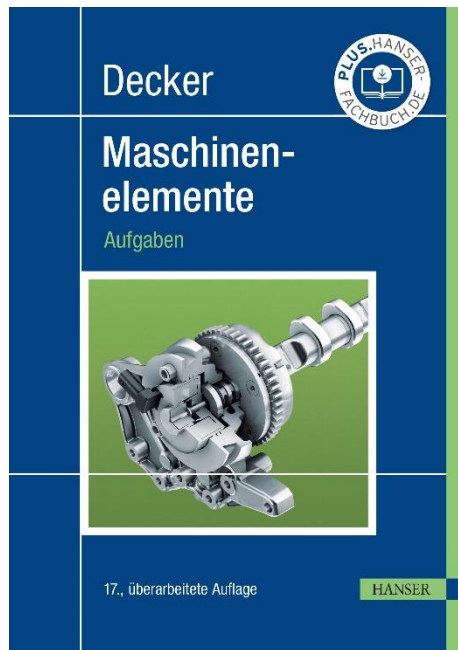


HANSER



Leseprobe

zu

Decker Maschinenelemente: Aufgaben

Bearbeitet von Frank Rieg, Frank Weidermann, Gerhard Engelken, Reinhard Hackenschmidt, Bettina Alber-Laukant und Stephan Tremmel

Print-ISBN: 978-3-446-47332-4

E-Book-ISBN: 978-3-446-47449-9

Weitere Informationen und Bestellungen unter

<https://www.hanser-kundencenter.de/fachbuch/artikel/9783446473324>

sowie im Buchhandel

© Carl Hanser Verlag, München

Inhalt

Vorwort	VIII
Hinweise zur Benutzung des Buches	IX
1 Konstruktionstechnik	1
Normzahlen und Normmaße	1
Toleranzen und Passungen	3
3 Festigkeitsberechnungen	8
4 Schmelzschweißverbindungen	11
5 Pressschweißverbindungen	31
Punktschweißverbindungen	31
Buckelschweißverbindungen	37
6 Lötverbindungen	40
7 Klebverbindungen	45
8 Nietverbindungen	51
Maschinen- und Gerätebau	51
Leichtmetallbau	58
9 Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	60
Zylindrische Pressverbände	60
Spannelementverbindungen	68
Klemmverbindungen	74
10 Befestigungsschrauben	78
Längsbeanspruchte Befestigungsschrauben	78
Überschlagsberechnungen	89
Querbeanspruchte Befestigungsschrauben	93
11 Bewegungsschrauben	103
12 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	109
Längskeilverbindungen	109
Passfederverbindungen	112
Keilwellenverbindungen	114
Zahnwellen-Verbindungen	117
Polygonwellenverbindungen	119
Kegelverbindungen	121
Stirnzahnverbindungen	124

13	Stift- und Bolzenverbindungen	127
	Gelenkstifte und Bolzen	127
	Steckstifte unter Biegekraft	131
	Querstifte unter Drehmoment	134
	Längsstifte unter Drehmoment	137
14	Federn	139
	Zylindrische Schraubendruck- und -zugfedern	139
	Tellerfedern	152
	Gewundene Schenkelfedern	160
	Drehstabfedern	165
	Spiralfedern	167
	Blattfedern	168
	Gummifedern	173
15	Achsen und Wellen	177
	Kräfte-, Momenten- und Überslagsberechnung	177
	Achsen und Wellen gleicher Biegebeanspruchung	194
	Berechnung auf Gestaltfestigkeit	196
	Durchbiegung	206
	Verdrehwinkel	210
	Kritische Drehzahlen	213
17	Gleitlager	217
	Berechnung von Radiallagern	217
	Berechnung hydrodynamischer Radiallager	223
	Berechnung von Axiallagern	229
18	Wälzlager	235
	Rillenkugellager	235
	Axial-Rillenkugellager	242
	Zylinderrollen- und Nadellager	245
	Schräggkugellager und Kegelrollenlager	251
	Pendelkugellager und Pendelrollenlager	256
20	Wellenkupplungen und -bremsen	259
21	Grundlagen für Zahnräder und Getriebe	276
	Evolventenverzahnung	276
22	Abmessungen und Geometrie der Stirn- und Kegelräder	284
	Stirnradpaare	284
	Kegelradpaare	296

23	Gestaltung und Tragfähigkeit der Stirn- und Kegelräder	304
	Zahnkräfte, Wirkungsgrad, Übersetzungen	304
	Stirnräder	304
	Kegelräder	310
	Gestaltung von Zahnrädern aus Stahl und aus Gusseisen	313
	Schmierung, Schmierstoffe	318
	Berechnung auf Zahnfuß- und Grübchentragsfähigkeit	321
	Stirnräder	321
	Kegelräder	333
	Vollständige Berechnung von Radpaaren aus Stahl	337
	Stirnradpaare	337
	Kegelradpaare	352
	Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen	355
24	Zahnradpaare mit sich kreuzenden Achsen	365
	Schraub-Stirnradpaare	365
	Schneckenradsätze	369
25	Kettentriebe	378
26	Flachriementriebe	386
	Riemenscheiben	386
	Geometrie der Flachriementriebe	389
	Berechnung von Antrieben mit Leder- und Geweberiemen	390
	Berechnung von Antrieben mit Mehrschichtriemen	394
	Berechnung von Spannrollentrieben	397
27	Keilriementriebe	402
28	Synchron- oder Zahnriementriebe	413
	Antriebe mit Synchroflex-Zahnriemen	413
	Antriebe mit Power Grip HTD-Zahnriemen	416
29	Rohrleitungen	418




Der Verlag und die Autoren haben sich mit der Problematik einer gendergerechten Sprache intensiv beschäftigt. Um eine optimale Lesbarkeit und Verständlichkeit sicherzustellen, wird in diesem Werk auf Gendersternchen und sonstige Varianten verzichtet; diese Entscheidung basiert auf der Empfehlung des Rates für deutsche Rechtschreibung. Grundsätzlich respektieren der Verlag und die Autoren alle Menschen unabhängig von ihrem Geschlecht, ihrer Sexualität, ihrer Hautfarbe, ihrer Herkunft und ihrer nationalen Zugehörigkeit.

Vorwort

Decker Maschinenelemente – Aufgaben ist eine Ergänzung zum ebenfalls im Carl Hanser Verlag erschienenen Lehrbuchklassiker **Decker Maschinenelemente**. Die vorliegende 17. Auflage ist umfassend auf die 21. Auflage des Lehrbuchs (ISBN 978-3-446-47230-3) abgestimmt. Mit dieser Aufgabensammlung zum Berechnen von Maschinenelementen kommen die Verfasser einem Bedürfnis technischer Fachschulen, Fachhochschulen und Universitäten nach. Das Buch wird sowohl von Dozenten und Studierenden als auch von Ingenieuren und Technikern im Berufsleben geschätzt.

Dieses Aufgabenbuch soll die praktische Anwendung der Theorie vermitteln und mit den üblichen Lösungsgängen bei der Berechnung von Maschinenelementen vertraut machen. In der Regel werden für eine Konstruktionsaufgabe verschiedene Lösungen erwogen, von denen dann die wirtschaftlichste ausgewählt wird. Derartige Untersuchungen konnten im Rahmen dieses Buches naturgemäß nicht vorgesehen werden, und es sei deshalb hervorgehoben, dass es keine grundsätzliche Gebrauchsanweisung für den Einsatz bestimmter Maschinenelemente sein kann, sondern eher ein Wegweiser, um das Verständnis für technische Berechnungen zu vertiefen.

Darüber hinaus ist die Aufgabensammlung zur Intensivierung und Rationalisierung des Unterrichts an den maschinenbautechnischen Bildungseinrichtungen gedacht. Das gilt insbesondere in Verbindung mit den über 100 Excel-Berechnungsprogrammen und zahlreichen Videos, die unter *plus.hanserfachbuch.de* als ergänzende Arbeitsmaterialien angeboten werden. Mit den Berechnungsprogrammen lassen sich viele der Aufgaben in diesem Buch in kurzer Zeit durchrechnen. Excel-Icons  im Buch zeigen an, für welche Aufgaben Berechnungsprogramme bereitstehen. Hinzu kommen die Berechnungstools der BayMP (Bayreuther Maschinenelemente-Programme), die kostenlos unter *www.baymp.de* erhältlich sind.

Neben den Aufgabenstellungen, zu deren Verständnis zahlreiche Zeichnungen als Berechnungsskizzen beitragen, enthält das Buch die Ergebnisse (gegebenenfalls auch Zwischenergebnisse) der Berechnungen und die verwendeten Tabellenwerte. Anschließend werden Erläuterungen und Hinweise zum Lösungsweg jeder Aufgabe gegeben. Ein separates Lösungsbuch wird somit überflüssig, da jede Lösung nach der gegebenen Anleitung sicher nachvollzogen werden kann. Damit wird Studienanfängern und Praktikern, die nur hin und wieder bestimmte Maschinenelemente zu berechnen haben, eine Möglichkeit zur schnellen Einarbeitung angeboten. Selbstverständlich führen in vielen Fällen auch andere Lösungswege zu einem richtigen Ergebnis.

Der Verlag und die Verfasser hoffen, dass auch diese Auflage des Buches den Dozenten, den in der Ausbildung Stehenden und den in der Praxis Tätigen eine wertvolle Hilfe sein wird. An dieser Stelle sei allen Kollegen und Benutzern der bisherigen Auflagen herzlich gedankt, die durch Zuschriften zur Verbesserung beigetragen haben. Sollten sich trotz intensiver Bemühungen um Korrektheit einige Fehler eingeschlichen haben, so wird um Nachsicht gebeten. Hinweise und Anregungen werden stets dankbar entgegengenommen.

*Frank Rieg
Frank Weidermann
Gerhard Engelken
Reinhard Hackenschmidt
Bettina Alber-Laukant
Stephan Tremmel*

Hinweise zur Benutzung des Buches

Decker Maschinenelemente – Aufgaben entsprechen in ihrer Gliederung, den Bezeichnungen der Maschinenelemente und deren Berechnungsweise vollkommen dem in 21. Auflage vorliegenden Lehrbuch **Decker Maschinenelemente** (ISBN 978-3-446-47230-3). Sie stellen also eine Ergänzung des genannten Werkes dar. Alle Gleichungen und Tabellen sind im Hauptwerk zu finden. Ferner beziehen sich auch alle Hinweise auf Bilder oder Kapitel, die durch ein vorangestelltes „ME“ gekennzeichnet sind, auf das Hauptwerk.

Jeder Abschnitt beginnt in der Regel mit relativ einfachen Einführungsaufgaben, deren Lösungsgang sich an die Beispiele im Hauptwerk anlehnt. Das Erkennen des Lösungsganges wird durch die gegliederte Fragestellung erleichtert. Danach folgen Aufgaben zunehmenden Schwierigkeitsgrades, die auf Fragestellungen nach Zwischenergebnissen verzichten. Bei den in den Aufgaben eingesetzten Abbildungen handelt es sich nicht um Konstruktionszeichnungen, sondern um Berechnungsskizzen, die in Anlehnung an die Normen für technische Zeichnungen angefertigt wurden. Die Abbildungen dienen dazu, das Verständnis der Ergebnisse und Lösungswege zu erleichtern.

Für Kapitel 2 (Werkstoffe), Kapitel 16 (Tribologie: Reibung, Schmierung und Verschleiß), Kapitel 19 (Lager- und Wellendichtungen) sowie Kapitel 30 (Armaturen) aus dem Hauptwerk wurden keine speziellen Aufgabenstellungen erarbeitet. Problemstellungen aus diesen Gebieten sind an geeigneter Stelle in die Aufgaben anderer Kapitel einbezogen.

Die Richtigkeit der vom Leser ausgeführten Berechnungen kann anhand der Ergebnisse und Zwischenergebnisse (in Klammern angegeben) kontrolliert werden. Die Ergebnisse sind im Allgemeinen sinnvoll gerundet, falls nicht besonders genaue Abmessungen errechnet werden müssen, wie bei Kettenrädern, Zahnrädern und Zahnriemen. Es ist wenig sinnvoll, ein auf mehrere Stellen genaues Rechenergebnis anzustreben, wenn der Rechnungsansatz und die als zulässig angegebenen Beanspruchungen nur eine für die Praxis ausreichende Näherung darstellen. Innerhalb der Berechnungen wurde jeweils mit den angegebenen Zwischenergebnissen weitergerechnet. Diese Werte wurden immer neu in den elektronischen Rechner eingegeben. Beim Weiterrechnen mit den vom Rechner angezeigten ungerundeten Werten ergeben sich teilweise geringfügig von den angegebenen Werten abweichende Endergebnisse. Das ist insbesondere beim Anwenden der Zusatzmaterialien zum Buch zu beachten, wo stets mit den ungerundeten Zwischenergebnissen gerechnet wird.

Unter plus.hanser-fachbuch.de stehen über 100 Excel-Berechnungsprogramme und zahlreiche Videos als ergänzende Arbeitsmaterialien bereit. Hinzu kommt das Programmpaket BayMP (Bayreuther Maschinenelemente-Programme). Die kostenlos unter www.baymp.de erhältlichen Programme ermöglichen die Auslegung wichtiger Maschinenelemente (Wellen, Lager, Federn, Getriebe, Kupplungen usw.) – sei es online, computergestützt unter Windows, Linux bzw. macOS oder auf verschiedenen wissenschaftlichen Taschenrechnern.

Die Nutzung der Berechnungssoftware **MDESIGN Student**, die kostenfrei unter <https://mdesign.de/decker> bezogen werden kann, ermöglicht es Studierenden und Auszubildenden, als zukünftige Mitarbeiter in Konstruktion und Entwicklung professionelle Werkzeuge für die Auslegung und Berechnung von Maschinenelementen kennenzulernen und zu nutzen.

1 Konstruktionstechnik

Normzahlen und Normmaße

Aufgabe 1.1

Die Gehäusehöhen einer Schaltgeräte-Baureihe sind von 50 bis 500 mm nach der abgeleiteten Normzahlreihe R 2/5 gestuft. Es sind der Stufensprung q und die Höhen h aller Gehäuse der Baureihe anzugeben.

Ergebnis:

$$q = 1,78 (= 10^{5/20}), h = 50 \quad 90 \quad 160 \quad 280 \quad 500 \text{ mm}$$

Lösungsweg:

Für R 20/5 ist $q = q_{20}^5$.

Aufgabe 1.2

Für die nachfolgend dargestellten Normzahlreihen sind das Reihenkurzzeichen nach DIN 323 anzugeben und der Stufensprung q zu bestimmen:

- 1 1,4 2 2,8 4
- 1,25 2,5 5 10 20
- 120 180 260 400 600

Ergebnis:

- R 20/3, $q = 1,4 (= 1,12^3, p = 3)$
- R 10/3(... 1,25 ...), $q = 2 (= 1,25^3)$
- R'40/7(... 120 ...), $q \approx 1,5 (\approx 1,06^7, p = 7)$

Lösungsweg:

Bestimmen des Kurzzeichens durch Aufsuchen der Zahlen in Tabelle 1.1 und Feststellen der Steigerung p , d. h. der Anzahl der Stufen in der Grundreihe zwischen zwei Zahlen der gegebenen Reihe. Bei Reihen, die nicht mit der Zahl 1 beginnen, wird eine Zahl der Reihe in Klammern angegeben.

Aufgabe 1.3

Für eine Typenreihe von Bremsen sind die Durchmesser D nach der Normzahlreihe R 10 von 50 bis 400 mm und die Stufung der zugehörigen Bremsmomente T_b festzulegen, wenn für die erste Baugröße der Reihe das Verhältnis $D/T_b = 50 \text{ mm/Nm}$ betragen soll. Es sind folgende Stufungen zu ermitteln:

- die Stufung der Durchmesser D
- die Stufung der Bremsmomente T_b mit Angaben der Normzahlreihe
- die Stufung und die Normzahlreihe für das Verhältnis D/T_b

1

Ergebnis:

1. $D = 50 \quad 63 \quad 80 \quad 100 \quad 125 \quad 160 \quad 200 \quad 250 \quad 320 \quad 400 \text{ mm}$
2. $T_b = 1 \quad 2 \quad 4 \quad 8 \quad 16 \quad 32 \quad 63 \quad 125 \quad 250 \quad 500 \text{ Nm, R10/3}$
3. $\frac{D}{T_b} = 50 \quad 31,5 \quad 20 \quad 12,5 \quad 8 \quad 5 \quad 3,15 \quad 2 \quad 1,25 \quad 0,8 \frac{\text{mm}}{\text{Nm}}, \text{R10/2}(\dots 0,8)$

Lösungsweg:

1. Nach Tabelle 1.1; Werte der Reihe R 10 mit 10 bzw. 100 malnehmen. 2. Sinngemäß wie Beispiel 1.1 in ME, jedoch Ermittlung der Reihe für T_b ausgehend von $q = T_{b2}/T_{b1} = (D_2/D_1)^3 = q_{10}^3$ und mit $T_{b1} = D_1/(D/T_b)$. 3. Nach Aufstellen der mit 50 mm/Nm beginnenden Reihe Ermittlung des Reihenkurzzeichens (Tabelle 1.1) mit Angabe der Reihenanfangs- oder -endglieders in Klammern, da die Reihe nicht bei 1 beginnt (vgl. Aufgabe 1.2).

Aufgabe 1.4

In einer Getriebe-Baureihe mit 6 Baugrößen sollen die Drehmomente der Abtriebswelle nach der abgeleiteten Normzahlreihe R 10/3 zunehmend und die Drehzahlen nach R 10 abnehmend gestuft sein. Die kleinste Baugröße hat das Drehmoment 100 Nm und die Drehzahl 500 min^{-1} . Es sind folgende Stufungen zu ermitteln:

1. die Stufung der Drehmomente T in Nm
2. die Stufung der Drehzahlen n in min^{-1}

Ergebnis:

1. $T = 100 \quad 200 \quad 400 \quad 800 \quad 1600 \quad 3200 \text{ Nm}$
2. $n = 500 \quad 400 \quad 315 \quad 250 \quad 200 \quad 160 \text{ min}^{-1}$

Lösungsweg:

1. und 2. Werte aus Tabelle 1.1 entsprechend multiplizieren

Aufgabe 1.5

Eine Typenreihe zylindrischer Druckbehälter (Bild 1.1) für einen größten Überdruck $p = 25 \text{ bar}$ soll 5 Baugrößen enthalten, bei denen das Volumen eines Behälters jeweils etwa das Doppelte des nächstkleineren beträgt. Die kleinste Größe Nr. 1 soll ein Nennvolumen von 0,1 m^3 haben. Es sind die Nennvolumen V in m^3 , die Außendurchmesser D_a in mm, die Außenlängen L_a in mm und die Wanddicken s in mm nach Normzahlreihen festzulegen, wobei das Verhältnis $L_a/D_a = 2$ betragen und eine zulässige Spannung $\sigma_{zul} \approx 125 \text{ N/mm}^2$ zugrunde gelegt werden soll. Hierbei ist näherungsweise als Nennvolumen $V \approx (D_a^2 \cdot \pi/4) \cdot L_a$ zu setzen. Die Wanddicke ist nach der Näherungsgleichung $s \approx 0,5 D_a \cdot p/\sigma_{zul}$ zu errechnen. Die Krepfenrundungen mit dem Radius r sind zu vernachlässigen. Um Normmaße für D_a und L_a anwenden zu können, dürfen die tatsächlichen Volumina bis $\pm 8\%$ von den Nennvolumen abweichen. Die Blechdicken sind auf volle oder 0,5 mm aufzurunden. In einer tabellarischen Zusammenstellung sind V , D_a , L_a und s sowie das Kurzzeichen der jeweils zutreffenden Normzahlreihe anzugeben. Außerdem ist bei jeder Behältergröße die Abweichung ΔV in % vom Nennvolumen V einzutragen.

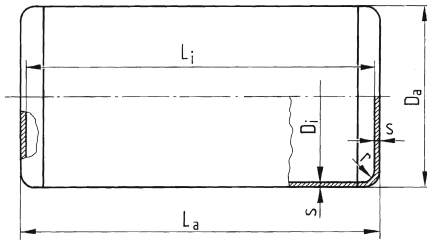


Bild 1.1
Maßbild eines Druckbehälters

Ergebnis:

Baugröße Nr.	$\frac{V}{\text{m}^3}$	$\frac{D_a}{\text{mm}}$	$\frac{L_a}{\text{mm}}$	$\frac{s}{\text{mm}}$	$\frac{\Delta V}{\%}$
1	0,1	400	800	4	-4,4
2	0,2	500	1000	5	-6,7
3	0,4	630	1250	6,5 ^{*)}	-7,5
4	0,8	800	1600	8	-4,4
5	1,6	1000	2000	10	-6,7
NZ	R 10/3	R 10	R 10	R 10	

^{*)} aufgerundet (der Normzahlwert ist 6,3)

Lösungsweg:

Es gilt: 1 bar = 0,1 N/mm². Aus der angegebenen Gleichung folgt damit $s \approx 0,01D_a$. Volumenabweichung $\Delta V = V - V_i$ mit $V_i = L_i \cdot D_i^2 \cdot \pi/4$, damit ΔV in % = $(\Delta V/V) \cdot 100$ %.

Toleranzen und Passungen

Aufgabe 1.6

Für den Nennmaßbereich über 400 bis 500 mm ist die Grundtoleranz des Toleranzgrades 10 zu ermitteln und mit dem Normwert (Tabelle 1.2) zu vergleichen.

Ergebnis:

$T_{10} = 250 \mu\text{m}$ entsprechend Tabelle 1.2 (errechnet: $64i = 248,8 \mu\text{m}$)

Lösungsweg:

Wie Beispiel 1.2 in ME

Aufgabe 1.7

Es ist die Grundtoleranz des Toleranzgrades 8 für den Nennmaßbereich über 800 bis 900 mm zu errechnen.

Ergebnis:

$T_8 = 140 \mu\text{m}$ (errechnet: $25I = 137,4 \mu\text{m}$)

Lösungsweg:

Wie Aufgabe 1.6, jedoch mit Formel 1.2 für $N > 500$ mm

Aufgabe 1.8

Für folgende tolerierte Maße sind die Abmaße zu bestimmen: 16 m6, 30 x8, 80 h9, 200 c11, 24 G7, 120 F8, 210 E9, 320 R6, 12 ZA7.

Ergebnis:

$$16\text{ m}6 = 16_{-0,007}^{+0,018} \text{ mm}, \quad 30 \times 8 = 30_{+0,064}^{+0,097} \text{ mm}, \quad 80\text{ h}9 = 80_{-0,074}^0 \text{ mm}, \quad 200\text{ c}11 = 200_{-0,530}^{-0,240} \text{ mm},$$

$$24\text{ G}7 = 24_{+0,007}^{+0,028} \text{ mm}, \quad 120\text{ F}8 = 120_{+0,036}^{+0,090} \text{ mm}, \quad 210\text{ E}9 = 210_{+0,100}^{+0,215} \text{ mm}, \quad 320\text{ R}6 = 320_{-0,133}^{-0,097} \text{ mm},$$

$$12\text{ ZA}7 = 12_{-0,075}^{-0,057} \text{ mm}$$

Lösungsweg:

Sinngemäß wie Beispiel 1.3 in ME

Aufgabe 1.9 ☒

Es sind das Höchstspiel S_g , das Mindestspiel S_k und die Passtoleranz T_p folgender Passungen zu ermitteln:

- Bohrung $85_{0}^{+0,2}$ mm mit Welle $85_{-0,2}^{-0,05}$ mm
- Bohrung $120_{+0,1}^{+0,25}$ mm mit Welle $120_{-0,12}^0$ mm

Ergebnis:

- $S_g = 400 \mu\text{m}$, $S_k = 50 \mu\text{m}$, $T_p = 350 \mu\text{m}$
- $S_g = 370 \mu\text{m}$, $S_k = 100 \mu\text{m}$, $T_p = 270 \mu\text{m}$

Lösungsweg:

Sinngemäß wie Beispiel 1.4 in ME

Aufgabe 1.10 ☒

Für die Passungen 60 H8/f7, 20 H7/k6 und 180 S7/h6 sind zu ermitteln:

- das Passsystem (EB oder EW)
- Höchst- und Mindestspiel S_g und S_k oder Höchst- und Mindestübermaß U_g und U_k sowie die Passtoleranz T_p
- Handelt es sich bei diesen Passungen jeweils um eine Spiel-, Übergangs- oder Übermaßpassung?

Ergebnis:

- 60 H8/f7: **1.** EB, **2.** $S_g = 106 \mu\text{m}$, $S_k = 30 \mu\text{m}$, $T_p = 76 \mu\text{m}$, **3.** Spielpassung
 20 H7/k6: **1.** EB, **2.** $S_g = 19 \mu\text{m}$, $U_g = 15 \mu\text{m}$, $T_p = 34 \mu\text{m}$, **3.** Übergangspassung
 180 S7/h6: **1.** EW, **2.** $U_g = 133 \mu\text{m}$, $U_k = 68 \mu\text{m}$, $T_p = 65 \mu\text{m}$, **3.** Übermaßpassung

Lösungsweg:

1. Nach Abschnitt 1.2, Absatz „Passungsarten und Passungssystem“, in ME. 2. Wie Beispiel 1.5, Beispiel 1.6 und Beispiel 1.7 in ME. 3. Nach Abschnitt 1.2, Absatz „Passungsarten und Passungssystem“, in ME.

Aufgabe 1.11 ☒

Der Durchmesser einer Welle hat das tolerierte Maß 40 h9. Es ist das tolerierte Maß mit ISO-Toleranzkurzzeichen für eine Bohrung des Toleranzgrades 9 zu ermitteln, die mit der Welle eine Spielpassung bildet, wobei ein zulässiges Höchstspiel $S_{g\text{zul}} = 0,18$ mm möglichst erreicht, aber nicht überschritten wird.

Ergebnis:

40 E9 (damit $S_g = 174 \mu\text{m} < S_{g\text{zul}} = 180 \mu\text{m}$, $EI = 50 \mu\text{m} < EI_{\text{zul}} = 56 \mu\text{m}$, $ES = 112 \mu\text{m} < ES_{\text{zul}} = 118 \mu\text{m}$)

Lösungsweg:

Nach Formel 1.3 sowie Tabelle 1.2 und Tabelle 1.4 wie folgt: $T_B = T_W$ für IT 9 nach Tabelle 1.2, $ei = -T_W$ und $es = 0$ bei h, $ES_{\text{zul}} = S_{g\text{zul}} + ei$, $EI_{\text{zul}} = ES_{\text{zul}} - T_B$, danach Passung aus Tabelle 1.4, S_g nach Formel 1.3.

Aufgabe 1.12 ☒

Eine Bohrung mit dem tolerierten Maß 250 H7 soll mit einer Welle des Toleranzgrades 6 eine Übermaßpassung ergeben, bei der ein erforderliches Mindestübermaß $U_{k\text{erf}} = 0,09$ mm nicht unterschritten wird. Es sind zu ermitteln:

1. das tolerierte Maß der Welle mit ISO-Toleranzkurzzeichen und mit Abmaßen
2. die Übermaße U_k und U_g

Ergebnis:

1. $250\text{ s}6 = 250_{+0,169}^{+0,140}$ mm ($ei = 140 \mu\text{m} > ei_{\text{erf}} = 136 \mu\text{m}$)
2. $U_k = 94 \mu\text{m} > 90 \mu\text{m}$, $U_g = 169 \mu\text{m}$

Lösungsweg:

1. Sinngemäß wie Aufgabe 1.11 nach Formel 1.6 sowie Tabelle 1.2 und Tabelle 1.5. Es ist $EI = 0$ und $ES = T_B$ bei H, ferner $ei_{\text{erf}} = U_{k\text{erf}} + ES$ (nach Formel 1.6). 2. Nach Formel 1.6 und Formel 1.5.

Aufgabe 1.13 ☒

Die Verbindung einer Kupplungsnahe mit einer Welle von 100 mm Durchmesser soll als Pressverbindung ausgeführt werden, wobei ein Höchstübermaß von 0,15 mm zulässig und ein Mindestübermaß von 0,085 mm erforderlich ist. Die Bohrung ist im Toleranzgrad 7 und die Passung nach dem System Einheitsbohrung auszuführen. Das tolerierte Maß mit ISO-Toleranzkurzzeichen für Bohrung und Welle sowie die Übermaße U_g und U_k sind zu ermitteln.

1

Ergebnis:

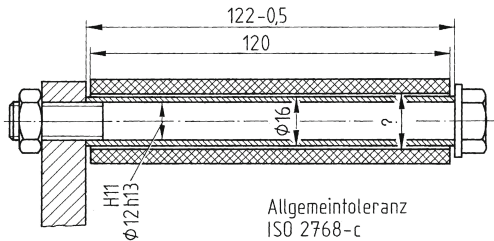
100 H7/u6 mit $U_g = 146 \mu\text{m} < U_{g \text{ zul}} = 150 \mu\text{m}$ und $U_k = 89 \mu\text{m} > U_{k \text{ erf}} = 85 \mu\text{m}$
 ($ei = 124 \mu\text{m} > ei_{\text{min}} = 120 \mu\text{m}$)

Lösungsweg:

Nach Formel 1.5 und Formel 1.6 sowie Tabelle 1.2 und Tabelle 1.5 (teilweise sinngemäß wie Aufgabe 1.12). Es müssen gewählt werden: Buchstabe für Toleranzfeldlage nach Tabelle 1.5 bei $ei \geq ei_{\text{min}} = U_{k \text{ erf}} + ES$ und IT nach Tabelle 1.2 mit $T_W \leq T_{W \text{ max}} = es_{\text{max}} - ei$, worin $es_{\text{max}} = U_{g \text{ zul}} + EI$.

Aufgabe 1.14 ☒

Der Griff einer Handkurbel nach Bild 1.2 enthält eine Hülse aus Pressstoff, die auf dem Distanzrohr leicht drehbar sein soll und reichliches Axialspiel haben darf. Der Schaft der Sechskantschraube ist mit h13 und der Innendurchmesser des Rohres mit H11 toleriert. Die Rohrlänge hat ein unteres Abmaß von $-0,5 \text{ mm}$, sein Außendurchmesser und die Länge der Pressstoffhülse sind nicht toleriert.

**Bild 1.2**

Abmessungen an einem Kurbelhandgriff

Es sind zu ermitteln:

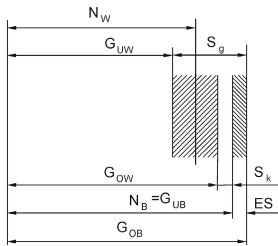
1. das Höchst- und Mindestspiel zwischen Schraubenschaft und Rohrinne Durchmesser
2. das Höchst- und Mindestspiel zwischen Rohr- und Hüslenlänge
3. das tolerierte Maß für den Hüsleninnendurchmesser mit Abmaßen, wenn das untere Abmaß $EI = 0$, das Mindestspiel $S_k = 0,5 \text{ mm}$ und das Höchstspiel $S_g = 2 \text{ mm}$ betragen sollen

Ergebnis:

1. $S_g = 380 \mu\text{m}$, $S_k = 0$
2. $S_g = 2,8 \text{ mm}$, $S_k = 0,7 \text{ mm}$ (mit $\pm 0,8 \text{ mm}$ für $N = 120 \text{ mm}$)
3. $17^{+0,5}_0 \text{ mm}$ (mit $\pm 0,5 \text{ mm}$ für $N_w = 16 \text{ mm}$, $G_B = 17,5 \text{ mm}$)

Lösungsweg:

1. und 2. sinngemäß wie Beispiel 1.8 in ME. 3. Aus Bild 1.3 folgen: $G_{oB} = S_g + G_{uW}$,
 $G_{uB} = S_k + G_{oW} = N_B$, $ES = G_{oB} - G_{uB}$.

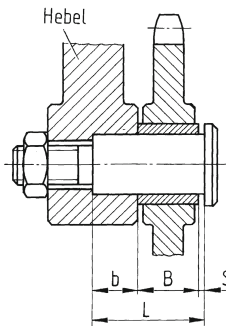
**Bild 1.3**

Darstellung des Höchst- und Mindestspiels

Aufgabe 1.15 ☒

Das Kettenrad einer Kettenspaneinrichtung ist entsprechend Bild 1.4 auf einem Bolzen gelagert, dessen Schaftdurchmesser das tolerierte Maß 20 h9 hat. Für die Maßeintragung sind zu ermitteln:

1. das tolerierte Maß für die Lagerbohrung, sodass reichlich Spiel vorhanden ist, sowie das Höchst- und Mindestmaß der gewählten Passung
2. das tolerierte Maß für die Bohrung im Hebel zur Aufnahme des Bolzens, wenn hier ein Haftsitz erforderlich ist, sowie Höchstspiel und -übermaß
3. eine geeignete Übermaßpassung des Systems EB für einen mittleren Presssitz zwischen Lagerbuchse und Kettenradbohrung mit dem Nennmaß 26 mm: Es sind das tolerierte Maß, das Höchst- und Mindestübermaß anzugeben.
4. das Nennmaß mit Abmaßen für die Schaftlänge L des Bolzens, wenn die Bohrungstiefe $b = 15,5$ mm im Hebel mit $+0,2$ mm und die Buchsenbreite $B = 20$ mm mit $-0,2$ mm toleriert sind und das Axialspiel S zwischen 0,1 und 0,7 mm schwanken darf

**Bild 1.4**

Kettenradlagerung

Ergebnis:

1. 20 E9, $S_g = 144 \mu\text{m}$, $S_k = 40 \mu\text{m}$
2. 20 K7, $S_g = 58 \mu\text{m}$, $U_g = 15 \mu\text{m}$
3. 26 H7/r6, $U_g = 41 \mu\text{m}$, $U_k = 7 \mu\text{m}$ (oder 26 H7/s6, $U_g = 48 \mu\text{m}$, $U_k = 14 \mu\text{m}$)
4. $L = 36_{-0,2}^0$ mm ($L_k = 35,8$ mm)

Lösungsweg:

1., 2. und 3. nach Tabelle 1.9 und sinngemäß wie Beispiel 1.8 in ME. 4. Es ist $L_k = S_k + B_g + b_g$, $L_g = S_g + B_k + b_k = N_L$, $ei = L_k - L_g$ und $es = 0$.

3 Festigkeitsberechnungen

3

Aufgabe 3.1

In Bild 3.1 ist der gefährdete Querschnitt A einer Zugstange aus Stahl E295 angegeben. Die Belastungskraft schwingt zwischen der Unterkraft $F_u = 240 \text{ kN}$ und der Oberkraft $F_o = 420 \text{ kN}$. Es ist wie folgt ein Dauerfestigkeitsnachweis durchzuführen:

1. Berechnung der Nennspannungen σ_o , σ_u , σ_a , σ_m
2. Ermittlung der Kerbwirkungszahl β_k
3. Berechnung der Vergleichsausschlagspannung σ_{Va}
4. Ermittlung des Oberflächenfaktors b_1 und des Größeneinflusses b_2
5. Berechnung der Sicherheit S unter der Annahme, dass die nach Werkstofftabelle ertragbare Ausschlagspannung $\sigma_a = 220 \text{ N/mm}^2$ beträgt

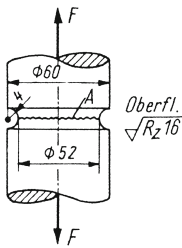


Bild 3.1
Zugstange mit Ringrille

Ergebnis:

1. $\sigma_o = 197,8 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_u = 113 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_a = 42,4 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_m = 155,4 \text{ N/mm}^2$ ($A = 2123,7 \text{ mm}^2$)
2. $\beta_{kz,d} = 2,2$ ($r/d = 0,077$, $r/t = 1$, $\alpha_{kz,d} = 2,41$, $\chi = 0,5 \text{ mm}^{-1}$, $n_x \approx 1,1$, $R_e = 275 \text{ N/mm}^2$)
3. $\sigma_{Va} = 93,3 \text{ N/mm}^2$
4. $b_1 \approx 0,85$ ($R_m = 490 \text{ N/mm}^2$), $b_2 \approx 0,8$
5. $S = 1,6$

Lösungsweg:

1. Berechnung der Spannungen unter Verwendung von Formel 3.6, Formel 3.42 und Formel 3.43
2. Ermittlung der Kerbwirkungszahl mittels Formel 3.59 durch Verwendung der Formzahl nach Tabelle 3.3. Berechnung des Spannungsgefälles nach Tabelle 15.6 und Ermittlung der Stützziffer nach Tabelle 3.4. Festigkeitskennwerte nach Tabelle 2.2
3. nach Formel 3.64
4. Oberflächenbeiwert und Größenbeiwert nach Diagramm 15.2 und Diagramm 15.3, Zugfestigkeit nach Tabelle 2.2
5. nach Formel 3.67

Aufgabe 3.2

Bild 3.2 zeigt den Ausschnitt einer Hohlwelle aus S275JR, deren Querschnitt A nur durch ein Drehmoment belastet wird, das zwischen dem Unterwert $T_u = 1,6$ kNm und dem maximalen Oberwert $T_o = 7,0$ kNm schwingt. Zu ermitteln sind:

1. die Torsionsspannungen der Nennspannungen τ_{to} und τ_{ta}
2. die Kerbwirkungszahl β_{kt} (mit α_{kt} wie bei Vollwellen)
3. Berechnung der Vergleichsausschlagsspannung σ_{Va}
4. Ermittlung des Oberflächenfaktors b_1 und des Größeneinflusses b_2
5. Berechnung der Sicherheit S unter der Annahme, dass die nach Werkstofftabelle ertragbare Ausschlagsspannung $\sigma_A = 220$ N/mm² beträgt

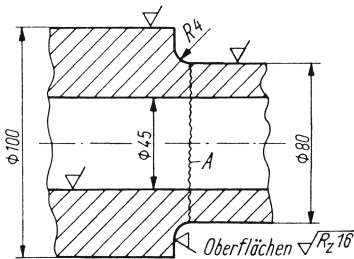


Bild 3.2
Hohlwellenausschnitt

Ergebnis:

1. $\tau_{to} = 75,96$ N/mm² ($W_t = 92148$ mm³), $\tau_{ta} = 29,3$ N/mm²
2. $\beta_{kt} = 1,4$ ($r/t = 0,4$, $r/d = 0,05$, $d/D = 0,8$, $\alpha_{kt} = 1,5$, $\chi = 0,27$ mm⁻¹, $n_x \approx 1,07$, $R_e = 245$ N/mm²)
3. $\sigma_{Va} = 71,05$ N/mm²
4. $b_1 \approx 0,87$ $R_m = 430$ N/mm²), $b_2 \approx 0,75$
5. $S = 2,02$

Lösungsweg:

1. Berechnung der Spannungen unter Verwendung von Formel 3.15, Tabelle 15.2 und Formel 3.43
2. Ermittlung der dynamischen Kerbwirkungszahl mittels Formel 3.59 durch Verwendung der Formzahl nach Tabelle 3.3; Berechnung des Spannungsgefälles nach Tabelle 15.6 und Ermittlung der Stützziffer nach Tabelle 3.4; Festigkeitskennwerte nach Tabelle 2.2
3. nach Formel 3.64
4. Oberflächenbeiwert und Größenbeiwert nach Diagramm 15.2 und Diagramm 15.3; Zugfestigkeit nach Tabelle 2.2
5. nach Formel 3.67

Aufgabe 3.3

An der Riemenscheibe mit $D_R = 500$ mm Durchmesser nach Bild 3.3 wirken die gleichbleibenden Riemenkräfte $F_1 = 5,2$ kN und $F_2 = 1,38$ kN. Der Umschlingungswinkel beträgt $\beta = 200^\circ$, der Lagerzapfendurchmesser $D = 70$ mm und der Übergangsradius $r = 5$ mm. Die geschmiedeten Bauteile sind aus dem Werkstoff Stahl E295. Gesucht sind:

1. die im Wellenquerschnitt A mit dem Durchmesser $d = 60$ mm durch die im Abstand $l = 200$ mm wirkende resultierende Riemenkraft F hervorgerufene Biegespannung σ_b
2. die durch das Torsionsmoment T in diesem Querschnitt erzeugte Torsionsspannung τ_t
3. die Kerbwirkungszahl β_{kb}
4. die Formzahl α_{kt}
5. die Vergleichsausschlagspannungen σ_{Va} und σ_{Vm}
6. der Oberflächenfaktor b_1 und der Größeneinfluss b_2
7. die notwendige Dauerfestigkeit σ_D bei einer Sicherheit von $S = 2$

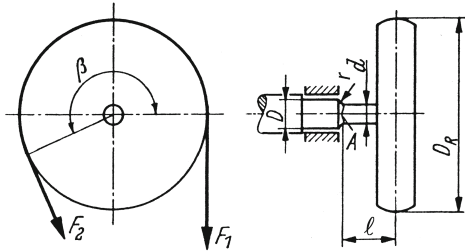


Bild 3.3
Getriebewelle mit Riemenscheibe

Ergebnis:

1. $\sigma_b = 60,31 \text{ N/mm}^2$ ($F = 6514 \text{ N}$, $W_b = 21\,600 \text{ mm}^3$)
2. $\tau_t = 22,1 \text{ N/mm}^2$ ($T = 955 \text{ Nm}$, $W_t = 43\,200 \text{ mm}^3$)
3. $\beta_{kb} = 1,57$ ($r/t = 1$, $r/d = 0,083$, $d/D = 0,857$, $\alpha_{kb} \approx 1,7$, $\chi = 0,43 \text{ mm}^{-1}$, $n_x \approx 1,08$, $R_e = 275 \text{ N/mm}^2$)
4. $\alpha_{kt} = 1,34$
5. $\sigma_{Va} = 94,69 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{Vm} = 51,29 \text{ N/mm}^2$
6. $b_1 \approx 0,66$ ($R_m = 470 \text{ N/mm}^2$), $b_2 \approx 0,78$
7. $\sigma_D = 567,13 \text{ N/mm}^2$

Lösungsweg:

1. Berechnung der Biegespannung unter Verwendung von Formel 3.12, Tabelle 15.2 bzw. Tabelle 3.2. Zur Bestimmung der resultierenden Riemenkraft wird der Cosinussatz benötigt

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 20^\circ}$$
2. Berechnung der Spannungen unter Verwendung von Formel 3.15 und Tabelle 15.2
3. Ermittlung der dynamischen Kerbwirkungszahl mittels Formel 3.59 durch Verwendung der Formzahl nach Tabelle 3.3; Berechnung des Spannungsgefälles nach Tabelle 15.6 und Ermittlung der Stützziffer nach Tabelle 3.4; Festigkeitskennwerte nach Tabelle 2.2
4. Berechnung der Formzahl nach Tabelle 3.3
5. nach Formel 3.63 und Formel 3.64
6. Oberflächenbeiwert und Größenbeiwert nach Diagramm 15.2 und Diagramm 15.3; Zugfestigkeit nach Tabelle 2.2
7. nach Formel 3.66