiten der Rauheitsprofilelemente R_{Sm} das 5- bis 100-fache der Gesamthöhe des Rauheitsprofils R_t auf. Ein Rauheitsprofilelement beinhaltet eine Rauheitsprofilspitze und das benachbarte Rauheitsprofilal. Je nach Fertigungsverfahren treten die Abweichungen regelmäßig oder unregelmäßig auf.

2.4.2 Geometrische Oberflächenbeschaffenheit

2.4.2.1 Oberflächenmessung

Zur Erfassung der Gestaltabweichungen steht eine Anzahl verschiedener Mess- und Prüfverfahren zur Verfügung [DINENISO13565a, DINENISO13565b, DINENISO13565c]. Im Allgemeinen werden die Gestaltabweichungen aus einem Profilschnitt ermittelt, der senkrecht zur Oberfläche in der Richtung durchgeführt wird, in der die größte vertikale Profilabweichung zu erwarten ist (meist quer zur Bearbeitungsrichtung). Während Formabweichungen über der gesamten Funktionsfläche erfasst werden, werden Welligkeiten und Rauheiten aus kürzeren repräsentativen Teilbereichen der Funktionsfläche ermittelt.

Das Ist-Profil beinhaltet die Summe der Gestaltabweichungen 1. bis 4. Ordnung (Abb. 2.27). Zur Ermittlung der Oberflächenbeschaffenheit wird zunächst das Ist-Profil der Oberfläche abgetastet. Dabei entsteht das ertastete Profil. Nach [DINENISO3274] stellt das ertastete Profil die Linie des Mittelpunktes der Tastspitze dar, die die Oberfläche in der Schnittebene abtastet. Die Linie auf der der Taster in der Schnittebene entlang der Tasterführung bewegt wird, beschreibt das Referenzprofil. Dabei wird das Messsystem auf einer geometrisch nahezu idealen Bezugsfläche (Messreferenz) im Tastsystem geführt. Nur die Tastspitze berührt die Oberfläche. Es wird die Relativbewegung zwischen Tastspitze und Bezugsfläche gemessen. Die digitale Form des ertasteten Profils aus vertikalen und horizontalen Koordinaten relativ zum Referenzprofil (= geometrisch ideales Profil im Messsystem) wird Gesamtprofil genannt. Die Anwendung eines Filters für kurze Wellenlängen λ_s auf das Gesamtprofil führt schließlich zum Primärprofil oder P-Profil, welches die Ausgangsbasis für das Welligkeits- und das Rauheitsprofil bildet. Zur Bestimmung von Rauheits-Kennwerten werden aus dem Primärprofil die langwelligen Profilateile mit dem Profilfilter λ_c abgetrennt. Es entsteht das gefilterte Rauheitsprofil oder R-Profil. Beim gefilterten Welligkeitsprofil (W-Profil) werden die Profilfilter λ_f und λ_c nacheinander angewandt, wobei für $\lambda_f \approx 10 \cdot \lambda_c$ empfohlen wird. Mit dem λ_f -Profilfilter werden die langwelligen und mit dem λ_c -Profilfilter die kurzwelligen Anteile abgespalten. Die Profilfilterung und Zusammenhänge zwischen den im Regelfall anzuwendenden Grenzwellenlängen λ_s und λ_c , dem Tastspitzenradius r_{tip} und dem maximalen

Profilfilter λ_s (mm)	0,0025	0,0025	0,0025	0,008	0,025
Profilfilter λ_c (mm)	0,08	0,25	0,8	2,5	8
λ_c / λ_s (-)	30	100	300	300	300
Tastspitzenradius r_{tip} (μm)	2	2	2	5	10
max. Digitalisierungsabstand ΔX_{max} (μm)	0,5	0,5	0,5	1,5	5

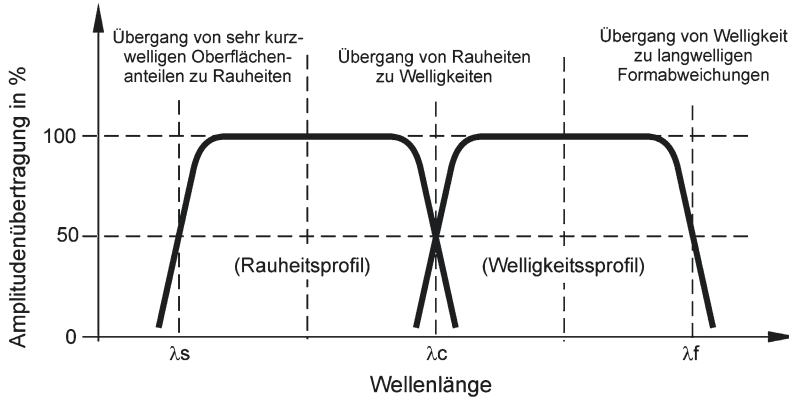


Abb. 2.28 Profilfilterung bei der Tastschnittmessung, Regelwerte für die Profilfilter λ_s und λ_c , den Tastspitzenradius und den Digitalisierungsabstand nach [DINENISO3274] und [DINENISO4288]

Digitalisierungsabstand ΔX_{max} sind in Abb. 2.28 dargestellt. Als Filterart werden bei der Profilfilterung heute in der Regel Gauß-Filter nach [DINENISO11562] eingesetzt.

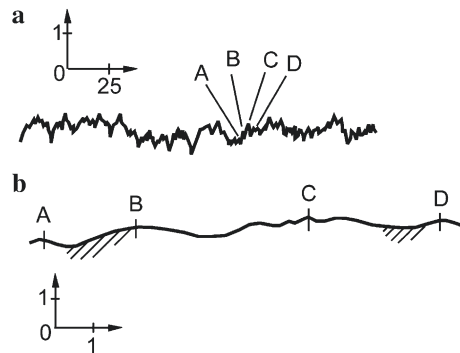
Früher war das 2 RC-Filter genormt. Die Filterart kann im Symbol für die Oberflächenbeschaffenheit als „Gauß“ oder „2RC“ angegeben werden.

Die Feingestaltabweichungen Welligkeiten und Rauheiten können durch das berührend arbeitende Tastschnittverfahren oder durch berührungslose optische und pneumatische Messverfahren festgestellt werden. Das Tastschnittverfahren, bei dem eine feine kegelförmige Diamant-Tastspitze (Kegelwinkel in der Regel 60° oder davon abweichend 90° , Spitzenradius $2\ \mu\text{m}$, $5\ \mu\text{m}$ oder $10\ \mu\text{m}$) mit Hilfe eines Vorschubgerätes über die Oberfläche geführt wird, wird dabei am häufigsten verwendet. Die Oberflächenmessdaten werden im Allgemeinen als Profilogramm der Oberfläche aufgezeichnet. Um die Oberflächenschriebe auf einem gut handhabbaren Papierformat unterzubringen, ist die Verstärkung in vertikaler Richtung in der Regel sehr viel größer als in horizontaler – typischerweise mehr als 20- bis 200-mal. Diese Verzerrung muss bei der Interpretation der Rauheitsschriebe unbedingt beachtet werden.

Die in Abb. 2.29a zu sehenden steilen Steigungen und Neigungen der einzelnen Rauheiten und die engen Profiltäler sind nicht real. In Wirklichkeit sind die Steigungswinkel der Rauheiten meistens relativ flach und das Rauheitsprofil ändert sich nur wenig, wie es in Abb. 2.29b zu erkennen ist.

Um vergleichbare und sichere Messergebnisse zu ermöglichen, müssen die erforderlichen Messbedingungen eingehalten werden, wie der für die Messaufgabe geeignete Wellenfilter, die richtige Länge der Messstrecke und das passende Tastsystem. Außerdem sollte bei Vergleichsmessungen das gleiche Bezugsniveau gewählt werden. Die Messergebnisse werden ferner beeinflusst durch die Güteklasse des Tastsystems, den Tastspitzenradius, die Messkraft, die Tastgeschwindigkeit und den Digitalisierungsabstand. Darüber hinaus dürfen während

Abb. 2.29 Typischer Profilometerschrieb nach Will96 **a** stark komprimierter horizontaler Maßstab **b** gleicher horizontaler und vertikaler Maßstab A, B, C u. D sind korrespondierende Punkte in beiden Schrieben



der Messung keine Schwingungen oder Magnetfelder von außen in den Messaufbau gelangen, sollte das Messobjekt fest montiert, das Tastsystem zum Prüfling parallel ausgerichtet und die Oberfläche des Prüflings sauber sein. Zur statistischen Absicherung der Messergebnisse sollte eine ausreichende Anzahl von Wiederholungsmessungen durchgeführt werden.

2.4.2.2 Bezugsgrößen für die Ermittlung der Gestaltabweichungen

Mittellinie

Eine Voraussetzung für die korrekte Bestimmung der Oberflächenkennwerte ist die Kenntnis bzw. Festlegung einer Bezugslinie. Diese wird auf mathematischem Weg bestimmt. Die Bezugslinie stellt im Allgemeinen die Mittellinie dar. Diese wird für das Primärprofil nach dem Gauß'schen Abweichungsquadratminimum, für das Welligkeits- und das Rauheitsprofil durch die Profilfilter gebildet.

Einzelmessstrecke und Messstrecke

Die Messstrecke l_n begrenzt das Rauheitsprofil, innerhalb der die Oberflächenkennwerte berechnet werden, in horizontaler Richtung. Die Länge der Messstrecke ist in [DINENISO4288] vorgegeben und liegt zwischen 0,4 und 40 mm. Sie hängt davon ab, wie rau die Oberfläche ist, ob ein periodisches oder ein aperiodisches Profil vorliegt und welche Oberflächenkennwerte gemessen werden sollen. Die Messstrecke l_n besteht nach [DINENISO4288] in der Regel aus 5 Einzelmessstrecken l_r . Die Einzelmessstrecken können, wie in Abb. 2.30 dargestellt, hintereinander liegen, können jedoch auch auf der Oberfläche verteilt werden.

Die Länge der Einzelmessstrecke gleicht dabei der Grenzwellenlänge λ_c des eingestellten Filters, wobei die Grenzwellenlänge der Wellenlänge einer Sinuswelle entspricht, die vom Wellenfilter noch mit 50 % ihrer ursprünglichen Amplitude übertragen wird. Das Filter benötigt für die Mittelwertbildung eine Vorlaufstrecke l_1 und eine Nachlaufstrecke l_2 , deren Länge jeweils der halben Grenzwellenlänge des Filters entspricht, so dass die Taststrecke l_t aus Vorlauf-, Mess- und Nachlaufstrecke besteht. Für die Wahl der Messstrecken und der Filtergrenzwellenlängen können die in Abb. 2.31 aufgeführten Zahlenwerte für periodische und aperiodische Profile verwendet werden, falls keine davon abweichenden Festlegungen gemacht werden.

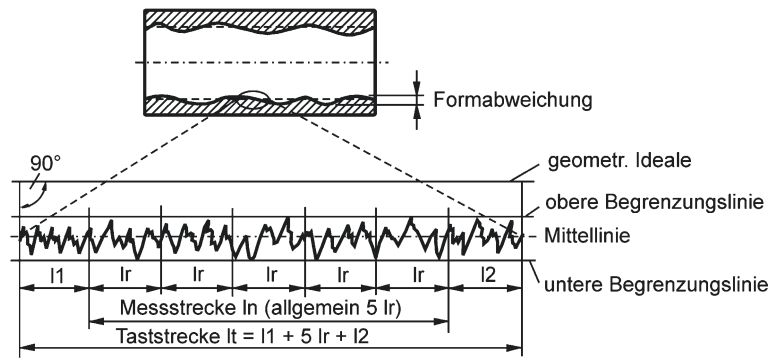


Abb. 2.30 Taststrecke, Messstrecke und Einzelmessstrecken zur Erfassung der Oberflächenkennwerte nach [San93]

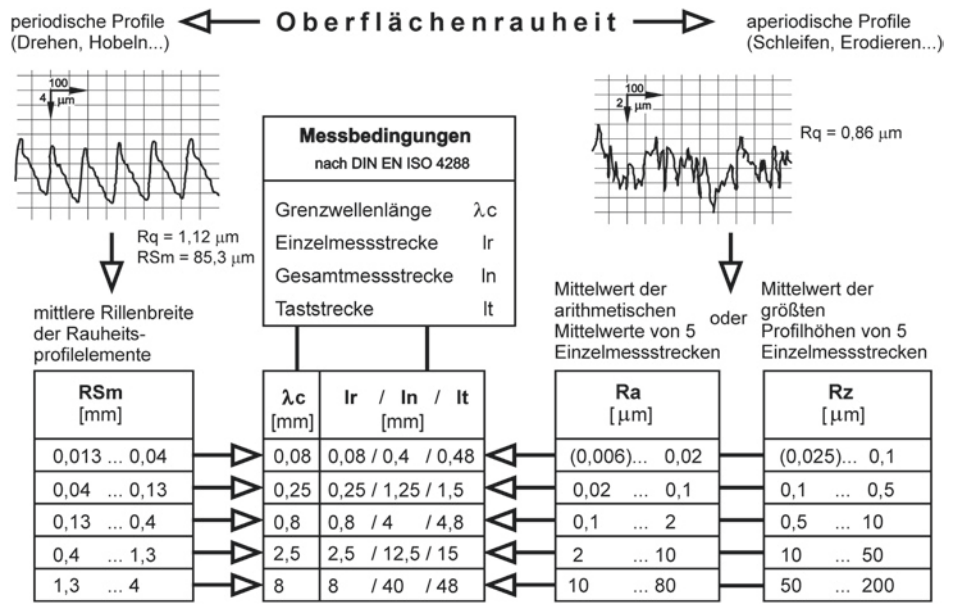


Abb. 2.31 Wahl der Messstrecken und Filtergrenzlängen nach [DINENISO4288]

2.4.2.3 Oberflächenkennwerte

Nach [DINENISO4287] wird bei den Oberflächenkenngrößen zwischen Senkrechtkenngrößen zur Bestimmung der Spitzenhöhen und Taltiefen, Senkrechtkenngrößen zur Ermittlung von Mittelwerten von Ordinaten, Waagrecht- bzw. Abstandskenngrößen, gemischten Größen und charakteristischen Kurven und daraus abgeleiteten Kennwerten unterschieden.

Im Regelfall werden für die Berechnungen der Werte der Rauheitskenngrößen 5 Einzelmessstrecken berücksichtigt. Dabei wird aus den 5 Werten, die aus den

Oberflächen-kennwert	Norm	Definition / Bemerkung / math. Definition	Geometrische Darstellung
Rp1		Höhe der größten Profilspitze Zp innerhalb der Einzelmessstrecke lr (Rp1 wird durch Ausreißer bestimmt und liefert keine Aussage über die Profilform.)	
Rp		arithmetischer Mittelwert von Rp1i aus 5 Einzelmessstrecken $Rp = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Rp1_i$	
Rv1		Tiefe des größten Profiltales Zv innerhalb der Einzelmessstrecke lr (Rv1 wird durch Ausreißer bestimmt und liefert keine Aussage über die Profilform.)	
Rv	DIN EN ISO 4287	arithmetischer Mittelwert von Rv1i aus 5 Einzelmessstrecken $Rv = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Rv1_i$	
Rz1	DIN EN ISO 4288	Summe aus der Höhe der größten Profilspitze Zp und des größten Profiltales Zv innerhalb der Einzelmessstrecke lr (Rz1 wird durch Ausreißer bestimmt und liefert keine Aussage über die Profilform.) $Rz1 = Rp1 + Rv1$	
Rz		arithmetischer Mittelwert von Rz1i aus 5 Einzelmessstrecken $Rz = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Rz1_i$	
Rt		Summe aus der Höhe der größten Profilspitze Zp und der Tiefe des größten Profiltales Zv innerhalb der Messstrecke ln $Rt = Zp_{max} + Zv_{max}$ liefert keine Aussage über die Profilform. $Rt \geq Rz$ $ln = 5 \cdot lr$	
Pt	DIN 4771	Abstand zwischen zwei parallelen Begrenzungslinien, die die Form des geometrisch idealen Profils besitzen und die das Primärprofil kleinstmöglich einschließen. (Pt wird durch Ausreißer bestimmt und ist statistisch nicht repräsentativ.)	

Abb. 2.32 Oberflächen-Rauheitskennwerte

Einzelmessstrecken ermittelt werden, ein arithmetischer Mittelwert gebildet. In diesem

Oberflächenkennwert	Norm	Definition / Bemerkung / math. Definition	Geometrische Darstellung
Ra1 arithmetischer Mittelwert einer Einzelmessstrecke		arithmetischer Mittelwert der Beträge der Abweichungen Z_i von der Mittellinie innerhalb der Einzelmessstrecke l_r $Ra1 = \frac{1}{l_r} \left(\sum_{i=1}^N A_{oi} + \sum_{i=1}^M A_{ui} \right)$; $Ra1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Z_i$	
Ra Mittelwert der arithmetischen Mittelwerte von 5 Einzelmessstrecken	DIN EN ISO 4287	arithmetischer Mittelwert von Ra1, aus 5 Einzelmessstrecken (Mit Ra sind Oberflächen gleichen Charakters vergleichbar. Ra ist relativ unempfindlich gegenüber Ausreißern. Ra liefert keine Aussage über Profilform.) $Ra = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Ra1_i$	
Rq1 quadratischer Mittelwert einer Einzelmessstrecke	DIN EN ISO 4288	quadratischer Mittelwert der Abweichungen von der Mittellinie innerhalb der Einzelmessstrecke l_r $Rq1 = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Z_i^2}$	
Rq Mittelwert der quadratischen Mittelwerte von 5 Einzelmessstrecken		Mittelwert von Rq1, aus 5 Einzelmessstrecken (Rq weist größere statistische Sicherheit auf als Ra. $Rq \approx 1,25 \cdot Ra$ für normalverteilte Amplitudendichtekurven. Rq entspricht der Standardabweichung der Profilhöhen.) $Rq = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Rq1_i$	
Rmr Materialanteil		Materialanteilkurve (Abbott-Kurve) beschreibt Materialverteilung des Rauheitsprofils mit zunehmender Schnittlinientiefe c. (Mit der Abbott-Kurve ist die Beschreibung der Profilform gut möglich.) A_1 : Flächenanteil der Spitzen (Kuppelfläche) A_2 : Flächenanteil der Täler (Tallfläche) l_n : Messstrecke $Rmr(c) = \frac{Ml_1(c) + Ml_2(c) + \dots + Ml_n(c)}{l_n} \cdot 100\%$	
Rk Kernrautiefe	DIN EN ISO 4287	Die Schiefe ist ein Maß für die Asymmetrie der Ordinatenverteilungskurve.	
Rpk reduz. Spitzen- bzw. reduz. Riefenhöhe	DIN EN ISO 13565	(Mit Rsk ist eine Beschreibung der Profilform möglich. Ein negativer Rsk-Wert kennzeichnet eine plateauförmige, gut tragende Oberfläche.) $Rsk1 = \frac{1}{3} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Z_i^3$	
Mr1 Materialanteile an den Grenzen des Kernprofils		Die Autokorrelationsfunktion beschreibt, ob die im Oberflächenprofil $Z(X)$ im Abstand ΔX voneinander befindlichen Ordinatenwerte Z_i und Z_n statistisch voneinander abhängig sind. (Mit der AKF ist eine Beschreibung der Profilform und die Ermittlung von periodischen und deterministischen Profiltanteilen möglich.)	
Rsk Schiefe des Rauheitsprofils	DIN EN ISO 4287	Die Autokorrelationsfunktion beschreibt, ob die im Oberflächenprofil $Z(X)$ im Abstand ΔX voneinander befindlichen Ordinatenwerte Z_i und Z_n statistisch voneinander abhängig sind. (Mit der AKF ist eine Beschreibung der Profilform und die Ermittlung von periodischen und deterministischen Profiltanteilen möglich.)	
AKF Auto-korrelationsfunktion		Die Autokorrelationsfunktion beschreibt, ob die im Oberflächenprofil $Z(X)$ im Abstand ΔX voneinander befindlichen Ordinatenwerte Z_i und Z_n statistisch voneinander abhängig sind. (Mit der AKF ist eine Beschreibung der Profilform und die Ermittlung von periodischen und deterministischen Profiltanteilen möglich.)	

Abb. 2.32 (Fortsetzung)

Tab. 2.4 Empfehlungen für die Stufung von Zahlenwerten für *Ra*, *Rz*, *Rmr* und *c*

<i>Ra</i> [μm]	0,025	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25,0	50,0
<i>Rz</i> [μm]	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63
<i>Rmr</i> (c) [%]	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	95
Schnitttiefe <i>c</i> [μm]	0,1 bei Rt < 1 μm			0,25 bei Rt = 1 bis 2,5 μm			0,6 bei Rt = 2,5 bis 6 μm			1,6 bei Rt = 6 bis 16 μm		

Fall wird den Rauheitskurzzeichen keine Zahl angefügt. Wird jedoch der Wert einer Kenngröße auf der Basis einer anderen Anzahl von Einzelmessstrecken berechnet, dann muss diese Anzahl als Zahl den Rauheitskurzzeichen angehängt werden (z. B. *Rz1*, *Rz3*, *Ra6*).

In Abb. 2.32 ist eine Auswahl relevanter Rauheitskenngrößen mit ihren Definitionen und mathematischen Beziehungen zusammengestellt. Der größte Teil der dargestellten Kenngrößen wird von den üblicherweise eingesetzten Profilometern direkt angezeigt. Eine empfohlene Stufung von Zahlenwerten für einige Oberflächenkenngrößen ist in Tab. 2.4 aufgelistet.

Anforderungen an die Oberflächenbeschaffenheit von Oberflächen können als einseitige oder beidseitige Toleranz angegeben werden. Die obere Grenze wird mit einem den Profilkenngrößen vorangestellten U und die untere Grenze mit einem vorangestellten L gekennzeichnet (z. B. U *Rz* 4 oder L *Rt* 3,2). Bei einseitigen Toleranzen kann bei oberen Grenzen das vorangestellte U entfallen.

Für den Vergleich von gemessenen Kenngrößen mit den festgelegten Toleranzgrenzen können nach [DINENISO4288] zwei unterschiedliche Regeln genutzt werden, und zwar die 16 %-Regel und die Höchstwert-Regel (max-Regel). Bei der 16 %-Regel liegen Oberflächen innerhalb der Toleranz, wenn die vorgegebenen Anforderungen, die durch einen oberen Grenzwert einer Kenngröße und/oder einen unteren Grenzwert einer Kenngröße festgelegt werden, von nicht mehr als 16 % aller gemessenen Werte der gewählten Kenngröße über- und/oder unterschritten werden. Die 16 %-Regel kommt zum Einsatz, wenn dem Rauheitskurzzeichen kein Anhang „max“ nachgestellt wird. Bei Anforderungen, die mit der Höchstwert-Regel geprüft werden sollen, darf keiner der gemessenen Werte der Kenngröße der gesamten zu prüfenden Oberfläche den festgelegten Wert überschreiten. Der zulässige Höchstwert der Kenngröße wird durch den Anhang „max“ am Rauheitskurzzeichen gekennzeichnet (z. B. *Ramax*, *Rz1max*, *Rpmax*).

Amplitudendichtekurve (ADK), Schiefe *Rsk* und Steilheit *Rku*

Die Amplitudendichtekurve (ADK) zeigt die Verteilung der Profilhöhen an, d. h. die Häufigkeit, mit der die einzelnen Höhen auftreten. Das Aussehen der ADK wird durch das Herstellverfahren der Oberfläche bestimmt. Wenn das Profil völlig aperiodisch ist, wie z. B. bei vielen geschliffenen Oberflächen, sind die Höhen normalverteilt wie die Kurve a in Abb. 2.33. In diesem Fall weist die Schiefe *Rsk* den Wert 0 auf. Bei gedrehten Oberflächen sind einem periodischen Profil regellose Anteile überlagert. Es entsteht eine rechtsschiefe ADK, die nach links steil abfällt. Die Schiefe *Rsk* ist in diesem Fall positiv.

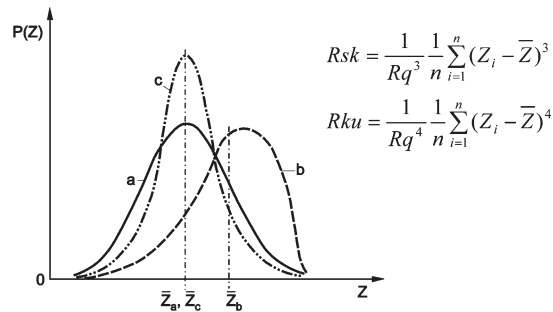


Abb. 2.33 Verschiedene Formen von Amplitudendichtekurven nach [WeiAb89](#) a Normalverteilung ($Rku = 3$); b Verteilung mit negativer Schiefe Rsk ; c symmetrische Verteilung mit ausgeprägter Steilheit ($Rku > 3$); $\bar{Z}_a, \bar{Z}_b, \bar{Z}_c$ mittlere Linien für die Verteilungen a, b und c; Rq quadratischer Mittelwert

Das Maximum der ADK liegt unterhalb der mittleren Linie. Eine linksschiefe Verteilung, die entsprechend Kurve b in [Abb. 2.33](#) nach rechts steil abfällt und bei der sich das Maximum der ADK oberhalb der mittleren Linie befindet, tritt häufig bei Profilen mit Plateaucharakter und ausgeprägten Profiltaltiefen auf, wie das z. B. bei einer geläpten Oberfläche der Fall sein kann. Die Schiefe Rsk nimmt hier negative Werte an.

Wenn eine Oberfläche mit einer ursprünglich normalverteilten oder rechtsschiefen ADK einer Verschleißbeanspruchung (z. B. Einlaufverschleiß) unterworfen ist, kann häufig nach dem Verschleißvorgang ebenfalls eine ADK mit negativer Schiefe festgestellt werden.

Die Kurtosis Rku , die auch Exzess genannt wird, charakterisiert die Steilheit der ADK, die von der Form und Anzahl der Profilkuppen und -täler bestimmt wird. Bei normalverteilten Profilordinaten ist $Rku = 3$, bei Werten von Rku kleiner bzw. größer als 3 ist die ADK flacher bzw. steiler als eine Normalverteilung. So liegen bei einer Kurtosis von $Rku > 3$ relativ viele Profilordinatenwerte in der Nähe der Mittellinie ([Abb. 2.33](#), Kurve c).

Materialanteilkurve und daraus abgeleitete Kenngrößen

Die Materialanteil- oder Abbottkurve beschreibt die Materialverteilung eines Oberflächen-Rauheitsprofils von außen in die Tiefe. Sie stellt mathematisch die Summenhäufigkeitskurve der Profilordinaten dar und kann daher auch aus der Integration der Amplitudendichtekurve bestimmt werden. Eine flach abfallende Abbott-Kurve weist auf ein fülliges, eine steil abfallende Kurve auf ein zerklüftetes Profil hin. Zu beachten ist, dass die Abbottkurve den Materialanteil Rmr in Abhängigkeit von der Schnitttiefe c nur geometrisch beschreibt. Beim Kontakt zweier Oberflächen wird sich für eine gegebene Schnitttiefe infolge von elastischen und plastischen Deformationen der Werkstoffe ein anderer Materialanteil (Traganteil) einstellen. Für die praktische Bestimmung des Materialanteils $Rmr(c)$ ist es zweckmäßig, die Schnitttiefe c nicht auf die statistisch sehr

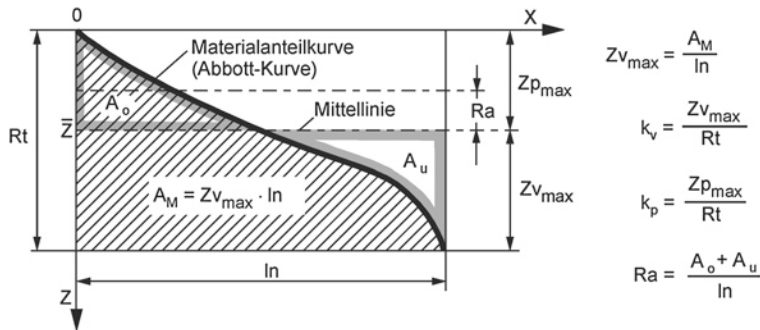


Abb. 2.34 Zusammenhang der Materialanteilkurve (Abbott-Kurve) mit Rauheitsmessgrößen nach [WeiAb89]; k_v Völligkeitsgrad, k_p Leeregrad, A_M unterhalb der Abbott-Kurve liegende Fläche ($A_M = Z_{vmax} \cdot \ln$), \ln Messstrecke; A_o oberhalb der Mittellinie \bar{z} liegender Anteil von A_M , A_u Fläche unterhalb der Mittellinie \bar{z} und oberhalb der Abbott-Kurve liegende Fläche ($A_u = A_o$), Z_{vmax} größtes Profilital innerhalb der Messstrecke \ln und Z_{pmax} größte Profilspitze innerhalb der Messstrecke \ln

unsichere höchste Profilspitze zu beziehen, sondern auf eine Referenzschnitttiefe c_0 , die durch einen Materialanteil von 3 bis 5 % bestimmt wird. Empfohlene Zahlenwerte für den Materialanteil R_{mr} und die Schnitttiefe c , letztere in Abhängigkeit von der Gesamthöhe des Rauheitsprofils R_t , sind in Tab. 2.4 zu finden.

Eine Oberflächenangabe bezüglich eines geforderten Materialanteils könnte beispielhaft folgendermaßen lauten: *Rmr* (0,6) 70 % (c0 4 %). Diese Angabe bedeutet, dass ein erforderlicher Materialanteil von 70 % bei einer Schnitttiefe von 0,6 µm unterhalb der Referenzschnitttiefe c0, bei der ein Materialanteil von 4 % vorliegen sollte, vorhanden sein muss.

Die Kernrautiefe R_k gibt Aufschluss über den Profildbereich, der nach dem Einlaufprozess wirksam ist. Mit abnehmendem R_k -Wert steigt die Belastbarkeit einer Oberfläche. Die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} spiegelt die Höhe der aus dem Kernbereich herausragenden Spitzen wider und entspricht der Höhe des Dreiecks A_1 , welches die Materialmenge der Spitzen beinhaltet (siehe Abb. 2.32). R_{pk} gibt u. a. Auskunft über das Einlaufverhalten von Gleit- und Wälzflächen. Kleine Werte für R_{pk} und A_1 versprechen einen schnellen Einlauf mit wenig Verschleiß. Die reduzierte Riefentiefe R_{vk} , die aus der Höhe der Dreiecksfläche A_2 , welche den Flächenanteil der Täler repräsentiert, bestimmt wird (siehe Abb. 2.32), informiert über das Schmierstoffspeichervolumen einer Oberfläche. Bei geschmierten Oberflächen, die unter Misch- oder Grenzreibungsbedingungen betrieben werden, sind größere Werte für R_{vk} und A_2 vorteilhaft.

Auch der Völligkeitsgrad k_v und der Leeregrad k_p , die beide in Abb. 2.34 definiert werden, können als weitere Kenngrößen Hinweise über die Oberflächen-Profilform geben. Plateauartige Oberflächen kennzeichnen sich durch einen k_v -Wert $> 0,5$ und einen k_p -Wert $< 0,5$ aus. Bei zerklüfteten Oberflächen werden große k_p -Werte ermittelt.

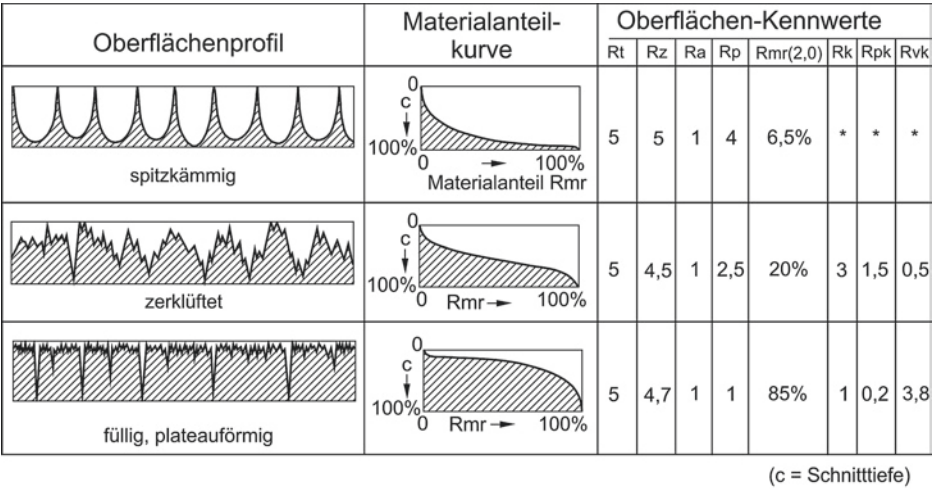


Abb. 2.35 Oberflächenkennwerte und Materialanteilkurve nach [San93]

Autokorrelationsfunktion (AKF)

Die in Abb. 2.32 definierte Autokorrelationsfunktion zeigt den inneren statistischen Zusammenhang eines Rauheitsprofils auf. Die AKF liefert Aussagen darüber, ob Profilhöhen einer Oberfläche, die im Abstand ΔX voneinander entfernt liegen, voneinander abhängig sind oder nicht. Enthält eine Oberfläche beispielsweise eine Periodizität mit der Wellenlänge λ , die durch Fertigungsprozesse, wie Hobeln, Drehen oder Fräsen, verursacht werden kann, dann zeigt die AKF einen periodischen, gedämpften Verlauf. Die Maxima des AKF-Kurvenverlaufes treten dort auf, wo der horizontale Abstand ΔX Werte annimmt, die ein Vielfaches der Wellenlänge λ betragen. Bei völlig regellosen, aperiodischen zufälligen Profilen, wie sie beispielsweise beim Schleifen oder Läppen auftreten, fällt die AKF exponentiell ab. Wenn sich das Profil nur mäßig verändert, sinkt die AKF langsam ab. Ändert sich der Profilverlauf jedoch sehr schnell, nähert sich die AKF schnell der Nulllinie.

Gegenüberstellung von Oberflächenkennwerten

Zwischen den einzelnen Oberflächenkennwerten existieren keine mathematischen Beziehungen. Es ist daher nicht möglich, von einem Oberflächenkennwert auf einen anderen zu schließen. Die Aussagefähigkeit der Oberflächenkennwerte ist sehr unterschiedlich, wie dies in Abb. 2.35 für verschiedene Oberflächentypen dargestellt ist. Für jeden einzelnen Anwendungsfall ist zunächst zu prüfen, welche Anforderungen an die Oberfläche gestellt werden und welche Eigenschaften von Bedeutung sind. Danach können dann die Oberflächenkennwerte ausgesucht werden, die den Kriterien am besten entsprechen. Empfehlungen zur Auswahl von Kennwerten für verschiedene Anwendungen sind in Tab. 2.5 aufgelistet.

Bei einer Dichtfläche, bei der einzelne Ausreißer Undichtigkeiten verursachen können, reicht es beispielsweise nicht aus, die Rauheitskontrolle anhand des Ra -Wertes durchzuführen, da der Ra -Wert auf Ausreißer praktisch nicht reagiert. In diesem

Tab. 2.5 Auswahl OberflächenkenngröÙe (X = zu bevorzugen, (X) = nur eingeschränkt anzuwenden), FA Formabweichung, LA Lageabweichung, Gesamthöhe des Wellenprofils Wt, Mittlere Wellenlänge WSm

Art der Funktionsfläche	Anwendung	Beanspruchung	FA, LA	Wt, WSm	Pt	Rq	Rz	Rt	Ra	Rmr	Rk, Rpk, Rvk
geschmierte Gleitfläche	Zyl.- Buchsen, geschmierte Gleitlager	hohe Belastung, Verschleiß, Einlaufverhalten, Schmierfähigkeit	x	x	(x)	x	x		(x)	x	x
Trocken- Gleitflächen	trockene Gleitlager, Brems- scheiben, Bremsstrommeln	hohe Belastung, Verschleiß	x	x	x	x	x		(x)	x	x
Wälzflächen, Rollflächen	Wälzlager, Zahnflanken, Walzen	hohe Belastung, Verschleiß	x	x	x	x	x		(x)	x	x
Messflächen	EndmaÙe, Lehren	hohe Belastung, Verschleiß	x		x		x		(x)		(x)
Dichtfläche (ruhend) (Dichtring)	Fügefläche, die Gas, Flüssigkeit u.dgl. abschließt	geringe Belastung, geringerer Verschleiß, dichtfähige Fläche	FA	Wt	x			x			
Dichtfläche (dynamisch)	Dichtfläche, die Gas, Flüssigkeit u. dgl. abschließt	hohe Belastung, Verschleiß, dichtfähige Fläche	x	Wt	x		x				x
Schrumpf- und Presspassfläche		hohe Belastung		x			x				x
elektr. Kontaktflächen	Oberfläche, die zur Gegen- fläche elektr. Strom überträgt (Schalter)	Verschleiß			x		x				x
Sichtflächen	Verkleidung, Außen-Sichtfläche	Aussehen, Glätte		Wt	x		x		(x)		

Symbol	Bedeutung
	Grundsymbol. Es ist allein nicht aussagefähig und muss durch eine zusätzliche Angabe erweitert werden. Jedes Fertigungsverfahren ist zulässig.
	Materialabtrennende Bearbeitung wird vorgeschrieben, aber ohne nähere Angaben.
	Materialabtrennende Bearbeitung der Oberfläche nicht zulässig. Oberfläche bleibt im Anlieferzustand.
	Alle Oberflächen rundum die Kontur eines Werkstückes sollen die gleiche Oberflächenbeschaffenheit aufweisen.
	<p>Oberflächenangaben am Symbol:</p> <p>a = Oberflächenkenngroße, Zahlenwert(e), Grenzwert(e), Übertragungscharakteristik des Filters, Einzelmessstrecken-anforderung kann als einseitige oder beidseitige Toleranz für die Oberflächenkenngroße angegeben werden</p> <p>b = zweite Oberflächenkenngroße (wie unter a)</p> <p>c = Fertigungsverfahren, Oberflächenbeschichtung oder andere Anforderungen</p> <p>d = Oberflächenmuster (Bearbeitungsstruktur) in Form von graphischen Symbolen</p> <p>e = Bearbeitungszugabe (in mm)</p> <p><i>drallfrei</i> Rmr(1,6) 80% ⊥ Rt 6,3</p>

Abb. 2.36 Oberflächensymbole nach [DINENISO1302]

Fall wäre der *Rt*-Wert die bessere Wahl. Für Gleit- und Wälzflächen unter Misch- und Grenzreibungsbedingungen ist ein möglichst geringer Verschleiß und eine hohe Tragkraft erwünscht, was mit plateauartigen Oberflächen (z. B. durch Honen oder Läppen) realisiert werden kann. Günstig wären in diesem Fall kleine zulässige *Rk*- und *Rpk*-Werte. Ein größerer vorgegebener *Rvk*-Wert ist vorteilhaft für die Schmiermittelaufnahme. *Rt* wäre bei diesen Anwendungsfällen ungeeignet, *Rz* in Kombination mit in mehreren Schnitttiefen gemessenen *Rmr*-Werten, besser jedoch mit *Rk*, wäre auch angebracht. Bei porigen Oberflächen ist die Anwendung von *Rk* und ggf. *Ra* günstiger als die von *Rt* oder *Rz*.

Häufig ist es sinnvoll, zwei voneinander unabhängige Kennwerte zu ermitteln, um eine Oberfläche zu charakterisieren. Weiterhin ist die Erstellung eines Profilogramms zu empfehlen, und zwar sowohl als Rauheitsprofil als auch als Primärprofil.

2.4.3 Oberflächenangaben in Zeichnungen

Den Abb. 2.36 und 2.37 ist das Aussehen von Oberflächensymbolen und die Darstellung von Oberflächenstrukturen und Rillenrichtungen in Zeichnungen zu entnehmen.

Ein Beispiel für eine funktions-, fertigungs- und prüfgerechte Oberflächenangabe nach [DINENISO1302] ist in Abb. 2.38 ausgeführt. Um die Messbedingungen schon bei der Toleranzfestlegung zweifelsfrei zu definieren, kann der Oberflächenkenngroße















 =  Rillenrichtung Parallel zur Projektionsebene, in der das Symbol angewendet wird.	 ⊥  Rillenrichtung Senkrecht zur Projektionsebene der Ansicht, in der das Symbol angewendet wird.	 C  Annähernd zentrisch zum Mittelpunkt der Oberfläche, zu der das Symbol gehört.
 X  Rillenrichtung Gekreuzt in 2 schrägen Richtungen zur Projektionsebene, in der das Symbol angewendet wird.	 P  Nichttrillige Oberfläche, ungerichtet oder muldig.	
	 R  Annähernd radial zum Mittelpunkt der Oberfläche, zu der das Symbol gehört.	 M  Viele Richtungen.

Abb. 2.37 Oberflächenstrukturen und Rillenrichtungen nach [DINENISO1302]

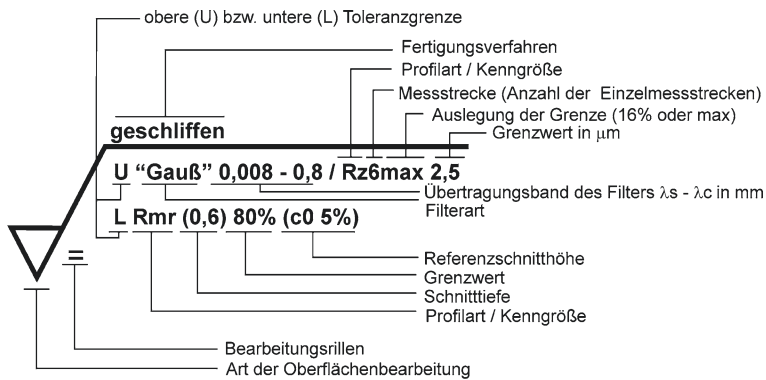


Abb. 2.38 Funktions-, fertigungs- und prüfgerechte Oberflächenangabe nach [DINENISO1302]

die Filterart und die Filterübertragungscharakteristik, und zwar entweder als Kurzwellen-Filter λ_s und Langwellen-Filter λ_c (Beispiel: 0,008 – 0,8) oder nur als Langwellen-Filter λ_c (Beispiel: –2,5), vorangestellt werden. Das ist erforderlich, wenn andere Grenzwellenlängen (cut off-Werte) bzw. Messstrecken als die in [DINENISO4288] genormten verwendet werden sollen. Wenn keine Angaben zur Filterart und zur Filterübertragungscharakteristik gemacht werden, werden der Regel-Filter (Gauß-Filter) und die Regel-Übertragungscharakteristik nach [DINENISO3274] und [DINENISO4288] zugrunde gelegt.

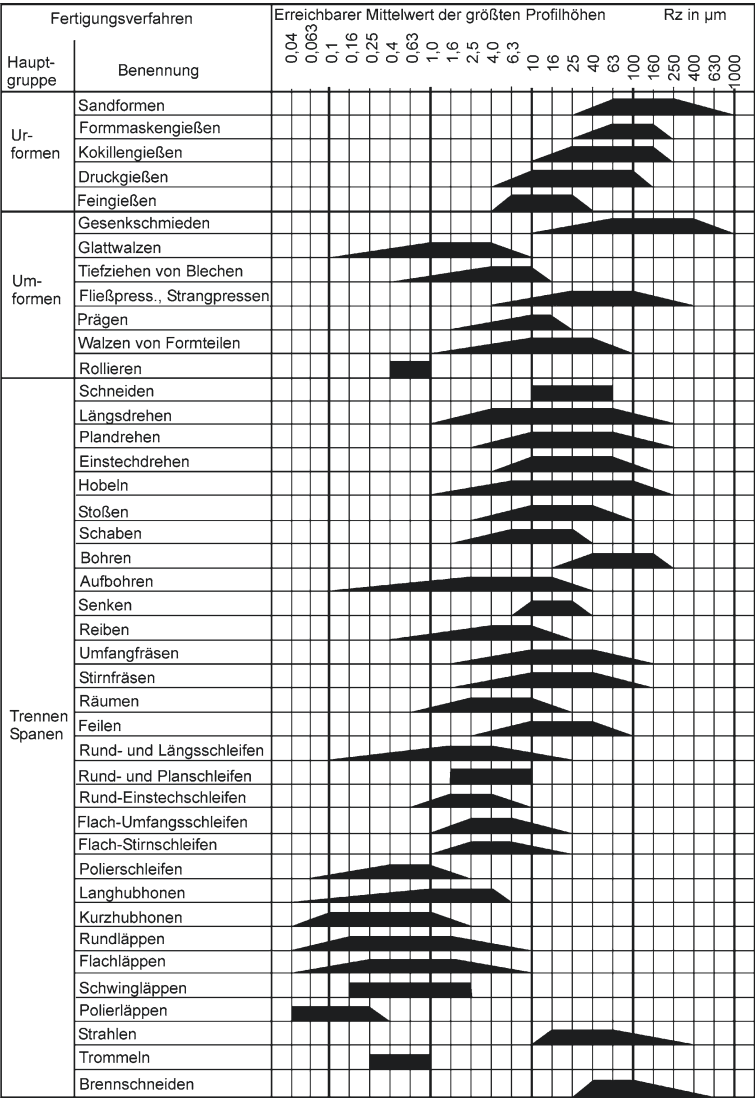


Abb. 2.39 Fertigungsverfahren und erreichbare Mittelwerte der größten Profilhöhen von 5 Einzelmessstrecken Rz

Erreichbare Rz-Werte und deren Variationsbreite bei unterschiedlichen Fertigungsverfahren sind in Abb. 2.39 wiedergegeben. Die Größenordnungen von zulässigen Rz-Werten verschiedener Funktionsflächen werden in Abb. 2.40 aufgezeigt. Ein Beispiel, wie und wo Oberflächenangaben an einer Welle angebracht werden können, ist in Abb. 2.41 zu finden.

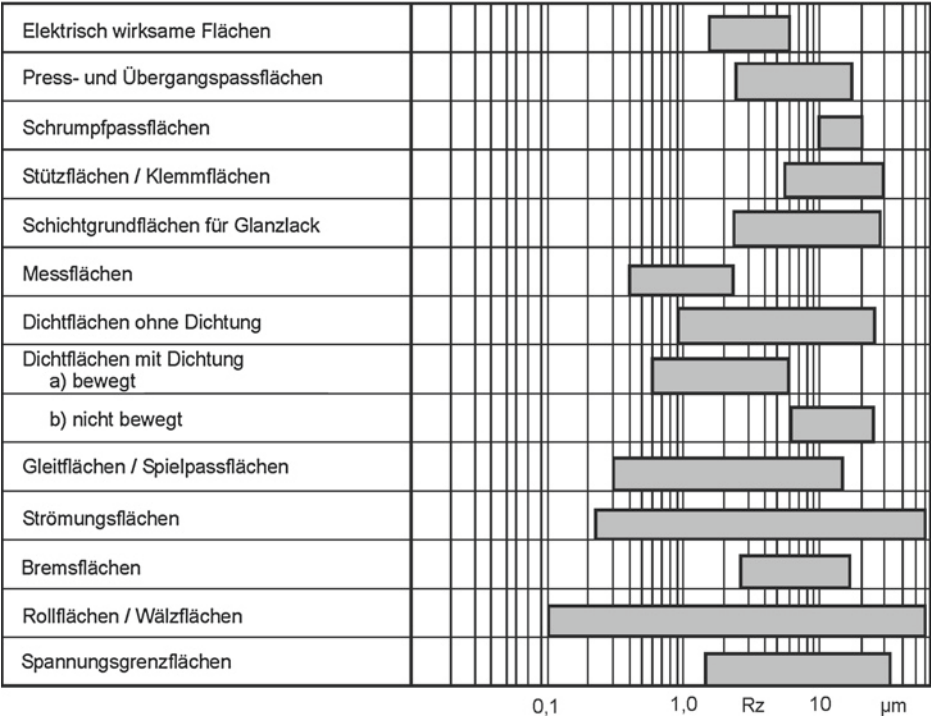


Abb. 2.40 Zuordnung zwischen Funktionsflächen und maximal zulässigen Werten für Rz nach [VDI/VDE2601]

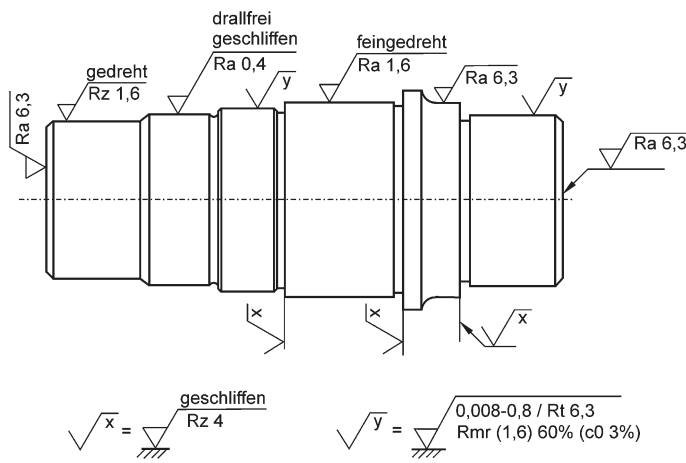


Abb. 2.41 Beispiel für Oberflächenangaben einer Welle nach [San93]

Literatur

- [CziHa92] Czichos, H., Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch, Reibung und Verschleiß, 1. Aufl. Vieweg Verlag, Braunschweig (1992)
- [DIN323a] DIN 323: Teil 1: Normzahlen und Normzahlreihen; Hauptwerte, Genauwerte, Rundwerte, August 1974
- [DIN323b] DIN 323: Teil 2: Normzahlen und Normzahlreihen; Einführung, November 1974
- [DIN406a] DIN 406: Teil 10: Technische Zeichnungen; Maßeintragung; Begriffe, allgemeine Grundlagen, Dezember 1992
- [DIN406b] DIN 406: Teil 11: Technische Zeichnungen; Maßeintragung; Grundlagen der Anwendung, Dezember 1992
- [DIN406c] DIN 406: Teil 12: Technische Zeichnungen; Maßeintragung; Eintragung von Toleranzen für Längen- und Winkelmaße, Dezember 1992
- [DIN820a] DIN 820: Teil 1: Normungsarbeit; Grundsätze, April 1994
- [DIN820b] DIN 820: Bbl.1: Normungsarbeit; Stichwortverzeichnis, Januar 2000
- [DIN820c] DIN 820: Normungsarbeit; Geschäftsgang, Dezember 2000
- [DIN4000-100] DIN 4000-100 V: Sachmerkmal-Leisten Datentechnische Beschreibung von Merkmaldaten, April 1994
- [DIN4000-101] DIN 4000-101 V: dto., Hinweise zur Festlegung von Geometriemerkmalen, April 1994
- [DIN4760] DIN 4760: Gestaltabweichungen; Begriffe, Ordnungssystem. Beuth, Berlin (1982)
- [DIN4771] DIN 4771: Messung der Profiltiefe von Oberflächen. Beuth, Berlin (1977)
- [DIN7154a] DIN 7154: Teil 1: ISO-Passungen für Einheitsbohrung; Toleranzfelder, Abmaße in μm , April 1966
- [DIN7154b] DIN 7154: Teil 2: ISO-Passungen für Einheitsbohrung; Passtoleranzen, Spiele und Übermaße in μm , August 1966
- [DIN7155] DIN 7155: Teil 2: ISO-Passungen für Einheitswelle; Passtoleranzen, Spiele und Übermaße in μm , August 1966
- [DIN7157] DIN 7157: Passungsauswahl; Toleranzfelder, Abmaße, Passtoleranzen, Januar 1966
- [DIN7167] DIN 7167: Zusammenhang zwischen Maß-, Form- und Parallelitätstoleranzen; Hüllbedingung ohne Zeichnungseintragung, Januar 1987
- [DIN7190] DIN 7190: Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Februar 2001
- [DIN66001] DIN 66001: Info-Verarbeitung, Sinnbilder und ihre Anwendung, Dezember 1983
- [DINENISO1101] DIN EN ISO 1101: Geometrische Produktspezifikation (GPS)- Geometrische Tolerierung – Tolerierung von Form, Richtung, Ort und Lauf, April 2014
- [DINENISO1302] DIN EN ISO 1302: Geometrische Produktspezifikationen (GPS)- Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in der technischen Produktdokumentation, Juni 2002
- [DINENISO3274] DIN EN ISO 3274: Geometrische Produktspezifikationen (GPS)- Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten, April 1998
- [DINENISO4287] DIN EN ISO 4287: Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (2010)

- [DINENISO4288] DIN EN ISO 4288: Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit, September 1998
- [DINENISO5459] DIN EN ISO 5459: Technische Zeichnungen; Form- und Lagetolerierung; Bezüge und Bezugssysteme für geometrische Toleranzen (2011)
- [DINENISO11562] DIN EN ISO 11562: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Messtechnische Eigenschaften von phasenkorrekten Filtern, September 1998
- [DINENISO13565a] DIN EN ISO 13565-1: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften, Teil 1: Filterung und allgemeine Messbedingungen, April 1998
- [DINENISO13565b] DIN EN ISO 13565-2: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften, Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve, April 1998
- [DINENISO13565c] DIN EN ISO 13565-3: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften, Teil 3: Beschreibung der Höhe von Oberflächen mit der Wahrscheinlichkeitsdichtekurve, August 2000
- [DINEN28860] DIN EN 28860-1 und 28860-2: Info-Verarbeitung Datenaustausch auf 90 mm Diskette, Dezember 1991
- [DINISO286a] DIN ISO 286: Teil 1: ISO-System für Grenzmaße und Passungen; Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen (2010)
- [DINISO286b] DIN ISO 286 (E.): Teil 2: ISO-System für Grenzmaße und Passungen; Tabellen der Grundtoleranzgrade und Grenzabmaße für Bohrungen und Wellen (2010)
- [DINISO1132a] DIN ISO 1132-1 E: Wälzlager; Toleranzen, Definitionen, September 2001
- [DINISO1132b] DIN ISO 1302: Bbl.1: Technische Zeichnungen; Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in Zeichnungen, Anwendungsbeispiele, Juni 1980
- [DINISO2768a] DIN ISO 2768: Teil 1: Allgemeintoleranzen; Toleranzen für Längen- und Winkelmaße ohne einzelne Toleranzeintragung, Juni 1991
- [DINISO2768b] DIN ISO 2768: Teil 2: Allgemeintoleranzen; Toleranzen für Form und Lage ohne einzelne Toleranzeintragung, April 1991
- [DINISO3040] DIN ISO 3040: Technische Zeichnungen; Eintragung der Maße und Toleranzen für Kegel (2012)
- [DINISO8015] DIN ISO 8015: Technische Zeichnungen; Tolerierungsgrundsatz, Juni 2011
- [DINH07] DIN-Normenheft 7: Anwendung der Normen über Form- und Lagetoleranzen in der Praxis, Berlin (2000)
- [ISO3] ISO 3 - 1973 (E.): Preferred numbers – Series of preferred numbers
- [ISO17a] ISO 17 - 1973 (E.): Guide to the use of preferred numbers and of series of preferred numbers
- [ISO17b] ISO 17: Richtlinien für die Anwendung von Normzahlen und Normzahlreihen (entspr. DIN 323-2), April 1973
- [ISO497] ISO 497: Anleitung für die Wahl von Hauptwertreihen und Rundwertreihen von Normzahlen, Mai 1973
- [Jor98] Jorden, W.: Form- und Lagetoleranzen. Hanser Lehrbuch. Carl Hanser Verlag, München (1998)

-
- [Kle97] Klein, M.: Einführung in die DIN-Normen, 12. Aufl. Teubner/Beuth, Stuttgart/Berlin (1997)
- [San93] Sander, M.: Oberflächenmeßtechnik für den Praktiker, 2. Aufl. Feinprüf Perthen GmbH, Göttingen (1993)
- [Tru97] Trumpold, H., Beck, C., Richter, G.: Toleranzsysteme und Toleranzdesign – Qualität im Austauschbau. Carl Hanser Verlag, München (1997)
- [VDI/VDE2601] VDI/VDE-Richtlinie 2601: Anforderungen an die Oberflächengestalt zur Sicherung der Funktionstauglichkeit spanend hergestellter Flächen; Zusammenstellung der Kenngrößen. VDI-Verlag, Düsseldorf (1991)
- [WeiAb89] von Weingraber, H., Abou-Aly, M.: Handbuch Technische Oberflächen, 1. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1989)
- [Will96] Williams, J.A.: Engineering Tribology, 2. Aufl. Oxford University Press, Oxford (1996)

Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1
Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von
Maschinenelementen

Sauer, B. (Hrsg.)

2016, XIII, 582 S. 503 Abb., Softcover

ISBN: 978-3-642-39500-0