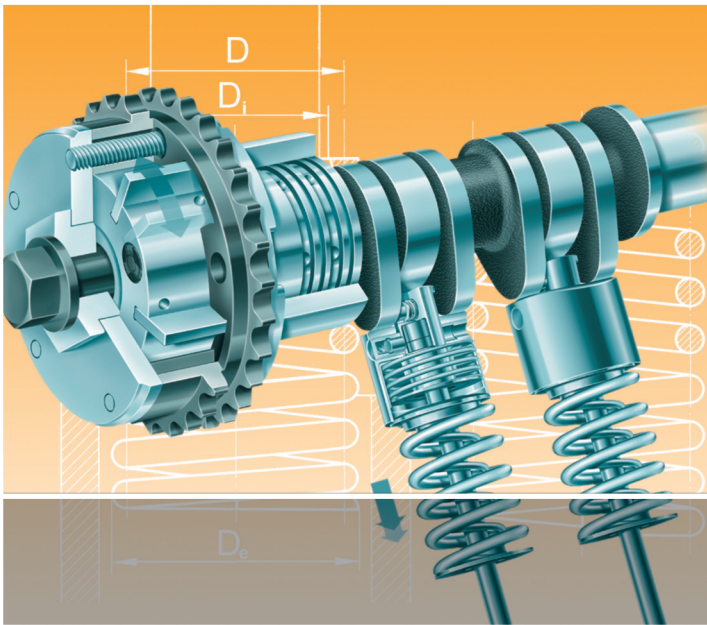


Decker

Maschinen- elemente

Aufgaben



15., aktualisierte Auflage

HANSER

Decker
Maschinenelemente
Aufgaben

Decker

Maschinenelemente Aufgaben

Bearbeitet von Frank Rieg, Frank Weidermann,
Gerhard Engelken und Reinhard Hackenschmidt

15., aktualisierte Auflage

Mit 521 Aufgaben und 368 Bildern

HANSER

Autoren:

Studiendirektor i. R. Karl-Heinz Decker (†), Berlin

Studiendirektor i. R. Dipl.-Ing. Karlheinz Kabus (†), Berlin

Bearbeiter:

Prof. Dr.-Ing. Frank Rieg, Universität Bayreuth, Federführender Bearbeiter
(Kapitel 1.6, 14 bis 17, 20)

Prof. Dr.-Ing. Frank Weidermann, Hochschule Mittweida
(Kapitel 1.2, 1.4, 1.5, 4, 23, 24)

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Engelken, Hochschule RheinMain, CIM-Zentrum Rüsselsheim
(Kapitel 1.1, 2, 18, 21, 22, 25 bis 29)

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Reinhard Hackenschmidt, Universität Bayreuth
(Kapitel 1.3, 5 bis 13)

Die vorliegende Aufgabensammlung ist vollkommen abgestimmt auf das im gleichen Verlag erschienene Lehrbuch **Decker, Maschinenelemente**, 19., aktualisierte Auflage.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

ISBN 978-3-446-44224-5

E-Book-ISBN 978-3-446-44102-6

Einbandbild: Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG Herzogenaurach

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt.

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdrucks und der Vervielfältigung des Buches oder Teilen daraus, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf ohne schriftliche Genehmigung des Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren), auch nicht für Zwecke der Unterrichtsgestaltung, reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

© 2014 Carl Hanser Verlag München

www.hanser-fachbuch.de

Lektorat: Ute Eckardt

Herstellung: Katrin Wulst

Satz: Beltz Bad Langensalza GmbH, Bad Langensalza

Druck und Bindung: Friedrich Pustet KG, Regensburg

Printed in Germany

**»Der Weltuntergang steht bevor,
aber nicht so, wie Sie denken.
Dieser Krieg jagt nicht alles in die Luft,
sondern schaltet alles ab.«**



Tom DeMarco
Als auf der Welt das Licht ausging

ca. 560 Seiten. Hardcover
ca. € 19,99 [D] / € 20,60 [A] / sFr 28,90
ISBN 978-3-446-43960-3
Erscheint im November 2014

**Hier klicken zur
Leseprobe**

Sie möchten mehr über Tom DeMarco und seine Bücher erfahren.
Einfach reinklicken unter www.hanser-fachbuch.de/special/demarco

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 Weidermann
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.

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

1 Konstruktionstechnik

Festigkeitsberechnung

1.1 Im Bild 1.1 ist der gefährdete Querschnitt A einer Zugstange aus Stahl E295 angegeben. Die Belastungskraft schwingt zwischen der Unterkraft $F_u = 240 \text{ kN}$ und der Nennoberkraft $F_{oN} = 280 \text{ kN}$, die bis auf das 1,5fache ansteigen kann (Betriebs- oder Anwendungsfaktor $K_A = 1,5$). Es ist ein Festigkeitsnachweis wie folgt durchzuführen:

1. Berechnung der Nennspannungen σ_o , σ_u , σ_a , σ_m und des Ruhegrades R ,
2. Ermittlung der Kerbwirkungszahl β_k und der Gestalt-Ausschlagsfestigkeit σ_{AG} ,
3. Sind die Sicherheiten $S_D = 1,5$ gegen Dauerbruch und $S_F = 1,4$ gegen Fließen gewährleistet?

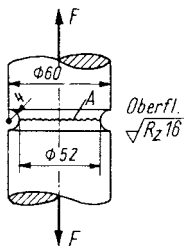


Bild 1.1 Zugstange mit Ringrippe

- E:** 1. $\sigma_o = 197,8 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_u = 113 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_a = 42,4 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_m = 155,4 \text{ N/mm}^2$, $R = 0,786 > 0,5$ ($A = 2123,7 \text{ mm}^2$).
2. $\beta_k = 2,2$ ($t/d = 0,077$, $r/t = 1$, $\alpha_k \approx 2,41$, $\chi = 0,5 \text{ mm}^{-1}$, $R_e = 275 \text{ N/mm}^2$), $\sigma_{AG} \approx \sigma_{WG} = 69,6 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_w = 220 \text{ N/mm}^2$, $b_g \approx 0,8$, $R_m = 490 \text{ N/mm}^2$, $b_o \approx 0,87$).
3. Ja, $S_D = 1,64 > 1,5$ und $S_F = 1,4$.

- L:** 1. σ_o , σ_u mit F_u , σ_a , σ_m und R siehe Abschn. 1.4 unter 1. 2. Sinngemäß wie 2. und 3. im ME Beisp. 1.1. 3. Nach Gl. (1.8) wie unter 4. im ME Beisp. 1.1.

1.2 Bild 1.2 zeigt den Ausschnitt einer Hohlwelle aus S275JR, deren Querschnitt A nur durch ein Drehmoment belastet wird, das zwischen dem Unterwert $T_u = 1,6 \text{ kNm}$ und dem maximalen Oberwert $T_o = 7,0 \text{ kNm}$ schwingt. Zu ermitteln sind:

1. Die Torsionsspannungen τ_{to} und τ_{ta} und der Ruhegrad R ,
2. Die Kerbwirkungszahl β_{kt} (mit α_{kt} wie bei Vollwellen) und die Gestalt-Ausschlagsfestigkeit τ_{tAG} ,
3. Genügen die Sicherheiten S_D gegen Dauerbruch und S_F gegen Fließen, wenn diese mindestens 1,8 betragen sollen?

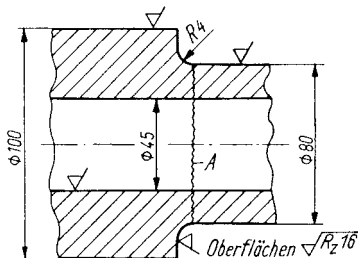


Bild 1.2 Hohlwellenausschnitt

- E:** 1. $\tau_{t0} = 75,96 \text{ N/mm}^2$ ($W_t = 92\,148 \text{ mm}^3$), $\tau_{ta} = 29,3 \text{ N/mm}^2$ ($\tau_{tu} = 17,36 \text{ N/mm}^2$),
 $R = 0,614 > 0,5$.
 2. $\beta_{kt} \approx 1,5$ ($d/D = 0,8$, $r/t = 0,4$, $\alpha_{kt} \approx 1,5$, $\chi_t = 0,275 \text{ mm}^{-1}$, $\tau_{tAG} \approx \tau_{tWG} = 62,4 \text{ N/mm}^2$
 ($\tau_{tW} = 125 \text{ N/mm}^2$, $b_g \approx 0,78$, $b_o \approx 0,9$).
 3. Ja, $S_D = 2,0 > 1,8$ und $S_F = 1,85 > 1,8$ ($\tau_{tF} \approx 0,6R_e = 141 \text{ N/mm}^2$).
- L:** 1. $\tau_t = T/W_t$ mit W_t nach Tab. 15.2, τ_{ta} und R nach Abschn. 1.4. 2. Sinngemäß wie 2. und 3. im ME Beisp. 1.1, jedoch mit α_{kt} nach Tab. 15.4 (Bild b) und χ_t nach Gl. (1.3). 3. Sinngemäß wie 4. im ME Beisp. 1.1 mit τ_{tAG} und τ_{ta} sowie $\tau_{tF} \approx 0,6R_e$ (Tab. 1.9) und τ_{t0} .

1.3 An der Riemenscheibe mit $D_R = 500 \text{ mm}$ Durchmesser nach Bild 1.3 wirken die gleichbleibenden Riemenkräfte $F_1 = 5,2 \text{ kN}$ und $F_2 = 1,38 \text{ kN}$. Der Umschlingungswinkel beträgt $\beta = 200^\circ$, der Lagerzapfendurchmesser $D = 70 \text{ mm}$ und der Übergangsradius $r = 5 \text{ mm}$. Die Oberflächen sind geschlichtet, Werkstoff: Stahl E295. Gesucht sind:

1. Die im Wellenquerschnitt A mit dem Durchmesser $d = 60 \text{ mm}$ durch die im Abstand $l = 200 \text{ mm}$ 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} und die Gestalt-Ausschlagsfestigkeit σ_{bAG} ,
4. Der Ausschlag der Vergleichsspannung σ_{va} und die Sicherheit S_D gegen Dauerbruch.

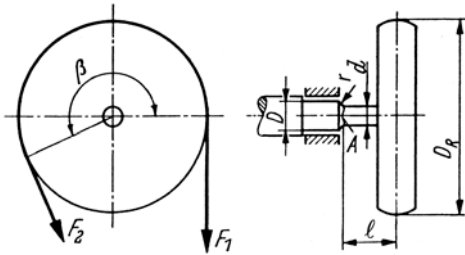


Bild 1.3 Getriebewelle mit Riemenscheibe

- E:** 1. $\sigma_b = 60,31 \text{ N/mm}^2$ ($F = 6514 \text{ N}$, $W_b = 21\,600 \text{ mm}^3$).
 2. $\tau_t = 22,1 \text{ N/mm}^2$ ($T = 955 \text{ Nm}$).
 3. $\beta_{kb} = 1,67$ ($d/D = 0,857$, $r/t = 1$, $\alpha_{kb} \approx 1,7$, $\chi_b = 0,433 \text{ mm}^{-1}$),
 $\sigma_{bAG} = \sigma_{bWG} = 103,0 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_{bW} = 245 \text{ N/mm}^2$, $b_g \approx 0,78$, $b_o \approx 0,85$).
 4. $\sigma_{va} = \sigma_v = 65,99 \text{ N/mm}^2$ ($R = 0$), $S_D = 1,56$.
- L:** 1. $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 20^\circ$ (Resultierende von F_1 und F_2 nach Cosinussatz),
 $\sigma_b = F/W_b$ mit W_b nach Tab. 15.2 oder 1.12. 2. Nach Gl. (15.7) mit W_t nach Tab. 15.2.
 3. Sinngemäß wie 2. und 3. im ME Beisp. 1.1, jedoch mit α_{kb} nach Tab. 15.4 (Bild a) und χ_b nach Gl. (1.2). 4. Nach Gl. (1.8) mit σ_{bAG} als K und $\sigma = \sigma_{v0}$ nach Gl. (15.10), worin $\sigma_o = \sigma_b$ ist ($R = 0$, da Wechselbiegung infolge Wellenumlauf).

2 Maße, Toleranzen und Passungen

Normzahlen und Normmaße

2.1 Die Gehäusehöhen einer Schaltgeräte-Baureihe sind von 50 bis 500 mm nach der abgeleiteten Normzahlreihe R 20/5 gestuft. Es sind der Stufensprung q und die Höhen h aller Gehäuse der Baureihe anzugeben.

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

L: Für R 20/5 ist $q = q_{20}^5$.

2.2 Für nachstehende Normzahlreihen sind das Reihenkurzzeichen nach DIN 323 anzugeben und der Stufensprung q zu bestimmen:

1.	1	1,4	2	2,8	4
2.	1,25	2,5	5	10	20
3.	120	180	260	400	600

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

L: Bestimmen des Kurzzeichens durch Aufsuchen der Zahlen in Tab. 2.1 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.

2.3 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 $D/T_b = 50$ mm/Nm betragen soll. Es sind zu ermitteln:

1. Die Stufung der Durchmesser D ,
2. Die Stufung der Bremsmomente T_b mit Angaben der Normzahlreihe,
3. Die Stufung und die Normzahlreihe für das Verhältnis D/T_b .

E: 1. $D = 50 \quad 63 \quad 80 \quad 100 \quad 125 \quad 160 \quad 200 \quad 250 \quad 320 \quad 400$ mm.
 2. $T_b = 1 \quad 2 \quad 4 \quad 8 \quad 16 \quad 32 \quad 63 \quad 125 \quad 250 \quad 500$ Nm, R 10/3.
 3. $\frac{D}{T_b} = 50 \quad 31,5 \quad 20 \quad 12,5 \quad 8 \quad 5 \quad 3,15 \quad 2 \quad 1,25 \quad 0,8 \frac{\text{mm}}{\text{Nm}}$, R 10/2 (... 0,8)

L: 1. Nach Tab. 2.1, Werte der Reihe R10 mit 10 bzw. 100 malnehmen. 2. Sinngemäß wie ME Beisp. 2.1, 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 (Tab. 2.1) mit Angabe der Reihenanfangs- oder -endglieders in Klammern, da die Reihe nicht bei 1 beginnt (vgl. Aufg. 2.2).

2.4 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 zu ermitteln:

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

E:

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

L: 1. und 2. Werte der Tab. 2.1 entspr. multiplizieren.

2.5 Eine Typenreihe zylindrischer Druckbehälter (Bild 2.5) für einen größten Überdruck $p = 25 \text{ bar}$ soll 5 Baugrößen enthalten, bei denen das Volumen eines Behälters jeweils etwa das doppelte des nächst kleineren beträgt. Die kleinste Größe Nr. 1 soll ein Nennvolumen von $0,1 \text{ m}^3$ 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 $\sigma_{\text{zul}} \approx 125 \text{ N/mm}^2$ 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 $s \approx 0,5 D_a \cdot p/\sigma_{\text{zul}}$ 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 Volumen bis $\pm 8\%$ von den Nennvolumen abweichen. Die Blechdicken sind auf volle oder $0,5 \text{ mm}$ 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.

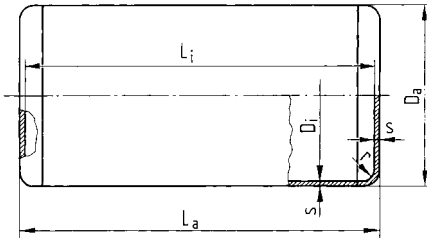


Bild 2.5 Maßbild eines Druckbehälters

E:

Baugröße Nr.	V m^3	D_a mm	L_a mm	s mm	ΔV %
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

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

Toleranzen und Passungen

2.6 Für den Nennmassbereich über 400 bis 500 mm ist die Grundtoleranz des Toleranzgrades 10 zu ermitteln und mit dem Normwert (Tab. 2.2) zu vergleichen.

E: $T_{10} = 250 \mu\text{m}$ entspr. Tab. 2.2 (errechnet: $64i = 248,8 \mu\text{m}$).

L: Wie ME Beisp. 2.2.

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

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

L: Wie Aufg. 2.6, jedoch mit Gl. (2.2) für $N > 500$ mm.

2.8 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.

E: $16 \text{ m6} = 16_{+0,007}^{+0,018} \text{ mm}$, $30 \times 8 = 30_{+0,064}^{+0,097} \text{ mm}$, $80 \text{ h9} = 80_{-0,074}^0 \text{ mm}$,
 $200 \text{ c11} = 200_{-0,530}^{-0,240} \text{ mm}$, $24 \text{ G7} = 24_{+0,007}^{+0,028} \text{ mm}$, $120 \text{ F8} = 120_{+0,036}^{+0,090} \text{ mm}$,
 $210 \text{ E9} = 210_{+0,100}^{+0,215} \text{ mm}$, $320 \text{ R6} = 320_{-0,133}^{-0,097} \text{ mm}$, $12 \text{ ZA7} = 12_{-0,075}^{-0,057} \text{ mm}$.

L: Sinngemäß wie ME Beisp. 2.3.

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

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

E: 1. $S_g = 400 \mu\text{m}$, $S_k = 50 \mu\text{m}$, $T_p = 350 \mu\text{m}$.
 2. $S_g = 370 \mu\text{m}$, $S_k = 100 \mu\text{m}$, $T_p = 270 \mu\text{m}$.

L: Sinngemäß wie ME Beisp. 2.4.

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

1. Das Passsystem (EB oder EW).
 2. Höchst- und Mindestspiel S_g und S_k oder Höchst- und Mindestübermaß U_g und U_k und die Passtoleranz T_p .
 3. Handelt es sich bei diesen Passungen jeweils um eine Spiel-, Übergangs- oder Übermaßpassung?
- E:** 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.

L: 1. Nach ME Abschn. 2.5. 2. Wie die ME Beisp. 2.5, 2.6 und 2.7. 3. Nach ME Abschn. 2.5.

2.11 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.

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

L: Nach Gl. (2.3) und den Tabn. 2.2 u. 2.4 wie folgt: $T_B = T_W$ für IT 9 nach Tab. 2.2, $ei = -T_W$ und $es = 0$ bei h, $ES_{\text{zul}} = S_{g\text{zul}} + ei$, $EI_{\text{zul}} = ES_{\text{zul}} - T_B$, danach Passung aus Tab. 2.4, S_g nach Gl. (2.3).

2.12 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 .

E: 1. $250 s6 = 250^{+0,169}_{+0,140}$ mm ($ei = 140 \mu\text{m} > ei_{\text{erf}} = 136 \mu\text{m}$).
2. $U_k = 94 \mu\text{m} > 90 \mu\text{m}$, $U_g = 169 \mu\text{m}$.

L: 1. Sinngemäß wie Aufg. 2.11 nach Gl. (2.6) und den Tabn. 2.2 u. 2.5. Es ist $EI = 0$ und $ES = T_B$ bei H, ferner $ei_{\text{erf}} = U_{k\text{erf}} + ES$ (nach Gl. (2.6)). 2. Nach den Gl. (2.6) u. (2.5).

2.13 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 in dem Toleranzgrad 7, die Passung nach dem System Einheitsbohrung auszuführen. Das tolerierte Maß mit ISO-Toleranzkurzzeichen für Bohrung und Welle und die Übermaße U_g und U_k sind zu ermitteln.

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

L: Nach den Gln. (2.5) u. (2.6) und den Tabn. 2.2 u. 2.5 (teilweise sinngemäß wie Aufg. 2.12). Es müssen gewählt werden: Buchstabe für Toleranzfeldlage nach Tab. 2.5 bei $ei \geq ei_{\text{min}} = U_{k\text{erf}} + ES$ und IT nach Tab. 2.2 mit $T_W \leq T_{W\text{max}} = es_{\text{max}} - ei$, worin $es_{\text{max}} = U_{g\text{zul}} + EI$.

2.14 Der Griff einer Handkurbel nach Bild 2.14 enthält eine Hülse aus Pressstoff, die auf dem Distanzrohr leicht drehbar sein soll und reichliches Axialspiel haben darf. Der Schaft der Sechskantschraube ist mit h 13 toleriert, der Innendurchmesser des Rohres mit H 11. Die Rohrlänge hat ein unteres Abmaß von $-0,5$ mm, sein Außendurchmesser und die Länge der Pressstoffhülse sind nicht toleriert. Es sind zu ermitteln:

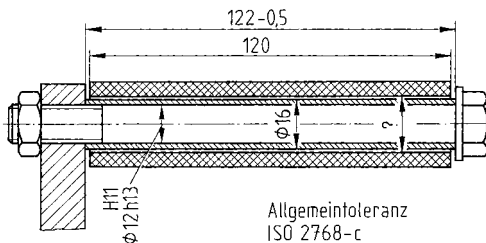


Bild 2.14 Abmessungen an einem Kurbelhandgriff

1. Das Höchst- und Mindestspiel zwischen Schraubenschaft und Rohrrinnendurchmesser,
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 $S_k = 0,5$ mm und das Höchstspiel $S_g = 2$ mm betragen sollen.

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

- L:** 1. u. 2. sinngemäß wie ME Beisp. 2.8. 3. Aus Bild L 2.14 folgen: $G_{OB} = S_g + G_{UW}$, $G_{UB} = S_k + G_{OW} = N_B$, $ES = G_{OB} - G_{UB}$.

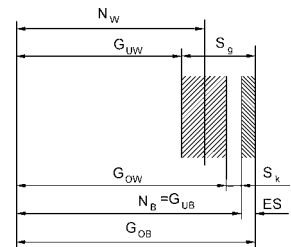


Bild L 2.14 Darstellung des Höchst- und Mindestspiels

2.15 Das Kettenrad einer Kettenspaneinrichtung ist entsprechend Bild 2.15 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.

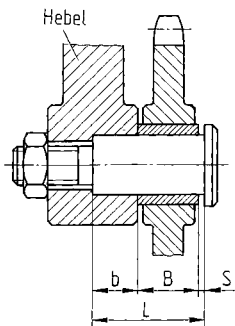


Bild 2.15 Kettenradlagerung

- E:**
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. $L = 36^{+0}_{-0,2}$ mm ($L_k = 35,8$ mm).

- L:** 1., 2. u. 3. nach Tab. 2.9 und sinngemäß wie ME Beisp. 2.8. 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 $es = 0$.

4 Schmelzschweißverbindungen

Maschinenbau

4

4.1 In der Verstellvorrichtung einer Baggerschaufel befindet sich die in Bild 4.1 skizzierte Schubstange aus Baustahl S235JR. Sie hat eine wechselnd wirkende größte Kraft $F = 46 \text{ kN}$ zu übertragen. Wird die zulässige Schweißnahtspannung für die Bewertungsgruppe B überschritten?

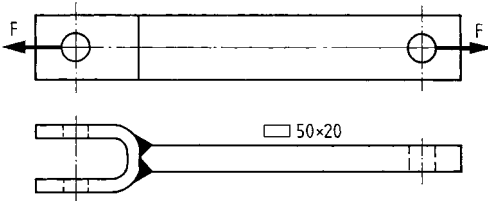


Bild 4.1 Geschweißte Schubstange

E: Nein, $\sigma_w = 46 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{wzul} = 55 \text{ N/mm}^2$ ($A_w = 1000 \text{ mm}^2$).

L: Berechnung der DHV-Naht mit Doppelkehlnaht als Stumpfnaht mit Gegenlage.

4.2 Zur Aufhängung eines Elektrosezuges sind an der in Bild 4.2 gezeigten Traverse zwei Flachstähle 1 und 2 angeschweißt, Werkstoff S355JO. Der Elektrozug hat ein Eigengewicht von 400 kg und ist für eine größte Last von 3 t ausgelegt. Wegen der häufigen Be- und Entlastung mit verschiedenen großen Lasten liegt schwelende Beanspruchung vor. Welche Länge l müssen die Schweißnähte für die Bewertungsgruppe C mindestens erhalten?

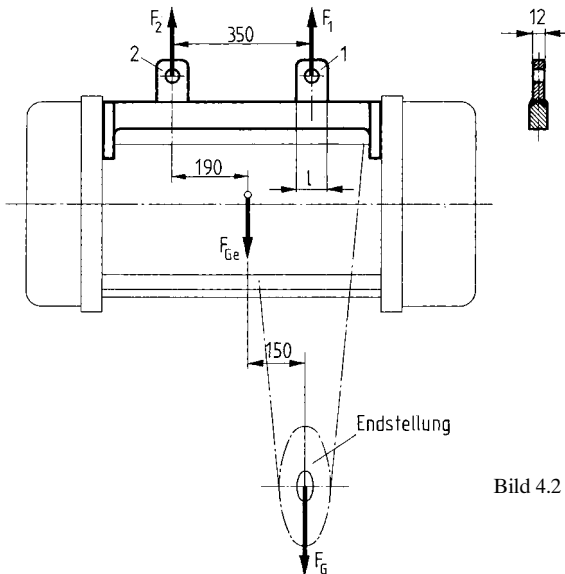


Bild 4.2 Geschweißte Ösen an einem Elektrosezug

- E:** 1. $F_1 = 30,72 \text{ kN}$,
2. $l = 24,4 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$ ($\sigma_{wzul} = 105 \text{ N/mm}^2$).

L: Die ungleichschenklige DV-Naht (X-Naht) wird als zugbeanspruchte Stumpfnah mit Gegenlage berechnet. Beide Ösen stellen die Auflager eines Trägers auf zwei Stützen dar (Bild L 4.2), der durch die Eigengewichtskraft $F_{Ge} = m_e \cdot g$ und die Gewichtskraft $F_G = m \cdot g$ der Last beansprucht wird. Da der Lastschwerpunkt näher an der Öse 1 liegt, wird diese stärker beansprucht als die Öse 2. Deshalb erfolgt die Berechnung nur für die Öse 1. Die Öse 2 wird wie die Öse 1 ausgeführt.

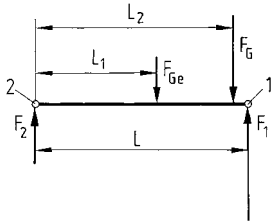


Bild L 4.2 Skizze zur Berechnung der Ösenkräfte

4.3 Der in Bild 4.3 dargestellte Kopf einer Kranbremsen-Zugstange wird mit der Kraft $F = 12 \text{ kN}$ schwellend beansprucht, Werkstoff S235JR.

1. Ist die Schweißnaht ausreichend bemessen?
2. Genügt der Bauteil-Anschlussquerschnitt den Anforderungen?
3. Würde ggf. eine $a = 3 \text{ mm}$ dicke Naht ausreichen?

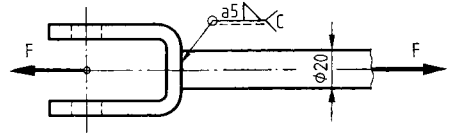


Bild 4.3 Geschweißter Zugstangenkopf

- E:** 1. Ja, $\sigma_w = 30,6 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{wzul} = 70 \text{ N/mm}^2$ ($A_w = 392,7 \text{ mm}^2$),
2. Ja, $\sigma = 38,2 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zul} = 95 \text{ N/mm}^2$ ($A \approx 314,2 \text{ mm}^2$),
3. Ja, $\sigma_w = 55,4 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{wzul}$.

L: Schweißnahtfläche $A_w = a(d + a)\pi$ wie in ME Bild 4.29a.

4.4 Ein mit der Masse $m = 500 \text{ kg}$ belastetes Seil wird nach Bild 4.4 über eine Seilrolle geführt, die an einer geschweißten Pendelstange befestigt ist. Der Stangendurchmesser und die Schweißnahtdicke sind für die Bewertungsgruppe D und schwellende Beanspruchung zu berechnen. Unter Vernachlässigung der Reibung an der Seilrolle sind zu ermitteln:

1. Die in der Stange wirkende Kraft F ,
2. Der für den Werkstoff S235JRG2 erforderliche Stangendurchmesser d , auf volle mm aufgerundet,
3. Die erforderliche Nahtdicke a , auf volle mm aufgerundet.

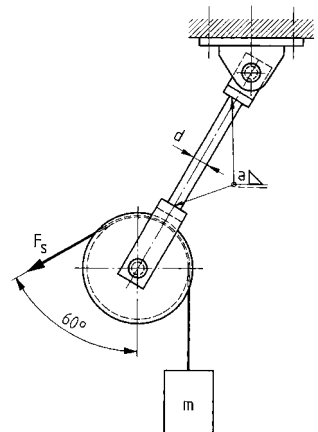


Bild 4.4 Geschweißte Pendelstange

- E:** 1. $F = 8496 \text{ N}$,
 2. $d = 12 \text{ mm}$ ($d_{\text{erf}} = 11,3 \text{ mm}$, $\sigma_{\text{zul}} = 85 \text{ N/mm}^2$),
 3. $a = 3 \text{ mm}$ ($\sigma_{\text{wzul}} = 60 \text{ N/mm}^2$).

- L:** 1. Die Stangenkraft F ist Resultierende oder Gleichgewichtskraft der Seilkräfte $F_S = F_G = m \cdot g$ (Bild L 4.4). 2. Stangendurchmesser aus $S_{\text{erf}} = F/\sigma_{\text{zul}} = d^2 \cdot \pi/4$. 3. Nahtdicke aus $A_{\text{werf}} = F/\sigma_{\text{wzul}} = (d + 2a)^2 \cdot \pi/4 - d^2 \cdot \pi/4$.

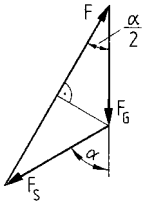


Bild L 4.4 Kräfteck zur Berechnung der Stangenkraft

- 4.5** Von den in eine Seilrolle nach Bild 4.5 eingeschweißten Speichen aus S235JO hat jeweils eine Speiche die resultierende Kraft F aus den Seilkräften $F_S = 25 \text{ kN}$ aufzunehmen. Für die Berechnung denkt man sich den auf eine Speiche entfallenden Kranzanteil herausgeschnitten und freigemacht (siehe die Wellenlinien a und b). Genügen die Nähte 1 und die Bauteil-Anschlussquerschnitte der durch die Drehbewegung hervorgerufenen schwelenden Beanspruchung, wenn die Nahtdicke $a = 6 \text{ mm}$ beträgt und die Bewertungsgruppe C vorgesehen ist?

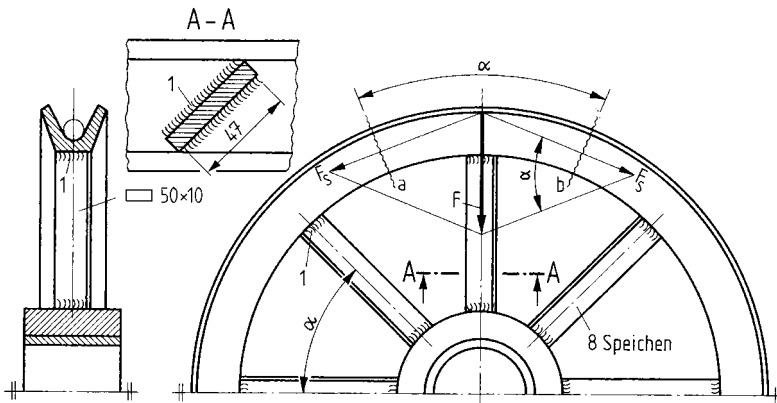


Bild 4.5 Seilrolle mit eingeschweißten Speichen

- E:** Ja, $\sigma_w = 33,9 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{wzul}} = 70 \text{ N/mm}^2$ ($F = 19,13 \text{ kN}$),
 $\sigma_d = 38,3 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{zul}} = 95 \text{ N/mm}^2$.

- L:** Die Berechnungsmethode stellt eine für die Praxis notwendige Vereinfachung dar. Tatsächlich sind die Verhältnisse äußerst verwickelt, denn alle anderen Speichen nehmen an der Kraftübertragung ebenfalls teil, weil sie mit dem Kranz verbunden sind. Die tatsächliche Druckspannung ist daher geringer als die errechnete, jedoch tritt zusätzlich Biegebeanspruchung auf. Bei der Festlegung von σ_{wzul} ist zu beachten, dass es sich um Doppelflachkehlnähte handelt.

4.6 Für die in Bild 4.6 dargestellte geschweißte Tragöse aus S355JO ist die zulässige schnellend wirkende Belastungskraft F wie folgt zu ermitteln:

1. wenn nur mit der Stumpfnahnt gerechnet wird,
2. wenn Stumpf- und Kehlnahnt berücksichtigt werden,
3. Ist der Bauteil-Anschlussquerschnitt S an der Kehlnahnt für die unter 2. errechnete Kraft ausreichend bemessen?

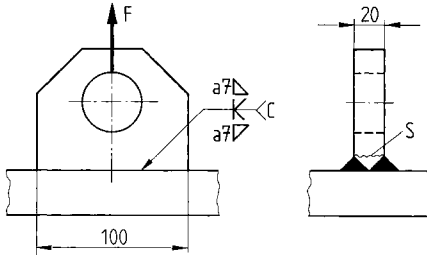


Bild 4.6 Angeschweißte Tragöse

- E:**
1. $F = 210 \text{ kN}$ ($\sigma_{wzul} = 105 \text{ N/mm}^2$),
 2. $F = 323 \text{ kN}$ ($\sigma_{wzul} = 95 \text{ N/mm}^2$),
 3. Nein, $\sigma = 161,5 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{zul} = 110 \text{ N/mm}^2$.

L:

1. Nahtfläche der DHV-Nahnt (K-Nahnt als Stumpfnahnt mit Gegenlage): $A_{wS} = a_S \cdot l = s \cdot b = S$.
2. $A_w = A_{wS} + A_{wK} = (a_S + 2a_K)l$, σ_{wzul} für Doppelflachkehlnahnt.
3. Die für das Bauteil zulässige Kraft hängt hier nicht vorzugsweise von der Spannung im Querschnitt an der Kehlnahnt ab, sondern vom gefährdeten Querschnitt an der Bohrung, dessen zulässige Belastungskraft mit den entsprechenden Gleichungen der Festigkeitslehre zu berechnen ist.

4.7 In einer Landmaschine ist ein Flachstahl aus S235JR entsprechend Bild 4.7 mit rundum laufenden Kehlnähnten angeschweißnt. Es ist eine wechselnd wirkende Kraft $F = 15 \text{ kN}$ zu übertragen.

1. Genügen die Schweißnähte den Anforderungen?
2. Mit welchem Betrag ist das Maß e auszuführen, wenn die Wirkungslinie der Kraft F in der Schwerlinie der Flankenkehlnähnten liegen soll?

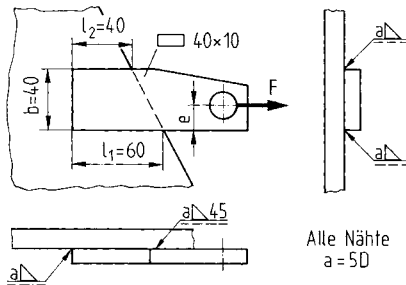


Bild 4.7 Schweißverbindung eines Flachstahls

- E:**
1. Ja, $\tau_w = 16,7 \text{ N/mm}^2 < \tau_{wzul} = 35 \text{ N/mm}^2$,
 2. $e = 16 \text{ mm}$.

L:

1. Wie im Stahlbau ist auch hier für die Länge der schräg zur Krafrichtung laufenden Kehlnahnt nur die Flachstahlbreite b einzusetzen; somit $A_w = \sum (a \cdot l) = a(l_1 + l_2 + 2b)$.
2. Entspricht der Empfehlung für den Stahlbau (s. ME Abschn. 4.7, unter 7.), die hier ebenfalls angebracht ist. Das Maß e folgt aus: $l_1 \cdot e = l_2(b - e)$.

4.8 Der in Bild 4.8 gezeigte Gabelkopf der Zugstange einer Doppelbackenbremse ist durch zwei eingeschweißte Flachstähe gebildet, Werkstoff S235JR. Sind die Flankenkehlnähte und die Bauteil-Anschlussquerschnitte für die größte, schwellend wirkende Zugkraft $F = 25 \text{ kN}$ ausreichend bemessen?

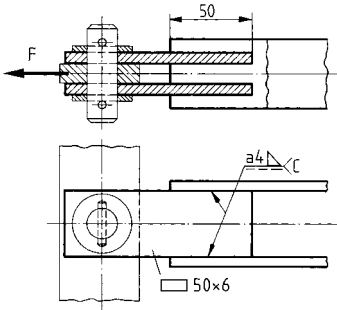


Bild 4.8 Geschweißter Gabelkopf einer Zugstange

E: Ja, $\tau_w = 31,3 \text{ N/mm}^2 < \tau_{wzul} = 50 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma = 41,7 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{zul} = 95 \text{ N/mm}^2$.

L: Schweißnahtfläche $A_w = \sum (a \cdot l) = 4 \cdot a \cdot l$, Bauteil-Anschlussquerschnitt $S = 2 \cdot b \cdot s$.

4.9 In Bild 4.9 ist der Ausschnitt eines in Verbundkonstruktion ausgeführten Läufers eines Elektromotors dargestellt, Nabenwerkstoff Stahlguss GS-38, Stegbleche aus Baustahl S235JR. Für welches wechselnde Drehmoment ist die Schweißverbindung geeignet, wenn die DV-Nähte (Bewertungsgruppe B) ringsum geschweißt sind?

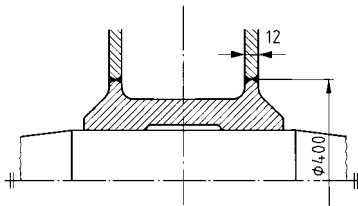


Bild 4.9 Ausschnitt eines Elektromotorläufers in Verbundkonstruktion

E: $M \approx 211 \text{ kNm}$ ($A_w = 30159 \text{ mm}^2$, $\tau_{wzul} = 35 \text{ N/mm}^2$).

L: Es handelt sich um schubbeanspruchte, beidseitig geschweißte Stumpfnähte (DV-Nähte als Stumpfnähte mit Gegenlage). Zulässiges Drehmoment $M = F_{zul} \cdot d/2 = A_w \cdot \tau_{wzul} \cdot d/2$ mit $A_w = \sum (a \cdot l) = 2 \cdot a \cdot l = 2 \cdot a \cdot d \cdot \pi$.

4.10 Das in Bild 4.10 gezeigte geschweißte Kettenrad hat ein schwellend wirkendes Spitzendrehmoment von 920 Nm zu übertragen. Die in den Ringschweißnähten auftretenden Spannungen sind rechnerisch zu überprüfen mit der Annahme, dass jede Naht das halbe Drehmoment aufnimmt. Ferner sind die Bauteilquerschnitte an der Kehlnaht nachzurechnen. Es sind zu ermitteln:

1. Die Spannungen in den Nähten 1 und 2,
2. Die Bauteilspannungen an der Kehlnaht im Kettenrad aus S355JO und in der Nabe aus S235JO,
3. Werden die zulässigen Spannungen der Bewertungsgruppe C überschritten?

- E:** 1. $\tau_{w1} = 13 \text{ N/mm}^2$ ($F_1 = 12\,267 \text{ N}$), $\tau_{w2} = 14,7 \text{ N/mm}^2$ ($F_2 = 11\,500 \text{ N}$),
 2. $\tau = 6,6 \text{ N/mm}^2$ ($F = 21\,395 \text{ N}$, $S = 3242 \text{ mm}^2$),
 $\tau_t = 9,2 \text{ N/mm}^2$ ($W_t \approx 99\,800 \text{ mm}^3$),
 3. Nein, $\tau_{w1 \text{ zul}} = 50 \text{ N/mm}^2 > \tau_{w1}$,
 $\tau_{w2 \text{ zul}} = 70 \text{ N/mm}^2 > \tau_{w2}$ und $\tau_{\text{zul}} = 80 \text{ N/mm}^2 > \tau$,
 $\tau_{t \text{ zul}} = 70 \text{ N/mm}^2 > \tau_t$.

- L:** 1. Dass jede Naht das halbe Drehmoment überträgt, ist eine vereinfachende Annahme. Tatsächlich handelt es sich um einen statisch unbestimmten Fall. Es werden beide Nähte getrennt auf Schub berechnet mit $A_{w1} = a_1 \cdot d_1 \cdot \pi$ (Naht 1 aufgefasst als Stumpfnahnt ohne Gegenlage) und $A_{w2} = a_2(d_2 + a_2) \pi$. Hierbei $d_1 = 75 \text{ mm}$, $d_2 = 80 \text{ mm}$. 2. Schubbeanspruchung in der Rundschnittfläche $S = (d_2 + 2a_2) \pi \cdot s$ des Kettenrades und Torsionsbeanspruchung im Querschnitt der Nabe mit $W_t \approx 0,2(d_2^4 - d^4)/d_2$. Hierbei ist $d = 32 \text{ mm}$. 3. Auf die Berechnungen zu 2. kann normalerweise verzichtet werden, da diese Spannungen meistens sehr gering sind, wie sich auch hier zeigt.

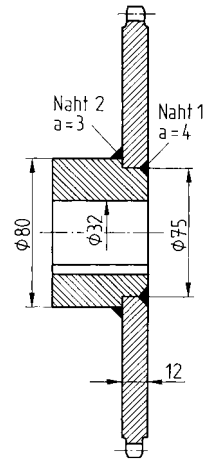


Bild 4.10 Geschweißtes Kettenrad

4.11 In einer Vorrichtung ist ein Flachstahl aus S235JR zur Aufnahme einer Zugfeder entsprechend Bild 4.11 angeschweißt.

1. Welche schwellend wirkende Federkraft F ist höchstens zulässig?
2. Welche Nahtdicke a ist für eine gleichlange Doppelflachkehlnaht der Bewertungsgruppe D anstelle der DHV-Naht zur Übertragung der unter 1. errechneten Kraft erforderlich, und ist der Bauteil-Anschlussquerschnitt hierfür ausreichend bemessen?

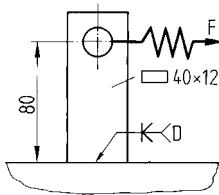


Bild 4.11 Schweißverbindung eines Flachstahls für Zugfederaufnahme

- E:** 1. $F = 3 \text{ kN}$ ($\sigma_{w \text{ zul}} = 75 \text{ N/mm}^2$),
 2. $a = 7,5 \text{ mm}$ ($\sigma_{w \text{ zul}} = 60 \text{ N/mm}^2$), Bauteil ausreichend: $\sigma_b = 68 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b \text{ zul}} = 110 \text{ N/mm}^2$.

- L:** 1. Aus Gl. (4.3) folgt für $F = \sigma_{w \text{ zul}} \cdot a \cdot l^2 / (6 \cdot L)$, $a = s$, $l = b$, $\sigma_{w \text{ zul}}$ nach Tab. 4.4 für

$$\text{Stumpfnahnt mit Gegenlage, } 2. \ a = \frac{F \cdot L \cdot 6}{\sigma_{w \text{ zul}} \cdot 2 \cdot l^2}, \quad \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F(L-a)}{s \cdot b^2/6}.$$

4.12 Für ein Steuergestänge ist ein Winkelhebel nach Bild 4.12 als Schweißteil ausgebildet, Werkstoff S235JR. Die angreifenden Kräfte $F_1 = 600 \text{ N}$ und F_2 wirken wechselnd. Genügen die Schweißnähte und die Bauteil-Anschlussquerschnitte den Anforderungen? Es sind zu ermitteln:

1. Die Kraft F_2 und die von den Schweißnähten aufzunehmenden Biegemomente M_{wb1} und M_{wb2} .
2. Die Vergleichsspannung σ_{wv} in der höher beanspruchten Schweißnaht und die Biegespannung σ_b im Bauteil-Anschlussquerschnitt,
3. Die Antwort auf die gestellte Frage und erforderlichenfalls eine andere Flachstahlbreite unter Beibehaltung der Dicke von 8 mm sowie ggf. auch eine andere Nahtdicke.

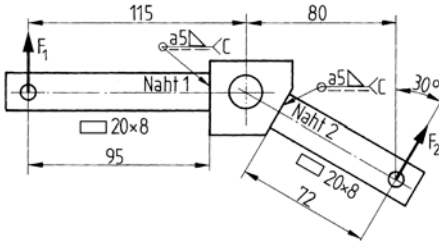


Bild 4.12 Geschweißter Winkelhebel

- E:**
1. $F_2 = 747 \text{ N}$, $M_{wb1} = 57 \text{ Nm} > M_{wb2} = 53,8 \text{ Nm}$,
 2. $\sigma_{wv} = 39,1 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_{wb} = 38,9 \text{ N/mm}^2$, $I_w = 1,467 \text{ cm}^4$, $\tau_w = 3 \text{ N/mm}^2$, $F_q = 600 \text{ N}$, $A_w = 200 \text{ mm}^2$), $\sigma_b \approx 101 \text{ N/mm}^2$ ($M_b = 54 \text{ Nm}$, $W_b = 0,533 \text{ cm}^3$).
 3. Schweißnähte ja, $\sigma_{wvzul} = 40 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{wv}$, Bauteil nein, da $\sigma_{wzul} = 60 \text{ N/mm}^2 < \sigma_b$, $b_{erf} = 26 \text{ mm}$, gewählt Flachstahl 30×8 . Damit Nahtdickenverringerung möglich. Bei $a = 4 \text{ mm}$ wird $\sigma_{wv} = 26,6 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_{wb} = 26,4 \text{ N/mm}^2$, $\tau_w = 2,5 \text{ N/mm}^2$).

- L:**
1. F_2 aus $\sum M = F_1 \cdot 115 \text{ mm} - F_2 \cdot 80 \text{ mm} / \cos 30^\circ = 0$,
 2. σ_{wb} nach Gl. (4.3) mit $M_{wb1} > M_{wb2}$ und I_w wie für ME Bild 4.31b. Die durch die Querkraft hervorgerufenen Schubspannungen sind nur mit den Stegnahtflächen $2a \cdot l$ zu errechnen. Danach ist die Vergleichsspannung nach Gl. (4.5) zu bilden. σ_b wie unter 2. in Aufg. 4.11 mit F_1 und L_1 ,
 3. σ_w zul nach Tab. 4.4 für Doppelflachkehlnaht; erforderliche Flachstahlbreite aus: $W_{berf} = M_{b1} / \sigma_{bzul} = F_1(L_1 - a) / \sigma_{bzul} = s \cdot b_{erf}^2 / 6$.

4.13 In die mit Bild 4.13 gezeigte Bremscheibe einer Doppelbackenbremse ist eine elastische Kupplung eingebaut. Zur Aufnahme der Bindeglieder sind an den Steg gleichmäßig verteilt drei Rohrstützen aus S235JR angeschweißt, die das wechselseitige Nenndrehmoment $T_{KN} = 1,4 \text{ kNm}$ zu übertragen haben. Es ist mit einem Stoßfaktor $S_S = 2$ zu rechnen (bei Kupplungen S_S , sonst K_A). Die um die Rohrstützen gelegten ringförmigen Kehlnähte genügen der Bewertungsgruppe C. Der Einfluss der Versteifungsrippen ist zu vernachlässigen. Werden in den Schweißnähten und in den Anschlussquerschnitten der Rohrstützen die zulässigen Spannungen überschritten?

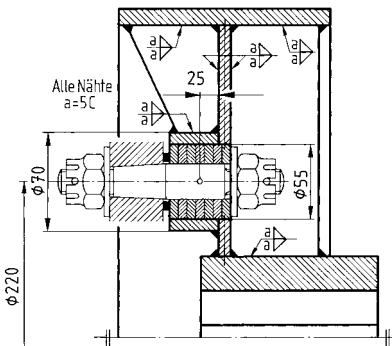


Bild 4.13 Bremscheibe mit angeschweißten Rohrstützen

- E:** Nein, $\sigma_{wzul} = 40 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{wv} = 13,1 \text{ N/mm}^2$ ($F = 8485 \text{ N}$, $I_w = 83,2 \text{ mm}^2$, $A_w = 1178 \text{ mm}^2$, $\sigma_{wb} = 8,9 \text{ N/mm}^2$, $\tau_w = 7,2 \text{ N/mm}^2$) und $\sigma_{bzul} = 60 \text{ N/mm}^2 > \sigma_b = 8 \text{ N/mm}^2$ ($W_b = 21,23 \text{ cm}^3$).
- L:** Die aus dem Stoßdrehmoment $T_K = S_S \cdot T_{KN}$ zu errechnende Umfangskraft $F_u = T_K/r_0$ beansprucht die am Teilkreis $d_0 = 220 \text{ mm}$ angeordneten Ringschweißnähte auf Biegung und Schub, sodass die Vergleichsspannung nach Gl. (4.5) zu bilden ist. Die Biegespannung auf der kreisringförmigen Schweißnahtfläche wird nach Gl. (4.3) mit I_w wie für ME Bild 4.31c und $e_w = d/2$, die Schubspannung nach Gl. (4.2) mit $A_w = a(d+a)\pi$ errechnet.

4.14 Das geschweißte Lagerschild aus S235JR einer elektrischen Maschine ist in Bild 4.14 gezeigt. Durch die Eigengewichtskraft des Läufers und die Betriebskräfte (einschließlich Riemenzug am Wellenende) kann eine größte, schwellend wirkende Kraft $F = 140 \text{ kN}$ an der Lagerstelle auftreten. Die umlaufende Doppel-Flachkehlnaht am Flansch und der Bauteil-Anschlussquerschnitt im 10 mm dicken Blech sind unter Vernachlässigung der Versteifungsrippen rechnerisch auf Festigkeit zu überprüfen. Ist eine Verringerung der Naht- und Bauteildicken ratsam?

- E:** $\sigma_{wv} = 10,4 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{wzul} = 70 \text{ N/mm}^2$ ($I_w \approx 140750 \text{ cm}^4$, $A_w = 22305 \text{ cm}^4$, $\sigma_{wb} \approx 6,1 \text{ N/mm}^2$, $\tau_w = 6,3 \text{ N/mm}^2$) und $\sigma_b = 5,8 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{bzul} = 125 \text{ N/mm}^2$ ($W_b = 3978 \text{ cm}^3$); Verringerung ratsam, da $\sigma_{wv} \ll \sigma_{bzul}$ und $\sigma_b \ll \sigma_{bzul}$.

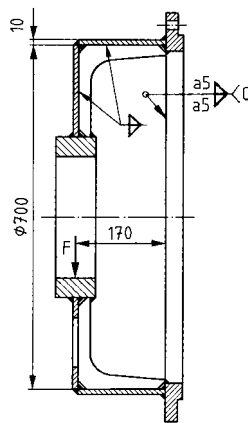
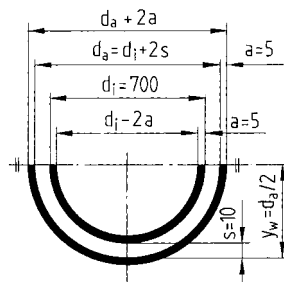


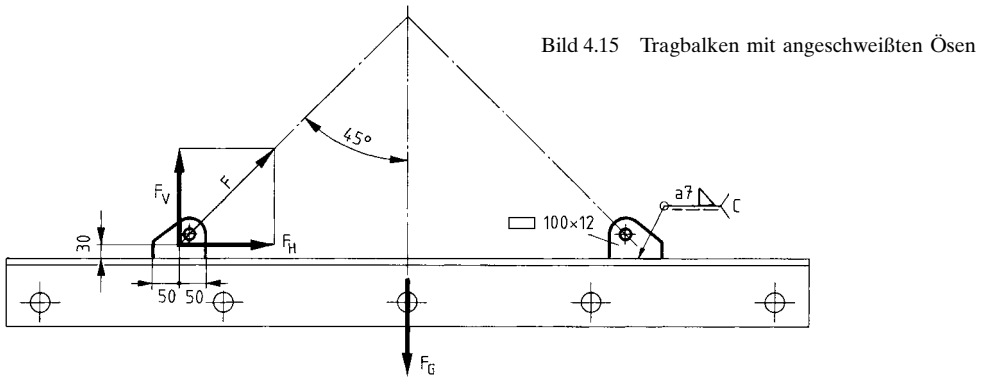
Bild 4.14 Geschweißtes Lagerschild

- L:** Beanspruchung auf Biegung und Schub, Berechnung wie in Aufg. 4.13, jedoch besteht die Schweißnahtfläche aus zwei konzentrischen Kreisringflächen, deren Flächenmomente 2. Grades zusammen das Flächenmoment I_w der Nahtfläche ergeben. Als Randabstand e_w ist der Wurzelabstand y_w (s. Bild L 4.14) gleich Innenradius der äußeren Ringfläche einzusetzen.

Bild L 4.14 Skizze zur Berechnung des Flächenmoments 2. Grades



4.15 An einen Tragbalken (Lasttraverse) sind zwei Tragösen aus S235JR angeschweißt (Bild 4.15). Durch die Anordnung der Tragketten greift die Kraft F unter 45° an. Sie wird in die Horizontalkomponente F_H und die Vertikalkomponente F_V zerlegt. Genügen die Schweißanschlüsse und die Bauteil-Anschlussquerschnitte für eine Belastung mit $10,5 \text{ t}$



einschließlich Eigengewicht der Traverse? Wegen der häufigen Be- und Entlastung liegt schwellige Beanspruchung vor. Es sind zu ermitteln:

1. Die Kraftkomponenten F_H und F_V und das eine Schweißnaht beanspruchende Biegemoment M_{wb} ,
2. Die Nahtoberfläche A_w und deren Flächenmoment 2. Grades I_w ,
3. Die größte resultierende Normalspannung σ_{wr} , die Schubspannung τ_w und die Vergleichsspannung σ_{wv} für die Schweißnaht,
4. Die größte resultierende Normalspannung σ im Bauteil-Anschlussquerschnitt,
5. Sind die Spannungen zulässig?
6. Falls nein, genügt eine Nahtdicke $a = 8$ mm oder muss für die Öse ein breiterer Flachstahl vorgesehen werden?

- E:**
1. $F_H = F_V = 51,5$ kN, $M_{wb} = 1545$ Nm,
 2. $A_w = 1568$ mm², $I_w = 158,7$ cm⁴,
 3. $\sigma_{wr} = 81,5$ N/mm² ($\sigma_{wbz} = 48,7$ N/mm²), $\tau_w = 36,8$ N/mm², $\sigma_{wv} = 95,3$ N/mm²,
 4. $\sigma = 102,1$ N/mm² ($\sigma_z = 42,9$ N/mm², $\sigma_{bz} = 59,2$ N/mm²),
 5. Schweißnaht: Nein, $\sigma_{wzul} = 70$ N/mm² < σ_{wv} , Bauteil: Ja, $\sigma_{bzul} = 125$ N/mm² > σ (Biegung vorherrschend),
 6. Nein, $\sigma_{wv} = 83,4$ N/mm² > σ_{wzul} ($\sigma_{wz} = 28,7$ N/mm², $\sigma_{wb} = 42,6$ N/mm², $\tau_w = 32,2$ N/mm²), breiterer Flachstahl erforderlich, z. B. Fl 120 × 12 bei $a = 8$ mm ($\sigma_{wv} = 66$ N/mm² < σ_{wzul}).

- L:**
1. Beim Winkel 45° ist $F_H = F_V = F_G/2 = m \cdot g/2$,
 2. A_w und I_w wie bei ME Bild 4.31 b und ME Bild 4.32,
 3. Durch F_V entstehen Zugspannungen σ_{wz} (Gl. (4.1)), durch F_H Biegespannungen $\sigma_{wbz} = \sigma_{wbd}$ (Gl. (4.3) mit $e_w = l/2 = 50$ mm), σ_{wz} und σ_{wbz} sind zur resultierenden Spannung σ_{wr} zu addieren (Gl. (4.4)), für die Schubspannung τ_w (Gl. (4.2)) sind nur die Nähte an der Breitseite des Flachstahls einzusetzen mit $A_w = 2a \cdot l$, Vergleichsspannung σ_{wv} mit Gl. (4.5),
 4. Die Schubspannung im Bauteil ist bei Biegung in der Randfaser Null und wird nicht berechnet,
 5. σ_{wzul} für Doppelflachkehlnaht, da die Nähte an der Längsseite des Flachstahls Doppelkehlnähte sind,
 6. Mit $a = 8$ mm Berechnung wie zu 2. und 3., danach ggf. Annahme eines breiteren Flachstahls und erneut mit $a = 8$ mm wie zu 2. und 3. bis $\sigma_{wv} \leq \sigma_{wzul}$.

4.16 In Bild 4.16 ist der geschweißte Lagerbock für die Pendelstange nach Bild 4.4 dargestellt, Werkstoff S235JR. Die von der Stange zu übertragende Kraft $F = 8,5$ kN wirkt schwellend. Sind die Schweißnähte und der Bauteil-Anschlussquerschnitt hierfür ausreichend bemessen?

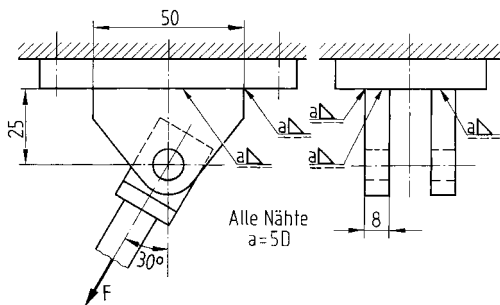


Bild 4.16 Geschweißter Lagerbock

E: Ja, $\sigma_{wzul} = 40 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{wv} = 26,8 \text{ N/mm}^2$ ($F_x = 4,25 \text{ kN}$, $F_y = 7,36 \text{ kN}$, $A_w = 660 \text{ mm}^2$, $I_w = 204167 \text{ mm}^4$, $\sigma_{wz} = 11,2 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{wbz} = 13 \text{ N/mm}^2$, $\tau_w = 8,5 \text{ N/mm}^2$) und $\sigma_{bzul} = 110 \text{ N/mm}^2 > \sigma = 21,9 \text{ N/mm}^2$ ($W_b = 6667 \text{ mm}^3$, $\sigma_{bz} = 12,7 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_z = 9,2 \text{ N/mm}^2$).

L: Die Stangenkraft F wird in die Komponenten F_x und F_y zerlegt (s. Bild L 4.16), durch F_x entstehen Biege-, durch F_y Zugspannungen, Lösung sinngemäß wie zu Aufg. 4.15.

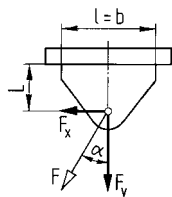


Bild L 4.16 Berechnungsskizze

4.17 Eine Schweißvorrichtung für Behältermäntel enthält vier gleichartig belastete geschweißte Rollenböcke aus S355JO. Die größte Belastung tritt bei der in Bild 4.17 dargestellten Anordnung und einem maximalen Behältergewicht von 40 t auf. Das Rollengewicht ist zu vernachlässigen, ebenfalls die Nähte an der Mittelrippe wegen ihres geringen Einflusses auf den Schweißanschluss. Genügen die Doppel-Flachkehlnähte und die Bauteil-Anschlussquerschnitte den Anforderungen einer schwelenden Beanspruchung? Wegen der Gefahr von harten Stößen beim Aufsetzen des Mantels auf die Rollen ist mit einem Anwendungsfaktor $K_A = 2,5$ zu rechnen.

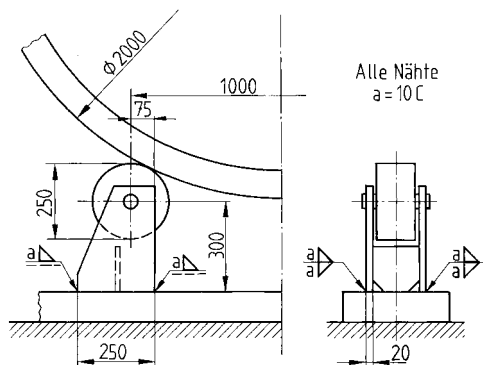


Bild 4.17 Geschweißter Rollenbock in einer Vorrichtung

4

E: Ja, für Doppelflachkehlnaht $\sigma_{wzul} = 95 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{wv} = 71,6 \text{ N/mm}^2$ ($\alpha \approx 26,4^\circ$, $F_y = 245,25 \text{ kN}$, $F_x = 121,74 \text{ kN}$, $M_{wb} \approx 24260 \text{ Nm}$, $A_w = 108 \text{ cm}^2$, $I_w = 6458,3 \text{ cm}^2$, $\sigma_{wd} = 22,7 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{wbd} = 47 \text{ N/mm}^2$, $\tau_w = 12,2 \text{ N/mm}^2$) und $\sigma_{bzul} = 145 \text{ N/mm}^2 > \sigma = 79,8 \text{ N/mm}^2$ ($W_b = 416,7 \text{ cm}^3$, $\sigma_b = 55,3 \text{ N/mm}^2$).

L: Die Komponente $F_y = K_A \cdot m \cdot g/4$ erzeugt Druckspannungen, das Moment $M_{wb} = F_x \cdot L_x - F_y \cdot L_y$ Biegespannungen in der Schweißnaht (s. Bild L 4.17, vgl. auch ME Bilder 4.32b und c, hier Druck bei verringerter Biegung, $L_y = l/2 - L_r$), Lösung sinngemäß wie Aufgn. 4.15 und 4.16.

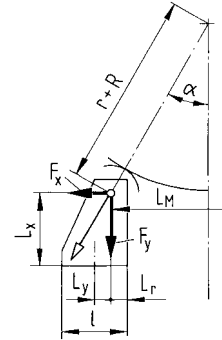


Bild L 4.17 Berechnungsskizze

4.18 Ein Ritzel aus C22 ist nach Bild 4.18 auf eine Welle aus S275JR geschweißt. Es ist ein einseitig und gleichbleibend wirkendes Drehmoment von 500 Nm zu übertragen. Im Wellenquerschnitt S wirkt außerdem ein Biegemoment von 600 Nm. Welche Nahtdicke a ist mindestens erforderlich, wenn die Bewertungsgruppe B infrage kommt? Es sind zu ermitteln:

1. Die Normalspannung σ_w in der Schweißnaht,
2. Die zulässige Schubspannung τ_{wzul} an der Nahtwurzel (mit der zulässigen Vergleichsspannung errechnet)
3. Die erforderliche Nahtdicke a , auf volle mm gerundet.

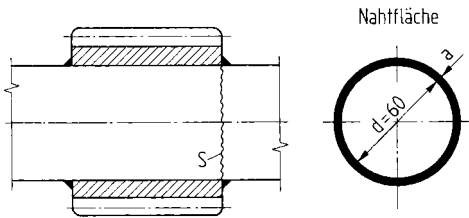


Bild 4.18 Aufgeschweißtes Ritzel

E: 1. $\sigma_w = \sigma_b = 27,8 \text{ N/mm}^2$
 2. $\tau_{wzul} = 32,8 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_{wzul} \approx 52 \text{ N/mm}^2$ interpoliert)
 3. $a = 2 \text{ mm}$ ($a_{\text{erf}} = 1,32 \text{ mm}$, $A_{\text{werf}} = 508 \text{ mm}^2$)

L: 1. Die Spannung σ_w an der Nahtwurzel ist gleich der Biegespannung σ_b in der Welle,
 2. τ_{wzul} aus Gl. (4.5) mit $\sigma_{wv} = \sigma_{wzul}$ nach Tab. 4.4 für Wechselbeanspruchung, da Biegung wechselnd (Wert für S275 interpolieren), 3. a freistellen aus $A_{\text{werf}} = F/\tau_{wzul} = 2a(d+a)\pi$ (Gleichung 2. Grades, negatives Ergebnis ohne praktische Bedeutung) oder aus $A_w = 2[(d+2a)^2 - d^2]\pi/4$.

4.19 In der automatischen Zubringeeinrichtung einer Transferstraße (Fertigungsmaschinenstraße) sind zwei Flachstähle zur Aufnahme einer Schubstange angeschweißt, wie in Bild 4.19 skizziert. Die Stangenkraft von 15 kN wirkt wechselnd. Werkstoff der Bauteile: S235JR. Für die Flachkehlnähte und die Bauteil-Anschlussquerschnitte ist der Spannungsnachweis durchzuführen.

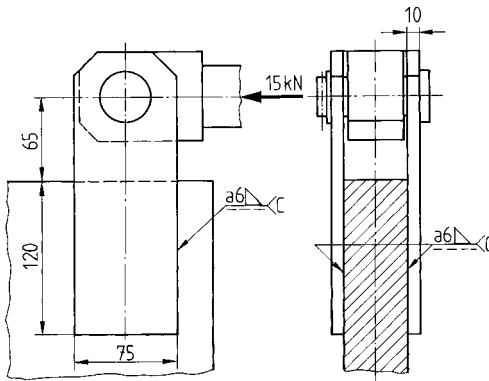


Bild 4.19 Flachstähe mit verdrehbeanspruchtem Kehlnahtanschluss

E: Ausreichend bemessen, $\tau_{wzul} = 25 \text{ N/mm}^2 > \tau_w = 22,9 \text{ N/mm}^2$ ($A_w = 1440 \text{ mm}^2$, $I_{wp} = 375,3 \text{ cm}^4$, $r \approx 70,8 \text{ mm}$, $R = 125 \text{ mm}$), $\sigma_{bzul} = 60 \text{ N/mm}^2 > \sigma_b = 52 \text{ N/mm}^2$ ($W_b = 18,75 \text{ cm}^3$).

L: Es handelt sich um zwei durch ein Drehmoment schubbeanspruchte Anschlüsse mit Flankenkehlnähten entsprechend ME Bild 4.34a, wobei $R = L - l/2$ und $r = \sqrt{b^2 + l^2}/2$ mit $L = 65 \text{ mm}$; I_{wp} nach Gl. (4.6) und τ_w nach Gl. (4.8). Biegebeanspruchung durch das Biegemoment $M_b = F/2 \cdot L$ im Bauteil-Anschlussquerschnitt.

4.20 Der entsprechend Bild 4.20 mit zwei Flankenkehlnähten in der Bewertungsgruppe C angeschweißte Flachstahl aus S235JR hat eine unter dem Winkel $\beta = 45^\circ$ angreifende wechselnd wirkende Kraft $F = 2,5 \text{ kN}$ zu übertragen. Sind die Schweißnähte mit der Dicke $a = 5 \text{ mm}$ und der Bauteil-Anschlussquerschnitt S ausreichend bemessen? Es sind zu ermitteln:

1. Die Komponenten F_x und F_y und das von der Schweißnaht aufzunehmende Drehmoment T_w ,
2. Die Schubspannungen τ_{wt} , τ_{wq} , τ_{wl} und die resultierende Schubspannung τ_w in der Schweißnaht,
3. Die Zugspannung σ_z , die Biegespannung σ_b und die resultierende Normalspannung σ im Bauteil-Anschlussquerschnitt S .
4. Die Antwort auf die gestellte Frage.

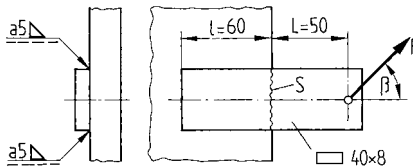


Bild 4.20 Flankenkehlnähte mit zusammengesetzter Schubbeanspruchung an einem Flachstahl

- E:**
1. $F_x = F_y = 1768 \text{ N}$, $T_w = 141,44 \text{ Nm}$ ($R = 80 \text{ mm}$),
 2. $\tau_{wt} = 12,1 \text{ N/mm}^2$ ($I_{wp} = 42 \text{ cm}^4$), $\tau_{wq} = \tau_{wl} = 2,9 \text{ N/mm}^2$ ($A_w = 600 \text{ mm}^2$),
 $\tau_w = 16,2 \text{ N/mm}^2$ ($\alpha = 33,7^\circ$, $\tau_{wtx} = 6,7 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{wty} = 10,1 \text{ N/mm}^2$),
 3. $\sigma_z = 5,5 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_b = 41,4 \text{ N/mm}^2$ ($W_b = 2113,3 \text{ mm}^3$), $\sigma = 46,9 \text{ N/mm}^2$,
 4. Ja, $\tau_{wzul} = 25 \text{ N/mm}^2 > \tau_w$ und $\sigma_{bzul} = 60 \text{ N/mm}^2 > \sigma$.

L: 1. Wegen $\beta = 45^\circ$ ist $F_x = F_y$, sinngemäß zu ME Bild 4.34a ist $T_w = F_y \cdot R$, 2. Schweißanschluss wie ME Bild 4.34a (vgl. Aufg. 4.19), jedoch treten durch F_x zusätzlich Schubspannungen τ_{wl} auf, τ_{wt} ist in die Komponenten τ_{wtx} und τ_{wty} zu zerlegen (s. Bild L 4.20),

für den höchstbeanspruchten Wurzelpunkt ist $\tau_w = \sqrt{(\tau_{wty} + \tau_{wq})^2 + (\tau_{wtx} + \tau_{wl})^2}$, **3.** Im Bauteilquerschnitt S Zugspannung durch F_x und Biegespannung durch $M_b = F_y \cdot L$, **4.** τ_{wzul} und σ_{bzul} (Biegung vorherrschend) nach Tab. 4.4.

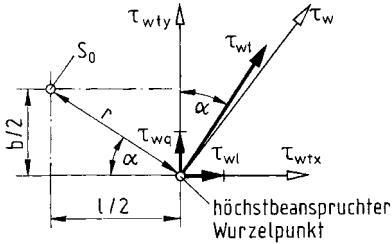


Bild L 4.20 Schubspannungen am höchstbeanspruchten Wurzelpunkt

4.21 Bild 4.21 zeigt die Anordnung zweier Seilrollen in einem medizinischen Gerät. Die Seilrollenachse ist in zwei Haltern aus S235JR gelagert, die an einem Gestell angeschweißt sind. In jedem Seilstrang wirkt eine schwelende Kraft $F = 800 \text{ N}$. Auf einer Seite der Rollen schwankt mit dem Seil die Richtung der Kraft zwischen den Stellungen I und II, wie im Bild angedeutet. Für beide Stellungen ist zu prüfen, ob in den Schweißnähten und in den Bauteil-Anschlussquerschnitten die zulässigen Spannungen überschritten werden. Dafür sind zu ermitteln:

1. Die Schubspannung τ_w in den Schweißnähten und die Zugspannung σ_z in den Bauteil-Anschlussquerschnitten bei der Stellung I.
2. Die größte resultierende Schubspannung τ_w in den Schweißnähten bei der Seilstellung II,
3. Die größte resultierende Normalspannung σ in den Bauteil-Anschlussquerschnitten bei der Seilstellung II,
4. Werden die zulässigen Spannungen überschritten?

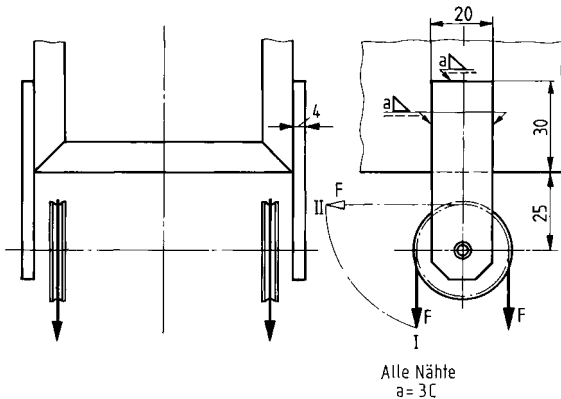


Bild 4.21 Anordnung zweier Seilrollen mit geschweißten Haltern

- E:**
1. $\tau_w = 6,7 \text{ N/mm}^2$ ($A_w = 240 \text{ mm}^2$), $\sigma_z = 20 \text{ N/mm}^2$ ($S = 80 \text{ mm}^2$),
 2. $\tau_w = 21,5 \text{ N/mm}^2$ ($c \approx 11,2 \text{ mm}$, $r = 21,3 \text{ mm}$, $R = 43,8 \text{ mm}$, $I_{wp} \approx 43900 \text{ mm}^4$, $\alpha = 28^\circ$, $\tau_{wtx} = 15 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{wty} = 8 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{wq} = \tau_{wl} = 3,3 \text{ N/mm}^2$),
 3. $\sigma = 85 \text{ N/mm}^2$ ($\sigma_b \approx 75 \text{ N/mm}^2$, $M_b = 200000 \text{ Nm}$, $W_b = 267 \text{ mm}^3$, $\sigma_z = 10 \text{ N/mm}^2$, $S = 80 \text{ mm}^2$)
 4. Nein, da
 - $\tau_{wzul} = 50 \text{ N/mm}^2 > \tau_w = 21,5 \text{ N/mm}^2$,
 - $\sigma_{zzul} = 95 \text{ N/mm}^2 > \sigma_z = 20 \text{ N/mm}^2$,
 - $\sigma_{bzul} = 125 \text{ N/mm}^2 > \sigma = 85 \text{ N/mm}^2$.