

Leseprobe

Karl-Heinz Decker, Karlheinz Kabus

Decker Maschinenelemente - Aufgaben

ISBN (Buch): 978-3-446-44224-5

ISBN (E-Book): 978-3-446-44102-6

Weitere Informationen oder Bestellungen unter

<http://www.hanser-fachbuch.de/978-3-446-44224-5>

sowie im Buchhandel.

Inhaltsverzeichnis

1 Konstruktionstechnik	
Festigkeitsberechnung	9
2 Maße, Toleranzen und Passungen	
Normzahlen und Normmaße.	11
Toleranzen und Passungen	13
4 Schmelzschweißverbindungen	
Maschinenbau	16
5 Pressschweißverbindungen	
Punktschweißverbindungen	32
Buckelschweißverbindungen	36
6 Lötverbindungen	39
7 Klebverbindungen	43
8 Nietverbindungen	
Maschinen- und Gerätebau	48
Leichtmetallbau	54
9 Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Spannelementverbindungen	63
Klemmverbindungen	67
10 Befestigungsschrauben	
Längsbeanspruchte Befestigungsschrauben	71
Überschlagsberechnungen	80
Querbeanspruchte Befestigungsschrauben	83
11 Bewegungsschrauben	92
12 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Längskeilverbindungen	96
Passfederverbindungen	98
Keilwellenverbindungen.	100
Zahnwellenverbindungen	102
Polygonwellenverbindungen	104
Kegelverbindungen.	105
Stirnzahnverbindungen	108
13 Stift- und Bolzenverbindungen	
Gelenkstifte und Bolzen	110
Steckstifte unter Biegekraft	113
Querstifte unter Drehmoment	116
Längsstifte unter Drehmoment.	118
14 Federn	
Zylindrische Schraubendruck- und -zugfedern	120
Tellerfedern	130
Gewundene Schenkelfedern	136
Drehstabfedern	140
Spiralfedern	141
Blattfedern	142
Gummifedern	146
15 Achsen und Wellen	
Kräfte-, Momenten- und Überschlagsberechnung	150
Achsen und Wellen gleicher Biegebeanspruchung	164
Berechnung auf Gestaltfestigkeit	166
Durchbiegung	173
Verdrehwinkel.	177
Kritische Drehzahlen	179

17 Gleitlager	
Berechnung von Radiallagern	183
Berechnung hydrodynamischer Radiallager	187
Berechnung von Axiallagern	192
18 Wälzlager	
Rillenkugellager	197
Axial-Rillenkugellager	203
Zylinderrollen- und Nadellager	205
Schrägkugellager und Kegelrollenlager	210
Pendelkugellager und Pendelrollenlager	214
20 Wellenkupplungen und -bremsen	217
21 Grundlagen für Zahnräder und Getriebe	
Evolventenverzahnung	231
22 Abmessungen und Geometrie der Stirn- und Kegelräder	
Stirnradpaare	232
Kegelradpaare	241
23 Gestaltung und Tragfähigkeit der Stirn- und Kegelräder	
Zahnkräfte, Wirkungsgrad, Übersetzungen	247
Stirnräder	247
Kegelräder	252
Gestaltung von Zahnrädern aus Stahl und aus Gusseisen	254
Schmierung, Schmierstoffe	257
Berechnung auf Zahnfuß- und Grübchentragfähigkeit	260
Stirnräder	260
Kegelräder	269
Vollständige Berechnung von Radpaaren aus Stahl.	272
Stirnradpaare	272
Kegelradpaare	285
Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen	287
24 Zahnradpaare mit sich kreuzenden Achsen	
Schraub-Stirnradpaare	295
Schneckenradsätze	298
25 Kettentriebe	306
26 Flachriementriebe	
Riemenscheiben	312
Geometrie der Flachriementriebe	313
Berechnung von Antrieben mit Leder- und Geweberiemen	314
Berechnung von Antrieben mit Mehrschichtriemen	318
Berechnung von Spannrollentrieben	320
27 Keilriementriebe.	324
28 Synchron- oder Zahnriementriebe	
Antriebe mit Synchroflex-Zahnriemen	332
Antriebe mit Power Grip HTD-Zahnriemen	334
29 Rohrleitungen.	337

Vorwort

Mit dieser Aufgabensammlung zum Berechnen von Maschinenelementen kommen die Verfasser einem Bedürfnis technischer Fachschulen, Fachhochschulen und Universitäten nach. Das Buch fand in den vergangenen Jahren bei Dozenten und Studierenden ebenso wie bei Ingenieuren und Technikern im Berufsleben eine gute Aufnahme.

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. Es ist ferner zur Intensivierung und Rationalisierung des Unterrichts an den maschinenbautechnischen Bildungseinrichtungen gedacht. Das gilt besonders in Verbindung mit den Zusatzmaterialien auf der neu entstandenen Website www.hanser-fachbuch.de/decker. Dort finden sich über 100 Excel-Arbeitsblätter und Berechnungstools der BayMP (Bayreuther Maschinenelemente-Programme), womit viele der Aufgaben in diesem Buch in kurzer Zeit durchgerechnet werden können.

Das Aufgabenbuch enthält neben den Aufgabenstellungen (abschnittsweise nummeriert), zu deren Verständnis zahlreiche Zeichnungen als Berechnungsskizzen beitragen, die Ergebnisse der Berechnungen (**E:**), gegebenenfalls auch Zwischenergebnisse und die verwendeten Tabellenwerte. Anschließend werden Erläuterungen und Hinweise zum Lösungsweg jeder Aufgabe gegeben (**L:**). Somit entfällt in dieser Auflage das häufige Blättern im Buch.

Mit dem Aufgabenbuch wird Studienanfängern und auch Praktikern, die nur hin und wieder bestimmte Maschinenelemente zu berechnen haben, eine Möglichkeit zur schnellen Einarbeitung angeboten. Ein separates Lösungsbuch wird somit überflüssig, da jede Lösung nach der gegebenen Anleitung sicher nachvollzogen werden kann. Selbstverständlich führen in vielen Fällen auch andere Lösungswege zu einem richtigen Ergebnis.

Verlag und Verfasser hoffen, dass diese Auflage ebenso wohlwollend aufgenommen wird wie die vorangegangenen und sowohl den Dozenten als auch den in der Ausbildung Stehenden und den bereits in der Praxis tätigen Ingenieuren und Technikern 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. Auch weiterhin werden Hinweise und Anregungen stets dankbar entgegengenommen.

*Frank Rieg
Frank Weidemann
Gerhard Engelken
Reinhard Hackenschmidt*

Hinweise zur Benutzung des Buches

Die folgenden Aufgaben entsprechen in ihrer Gliederung, den Bezeichnungen der Maschinenelemente und deren Berechnungsweise vollkommen dem im gleichen Verlag in der **19. Auflage** erschienenen Buch **Decker, Maschinenelemente**. Sie stellen also eine Ergänzung des genannten Werkes dar. Alle Gleichungen und Tabellen sind in diesem Werk zu finden; ferner beziehen sich auch alle Hinweise auf Bilder oder Kapitel, die durch ein vorangestelltes „ME“ gekennzeichnet sind, auf das Lehrbuch „Maschinenelemente“.

Jeder Abschnitt beginnt in der Regel mit relativ einfachen Einführungsaufgaben, deren Lösungsgang sich an die Beispiele im Lehrbuch anlehnt. Das Erkennen des Lösungsganges wird durch die gegliederte Fragestellung erleichtert. Danach folgen Aufgaben zunehmenden Schwierigkeitsgrades und unter Verzicht auf Fragestellungen nach Zwischenergebnissen.

Bei den Bildern zu den Aufgaben handelt es sich nicht um Konstruktionszeichnungen, sondern um Berechnungsskizzen, die in Anlehnung an die Normen für technische Zeichnungen angefertigt wurden. Die Bildnummern sind identisch mit den zugehörigen und den Kapiteln zugeordneten Aufgabennummern. Den Bildern bei den Ergebnissen ist der Buchstabe „E“ vorangestellt, z. B. gehört Bild E 15.2 zum Ergebnis der Aufgabe 15.2. Sinngemäß haben die Bildnummern zu den Lösungen ein vorangestelltes „L“. Dabei handelt es sich vorzugsweise um Berechnungsskizzen, die das Verständnis des Lösungsganges erleichtern sollen.

Die Richtigkeit der vom Leser ausgeführten Berechnungen kann anhand der Ergebnisse (**E:**) 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 in den elektronischen Rechner immer neu eingegeben. Beim Weiterrechnen mit den vom Rechner angezeigten ungerundeten Werten ergeben sich teilweise geringfügig von den angegebenen Werten abweichende Endergebnisse. Das ist besonders zu beachten beim Anwenden der Zusatzmaterialien von der Website **www.hanser-fachbuch.de/decker**, wo stets mit den ungerundeten Zwischenergebnissen gerechnet wird!

Ab dieser 19. Auflage ist dem Lehrbuch keine CD/DVD mehr beigelegt. Die Erklärungen im Lehrbuch zu einem Link ermöglichen es Studenten und Auszubildenden, als zukünftige Mitarbeiter in Konstruktion und Entwicklung professionelle Werkzeuge für die Auslegung und Berechnung von Maschinenelementen kennenzulernen und die Berechnungssoftware **MDESIGN Student** zu nutzen.

Alle weiteren Zusatzmaterialien (Excel-Arbeitsblätter, Aufgaben, Beispiele, Berechnungstools) sind nunmehr über die Website **www.hanser-fachbuch.de/decker** verfügbar, hinzu kommt jetzt auch das Programmpaket BayMP (Bayreuther Maschinenelemente-Programme). Die unter **www.baymp.de** erhältlichen Programme ermöglichen die Auslegung wichtiger Maschinenelemente (Wellen, Lager, Federn, Getriebe, Kupplungen usw.) entweder online, computergestützt unter Windows-, Linux- oder Mac-OS, auf verschiedenen wissenschaftlichen Taschenrechnern oder unter Android für mobile Geräte wie Smartphones, Mobiltelefone, Netbooks und Tablet-Computer.

Für die im Lehrbuch enthaltenen Kapitel „**3 Gestaltabweichungen der Oberflächen**“, „**16 Tribologie: Reibung, Schmierung und Verschleiß**“, „**19 Lager- und Wellendichtungen**“ sowie „**30 Armaturen**“ wurden keine speziellen Aufgabenstellungen erarbeitet. Problemstellungen aus diesen Gebieten sind in die Aufgaben anderer Kapitel an geeigneter Stelle einbezogen.

11 Bewegungsschrauben

11.1 Die in Bild 11.1 im ausgefahrenen Zustand dargestellte Schraubenwinde ist zum Heben einer Last von maximal 3 t vorgesehen. Es sind der Wirkungsgrad und die erforderlichen Handkräfte am Knebel für den Arbeits- und den Rückhub zu bestimmen. Außerdem ist eine Berechnung auf Haltbarkeit und Stabilität durchzuführen, Spindelwerkstoff S235JR, Mutter aus Zinnbronze. Wegen mangelhafter Schmierung ist im Gewinde und auch zwischen Stützklaue und Spindelbund mit einer Reibzahl $\mu_G \approx \mu_L \approx 0,1$ zu rechnen. Im Einzelnen sind zu ermitteln:

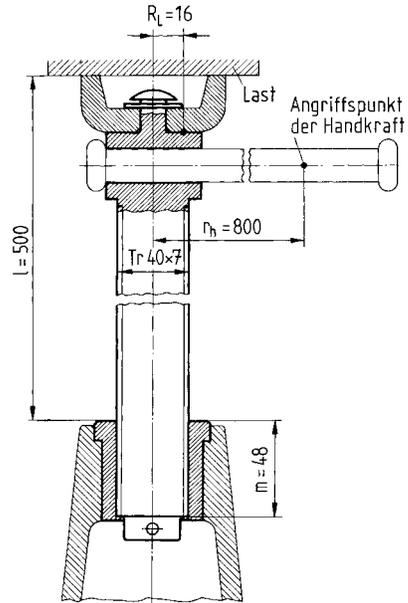


Bild 11.1 Schraubenwinde

1. Die Wirkungsgrade η_A beim Arbeitshub und η_R beim Rückhub sowie der Gesamtwirkungsgrad η ,
2. Ist die erforderliche Selbsthemmung gegeben?
3. Die erforderlichen Handkräfte F_{hA} beim Arbeitshub und F_{hR} beim Rückhub,
4. Wird in der Spindel die zulässige Vergleichsspannung σ_{vzul} überschritten?
5. Ist die Stabilität der Spindel gewährleistet, wenn die Knicksicherheit $S_K \geq 3$ nach Euler bzw. ≥ 2 nach Tetmajer betragen soll?
6. Ist die Mutterhöhe m ausreichend, wobei von seltener Betätigung ausgegangen werden kann?

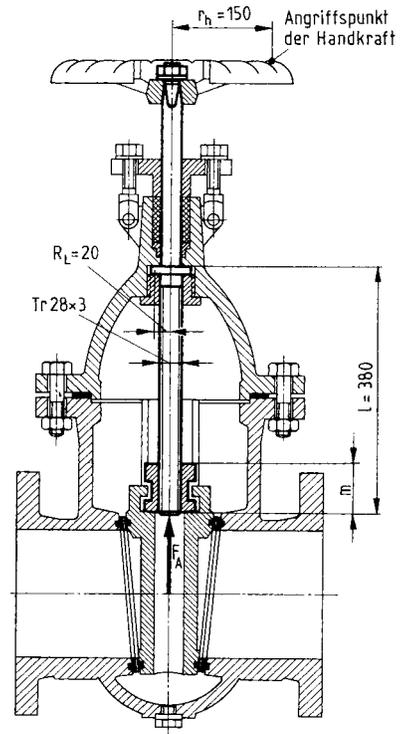
- E:** 1. $\eta_A = 0,368$, $\eta_R = -0,693$, $\eta = 0,241$ ($P_h = P = 7$ mm, $d_2 = 36,5$ mm, $\alpha = 3,49^\circ$, $\beta_N = 14,97^\circ$, $\varrho_G = 5,91^\circ$).
2. Ja, da $\varrho_G > \alpha$, deshalb η_R negativ.
3. $F_{hA} \approx 170$ N, $F_{hR} = 87,2$ N ($F_A = 29,43$ kN, $M_A = 136$ Nm, $M_R = 69,8$ Nm).
4. Nein, $\sigma_{vzul} = 68$ N/mm² > $\sigma_v = 43,5$ N/mm² ($d_3 = 32$ mm, $A_K = 804$ mm², $\sigma = 36,6$ N/mm², $T = M_{GA} = 88,92$ Nm, $\tau_t = 13,6$ N/mm²).
5. Ja, $S_K = 3,62 > 3$ ($\lambda = 125 > 90$).
6. Ja, $p = 14,3$ N/mm² < $p_{zul} \approx 20$ N/mm².

- L:** 1. Die Spindel hat eingängiges Trapezgewinde, sodass $n = 1$ und $P_h = P$ in Gl. (11.1). Lösung mit den Gln. (11.5), (11.6) und (11.9), die dafür benötigten Winkel α , β_N und ϱ_G mit den Gln. (11.2), (11.3) und (11.4), Flankenwinkel $\beta = 15^\circ$. 2. Selbsthemmung ist vorhanden, wenn $\varrho_G \geq \alpha$ (s. ME Abschn. 11.3). 3. Aus $M_A = F_{hA} \cdot r_h$ und $M_R = F_{hR} \cdot r_h$, M_A und M_R mit den Gln. (11.7) und (11.8); Belastungskraft F_A der Spindel ist die Gewichtskraft $F_G = m \cdot g$ der Last. 4. Mit den Gln. (11.10), (11.11) und (11.12), in Gl. (11.11) ist $T = M_{GA}$ einzusetzen, da das Reibmoment M_L nicht vom Spindelkern übertragen wird; wegen der Be- und Entlastungen gilt σ_{vzul} für schwelende Beanspruchung (s. Tab. 11.2). 5. Es liegt Knickfall 1 vor (vgl. ME Bild 11.5). Da sich $\lambda > 90$ ergibt, ist nach Euler mit Gl. (11.13) zu rechnen. 6. Vergleich von p (Gl. (11.15)) mit $p_{zul} \approx 20$ N/mm² (Bronzemutter bei seltener Betätigung nach Tab. 11.2).

11.2 Das in Bild 11.2 gezeigte Absperrventil enthält eine Spindel mit Trapezgewinde Tr 28 × 3 nach DIN 103 zum Schließen und Öffnen des Keilschiebers. Am Handrad greift eine Handkraft von maximal 500 N an. Das Gewinde ist sorgfältig bearbeitet, jedoch weniger gut geschmiert, sodass eine Reibzahl $\mu_G \approx 0,08$ angenommen werden kann. Am Spindelbund im Ventiloberteil beträgt die Reibzahl $\mu_L \approx 0,1$. Der Spindelwerkstoff C 35 hat eine Zugfestigkeit $R_m = 520 \text{ N/mm}^2$. Die Spindelmutter besteht aus CuSn12-C (Zinnbronze). Wegen der seltenen Betätigung genügt eine Knicksicherheit $S_K = 2,6$ nach Euler bzw. 1,7 nach Tetmajer. Zu ermitteln sind:

1. Die mögliche Spindellängskraft F_A ,
2. Ist die Spindel selbsthemmend und ausreichend bemessen?
3. Welche Mutterhöhe m ist mindestens erforderlich?
4. Wie groß ist die erforderliche Lösekraft F_{hR} am Handrad?

Bild 11.2 Schraubenspindel zur Keilbetätigung in einem Absperrschieber



- E:**
1. $F_A \approx 20,96 \text{ kN}$ ($M_A = 75 \text{ Nm}$, $d_2 = 26,5 \text{ mm}$, $\alpha = 2,06^\circ$, $\beta_N = 14,99^\circ$, $\varrho_G = 4,73^\circ$).
 2. Ja, da $\varrho_G > \alpha$ und $\sigma_v = 48,5 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{vzul} = 104 \text{ N/mm}^2$ ($d_3 = 24,5 \text{ mm}$, $A_K = 471 \text{ mm}^2$, $\sigma = 44,4 \text{ N/mm}^2$, $M_{GA} = T = 33067 \text{ Nmm}$, $\tau_t = 11,2 \text{ N/mm}^2$) sowie $S_K \approx 7 > 1,7$ ($\lambda = 62 < 90$).
 3. $m \approx 33,5 \text{ mm}$ ($d_2 = 26,5 \text{ mm}$, $p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$).
 4. $F_{hR} \approx 366 \text{ N}$ ($M_R = 54,88 \text{ Nm}$).
- L:**
1. Aus Gl. (11.7) mit $M_A = F_{hA} \cdot r_h$, Handkraft $F_{hA} = 500 \text{ N}$, Winkel am Gewinde sinngemäß wie in Aufg. 11.1 unter 1. 2. Sinngemäß wie Aufg. 11.1 unter 2., 4. und 5., jedoch Knickfall 2 und S_K nach Tetmajer entspr. Gl. (11.14), da $\lambda < 90$. 3. Nach Gl. (11.15).
 4. Aus $M_R = F_{hR} \cdot r_h$ mit M_R nach Gl. (11.8), s. auch Aufg. 11.1 (unter 3.).

11.3 Für den Vorschubantrieb des Tisches einer Universal-Fräsmaschine soll eine Gewindespindel entworfen werden, die entsprechend Bild 11.3 wälzgelagert ist. Bei einer Spindeldrehzahl von 63 min^{-1} wird eine Vorschubgeschwindigkeit von $0,63 \text{ m/min}$ verlangt. Die $l = 0,8 \text{ m}$ lange Spindel aus E335 hat eine wechselnd wirkende größte Längskraft $F_A = 32 \text{ kN}$ zu übertragen. Die Entwurfsberechnung ist wie folgt durchzuführen:

1. Überschlägliche Wahl eines eingängigen Trapezgewindes nach DIN 103 mit $\sigma_{zul} \approx 0,1 R_m$ unter Vernachlässigung der Torsionsbeanspruchung.
2. Überprüfung auf Haltbarkeit und Stabilität unter Zugrundelegung einer Gewinde-Reibzahl $\mu_G \approx 0,06$,

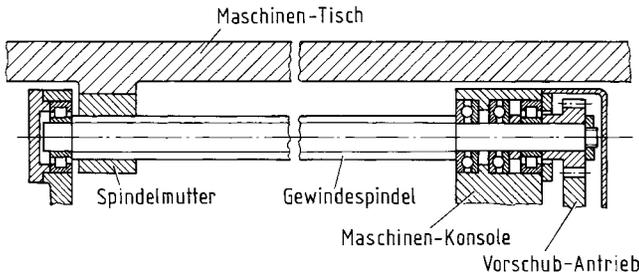


Bild 11.3 Gewindespindel im Vorschubantrieb einer Universal-Fräsmaschine

3. Erforderliche Höhe m der Bronzemutter mit dem üblichen Wert für p_{zul} bei Aussetzbetrieb,
4. Gesamtwirkungsgrad η der Spindel bei einem mittleren Lagerdurchmesser $D_L = d + 2$ mm,
5. Erforderliche Motorleistung P_{Mot} bei einem Wirkungsgrad $\eta_V \approx 0,75$ des Vorschubgetriebes.

- E:**
1. Tr 40 × 10 ($d = 40$ mm > $d_{erf} = 37,7$ mm, $P_h = P = 10$ mm).
 2. $\sigma_v = 57,3$ N/mm² < $\sigma_{vzul} = 74,1$ N/mm² ($d_3 = 29$ mm, $\sigma = 48,4$ N/mm², $d_2 = 35$ mm, $\alpha = 5,2^\circ$, $\beta_N = 14,94^\circ$, $\varrho_G = 3,55^\circ$, $T = M_{GA} = 86,2$ Nm, $\tau_t = 17,7$ N/mm²), $S_K = 3,5 > 2,6$ ($\lambda = 110,3 > 90$, Euler), Spindel ausreichend bemessen.
 3. $m \approx 52$ mm ($p_{zul} = 15$ N/mm²).
 4. $\eta \approx 0,48$ ($\mu_L \approx 0,03$, $D_L = 42$ mm).
 5. $P_{Mot} = 936$ W ≈ 1 kW ($M_A = 106,4$ Nm).

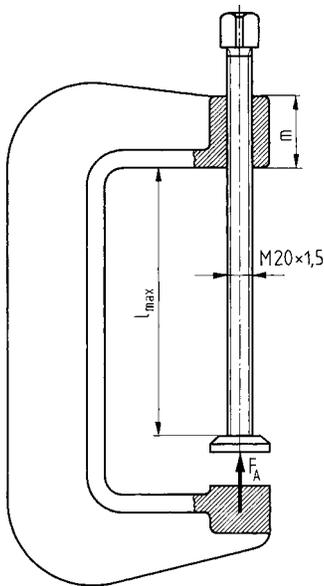
- L:**
1. Erforderlicher Kerndurchmesser d_3 aus $A_{K\text{ erf}} \geq F_A/\sigma_{zul}$. Mit der Vorschubgeschwindigkeit v und der Spindeldrehzahl n ergibt sich die Steigung $P_h = P = v/n$. Aus $d_3 = d - 2h_3$ (Tab. 11.1) folgt der erforderliche Gewindedurchmesser d_{erf} . Danach Wahl eines Gewindes mit $d \geq d_{erf}$.
 2. Sinngemäß wie Aufg. 11.1 unter 4. und 5., Knickfall 2.
 3. Nach Gl. (11.15).
 4. Mit Gl. (11.9), μ_L für Wälzlagerung (s. Tab. 11.2).
 5. Es ist $P_{Mot} = M_A \cdot \omega/\eta_V = (M_{GA} + M_L) \cdot 2\pi \cdot n/\eta_V$.

11.4 Die $l = 80$ mm lange Druckspindel aus E295 einer kleinen Handspindelpresse hat Sägewinde S 20 × 16 P 4 und ist in einer $m = 25$ mm hohen Bronzemutter geführt. Am Spindelkopf befindet sich ein $r_h = 0,25$ m langer Handhebel, an dessen Ende mit einer maximalen Handkraft $F_h = 100$ N zu rechnen ist. An der Druckfläche am Spindelende beträgt das Reibmoment M_L etwa 20 % des Antriebsmoments M_A . Sind Spindel und Spindelmutter bei Aussetzbetrieb ausreichend bemessen, wenn gute Schmierung ($\mu_G \approx 0,08$) vorausgesetzt wird? Es liegt Knickfall 1 vor.

- E:** Ja, $\sigma_v \approx 107$ N/mm² < $\sigma_{vzul} = 117,5$ N/mm², $p \approx 8$ N/mm² < $p_{zul} = 15$ N/mm² ($d_2 = 17$ mm, $d_3 = 13,06$ mm, $\alpha = 16,68^\circ$, $\beta_N = 2,87^\circ$, $\varrho_G = 4,58^\circ$, $M_A = 25$ Nm, $F_A \approx 6,05$ kN, $\sigma \approx 45,1$ N/mm², $\tau_t = 56,1$ N/mm²), $\lambda \approx 49 < 50$, d. h. Kontrolle von S_K nicht erforderlich.

- L:** Es ist $M_A = F_h \cdot r_h$, $M_L = 0,2M_A$; zweckmäßiger Rechnungsgang: d_2 und d_3 nach Tab. 11.1, α , β_N und ϱ_G mit den Gln. (11.2) bis (11.4) ($\beta = 3^\circ$), F_A nach Gl. (11.7), σ , τ_t und σ_v mit den Gln. (11.10) bis (11.12) ($T = M_A$), Kontrolle von S_K mit Gl. (11.14) überflüssig, wenn $\lambda < 50$ (s. ME Abschn. 11.4), p mit Gl. (11.15).

11.5 Die Spindel einer Schraubenzwinde aus Grauguss (Bild 11.5) hat ein metrisches Feingewinde $M 20 \times 1,5$, Spindelwerkstoff: Stahl der Festigkeitsklasse 5.6. Mit einem Schraubenschlüssel wird ein Anziehmoment von ca. 40 Nm ausgeübt. Es sind zu ermitteln:



1. Welche Spannkraft F_A wird erzeugt, wenn etwa 40 % des Anziehmoments durch Reibung am Stützfuß verloren gehen und im Gewinde eine Reibzahl $\mu_G \approx 0,12$ anzunehmen ist?
2. Wird bei dieser Kraft die zulässige Vergleichsspannung $\sigma_{v\text{zul}}$ im Spindelkern überschritten?
3. Welche maximale Länge l_{max} darf die Spindel höchstens erhalten, wenn die Mindestknicksicherheit nach Euler gewährleistet sein soll?
4. Welche Mutterhöhe m ist erforderlich bei einer zulässigen Flankenpressung $p_{\text{zul}} = 15 \text{ N/mm}^2$?

Bild 11.5 Spindel in einer Schraubenzwinde

- E:**
1. $F_A = 15,36 \text{ kN}$ ($M_{GA} = 24 \text{ Nm}$, $d_2 = 19,03 \text{ mm}$, $P_h = P = 1,5 \text{ mm}$, $\alpha_1 = 1,44^\circ$, $\beta_N \approx 30^\circ$, $\varrho_G \approx 7,89^\circ$).
 2. Nein, $\sigma_v = 82,84 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{v\text{zul}} = 100 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma = 59,29 \text{ N/mm}^2$, $\tau_t = 33,40 \text{ N/mm}^2$).
 3. $l_{\text{max}} \approx 250 \text{ mm}$, $\lambda \approx 114 > 90$ (d. h. nach Euler).
 4. $m \approx 42,3 \text{ mm}$.
- L:**
1. Nach Gl. (11.7) mit $M_{GA} = 0,6M_A$, da $M_L = 0,4M_A$; d_2 aus Tab. 10.1 ($\beta = 30^\circ$ nach DIN 13).
 2. Mit den Gln. (11.10) bis (11.12), $d_3 = d_K$ und A_K aus Tab. 10.1, $T = M_A$, $\sigma_{v\text{zul}}$ wie Trapezgewinde (Tab. 11.2), R_m aus Tab. 10.2.
 3. In Gl. (11.13) ist $\lambda = 8 \cdot l_{\text{max}}/d_3$ einzusetzen (Knickfall 1) und nach l_{max} aufzulösen ($S_K = 2,6$ nach Gl. (11.13)), danach Überprüfung, ob $\lambda > 90$.
 4. Nach Gl. (11.15), Gewindetragtiefe $H_1 \approx 0,5413P$ nach DIN 13 (s. ME Bild 10.1).