



Aufgabenkatalog zur Konstruktionslehre 1 - 3

Institut für Maschinenkonstruktion und Systemtechnik
Fachgebiet Konstruktion & Produktzuverlässigkeit

Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich

Erstellt und überarbeitet von Dipl.-Ing. Boris Gieseler, Dipl.-Ing. Oliver Capek, Dipl.-Ing. Henrike Nimmig, Dr.-Ing. Jules Njinku, Dipl.-Ing. Niels Ockert, Dipl.-Ing. Daniel Pucknat, Dipl.-Ing. Torsten Sadowski, Dipl.-Ing. Tobias Bach, M. Sc. Tomasz Pronobis, M. Sc. Hanns Michel, M. Sc. Gregor Schilling, M. Sc. Marian Sarrazin, M. Sc. Aryan Ghomashi

Die hier befindlichen Aufgaben sollen einen Überblick über die Fächer Konstruktionslehre 1-3 bieten und stellen den Anspruch, sie mit Hilfe von Fachliteratur und Selbststudium lösen zu können. Zum Wintersemester 16/17 wurde der Aufgabenkatalog neu sortiert und die Themengebiete der jeweiligen Veranstaltung KL1, KL2 oder KL3 zugeordnet. Dennoch können einzelne Aufgaben veranstaltungsübergreifende Teilfragen enthalten. Zum Teil wurden und werden Aufgaben aus dem Aufgabenkatalog als Testaufgaben in veränderter Form verwendet und dienen damit der Orientierung. Als Hilfestellung zur Vorbereitung existiert ein Ergebniskapitel. Dieses beinhaltet zum Teil die Zahlenergebnisse der Aufgaben und kann als Kontrolle der eigenen Rechnung dienen. Bei Fragen und Problemen zum Verständnis der Aufgaben ist ein Besuch der angebotenen Sprechstunden sehr zu empfehlen. Musterlösungen zu den Aufgaben werden jedoch keinesfalls herausgegeben.

Bei Anmerkungen und Verbesserungsvorschlägen wenden sie sich bitte an M. Sc. Aryan Ghomashi:
aryan.ghomashi@tu-berlin.de.

Stand: 23. September 2023

Inhaltsverzeichnis

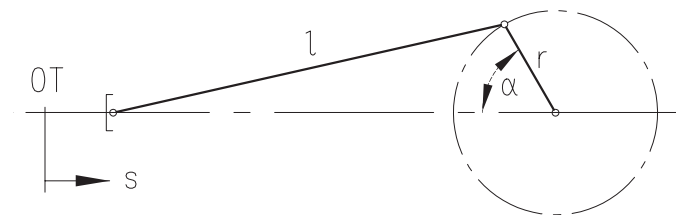
0	Konstruktion und allgemeine Festigkeit	5
0.1	Allgemeines	5
0.2	Festigkeit	8
1	Konstruktionslehre 1	11
1.1	Wälzlager	11
2	Konstruktionslehre 2	17
2.1	Zahnradgetriebe	17
2.2	Federn	26
2.3	Schraubenverbindungen	34
3	Konstruktionslehre 3	47
3.1	Kupplungen und Bremsen	47
3.2	Zugmittelgetriebe	53
3.3	Passungen	56
4	Lösungen	59

0 Konstruktion und allgemeine Festigkeit

0.1 Allgemeines

0.1.1 Verbrennungsmotor (6 Punkte)

- (a) Nennen Sie die in einem Kurbeltrieb wirkenden Kräfte.
- (b) Zerlegen Sie den skizzierten Kurbeltrieb in seine Elemente (Skizzen) und tragen Sie die auf die einzelnen Elemente wirkenden Kräfte in die Skizzen ein. Die Kurbelwelle sowie die Schubstange (Pleuel) sollen als masselos angenommen werden.
- (c) Aus welchen Anteilen setzt sich die Schubstangenkraft zusammen?
- (d) Aus welchen Anteilen setzt sich die resultierende Kraft F_{res} auf das obere Pleuelauge zusammen?
- (e) Welche Kraft bestimmt das augenblicklich wirkende Drehmoment und wie kann man sie aus F_{res} berechnen?
- (f) Welche Kräfte sind maßgebend für die Lagerbelastung des Kurbelzapfenlagers?
- (g) Wie stellt man sehr große Kurbelwellen her, die nicht mehr in einem Stück geschmiedet werden können? (z.B. für Schiffsdieselmotoren)
- (h) Wo verwendet man gegossene Kurbelwellen, welche Vorteile bieten sie und welche Werkstoffe verwendet man zu ihrer Herstellung?



0.1.2 Dimensionierung (5 Punkte)

Geben Sie die Ergebnisse der folgenden Fragen in Normzahlen an. Begründen Sie Ihre Antworten durch Angaben der maßgebenden Formeln.

- (a) Welches Drehmoment kann eine Welle übertragen, wenn bei gleichem Werkstoff der Wellendurchmesser d auf $0,8d$ verkleinert wird?
- (b) Wie ändert sich die Federsteifigkeit c_t einer Drehstabfeder, wenn alle Abmessungen mit dem Faktor $\lambda = 0,25$ vergrößert werden?

- (c) Wie ändert sich die rechnerische Lebensdauer eines Kugellagers, wenn die Belastung auf den 1,6 fachen Wert erhöht und die Drehzahl um 50% gesenkt wird?
- (d) Wie ändert sich die Sommerfeldzahl eines Gleitlagers, wenn bei gleichbleibender Belastung, gleichem Öl, gleicher Betriebstemperatur und gleicher Drehzahl alle geometrischen Abmessungen mit dem Faktor $\lambda = 1,25$ vergrößert werden?

0.1.3 Keilwellen (3 Punkte)

- (a) Welche Profilformen finden für Keilwellen–Keilnaben–Verbindungen Verwendung?
- (b) Wie erfolgt die Zentrierung der Keilnabe auf der Keilwelle bei den von Ihnen genannten Profilformen?
- (c) Wie werden die Profile der Keilwellen und Keilnaben gefertigt?

0.1.4 Werkstoffe (3 Punkte)

Wählen Sie für folgende Bauteile aus der Liste der angegebenen Werkstoffe den geeigneten aus. Begründen Sie Ihre Wahl in Stichworten.

- (a) Kurbelwelle für Kfz-Motor
- (b) geschweißte Vorrichtung
- (c) gegossenes Getriebegehäuse (500 mm, 300 mm, 400 mm)
- (d) Zahnrad (σ_F, σ_H hoch, $m = 3$ mm, $z = 23$)
- (e) Welle eines E-Motors ($P = 10$ kW)
- (f) Drehstabfeder

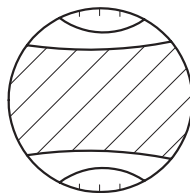
Werkstoffe: GG-20, GGG-60, GS-38, St 37-2, St 52-3, St 60-2, Ck 45, 42 CrMo 4, C 15, 16 MnCr 5, 50 CrV 4, 58 Si 7

0.1.5 Dauerbruch (3 Punkte)

Die Bruchfläche einer durch Dauerbruch gebrochenen Welle hat das untenstehend abgebildete Aussehen.

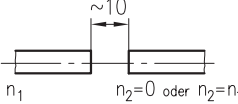
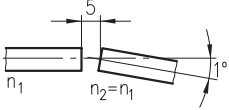
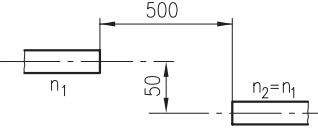
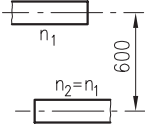
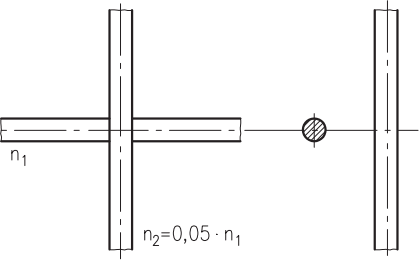
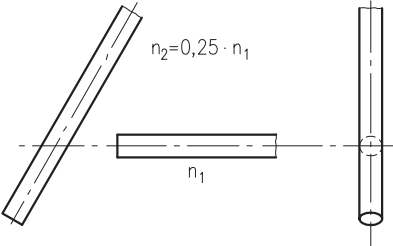
- (a) Welche Belastung lag vor?
- (b) War die Welle hoch oder niedrig belastet?

Begründen Sie in Stichworten die Antworten zu o.g. Fragen.



0.1.6 Drehmomentenübertragung bei Wellen (3 Punkte)

Nennen Sie Maschinenelemente, die geeignet sind ein Drehmoment zwischen zwei Wellen zu übertragen, welche die in den Skizzen angegebene Lage zueinander haben und deren Drehzahlen sich wie angegeben verhalten.

 <p>n_1 $n_2=0$ oder $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=0,05 \cdot n_1$</p>	
 <p>$n_2=0,25 \cdot n_1$ n_1</p>	

0.1.7 Umformen (3 Punkte)

Umformende Fertigungsverfahren eignen sich besonders zur Herstellung hochbeanspruchter Bauteile.

- Nennen Sie 3 derartige Fertigungsverfahren und jeweils ein typisches Bauteil, das nach diesem Verfahren hergestellt wird.
- Erläutern Sie die Vorteile der umformenden gegenüber den spanenden Fertigungsverfahren anhand der Herstellung und der Eigenschaften von Schrauben.

0.2 Festigkeit

0.2.1 Theorie (3 Punkte)

2 Wellen mit den Durchmessern $d_1 = d$ und $d_2 = 2d$ aus dem gleichen Werkstoff werden

- durch eine Zugkraft F_z
- durch ein Drehmoment M_t

belastet.

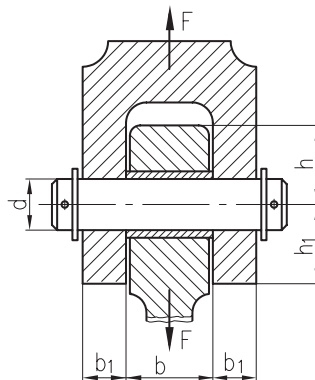
- (a) Welche Verhältnisse F_{z1}/F_{z2} bzw. M_{t1}/M_{t2} ergeben sich für die ertragbaren Belastungen?
- (b) In welchem Verhältnis stehen die Torsionssteifigkeiten, wenn die Wellen die Längen $l_1 = l$ und $l_2 = 2l$ haben?

0.2.2 Bolzen (4 Punkte)

Die dargestellte Gelenkverbindung mit Bolzen (Bolzendurchmesser: 30h6) ist mit einer Kraft $F = 30$ kN belastet. Zulässige Beanspruchungen:

- Gleitsitz: $p_{zul} = 20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Festsitz: $p_{zul} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Biegung: $\sigma_{b,zul} = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

- (a) Geben Sie geeignete Passungen für die Bohrungen in der Gabel und im Stangenkopf an.
- (b) Bestimmen Sie die erforderliche Breite der Gabel (b_1) und des Stangenkopfes (b). Hinweis: $2b_1/b \approx 0,25$
- (c) Prüfen Sie, ob die Biegebeanspruchung des Bolzens den zulässigen Wert überschreitet



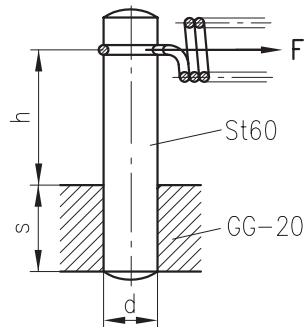
0.2.3 Wöhlerdiagramm (2 Punkte)

Skizzieren Sie qualitativ das Wöhlerdiagramm für einen Baustahl. Tragen Sie die Linien für die Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{ij} = 10\%$, 50% , 90% ein. Kennzeichnen Sie den Zeitfestigkeits- und den Dauerfestigkeitsbereich. (Achsen genau bezeichnen!)

0.2.4 Stift (6 Punkte)

Ein eingepreßter Stift mit Rille dient zur Befestigung einer Zugfeder die mit einer Kraft F gespannt ist.

- Zeichnen sie qualitativ den Verlauf der Pressung in der Bohrung, der sich aus der Belastung durch die Kraft F ergibt.
- Wie groß darf F werden, wenn folgende zulässige Spannungen und Flächenpressungen nicht überschritten werden dürfen?



für St 50: $\sigma_{b,zul} = 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, $\tau_{Sch,zul} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, $p_{zul} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
für GG 20: $p_{zul} = 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Geometriedaten: $s = 20 \text{ mm}$, $h = 35 \text{ mm}$, $d = 10 \text{ mm}$

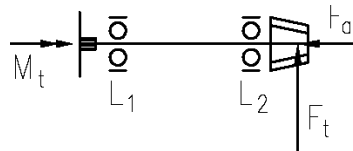
1 Konstruktionslehre 1

1.1 Wälzlager

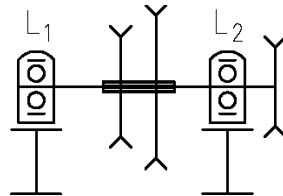
1.1.1 Auswahl (5 Punkte)

Nennen Sie geeignete Wälzlager für die Lagerstellen L_1 und L_2 für die unter a) bis d) angeführten Lagerungsfälle. Begründen Sie Ihre Wahl in Stichworten.

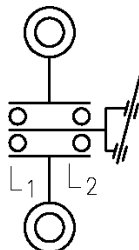
- (a) Kegelritzellagerung mit hoher Axial- und Radialbelastung. Welches Lager nimmt die Axialkraft auf?



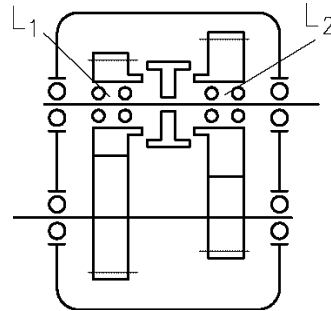
- (b) Keilriemenvorgelegewelle in Stehlagern gelagert, die auf einem geschweißten Stahlgerüst (z.B. Kran) montiert sind.



- (c) Lagerung eines nicht angetriebenen Kfz - Vorderrads.



- (d) Lagerung der Losräder in einem Schaltgetriebe



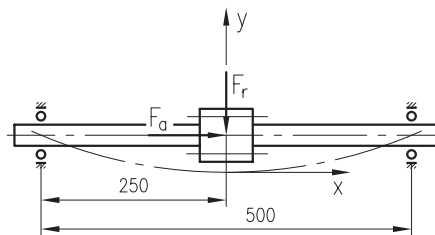
1.1.2 Wellenlagerung (10 Punkte)

Eine zweifach gelagerte Welle wird durch die beiden Kräfte $F_a = 4500 \text{ N}$ und $F_r = 4000 \text{ N}$ belastet. Unter dieser Last biegt sie sich in der Mitte um $f = 650 \mu\text{m}$ dadurch. Sie ist in einem Loslager und einem Festlager gelagert. Der Einbauraum für das Festlager ist mit $d = 55 \text{ mm}$, $D = 120 \text{ mm}$ und $B = 19 \text{ mm}$ festgelegt. Daher stehen die folgenden 4 Lager zur Verfügung:

- Rillenkugellager 6311, DIN 625
- Pendelkugellager 1311, DIN 630
- Zylinderrollenlager NUP 311, DIN 5412
- Pendelrollenlager 21311, DIN 5412

Untersuchen Sie, welche dieser 4 Lager bei einer Wellendrehzahl $n = 360 \frac{1}{\text{min}}$ und einer geforderten Mindestlebensdauer von 10000 Betriebsstunden für den genannten Lagerungsfall infrage kommen. Wählen Sie aus den Lagern, die diese Bedingungen erfüllen, ein Lager aus und begründen Sie diese Auswahl.

Hinweis: Die Welle ist so gestaltet, dass ihre Biegelinie in guter Näherung durch eine Parabel ($y = ax^2$) beschrieben wird.



Lagerdaten: (Angaben nach FAG-Katalog Publ.- Nr.: 41600 DA)

- Rillenkugellager 6311
Einstellwinkel: $5' \dots 10'$ für niedrige Belastung, $8' \dots 16'$ für hohe Belastung
 $C = 58,5 \text{ kN}$, $C_0 = 45 \text{ kN}$, $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$
- Pendelkugellager 1311
Einstellwinkel bis 4°
 $C = 39 \text{ kN}$, $C_0 = 22,4 \text{ kN}$, $e = 0,24$
 $F_a/F_r \leq e : Y = 2,6$, $P = F_r + Y \cdot F_a$

$$F_a/F_r > e : Y = 4,1, P = 0,65 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

(c) Zylinderrollenlager NUP 311 E

Einstellwinkel: 1' ... 2' für niedrige Belastung, 3' ... 4' für hohe Belastung

$$C = 98 \text{ kN}, C_{\perp} = 65,5 \text{ kN}$$

$$P = F_r \text{ wenn } F_a/F_r \leq 0,11, \text{ sonst } P = 0,93 \cdot F_r + 0,69 \cdot F_a$$

(d) Pendelrollenlager 21311

Einstellwinkel: bis 2° für niedrige Belastung, bis 0,5° für hohe Belastung

$$C = 100 \text{ kN}, C_0 = 93 \text{ kN}, e = 0,24$$

$$F_a/F_r \leq e : Y = 2,8, P = F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_a/F_r > e : Y = 4,1, P = 0,67 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

zu (a):

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0,0025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

1.1.3 Gestaltung (3 Punkte)

Skizzieren Sie ein Festlager für folgende Anforderungen:

- nur Schrägkugellager zulässig
- hohe Steifigkeit gegen Kippmomente bzw. Winkelverlagerungen
- Fettschmierung
- Drehzahl $n \leq 1000 \frac{1}{\text{min}}$
- Wellenende wird nach links aus dem Gehäuse herausgeführt
- (Welle kann konstruktiv verändert werden, Gehäuse soweit erforderlich zeichnen.)

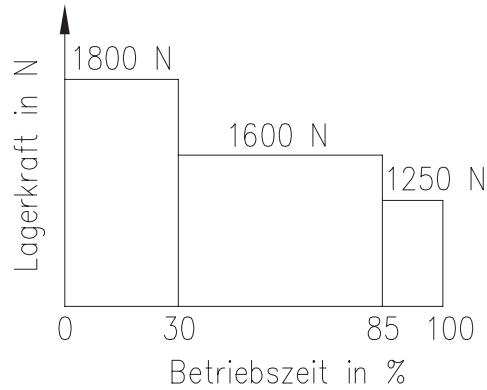


1.1.4 Theorie (3 Punkte)

- (a) Wie ist die dynamische Tragzahl für Wälzlager definiert?
- (b) Wie bestimmt man die äquivalente Lagerbelastung P , wenn gleichzeitig axiale und radiale Lagerkräfte wirken?

- (c) Bestimmen Sie die äquivalente Lagerbelastung P für die im Diagramm gegebene stufenweise veränderliche Lagerkraft.

Es werden Rillenkugellager verwendet, für die Drehzahl gilt $n = \text{const.}$



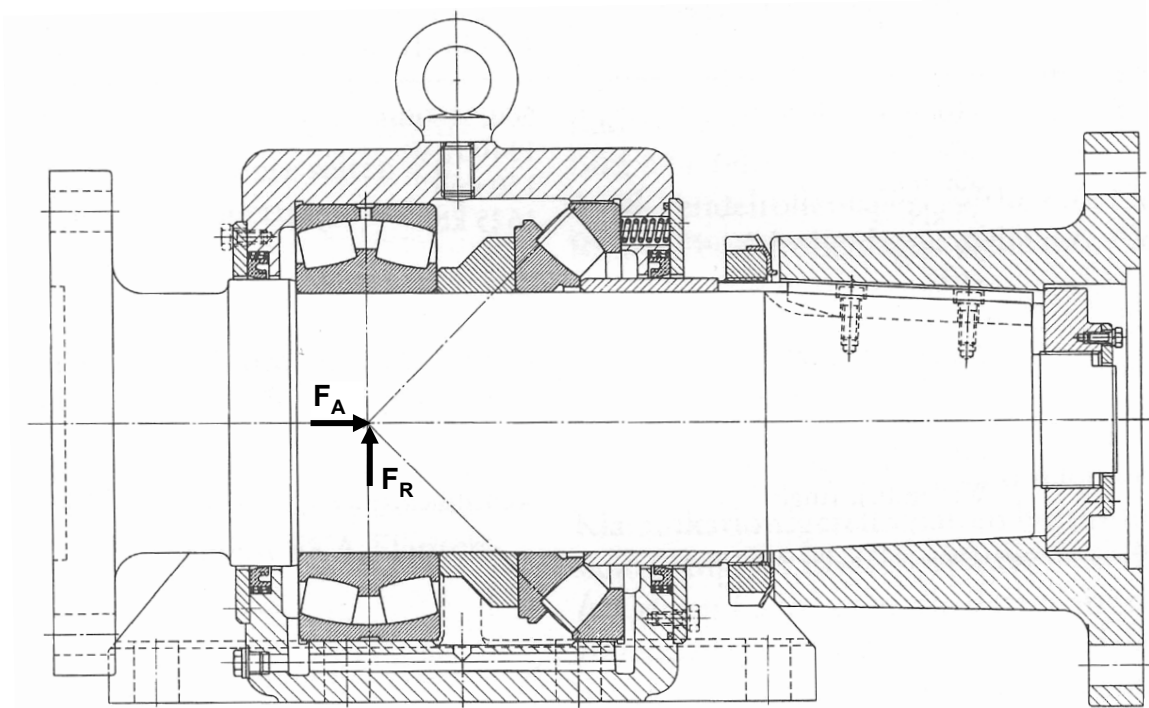
1.1.5 Drucklager (7 Punkte)

Die Zeichnung zeigt eine Drucklagerkonstruktion zur Aufnahme der Schubkraft eines Schiffspropellers. F_A und F_R sind äußere Lasten, aus denen sich die Lagerlasten F_a und F_r bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt entsprechend ergeben.

$$n = 400 \text{ min}^{-1}, F_A = 150 \text{ kN}, F_R = 2,5 \text{ kN}$$

Pendelrollenlager	$C = 1050 \text{ kN}$	$e = 0,33$	
	$X = 1$	$Y = 2$	für $F_a/F_r \leq e$
	$X = 0,67$	$Y = 3$	für $F_a/F_r > e$
Axial-Pendelrollenlager	$C = 1100 \text{ kN}$		
	$P = F_a + 1,2F_r$		für $F_r \leq 0,55F_a$

- (a) Erläutern Sie in kurzen Worten die Funktion der Lager bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt. Bei Vorwärtsfahrt wirkt die axiale Schubkraft in der eingezeichneten Richtung.
- (b) Berechnen Sie die Lebensdauer L_{10h} der Lager für 96% Vorwärtsfahrt und 4% Rückwärtsfahrt während der Gesamtbetriebszeit.
- (c) Bei zu hoher axialer Belastung versagt das Pendelrollenlager vorzeitig. Wie kann das Problem behoben werden? Nennen Sie dazu zwei alternative Lagerungsarten sowie deren Vor- und Nachteile.



2 Konstruktionslehre 2

Die mit * markierten Aufgaben wurden im Sommersemester 2022 aktualisiert.

Die mit ** markierten Aufgaben wurden im Sommersemester 2023 aktualisiert.

2.1 Zahnradgetriebe

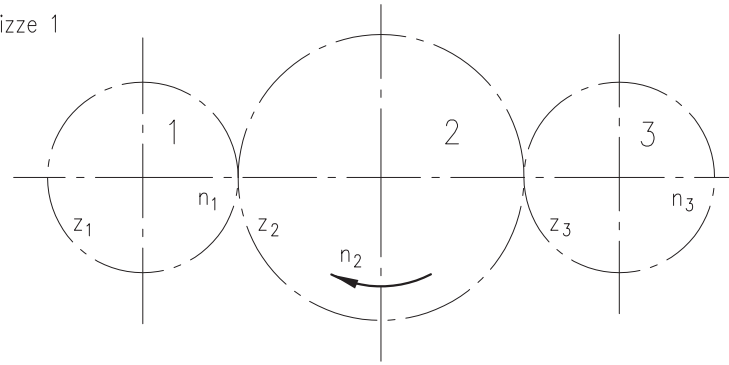
2.1.1 Stirnradgetriebe mit Leistungsteilung* (12 Punkte)

Ein dreirädriges, geradverzahntes, verlustfreies Getriebe soll ausgelegt werden. Das Schema des Getriebes ist in Skizze 1 dargestellt. Die Verzahnung der Räder ist eine genormte Evolventenverzahnung. Der Antrieb des Getriebes erfolgt über Rad 2. Das Antriebsdrehmoment geht zu $1/3$ auf Rad 1 und zu $2/3$ auf Rad 3 über. Gegeben:

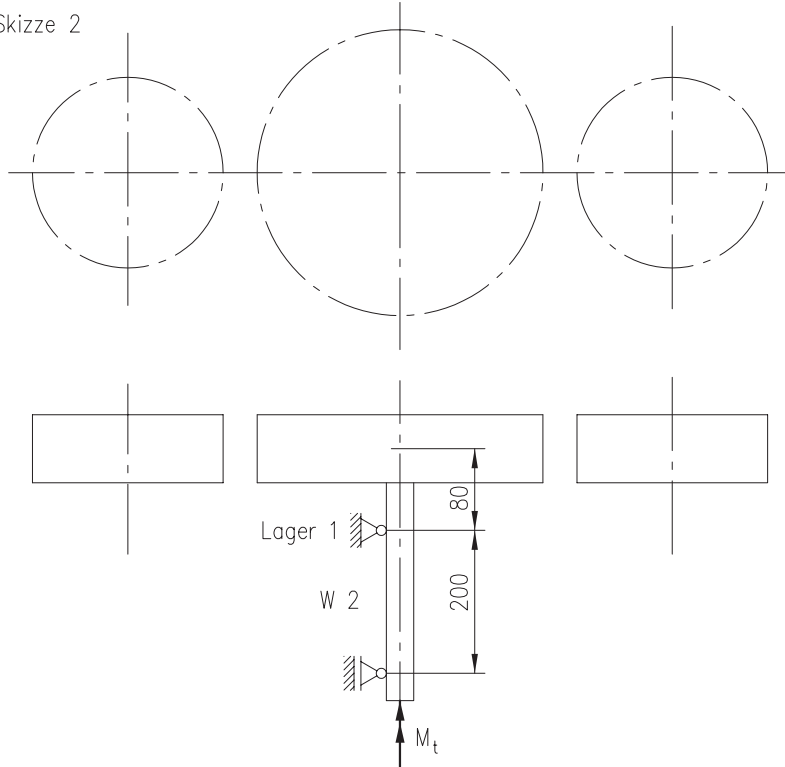
$$\begin{array}{ll} P_2 = 12,5 \text{ kW} & n_2 = 250 \text{ min}^{-1} \\ n_3 = n_1 = 375 \text{ min}^{-1} + 4\% & z_2 = 31 \\ \alpha = 20^\circ & \text{Achsabstand } a = 76,5 \text{ mm} \end{array}$$

- (a) Berechnen Sie die Zähnezahl z_3 . Wählen Sie dabei sinnvoll und prüfen Sie, ob die Drehzahltoleranz eingehalten wird.
- (b) Berechnen Sie den Modul m . Gehen Sie dabei von der zuvor gewählten Zähnezahl bzw. der realen Übersetzung aus.
- (c) Bestimmen Sie den Teil-, den Fuß- und den Kopfkreisdurchmesser des Rades 2. Nehmen sie für den Kopfspielfaktor $c = 0,25$ an.
- (d) Zeichnen Sie die auf das Rad 2 wirkenden Zahnkräfte mit Beschriftung in die Skizze 2 ein.
- (e) Berechnen Sie die auf das Zahnrad 2 wirkenden Zahnkräfte.
- (f) Berechnen Sie das Antriebsmoment sowie die Momente auf Zahnrad 1 und 3.

Skizze 1



Skizze 2

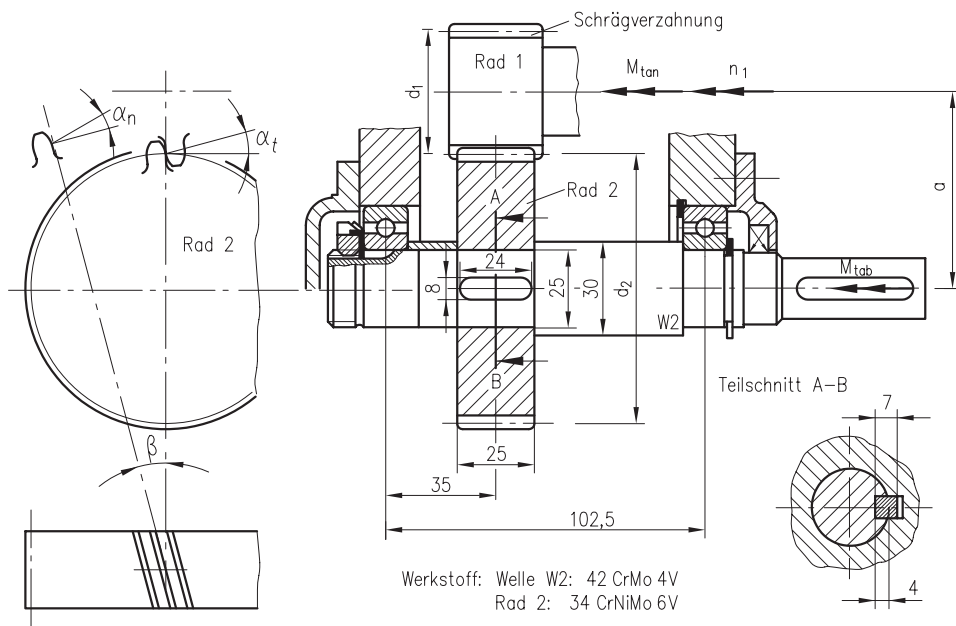


2.1.2 Stirnradgetriebe mit Nullverzahnung** (13 Punkte)

Das Rad 1 eines schrägverzahnten Stirnradgetriebes mit Nullverzahnung wird mit einer Leistung von $P = 6 \text{ kW}$ angetrieben (siehe Abbildung unten). Gegeben:

Teilkreisdurchmesser	$d_1 = 39,340 \text{ mm}$
Teilkreisdurchmesser	$d_2 = 82,822 \text{ mm}$
Modul	$m_n = 2,0 \text{ mm}$
Schrägungswinkel	$\beta = 15^\circ$
Eingriffswinkel	$\alpha_n = 20^\circ$
Drehzahl	$n_1 = 950 \text{ min}^{-1}$

- Auf welche Weise ist die in der Abbildung dargestellte Welle gelagert?
- Berechnen Sie das Übersetzungsverhältnis, den Achsabstand, die Zähnezahlen, den Kopfkreisdurchmesser und den Fußkreisdurchmesser des Rades 2.
- Welchen Schrägungswinkel β^* müssten Sie wählen, wenn Sie einen Achsabstand $a = 60 \text{ mm}$ erreichen wollen?
- Berechnen Sie die Zahnkräfte bei dem ursprünglichen Schrägungswinkel $\beta = 15^\circ$, die auf das Rad 2 wirken und zeichnen Sie diese vorzeichenrichtig in die Skizze ein.
- Berechnen Sie die Auflagerreaktionen der Lager von Welle 2.
- Welches Lager nimmt die Axialkraft auf?
- Über welches Bauteil wird die Axialkraft in das Gehäuse eingeleitet? (Lagerdeckel oder Sicherungsring)?

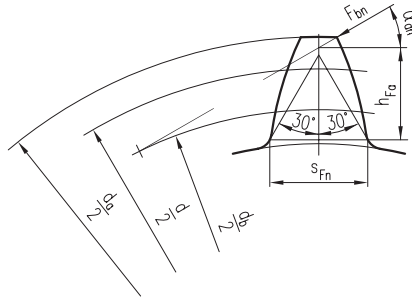


2.1.3 Zahnfußspannung (5 Punkte)

- (a) Leiten Sie anhand der Skizze die folgende Formel zur Berechnung der Zahnfußspannung ab.

$$\sigma_{Fo} = \frac{F_{tm}}{bm} Y_{Fa}$$

- (b) Welche Größen werden im Zahnformfaktor Y_{Fa} zusammengefasst?
 (c) Von welchen Parametern ist der Zahnformfaktor Y_{Fa} abhängig?



2.1.4 Stirnradgetriebe mit Vorgelegewelle* (5 Punkte)

Ein zweistufiges geradverzahntes Getriebe mit koaxialen Antriebs- und Abtriebswellen hat folgende Daten:

Achsabstand	$a = 85 \text{ mm}$
Gesamtübersetzung	$i_{ges} = 5,8421$
Zähnezahlen	$z_1 = z_{gth}$ (theoretische Grenzzähnezahl)
	$z_3 = 19$
	$z_4 = 37$
Eingriffswinkel	$\alpha_n = 20$
Abtriebsleistung	$P_{ab} = 9,8 \text{ kW}$
Abtriebsdrehzahl	$n_{ab} = 100 \text{ min}^{-1}$
Wirkungsgrad	$\eta = 0,98$

- (a) Erstellen Sie eine Prinzipskizze der Wellenanordnung und tragen Sie die für die Aufgabe benötigten Angaben an.
 (b) Berechnen Sie die Teilübersetzungen und die Zähnezahlen der ersten Stufe z_1 und z_2 .
 (c) Berechnen Sie den Modul der ersten Stufe.
 (d) Berechnen Sie die Teilkreisdurchmesser der ersten Stufe.
 (e) Berechnen Sie das Antriebsmoment und das Abtriebsmoment des Getriebes.
 (f) Berechnen Sie die Zahnkräfte.
 (g) Welche Verluste beeinflussen den Wirkungsgrad?

2.1.5 Theorie 1 (3 Punkte)

Durch Profilverschiebung an beiden Rädern einer Zahnradstufe soll die Zahnfußtragfähigkeit erhöht werden.

- Welches Vorzeichen muss die Profilverschiebung haben?
- Wie wird diese Profilverschiebung bei der Fertigung der Zahnräder erzeugt?
- Wie ändern sich dadurch die folgenden Größen?

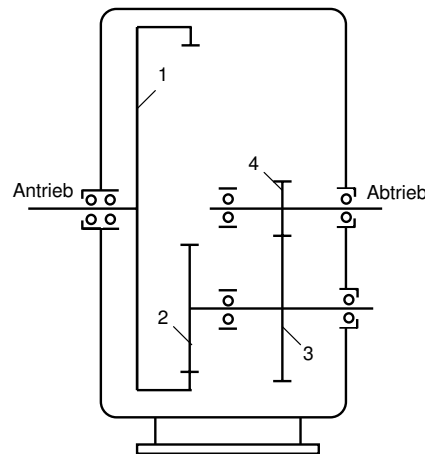
	kleiner	größer	gleich
Grundkreisdurchmesser			
Eingriffswinkel			
Wälzkreisdurchmesser			
Achsabstand			
Eingriffsteilung			
Flankentragfähigkeit			

2.1.6 Stirnradgetriebe mit Profilverschiebung** (7 Punkte)

Von einem geradzahnten, zweistufigen koaxialen Stirnradgetriebe sind folgende Daten bekannt. Der Antrieb erfolgt über Zahnrad z_1 auf Welle W_1 , der Abtrieb über Zahnrad z_4 über Welle W_3 .

1. Stufe	$z_1 = 71$	$z_2 = -23$	$m_{12} = 4,0 \text{ mm}$
2. Stufe	$z_4 = 25$		$m_{34} = 3,5 \text{ mm}$
Abtriebsleistung			$P_b = 18,8 \text{ kW}$
Getriebewirkungsgrad			$\eta_G = 94\%$
Drehzahl der Zwischenwelle			$n_{23} = 1482 \text{ min}^{-1}$

- Welche Drehrichtungen haben die Wellen zueinander (gleich- oder gegensinnig)?
- Wie groß ist der Achsabstand, wenn die Profilverschiebungssumme der ersten Stufe Null ist?
- Wie groß ist die Zähnezahzahl z_3 , wenn Zahnrad 4 ein V-Plus-Rad mit Profilverschiebungsfaktor $x = 0,5$ und Zahnrad 3 ein Null-Rad ist? Gehen Sie hierfür von einem Profileingriffswinkel nach DIN 867 aus. Hinweis: Für die Berechnung muss die Evolventenfunktion verwendet werden (siehe bspw. Dubbel, 23. Aufl., S. G 125). Die Lösung für z_3 ergibt sich über eine komplexe Gleichung, deren Lösung zweckmäßig über einen Plot gefunden werden kann.
- Welche Antriebs- und Abtriebsdrehzahl hat das Getriebe und welche Antriebsleistung ist erforderlich?

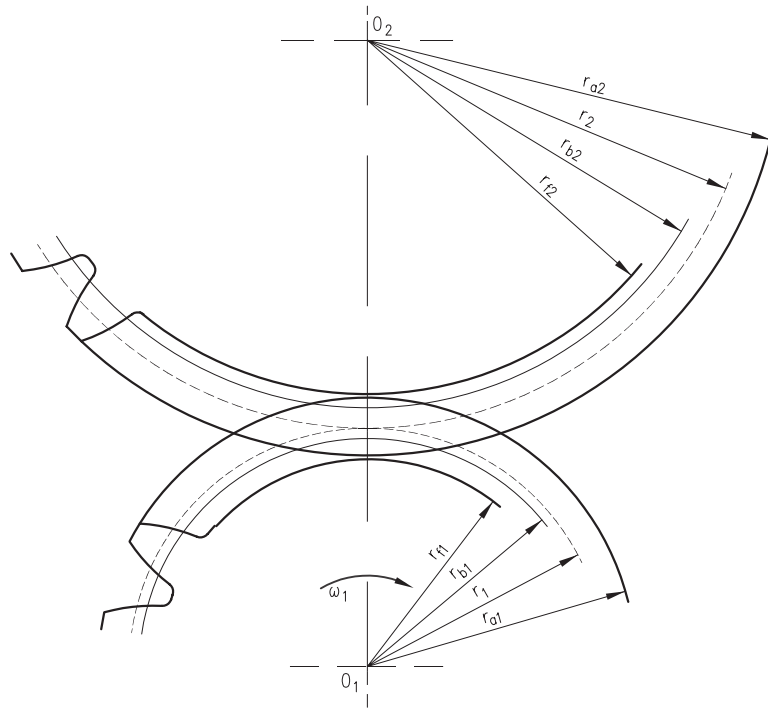


2.1.7 Theorie 2 (5 Punkte)

- Nennen Sie drei Gründe für die Anwendung von Profilverschiebung.
- Welche Grenzen haben positive und negative Profilverschiebung bei Evolventenverzahnungen?
- Wodurch ist die Grenzzähnezahl bestimmt und warum ist die praktische Grenzzähnezahl kleiner als die theoretische?
- Was versteht man unter einer V-Getriebe-, einer Null-Getriebe- und einer V-Null-Getriebestufe?
- Warum kann man den genauen Achsabstand einer V-Getriebestufe nicht mit der Formel $a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2) + m(x_1 + x_2)$ berechnen?
- Erläutern Sie kurz, was der Grundkreisdurchmesser beschreibt.

2.1.8 Theorie 3 (5 Punkte)

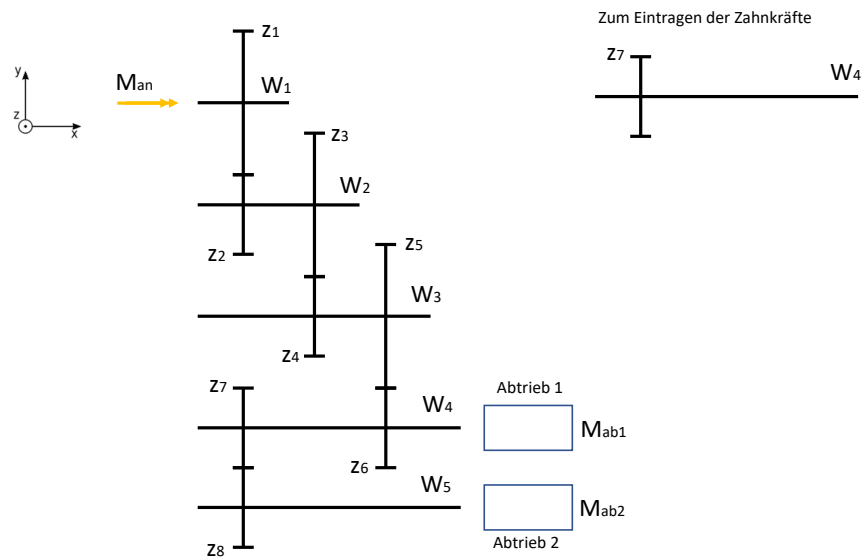
- Durch welche Maßnahmen kann man bei gegebenem Achsabstand und Übersetzung Unterschnitt vermeiden? Nennen Sie mindestens zwei Maßnahmen.
- Das Rad 2 einer V-Null-Verzahnung hat die Profilverschiebung $v_2 = -m_2x_2$. Welche Profilverschiebung hat das Rad 1?
- Zeichnen Sie die Eingriffslinie und die Eingriffsstrecke für das nicht profilverschobene Zahnradpaar mit genormter Evolventenverzahnung. Rad 1 treibt. Drehrichtung beachten!
- Wie groß ist die Profilüberdeckung des Zahnradpaares. (Modul $m = 6$ mm, Eingriffsstrecke aus der Zeichnung zu (b)). Warum soll die Profilüberdeckung $\epsilon_\alpha > 1$ sein?
- Wie wird die Profilüberdeckung bei der Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit berücksichtigt?



2.1.9 Stirnradgetriebe mit Leistungsteilung 2** (10 Punkte)

Ein vierstufiges schrägverzahntes tauchgeschmiertes verlustfrei laufendes Stirnradgetriebe soll ausgelegt werden. Der grundlegende Aufbau ist in der Prinzipskizze dargestellt. Es soll ein Motor verwendet werden, der noch auf Lager ist. Der Motor liefert ein Moment von 350 Nm. Die letzten beiden Wellen (W4 und W5) werden beide als Abtrieb genutzt, wobei auf beiden Wellen mit jeweils unterschiedlicher Drehrichtung die selbe Drehzahl $n_{ab} = 4000 \text{ min}^{-1}$ abgegriffen werden soll. Gegebene Daten:

Antriebsmoment	$M_{an} = 350 \text{ Nm}$
geforderte Abtriebsdrehzahl	$n_{ab} = 4000 \text{ min}^{-1} \pm 2\%$
Abtriebsleistung je Welle	$P_{ab} = 10 \text{ kW}$
Schrägungswinkel der Zahnräder	$\beta = 11^\circ$
Normaleingriffswinkel der Zahnräder	$\alpha_n = 20^\circ$
Kopfspielfaktor	$c^* = 0,25$



- Zeichnen Sie in die Prinzipskizze am Abtrieb die Momentenvektoren ein.
- Wie sollten die Zahnradstufen ausgestaltet sein, wenn die Konstruktion möglichst wirtschaftlich sein soll?
- Welche Antriebsdrehzahl muss der Motor liefern?
- Welche Übersetzung die Zahnradstufe 7/8?
- Der Oberingenieur hat in seiner Garage noch Zahnräder liegen, die passen könnten. Überprüfen Sie rechnerisch, ob die geforderte Abtriebsdrehzahl mit den folgenden zwei Zahnradtypen innerhalb der gegebenen Toleranz realisiert werden kann.

Großrad Teilkreisdurchmesser	$d_{Grossrad} = 280 \text{ mm}$
Zähnezahl der Ritzel	$z_R = 20$
Normalmodul	$m_n = 7 \text{ mm}$

- Berechnen Sie die Momente aller Wellen.
- Für Zahnrad 7 wird das selbe Ritzel wie für alle anderen Zahnradstufen verwendet. Berechnen Sie die Zahngeometrien von Zahnrad 7 (Teil-, Kopf- und Fußkreisdurchmesser) sowie die Zahnkräfte von Zahnrad 7. Zahnrad 7 ist linkssteigend. Zeichnen Sie die Zahnkräfte mit Bezeichnungen in der Prinzipskizze an der dafür vorgesehenen Stelle ein.
- Berechnen Sie alle Achsabstände.
- Welche Vor- bzw. Nachteile würden sich ergeben, wenn statt einer Schrägverzahnung eine Geradverzahnung verwendet würde?
- Welche Verluste würden bei dem Getriebe in der Realität auftreten? Nennen Sie 3 Beispiele.
- Welcher Gesamtwirkungsgrad könnte erzielt werden, wenn jede Zahnradstufe einen Wirkungsgrad von 98% aufweist?

2.1.10 Getriebereparatur** (6 Punkte)

Ein Forscher braucht ein Getriebe für sein Forschungsprojekt, aber es fehlen ihm die finanziellen Mittel ein neues zu kaufen. Er findet im Archiv der TU ein einstufiges Getriebe was passen könnte. Leider fehlt das zweite Zahnrad und die Plakette mit Getriebedaten ist stark verschmutzt. Die folgenden Daten können noch abgelesen werden:

Motorleistung	$P_{motor} = 11,5 \text{ kW}$
Gewicht	$G = 130 \text{ kg}$
Abtriebsdrehzahl	$n_{ab} = 245 \text{ min}^{-1}$
Getriebewirkungsgrad	$\eta = 92\%$
Kopfkreisdurchmesser	$d_{a,an} = 348 \text{ mm}, d_{a,ab} = 76 \text{ mm}$
Achsabstand	$a = 204 \text{ mm}$

- Um das Zahnrad am Abtrieb zu ersetzen braucht die Werkstatt den Modul m . Berechnen Sie diesen.
- Der Forscher hat keine Lust die Zähne am Großrad zu zählen. Berechnen sie z_{an} und z_{ab} .
- Für sein Projekt braucht der Forscher das Abtriebsdrehmoment M_{ab} . Er delegiert diese Aufgabe an Sie.
- Bewerten Sie den Getriebewirkungsgrad, welche Verluste können den Wirkungsgrad beeinflussen?

2.1.11 Seiltrommelgetriebe** (6 Punkte)

Ein Gewicht von 50 kg soll mit Hilfe einer Seiltrommel angehoben werden. Unten sind die Daten für die Seiltrommel und das Seiltrommelgetriebe gegeben.

Antriebsdrehzahl	n_a	N	45 min^{-1}
Zuggewicht	m_g		50 kg
Seiltrommeldurchmesser 1	d_3		80 mm
Zahnradurchmesser 1	d_1		51 mm
Zahnradurchmesser 2	d_2		165 mm
Zähnezahl Ritzel	z_1		17
Zähnezahl Großrad	z_2		55
Eingriffwinkel 1	α		20°
Wirkungsgrad	η		100%

- Überprüfen Sie, ob Colin Kurbel mit einem handbetriebenen Seiltrommelgetriebe mit den oben geg. Werten, bestehend aus einer gradverzahnten Zahnradstufe eine Last von 50 kg anheben kann. Sein maximales Antriebsmoment, welches Herr Kurbel aufbringen kann sind 8 Nm.
- Ermitteln Sie weiter die resultierenden Zahnkräfte an den Zahnflanken.
- Überlegen Sie sich, ob eine Änderung des Zuggewichtes eine Auswirkung auf die Zahnkräfte nach sich zieht und die Antriebsdrehzahl beeinflusst wird.

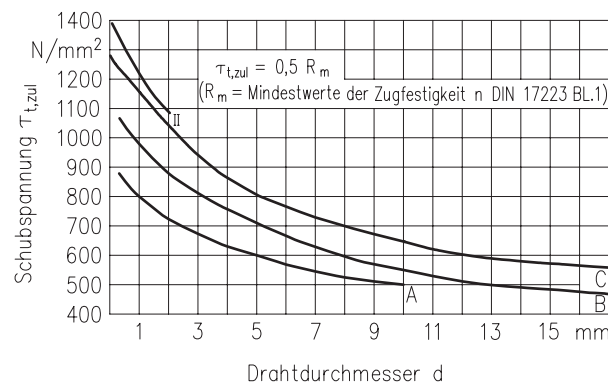
2.2 Federn

2.2.1 Feder-Normauslegung** (10 Punkte)

Eine kaltgeformte zylindrische Schraubenfeder mit angelegten geschliffenen Federenden nach DIN 13906 (Feder 1) wurde für eine Belastung durch eine statische Kraft $F_{max} = 2200$ N ausgelegt. Die folgenden Abmessungen der Feder 1 sind bekannt:

Drahtdurchmesser	$d_1 = 8$ mm
Mittl. Windungsdurchmesser	$D_{m1} = 63$ mm
Gesamtzahl der Windungen	$i_f = 14,5$
Schubmodul	$G = 80.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Federsteifigkeit einer Windung	$c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$
Werkstoff	Federstahl C
Ungespannte Länge der Feder	$L_0 = 150$ mm

- (a) Ermitteln Sie die zulässige (siehe Abbildung) und vorhandene Schubspannung im Federdraht. Ist die Feder richtig dimensioniert?



- (b) Welcher Federweg ergibt sich bei der Belastung mit F_{max} ?
- (c) Ist dieser Federweg nach der angegebenen Norm realisierbar? Überprüfen Sie hierzu, ob die kleinste zulässige Federlänge unterschritten wird (DIN EN 13906-1 Abschnitt 9.9 und 9.10). Gehen Sie davon aus, dass $d_1 = d_{max}$ entspricht.

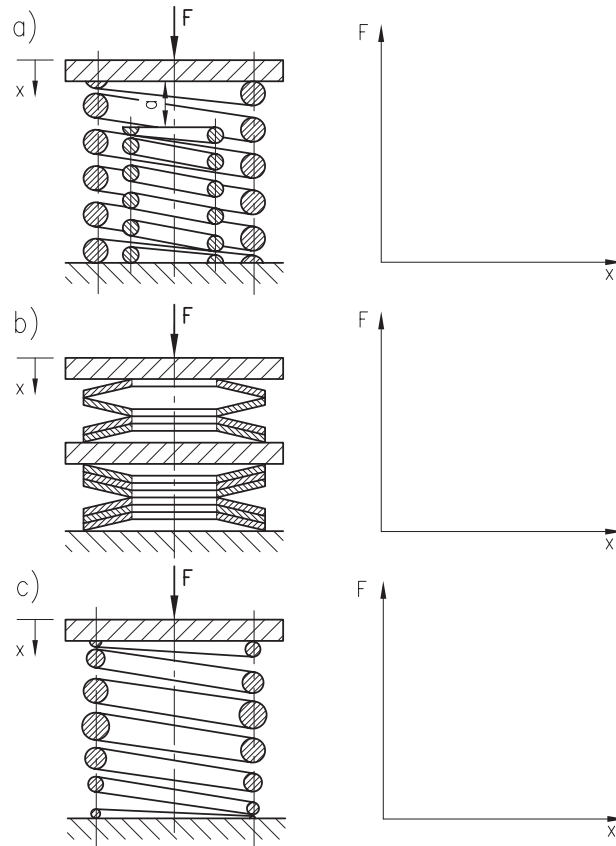
Für den konkreten Anwendungsfall soll ein Federpaket, bestehend aus Feder 1 in geeigneter Kombination mit einer zweiten Feder (Feder 2), mit einer Gesamtkraft von $F_{ges} = 2500$ N belastet werden. Gleichzeitig darf der Federweg aus konstruktiven Gründen einen Wert von $s_{neu} = 120$ mm nicht überschreiten.

- (d) Wie müssen die Federn geschaltet werden?
- (e) Wie würden Sie die Federn anordnen, um eine möglichst raumsparende Konstruktion zu erreichen? Zeichnen Sie die Anordnung in einer Skizze auf.
- (f) Welche Federsteifigkeit c_2 muss die Feder 2 haben, wenn der neue Federweg vollständig ausgereizt werden soll?

- (g) Bestimmen Sie den mittleren Windungsdurchmesser und die Windungszahl der Feder 2 unter der Bedingung gleicher Beanspruchung für beide Federn. Drahtdurchmesser der Feder 2: $d_2 = 6,3 \text{ mm}$.
- (h) Lassen sich die Federn entsprechend Ihrem Vorschlag unter Punkt e) montieren?

2.2.2 Federkennlinien (4 Punkte)

Zeichnen Sie qualitativ die Federkennlinie der folgenden Federn bzw. Federanordnungen.



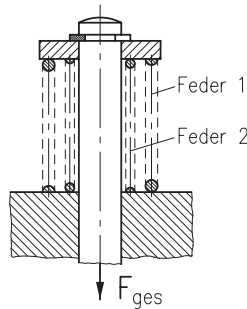
Die Federsteifigkeit der Einzelfedern in a) und b) ist als linear anzunehmen.

2.2.3 Koaxiales Federsystem** (9 Punkte)

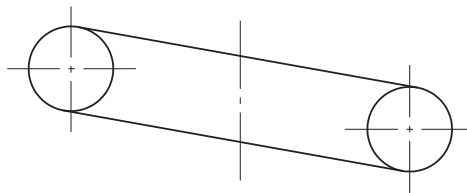
Gegeben sind zwei koaxial geschaltete, zylindrische Schraubendruckfedern mit den folgenden Abmessungen:

Drahtdurchmesser	$d_1 = 4 \text{ mm}$ $d_2 = 2 \text{ mm}$
Mittlerer Windungsdurchmesser	$D_{m1} = 28 \text{ mm}$ $D_{m2} = 14 \text{ mm}$
Schubmodul	$G = 80000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

- (a) In welchem Kräfteverhältnis F_1/F_2 müssen die Federkräfte stehen, damit die Torsionsspannung τ_t in beiden Federn gleich groß wird?
- (b) In welchem Verhältnis i_{f1}/i_{f2} müssen die Windungszahlen der federnden Windungen stehen, damit sich das unter a) ermittelte Kräfteverhältnis einstellt?
- (c) Bei einer Belastung $F_{ges} = 500 \text{ N}$ wird das Federsystem um $s = 15,5 \text{ mm}$ zusammengedrückt. Wie groß ist die Spannung τ_t in beiden Federn?



- (d) Welche Windungszahlen i_{f1} und i_{f2} haben die Federn?
- (e) Skizzieren Sie qualitativ die Schubspannungsverteilung im Drahtquerschnitt unter Berücksichtigung der Drahtkrümmung.

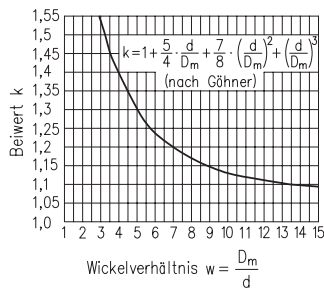
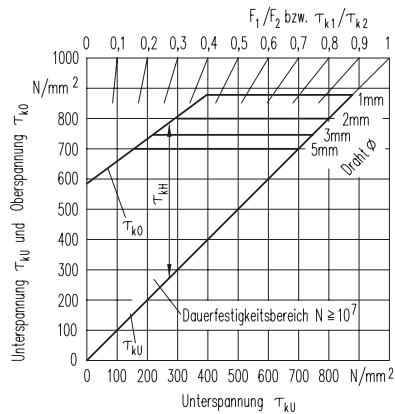
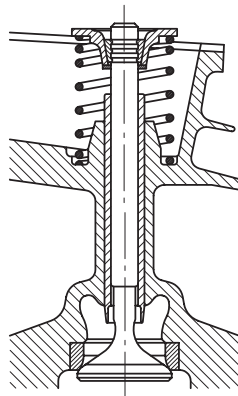


- (f) Skizzieren Sie ein maßstäbliches Kraft-Weg-Diagramm für die Federn 1 und 2.
- (g) Welche Federarbeit wird in dem Federsystem gespeichert, wenn die Federn im montierten Zustand mit einer Kraft $F_V = 100 \text{ N}$ vorgespannt sind und mit $F_{ges} = 500 \text{ N}$ zusätzlich belastet werden? Kennzeichnen Sie zusätzlich die Fläche im Kraft-Weg-Diagramm, die der Federarbeit der jeweiligen Feder entspricht.

2.2.4 Ventulfeder* (5 Punkte)

Überprüfen Sie, ob die Feder plastisch verformt wird und ob eine Dauerfestigkeit der Ventulfeder gewährleistet ist.

Mittlerer Windungsdurchmesser	$D_m = 25 \text{ mm}$
Drahtdurchmesser	$d = 3 \text{ mm}$
Windungszahl (federnd)	$i_f = 8,5$
Federkraft bei geschlossenem Ventil	$F_V = 200 \text{ N}$
Ventilhub	$h_H = 9 \text{ mm}$
Schubmodul	$G = 8,3 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Federsteifigkeit einer Windung	$c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$
Geforderte Sicherheit gegen Dauerbruch	$S_D = 2$



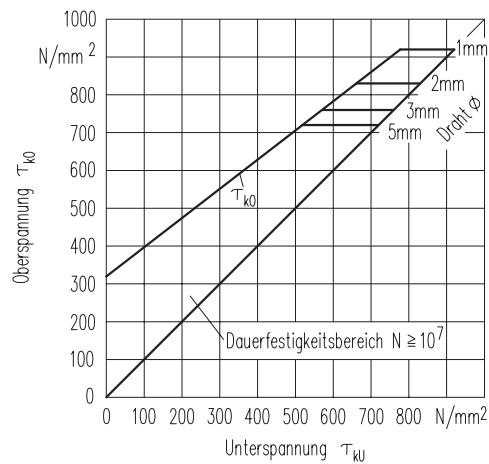
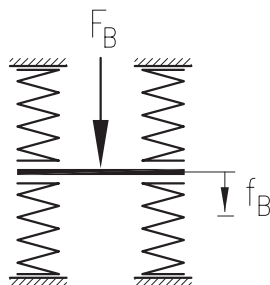
- Ermitteln Sie die Steifigkeit der Ventulfeder.
- Berechnen Sie den Federweg im geschlossenen sowie im geöffneten Zustand und die Federkraft im geöffneten Zustand.
- Ermitteln Sie die Nennspannung im geschlossenen und geöffneten Zustand.
- Bestimmen Sie den Korrekturfaktor k mit $k = \frac{w+0,5}{w-0,75}$ und leiten Sie daraus die korrigierten Spannungen ab.
- Wird die Feder plastisch verformt?
- Wird die geforderte Sicherheit gegen Dauerbruch eingehalten?

2.2.5 Federschaltung (7 Punkte)

Das skizzierte Federsystem besteht aus 4 gleichen Federn. Die Federn sind vorgespannt, der für die Vorspannung erforderliche Federweg beträgt $f_V = 25$ mm.

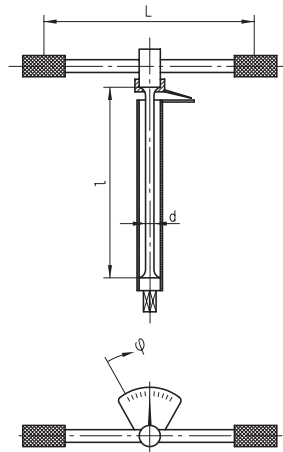
Mittlerer Windungsdurchmesser	$D_m = 32,5$ mm
Drahtdurchmesser	$d = 5$ mm
Windungszahl	$i_f = 10,5$
Schubmodul	$G = 8 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Korrekturfaktor zur Berechnung der maximalen Schubspannung	$k = 1,23$
Federsteifigkeit einer Windung	$c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$

- Wie groß ist die Vorspannkraft einer Feder?
- Im Betrieb wird dem Federsystem ein zusätzlicher Federweg $f_B = 12$ mm schwellend aufgezungen (siehe Skizze). Wie groß ist die Betriebskraft, die zur Erzeugung des Federweges f_B erforderlich ist?
- Wie groß ist die Sicherheit gegen Dauerbruch der Federn bei der unter b) angegebenen Belastung?
- Welche Eigenkreisfrequenz hat das System im Betrieb, wenn der Balken eine Masse $m_B = 5$ kg besitzt?



2.2.6 Drehmomentenschlüssel* (5 Punkte)

Die Abbildung zeigt schematisch einen Drehmoment-Schraubenschlüssel, wie er zum Anziehen von hochbelasteten Schrauben mit vorgegebenem Anziehdrehmoment benutzt wird. Zum Messen des Drehmomentes dient eine Drehstabfeder von der Länge l und dem Durchmesser d .



maximales Drehmoment	$M_d = 200 \text{ Nm}$
Verdrehwinkel	$\varphi^\circ = 30^\circ$
gesamte Handkraft	$F_H = 300 \text{ N}$
Schubmodul	$G = 81 \text{ kNmm}^{-2}$
zulässige Schubspannung	$\tau_{t,zul} = 700 \text{ Nmm}^{-2}$
Drehfedersteifigkeit	$C_T = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{G \cdot I_p}{l}$
vorhandene Schubspannung	$\tau_t = \frac{M_t}{W_p}$

Runden Sie die Werte auf volle mm.

- Berechnen Sie den minimal zulässigen Durchmesser d der Drehstabfeder (Hinweis: Berechnung hinsichtlich der Festigkeit).
- Bestimmen Sie die Länge l der Drehstabfeder.
- Berechnen Sie die Länge des Hebelarms L .

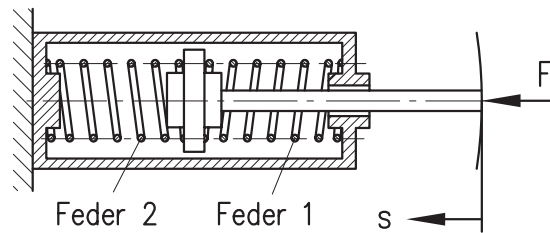
2.2.7 Pufferfeder** (5 Punkte)

Die Abbildung zeigt schematisch einen Puffer. Die Federn 1 und 2 haben folgenden Abmessungen:

$$D_m = D_{m1} = D_{m2} = 75 \text{ mm}$$

$$d_1 = 12,5 \text{ mm}, \quad d_2 = 10,5 \text{ mm}$$

$$i_f = i_{f1} = i_{f2} = 15,5$$



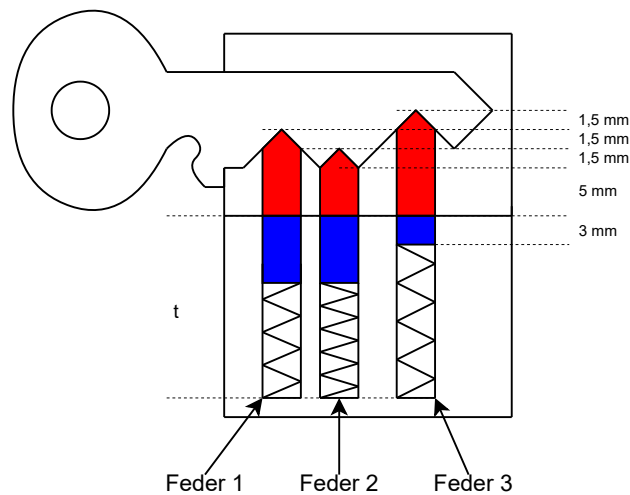
Die Federn sind mit einer Vorspannkraft $F_V = 2500 \text{ N}$ vorgespannt. Im Betrieb wird der Puffer mit einer Kraft $F = 3500 \text{ N}$ belastet. Der Schubmodul der Federn beträgt $G = 80000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

- Welche Federschaltung (kraftgleich oder weggleich) liegt im Montage- und im Betriebszustand vor?
- Welche Nachgiebigkeiten haben die Federn 1 und 2?
- Bestimmen Sie die Gesamtsteifigkeit des Puffers im Betrieb.
- Wie groß sind die Hubspannungen τ_{1h} und τ_{2h} der Federn?

2.2.8 Schließzylinder** (3 Punkte)

Die Abbildung zeigt schematisch einen Schließzylinder. Die folgenden Daten sind bekannt:

Drahtdurchmesser	$d = 0,5 \text{ mm}$
mittlerer Windungsdurchmesser	$D_m = 4 \text{ mm}$
Gesamtwindungen Feder 1	26
Gesamtwindungen Feder 2	30
Gesamtwindungen Feder 3	33
Korrekturfaktor der Schubspannung	$k = 1,3$
Schubmodul	$G = 81 \text{ GPa}$
zulässige Schubspannung	$\tau_{t,zul} = 450 \text{ Nmm}^{-2}$
größter zulässiger Federweg Feder 3	$s_{n,3} = 17 \text{ mm}$



- Berechnen Sie die Federsteifigkeiten der drei Federn.
- Ist der Schlüssel eingeschoben erfahren alle Federn 3 N Kraft. Welche Feder erfährt die höchste Spannung im Draht während der Schlüssel eingeschoben wird? Weisen sie nach, dass diese Spannung noch zulässig ist.
- Da nun die Spannung im Draht überprüft wurde, soll das Schloss an die Fertigung übergeben werden. Der Oberingenieur hat leider wichtige Unterlagen in der Bahn liegen lassen. Ermitteln sie für ihn die Tiefe der Bohrungen t . Gegeben sind die Formeln $L_0 = L_C + s_a + s_n$ und $s_a = 0,02(D_m + d) \cdot i_f$ (vgl. DIN EN 13906-1).

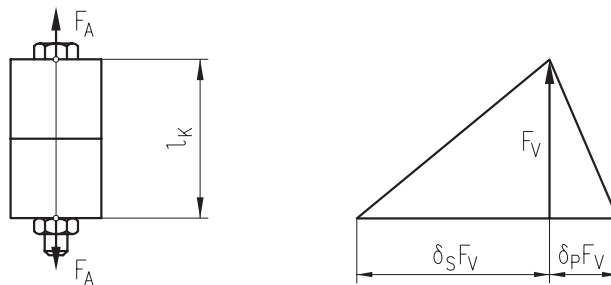
2.3 Schraubenverbindungen

2.3.1 Verspannungsschaubilder (5 Punkte)

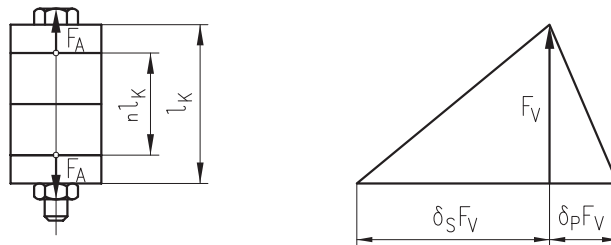
In den unterstehenden schematischen Abbildungen einer Schraubenverbindung sind verschiedene Fälle für die Einleitung bzw. Richtung der axialen Betriebskraft F_A dargestellt. Daneben ist jeweils das Verspannungsschaubild für den Montagezustand gezeichnet.

- (a) Ergänzen Sie die Verspannungsschaubilder für den jeweiligen Betriebsfall. Zeichnen Sie die Änderung des jeweiligen Verspannungsschaubildes qualitativ einschließlich der Kraft F_A ein! Kennzeichnen Sie ebenfalls F_{SA} und F_{PA} .

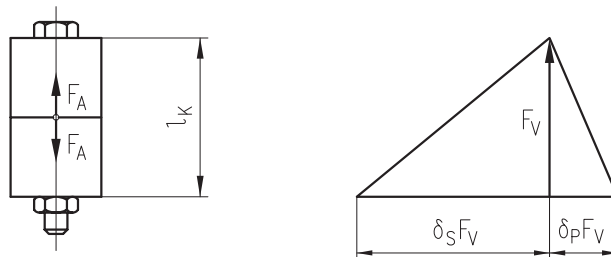
- a) Krafteinleitung in der Auflagefläche von Kopf und Mutter



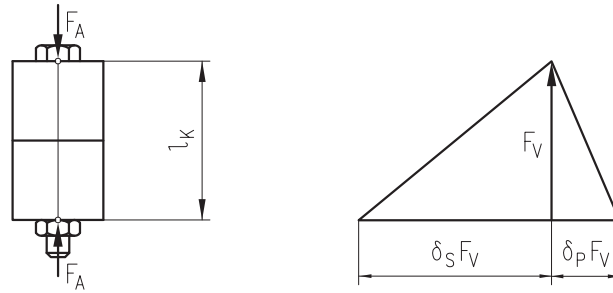
- b) Krafteinleitung im Bauteil zwischen Auflagefläche und Trennfuge



- c) Krafteinleitung in der Trennfuge



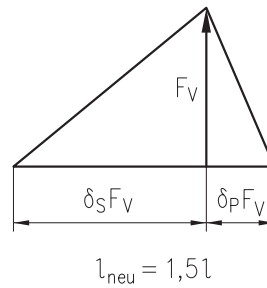
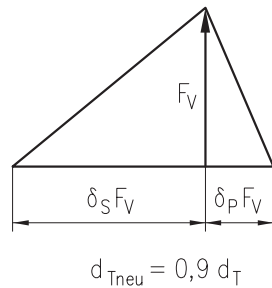
- d) Druckkraft auf die Oberfläche des Bauteils



(b) Wie ändert sich das Verspannungsschaubild einer Dehnschraubenverbindung, wenn bei gleichbleibender Vorspannkraft F_V

- der Dehnschaftdurchmesser um 10% verkleinert wird,
- die Länge des Dehnschafts und die Klemmlänge um 50% vergrößert werden?

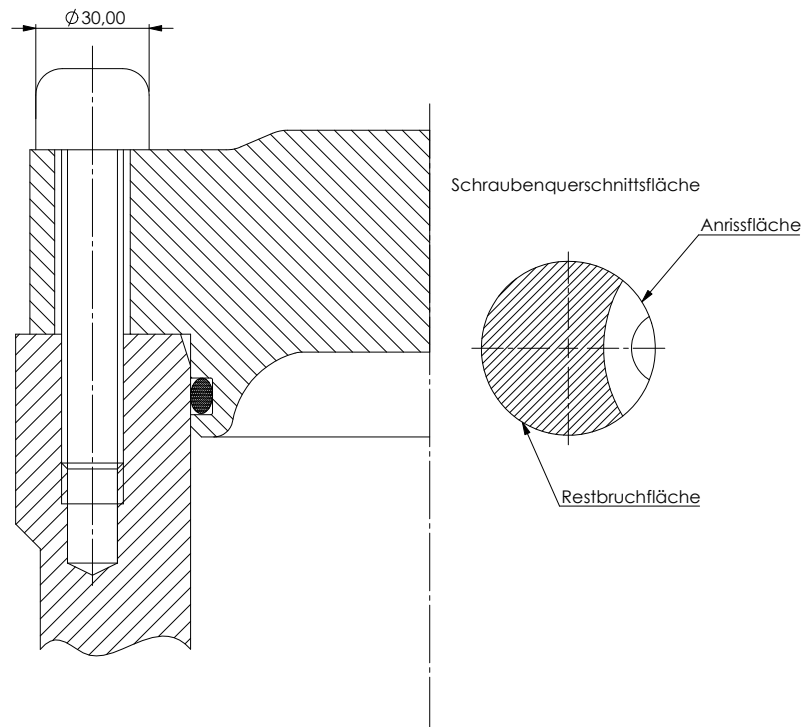
Tragen Sie die Änderungen qualitativ in die Verspannungsschaubilder ein.



2.3.2 Deckelverschraubung** (5 Punkte)

Bei einer Maschine in dessen Inneren pulsierende Drücke vorherrschen, kommt es vermehrt zu einem Dauerbruch der abgebildeten Deckelschraubenverbindung. Durch die pulsierenden Drücke stellt sich eine schwellende Betriebsbelastung an der Schraubverbindung ein. Die Dauerbrüche haben das im Schraubenquerschnitt abgebildete Aussehen, wobei die Brüche immer von innenliegenden Anrissen ausgingen.

- Welche Beanspruchung führt zum Dauerbruch der Schrauben?
- Welche Änderung tritt auf, wenn die nicht ausreichend dimensionierte Schraube durch eine geometrisch gleiche Schraube mit größerer/kleinerer Festigkeitsklasse verwendet wird?
- Machen Sie Vorschläge (Skizzen) für konstruktive Änderungen zur Steigerung der Gestaltfestigkeit der Schraubverbindung und des Deckels. Eine Erhöhung der Schraubenzahl, eine Änderung des Deckeldurchmessers und des Gewindedurchmessers ist nicht möglich.



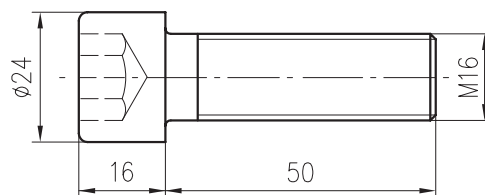
2.3.3 Theorie (6 Punkte)

- Erläutern Sie anhand des Verspannungsdiagramms, warum Dehnschrauben für dynamische Beanspruchungen besser geeignet sind als Schaftschrauben (Starrschrauben).
- Durch welche konstruktiven und fertigungstechnischen Maßnahmen kann die Sicherheit gegen Dauerbruch bei Schraubenverbindungen gesteigert werden? (Erläuterung in Stichworten und Skizzen).
- Skizzieren Sie in einem Diagramm das Dauerfestigkeitsschaubild für eine hochfeste Schraube (z.B. 10.9) und zum Vergleich das Dauerfestigkeitsschaubild für den Werkstoff aus dem die Schraube gefertigt wurde. Erläutern Sie die Unterschiede.
- Warum ist die Verwendung von federnden Elementen (z.B. genormte Federringe) zur Sicherung hochfester Schrauben nicht sinnvoll?
- Welche Einflußgrößen bestimmen die Größe des Vorspannverlustes F_z beim Setzen von Schraubenverbindungen?
- Wie werden die Festigkeitsklassen von Schrauben angegeben? Welche Bedeutung haben die Angaben?

2.3.4 Schraubenbrüche (6 Punkte)

Eine Schraubenverbindung mit Zylinderkopfschrauben mit Innensechskant DIN 912 – M 16 50 – 8.8, wird mit einem Anziehdrehmoment $M_A = 225 \text{ Nm}$ angezogen. Die Schrauben werden normalerweise in entfettetem Zustand ($\mu = 0,16$) montiert. Durch einen Fehler im Fertigungsablauf gelangen geölte Schrauben ($\mu = 0,11$) zum Einsatz. Kurze Zeit nach Auslieferung dieser Serie treten im Betrieb zahlreiche Schraubenbrüche auf.

- Welche Ursache haben die Schraubenbrüche?
- Weisen Sie die Richtigkeit Ihrer Antwort zu a) durch Berechnung nach.

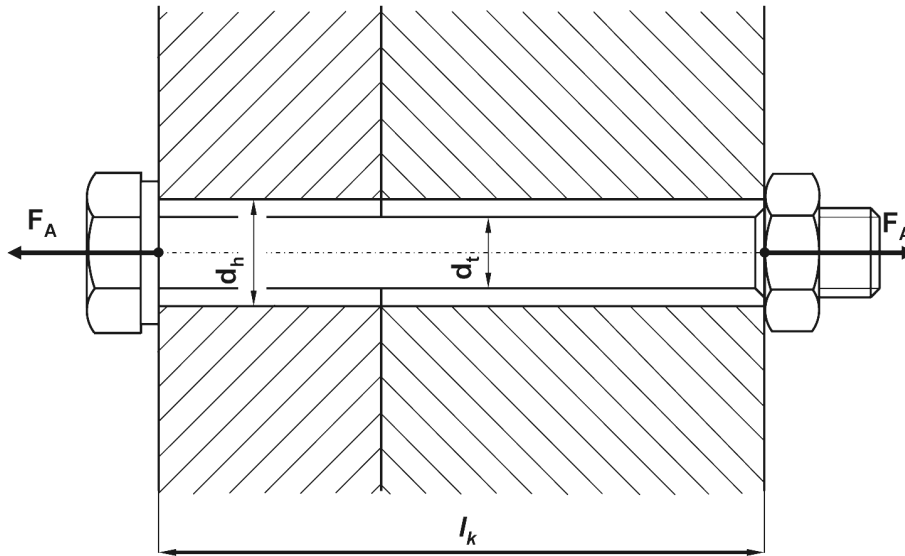


- Flankendurchmesser $d_2 = 14,70 \text{ mm}$
- Kerndurchmesser $d_3 = 13,55 \text{ mm}$
- Steigung $p = 2 \text{ mm}$

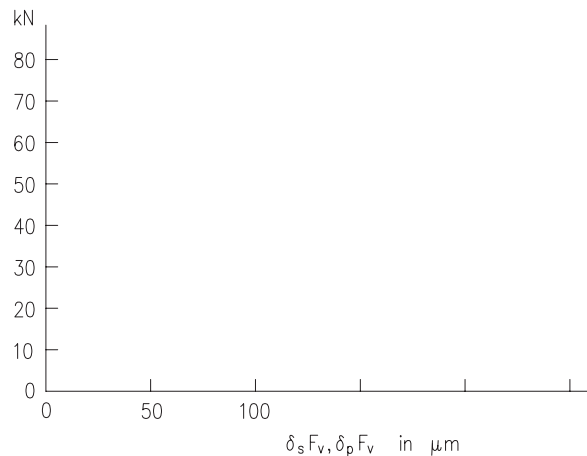
Hinweis: $\mu' \approx \mu$

2.3.5 Dehnschraube (5 Punkte)

Eine Dehnschraubenverbindung (siehe Abb.) wird mit einem Anziehdrehmoment $M_A = 235 \text{ Nm}$ angezogen. Damit soll eine Montagevorspannkraft von 70 kN erreicht werden. Durch Schwankungen der Reibungszahlen und Ungenauigkeiten des Anziehverfahrens (Drehmomentschlüssel) können Abweichungen bis zu $\pm 15\%$ der geforderten Montagevorspannkraft eintreten. Die Schraubenverbindung ist im Betrieb mit einer schwellenden Kraft $F_A = 30 \text{ kN}$ belastet.

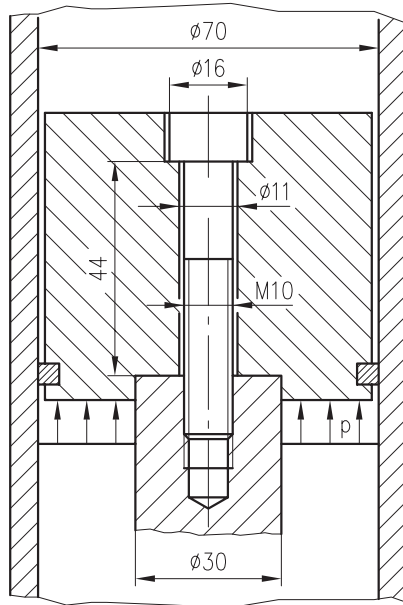


- Die Nachgiebigkeiten von Platten und Schraube werden mit $\delta_p = 2,9 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ und $\delta_s = 3,2 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ angegeben. Zeichnen Sie unter Vernachlässigung des Setzbetrages ein maßstäbliches Verspannungsdiagramm der Schraubenverbindung für den Betriebszustand.
- Prüfen sie, ob die erforderliche Mindestklemmkraft $F_{K,erf} = 30 \text{ kN}$ unter ungünstigen Verhältnissen vorhanden ist,
- und ob die Sicherheit gegen Dauerbruch den geforderten Mindestwert $S_{D,min} = 3$ erreicht ($\sigma_A = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für Festigkeitsklasse 10.9, Tailenquerschnitt $A_T = 113,1 \text{ mm}^2$; Spannungsquerschnitt $A_S = 156,7 \text{ mm}^2$).



2.3.6 Hydraulikzylinder* (9,5 Punkte)

Der Kolben eines Hydraulikzylinders ist mit der Kolbenstange durch eine Innensechskantschraube DIN 912 – M10 x 60 – 12.9 verschraubt. Der Druck im Zylinder beträgt maximal $7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Die Restklemmkraft bei maximalem Druck soll wegen der Dichtfunktion der Schraube aus Sicherheitsgründen noch mindestens 800 N betragen. Nehmen Sie den verschraubten Bereich der Kolbenstange vereinfacht als Mutter an.



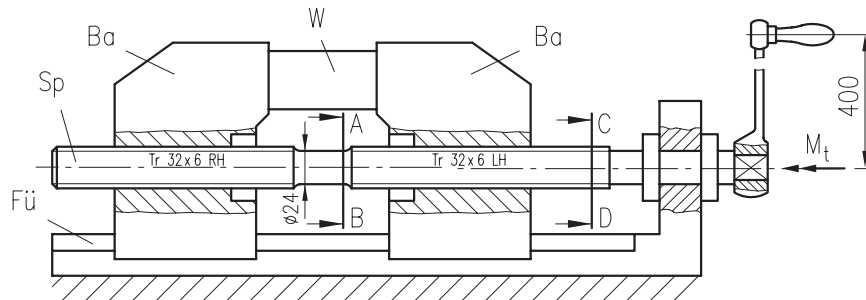
Gegeben:

maximale Schraubenvorspannkraft	$F_{M\max} = 46000 \text{ N}$
Dauerfestigkeit der Schraube	$\sigma_A = \pm 55 \text{ N/mm}^2$
Anziehungsfaktor	$\alpha_A = 1,6$
Kolbenwerkstoff	C 45 V
Krafteinleitungshöhe	$n \cdot l_k = 0,3 \cdot l_k$
Für 3 Trennfugen ergibt sich ein Setzbetrag	$f_z = 6 \mu\text{m}$

- Zeichnen Sie qualitativ das Verspannungsschaubild der Schraubenverbindung mit und ohne Berücksichtigung der Krafteinleitungshöhe $n \cdot l_K$.
- Berechnen Sie das Betriebskraftverhältnis Φ_K . (Hinweis: Nähern Sie die Nachgiebigkeit der Schraube durch einen Ersatzzylinder mit dem Nenndurchmesser und der Klemmlänge an. Für die Berechnung der Plattennachgiebigkeit können Sie einen Hohlzylinder annehmen.)
- Berechnen Sie die zusätzlich auf die Schraube wirkende Betriebskraft F_{SA} .
- Überprüfen Sie, ob die geforderte Restklemmkraft gewährleistet wird.
- Nehmen Sie an, dass der Druck p durch die Kolbenbewegung rein schwellend auf den Kolben wirkt. Berechnen Sie die maximale Dauerschwingbeanspruchung der Schraube und die zugehörige Sicherheit gegen Dauerbruch.

2.3.7 Schraubstock (6 Punkte)

Die Abb. zeigt schematisch einen zentrisch spannenden Maschinenschraubstock. Das Werkstück W wird zwischen den Backen Ba gespannt. Die Spannkraft wird durch die Spindel Sp aufgebracht, die zu diesem Zweck mit einem Links- und einem Rechtsgewinde versehen ist. Die Backen werden in einer Führung Fü parallel geführt.



Daten:

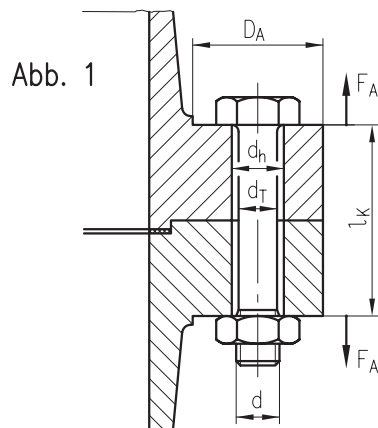
Gewinde	Tr 32 x 6 (rechts bzw.links)
Flankendurchmesser	$d_2 = 29 \text{ mm}$
Kerndurchmesser des Spindelgewindes	$d_3 = 25 \text{ mm}$
Kerndurchmesser des Muttergewindes	$D_1 = 26 \text{ mm}$
Zulässige Flächenpressung	$p_{zul} = 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Reibwert des Gewindes	$\mu' = 0,125$
Gewindetragfaktor	$k = 1$

- Welches Drehmoment M_t ist erforderlich, wenn das Werkstück mit einer Kraft $F = 25 \text{ kN}$ gespannt werden soll? (Die Reibung in der Führung ist zu vernachlässigen.)
- Ist das Gewinde selbsthemmend?
- Wie groß sind die Spannungen, die beim Spannen des Werkstücks in den Querschnitten A–B und C–D auftreten? Welcher Querschnitt ist höher beansprucht?
- Welche Handkraft ist an der Kurbel erforderlich? Ist dieser Wert realistisch?

2.3.8 Dehnhülse (7 Punkte)

Die in der linken Abbildung dargestellte Schraubenverbindung (Sonderschraube) ist mit der Vorspannkraft $F_V = 25,5 \text{ kN}$ vorgespannt und mit einer schwellenden Betriebskraft $F_A = 10 \text{ kN}$ belastet.

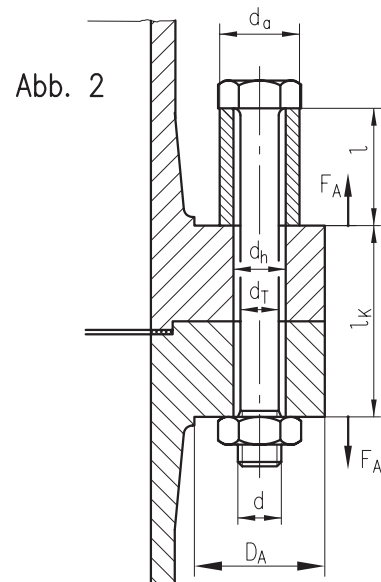
- Wie hoch ist die Sicherheit gegen Dauerbruch, wenn Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 Verwendung finden? ($\sigma_A = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, $d_T = 8,5 \text{ mm}$, $d_S = 10,7 \text{ mm}$) (Hinweis: Gehen Sie zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten vereinfachend davon aus, dass die Nachgiebigkeit der Schraube gleich der Nachgiebigkeit des Dehnschafts ist und die Nachgiebigkeit der Platten durch die Nachgiebigkeit eines Hohlzylinders abgeschätzt werden kann. Holen Sie weitere notwendige)
- Durch Änderung des Betriebsdruckes der Anlage steigt die Betriebskraft auf $F_{A,neu} = 13 \text{ kN}$. Prüfen Sie nach, ob mit der Konstruktion der rechten Abbildung die gleiche Sicherheit gegen Dauerbruch wie unter a) erreicht wird.
- Skizzieren Sie qualitativ die Verspannungsschaubilder in einem Diagramm und erläutern Sie die Wirkung der konstruktiven Änderungen.



Abmessungen der Schraubenverbindung:

$d = \text{M12x1,5}$
 $d_T = 8,5 \text{ mm}$
 $l_K = 40 \text{ mm}$
 $d_h = 12,5 \text{ mm}$
 $D_A = 22,5 \text{ mm}$

Festigkeitsklasse der Schraube: 8.8



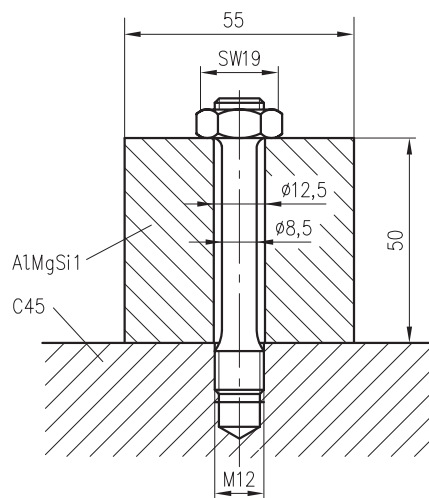
$d_o = 19 \text{ mm}$
 $l = 25 \text{ mm}$

alle übrigen Maße wie Abb.1

2.3.9 Stehbolzen (6 Punkte)

Die skizzierte Schraubenverbindung ist bei Raumtemperatur $t_R = 293 \text{ K}$ mit einer Vorspannkraft $F_V = 16,5 \text{ kN}$ vorgespannt. Im Betrieb erwärmen sich alle Teile auf $t_B = 363 \text{ K}$.

- Ermitteln Sie die Beanspruchung im gefährdeten Querschnitt der Schraube im erwärmten Zustand durch Berechnung oder aus dem Verspannungsschaubild. Ist diese Beanspruchung zulässig? (Hinweis: Gehen Sie zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten vereinfachend davon aus, dass die Nachgiebigkeit der Schraube gleich der Nachgiebigkeit des Dehnschafts ist und die Nachgiebigkeit der Platten durch die Nachgiebigkeit eines Hohlzylinders abgeschätzt werden kann.)
- Berechnen Sie die Flächenpressung in der Mutterauflagefläche. Ist dieser Wert zulässig?
- Zeichnen Sie in der Abbildung den Birger-Kegel ein und beurteilen Sie die unter Punkt a) gemachte Annahme.



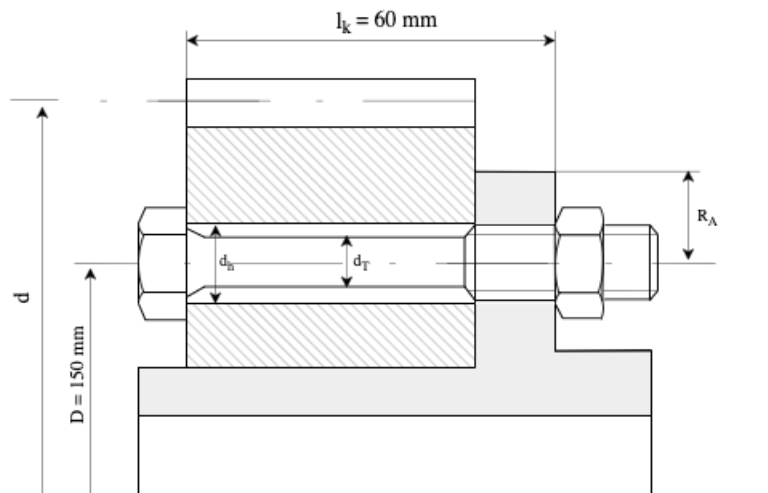
Festigkeitsklasse der Schraube	6.8
Flankendurchmesser	$d_2 = 10,9 \text{ mm}$
Kerndurchmesser	$d_3 = 9,85 \text{ mm}$
Auflagedurchmesser	$d_w = 19 \text{ mm}$
Gewindesteigung	$p = 1,75 \text{ mm}$
Gewindereibungszahl	$\mu' = 0,125$
lineare Wärmeausdehnungskoeffizienten	
AlMgSi1	$\alpha_{al} = 23,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{mK}}$
Stahl	$\alpha_{St} = 11,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{mK}}$
Festigkeitswerte	
AlMgSi1	$\sigma_B = 320 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
	$\sigma_{0,2} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Hinweis: $E_{Al} = 7,0 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

2.3.10 Stirnradkranzverbindung* (7 Punkte)

Das dargestellte geradverzahnte Stirnradkranz soll durch 6 M16 Schrauben ein Drehmoment von $M_T = 630 \text{ Nm}$ auf einen Nabenkörper übertragen. Die Schraubenverbindung ist mit einer Montagevorspannkraft von $F_v = 50 \text{ kN}$ vorgespannt. Im Betrieb wirkt auf die Verbindung eine axiale schwellende Betriebskraft von $F_{A,schw} = 16 \text{ kN}$ pro Schraube. Gegebene Daten:

Festigkeitsklasse der Schraube	8.8
Flankendurchmesser	$d_2 = 14,7 \text{ mm}$
Kerndurchmesser	$d_3 = 13,5 \text{ mm}$
Durchgangsloch	$d_h = 18 \text{ mm}$
Tailendurchmesser	$d_T = 12,5 \text{ mm}$
Radius	$R_A = 18 \text{ mm}$
E-Modul	$210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Reibkoeffizient zwischen Zahnrad und Nabe	$\mu_T = 0,2$
Modul	$m = 4 \text{ mm}$
Zähnezahl	$z = 48$



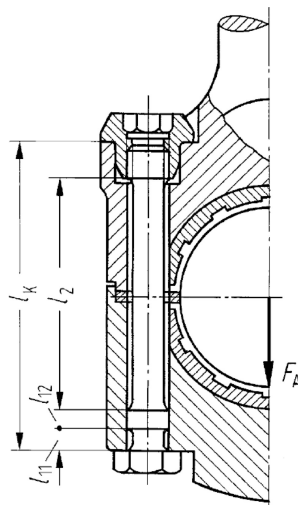
- Bestimmen Sie die maximale Querkraft, mit welcher die Schraube belastet wird (Hinweis: Vernachlässigen Sie dabei den Einfluss der radialen und tangentialen Zahnkraft). Nutzen Sie dafür die gegebenen Geometriedaten in der Abbildung.
- Bestimmen Sie die erforderliche Klemmkraft. Nutzen Sie dafür den gegebenen Reibkoeffizient.
- Zeichnen Sie maßstäblich das Verspannungsschaubild für den Montagezustand. Berechnen Sie alle dazu erforderlichen Größen. (Hinweis: Gehen Sie zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten vereinfachend davon aus, dass die Nachgiebigkeit der Schraube gleich der Nachgiebigkeit des Dehnschafts ist und die Nachgiebigkeit der Platten durch die Nachgiebigkeit eines Hohlzylinders abgeschätzt werden kann.)
- Wie groß ist die Ausschlagsspannung σ_{sa} im relevanten Querschnitt der Schraube? (Bestimmung aus dem Verspannungsdiagramm oder durch Rechnung).

- (e) Bestimmen Sie, wie groß die Vorspannkraft höchstens werden darf, wenn die maximale Spannung der Schraube im Betrieb den Wert $\sigma_{s,max} = 0,8 \cdot R_{p0,2}$ nicht überschreiten soll (vernachlässigen sie das auf die Schraube wirkende Torsionsmoment).
- (f) Welchen kleinsten Wert darf die Vorspannkraft nicht unterschreiten, wenn die geforderte minimale Restklemmkraft von $F_{KR,min} = 15 \text{ kN}$ nicht unterschritten werden soll?

2.3.11 Pleuelschraube** (7 Punkte)

Um die Festigkeit der verwendeten Pleuelschraube mit geschnittenem und schlussvergütetem Gewinde, die als Taillenschraube M10 mit der Festigkeitsklasse 10.9 ausgebildet ist, zu überprüfen, soll nun eine Nachrechnung der Schraube mittels Berechnung der statischen und dynamischen Sicherheit erfolgen. Dabei soll die Krafteinleitung etwa mittig am Flansch liegen sowie ein Drehmomentgesteuertes Anziehen mittels Drehmomentenschlüssels erfolgen. Zusätzlich wird die Reibungszahl $\mu = 0,15$ angenommen.

Festigkeitsklasse der Schraube	10.9
dynamische Betriebskraft	$F_A = 15.000 \text{ N}$ (Zug/Druckbelastung)
Mindestklemmkraft	$F_{KRmin} = 500 \text{ N}$
geforderte statische Sicherheit	$S_{F,min} = 1,1$
geforderte dynamische Sicherheit	$S_{D,min} = 1,5$
$R_{p0,2}$	$940 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Klemmlänge	70 mm
$l_{11} = l_{12}$	10 mm
l_2	40 mm
d_{11}	8 mm
d_2	7,3 mm
d_w	17 mm
D_A	25 mm
Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_S = 70,5 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$
Nachgiebigkeit der Platte	$\delta_P = 9,6 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$



- (a) Ermitteln Sie mit Hilfe des Kräfteverhältnisses die Schraubenzusatzkraft sowie die Plattenentlastungskraft.
- (b) Bestimmen Sie den durch Setzerscheinungen auftretende Vorspannkraftverlust. Ermitteln Sie hierzu vorab den Setzbetrag.
- (c) Überprüfen Sie die statische Sicherheit der vorliegenden Schraube. Bestimmen Sie hierzu alle nötigen Schraubenkräfte.

Zur Ermittlung der Dauerbruchfestigkeit werden die Schraubenausschlagsspannung für Schwellbeanspruchung sowie die Dauerfestigkeit schlussvergüteter Gewinde errechnet.

Zur Ermittlung der Dauerschwingfestigkeit werden die Schraubenausschlagsspannung für Schwellbeanspruchung sowie die Dauerfestigkeit schlussvergüteter Gewinde errechnet. Zur Bestimmung der Dauerbruchsicherheit werden diese nun in der üblicher Vorgehensweise einer Sicherheitsberechnung als vorhandene und zulässige Spannung definiert.

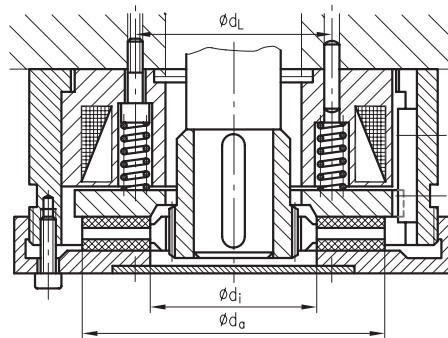
- (d) Ermitteln Sie zunächst die Schraubenausschlagsspannung.
- (e) Bestimmen Sie die Dauerfestigkeit der Schraube. Verwenden Sie hierfür die Formeln nach Niemann/Winter.
- (f) Mit den oben berechneten Größen ermitteln Sie die vorhandene Dauerbruchsicherheit.

3 Konstruktionslehre 3

3.1 Kupplungen und Bremsen

3.1.1 Federdruckbremse (13 Punkte)

Die Abbildung zeigt eine Federdruckbremse, die elektromagnetisch gelöst wird. Das Massenträgheitsmoment der abgebremsten Maschinenteile beträgt $J = 1,25 \text{ kgm}^2$. Die Maschine wird in $t_B = 3,2 \text{ s}$ aus der Betriebsdrehzahl $n_B = 2200 \frac{1}{\text{min}}$ bis zum Stillstand abgebremst (Drehzahlabfall linear).



- Welches Bremsmoment ist dafür erforderlich?
- Welcher Flächenpressung ist der Reibbelag beim Bremsen ausgesetzt? ($\mu = 0,33$) Abmessungen: Außendurchmesser $d_a = 140 \text{ mm}$, Innendurchmesser $d_i = 78 \text{ mm}$
- Die Anpresskraft wird mit Schraubendruckfedern aufgebracht. Wieviele Federn sind erforderlich? (Wenn Sie b) nicht gelöst haben, rechnen Sie mit $F_A = 2500 \text{ N}$)

Drahtdurchmesser	$d = 2,4 \text{ mm}$
Windungsdurchmesser	$D_m = 10,5 \text{ mm}$
zul. Schubspannung	$\tau_{t,zul} = 750 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
wirksame Windungszahl	$n_f = 8,5$

- Welche Länge müssen die Federn im ungespannten Zustand haben?

$$\begin{aligned} \text{Steifigkeit einer Windung} \quad c &= \frac{Gd^4}{8D^3m} \\ \text{Gesamtwindungszahl} \quad n_{f,ges} &= n_f + 2 \\ S_A &= 0,1 \cdot d \cdot n_{f,ges} \end{aligned}$$

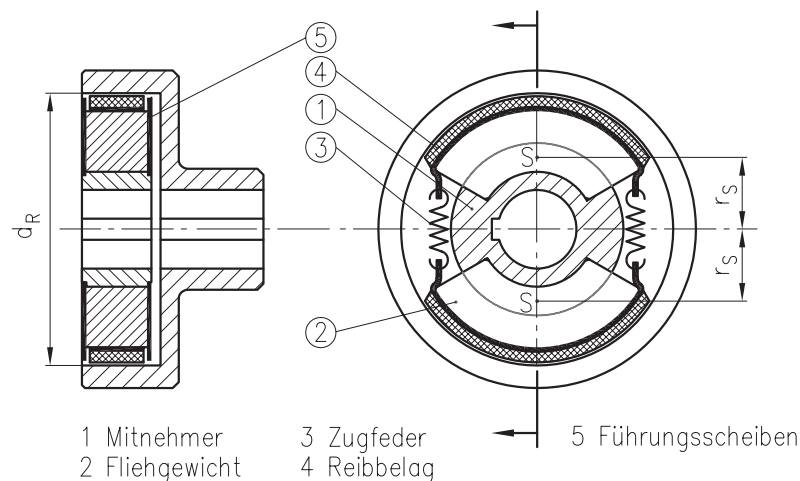
- (e) Die Bremse wird mit Innensechskantschrauben M8 EN ISO 4762–8.8 und Zylinderstiften $\varnothing 6_{m6}$ DIN 7, Werkstoff Stahl E335 (St 60) befestigt. Wieviele Schrauben sind erforderlich, wenn das Bremsmoment nur durch Reibschluss mit einer Rutschsicherheit $S_R = 2$ übertragen werden soll?

$$\begin{aligned} \text{Schraubenvorspannung} \quad \sigma_v &= 0,7\sigma_s \\ \text{Reibungszahl} \quad \mu &= 0,1 \\ \text{Flankendurchmesser} \quad d_2 &= 7,19 \text{ mm} \\ \text{Kerndurchmesser} \quad d_3 &= 6,47 \text{ mm} \\ \text{Kopfdurchmesser} \quad d_k &= 13 \text{ mm} \\ \text{Bohrungsdurchmesser} \quad d_h &= 9 \text{ mm} \\ \text{Lochkreisdurchmesser} \quad d_L &= 90 \text{ mm} \end{aligned}$$

- (f) Wieviele Zylinderstifte sind erforderlich, wenn das Bremsmoment nur formschlüssig übertragen werden soll? ($\tau_{schw,zul}$ siehe Doppel-Bolzenverbindungen)
- (g) Mit welchem Drehmoment müssen die Schrauben angezogen werden? ($\mu_G = \mu_K = 0,125$, $P = 1,25$ mm Durchgangsbohrung gemäß DIN EN ISO 20273.)

3.1.2 Fliehkraftkupplung (5 Punkte)

Um den Antriebsmotor einer Maschinenanlage vor Überlastung zu schützen, erfolgt der Antrieb der Arbeitsmaschine über die abgebildete Fliehkraftkupplung.



Motorleistung	$P_{mot} = 20 \text{ kW}$
Drehzahl	$n = 1500 \frac{1}{\text{min}}$
Massenträgheitsmoment der Maschinenanlage	$J = 2 \text{ kgm}^2$
konstantes Lastmoment	$M_L = 40 \text{ Nm}$
Masse eines Fliehgewichts	$m = 1,2 \text{ kg}$
Zugkraft einer Feder	$F_{Feder} = 200 \text{ N}$
Reibwert eines Reibbelages	$\mu = 0,37$
Schwerpunktradius der Fliehmasse	$r_S = 75 \text{ mm}$
Reibdurchmesser	$d_R = 200 \text{ mm}$

Hinweis: Vereinfachend kann die Zugkraft der Feder als konstant angenommen werden.

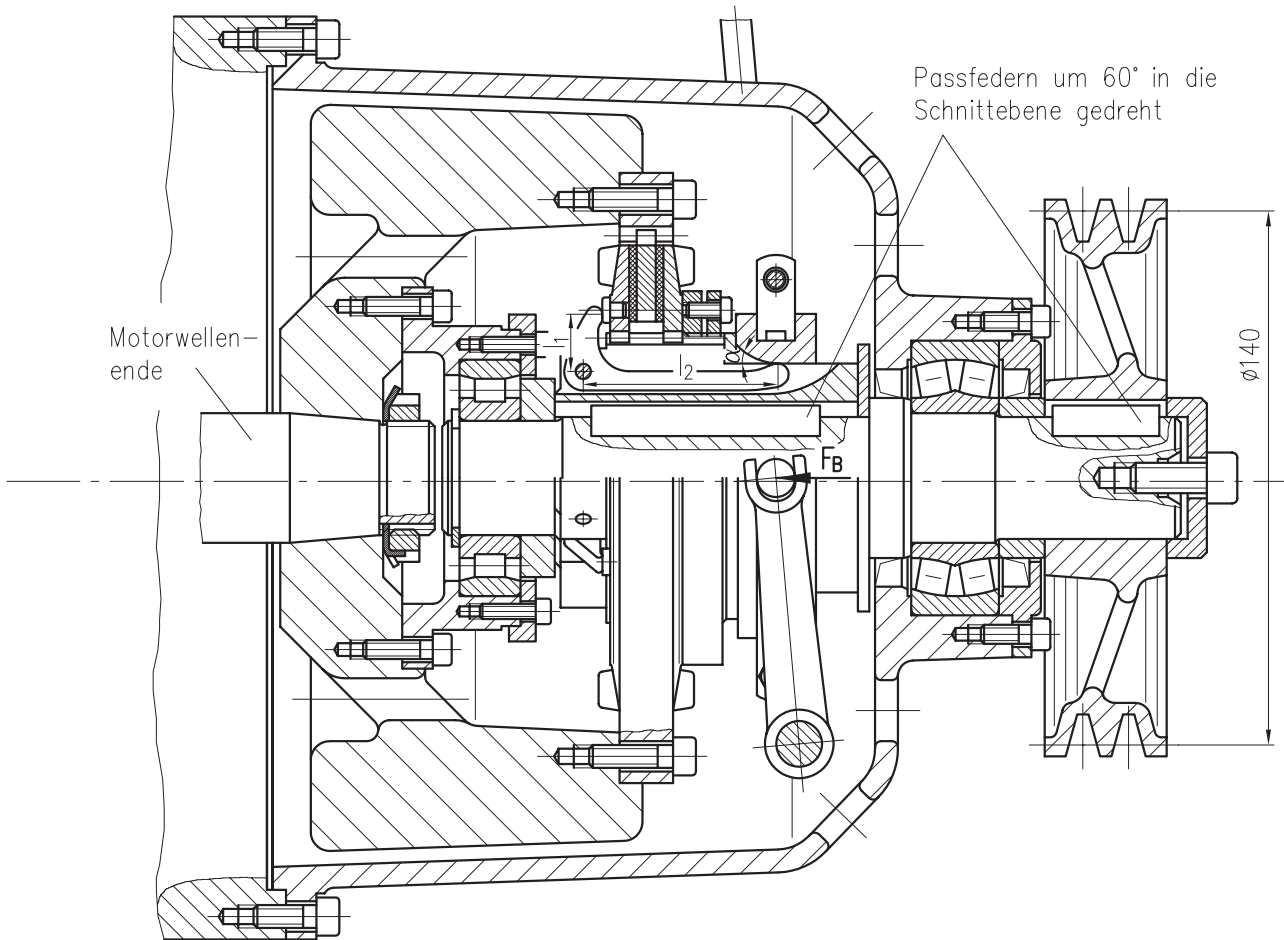
- Welche Zeit benötigt die Anlage zum Hochlaufen von $n = 0$ auf Nenndrehzahl, wenn vereinfachend angenommen wird, dass während des gesamten Beschleunigungsvorgangs das Drehmoment der Fliehkraftkupplung bei Nenndrehzahl wirkt, und der Drehzahlanstieg linear verläuft?
- Bei welcher Drehzahl beginnt der Kupplungsvorgang?
- Bei welcher Drehzahl beginnt sich die Maschinenanlage zu drehen?

3.1.3 Scheibenkupplung (6 Punkte)

Für die dargestellte Scheibenkupplung sind zu berechnen:

- Das maximal übertragbare Moment,
- die Betätigungskraft F_B an der Schaltmuffe.

zulässige Flächenpressung der Reibbeläge	$p_{zul} = 0,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Reibungszahl der Reibbeläge	$\mu_{Reibbelag} = 0,42$
Innendurchmesser der Reibbeläge	$d_i = 80 \text{ mm}$
Außendurchmesser der Reibbeläge	$d_a = 120 \text{ mm}$
kurzer Hebelarm des Winkelhebels	$l_1 = 16 \text{ mm}$
langer Hebelarm des Winkelhebels	$l_2 = 48 \text{ mm}$
Winkel an der Schaltmuffe	$\alpha = 26,56^\circ$
Reibungszahl zw. Schaltmuffe und Winkelhebel	$\mu = 0,3$



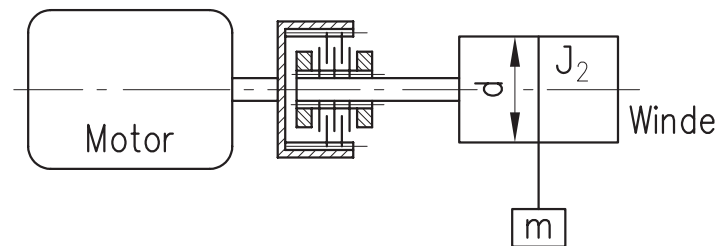
3.1.4 Seilwinde (6 Punkte)

Eine Seilwinde zum Heben von Lasten wird direkt über eine Mehrscheiben-Lamellenkupplung mit der konstanten Drehzahl $n = 300 \frac{1}{\text{min}}$ angetrieben. Der wirksame Durchmesser der Wickeltrommel beträgt $d = 350 \text{ mm}$. Das zu beschleunigende Massenträgheitsmoment der Seilwinde ist $J_2 = 1,5 \text{ kgm}^2$.

- Berechnen Sie das erforderliche konstante Rutschmoment der Kupplung, um die Seiltrommel ohne Last innerhalb von $0,35 \text{ s}$ aus dem Stillstand auf Betriebsdrehzahl zu beschleunigen. Annahme: Es tritt kein Drehzahlabfall des Motors auf.
- Das Rutschmoment der Kupplung beträgt $M_S = 200 \text{ Nm}$. Welche Schaltzeit ergibt sich für die Kupplung, wenn eine Last von $m = 30 \text{ kg}$ aus dem Stillstand bei gespanntem Seil angehoben werden soll? (Die Dehnung und das Gewicht des Seils sollen dabei nicht berücksichtigt werden.)
- Die Anpresskraft der Kupplung beträgt $F_a = 2500 \text{ N}$. Das Lamellenpaket besteht aus Lamellen mit folgenden Daten der Reibbeläge:

Innenlamelle	Belagsaußendurchmesser	$d_{1A} = 220 \text{ mm}$
	Belagsinnendurchmesser	$d_{1J} = 160 \text{ mm}$
Außenlamelle	Außendurchmesser	$d_{2A} = 230 \text{ mm}$
	Innendurchmesser	$d_{2J} = 150 \text{ mm}$
Gleitreibungszahl		$\mu_{dvm} = 0,25$

Die erste und letzte Lamelle des Paketes sind je eine Innenlamelle mit nur einer Reibfläche. Wieviele Außenlamellen muss das Lamellenpaket aufweisen, um das Rutschmoment $M_S = 800 \text{ Nm}$ übertragen zu können?



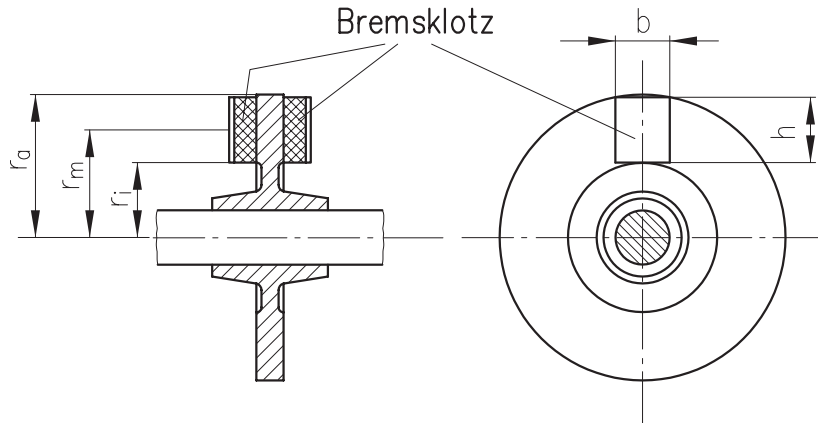
3.1.5 Scheibenbremse (6 Punkte)

Die Scheibenbremse einer schnellaufenden Maschine hat folgende Abmessungen:

$$\begin{aligned}
 r_m &= 125 \text{ mm} & h &= 70 \text{ mm} \\
 b &= 55 \text{ mm} & \mu &= 0,3 \\
 p_{zul} &= 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} & n &= 2500 \frac{1}{\text{min}}
 \end{aligned}$$

Nach dem Abschalten des Antriebs wird die Maschine bis zum Stillstand abgebremst.

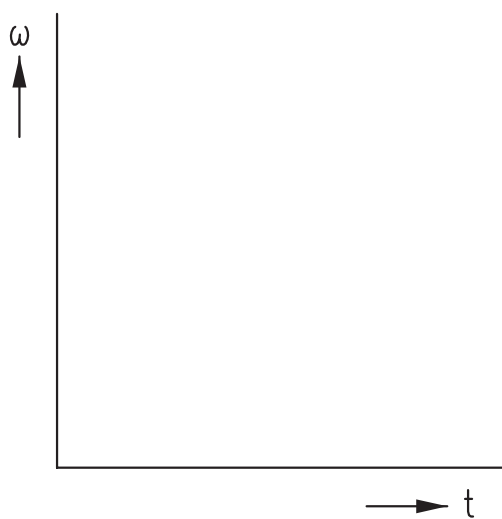
- Welches auf die Bremswelle bezogene Massenträgheitsmoment hat die Maschine, wenn die Bremszeit $t_B = 2,5 \text{ s}$ beträgt und während des Bremsens ein zusätzliches Reibmoment $M_R = 100 \text{ Nm}$ wirkt?
- Wie groß ist die bei einer Bremsung erzeugte Wärme?
- Welches Drehmoment und welche Querkraft muss die Welle während des Bremsvorgangs aufnehmen?



3.1.6 Drehzahlverlauf (4 Punkte)

Eine Arbeitsmaschine ist mit ihrer Antriebsmaschine durch eine Reibungskupplung verbunden.

- Stellen Sie den Kupplungsvorgang – Anfahren der Arbeitsmaschine aus dem Stillstand – in dem vorgegebenen $\omega-t$ -Diagramm dar, und kennzeichnen Sie wichtige Größen an den Koordinaten. Beschleunigung und Verzögerung sind konstant.
- Kennzeichnen Sie in diesem Diagramm die Flächen, die der von der Antriebsmaschine während des Kupplungsvorgangs geleisteten Arbeit und der Verlustarbeit entsprechen.
- Nennen Sie die Größen, die für die Auslegung einer Reibungskupplung maßgebend sind, und beschreiben Sie ihren Einfluss in kurzen Worten.

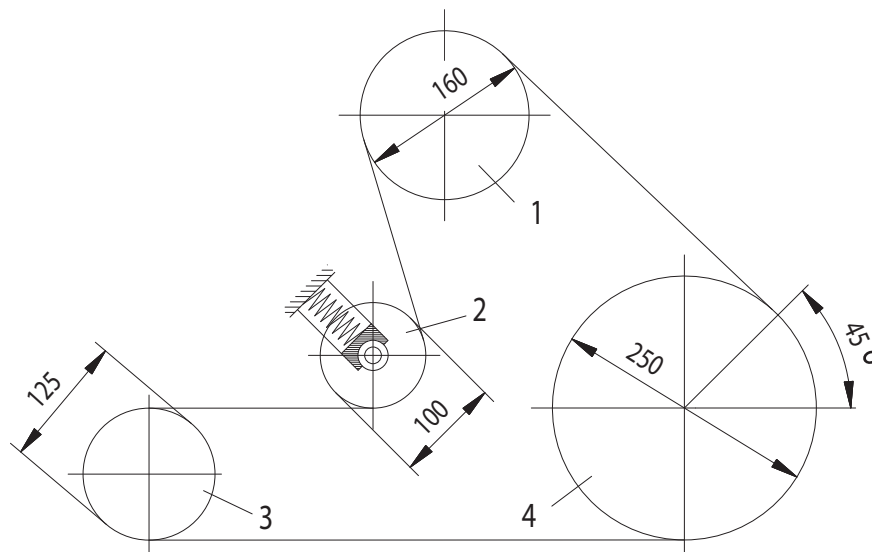


3.2 Zugmittelgetriebe

3.2.1 Riementrieb mit 3 Scheiben (7 Punkte)

Der skizzierte Flachriementrieb wird mit der Leistung $P_1 = 15 \text{ kW}$ bei $n_1 = 2500 \text{ min}^{-1}$ angetrieben. Der Antrieb erfolgt über die Riemenscheibe (1). Scheibe (2) ist eine federbelastete Spannrolle.

- Welche Drehrichtung hat der Riementrieb (Begründung)?
- Wie groß ist der Umschlingungswinkel an der Antriebs Scheibe, wenn davon ausgegangen wird, dass das Antriebsmoment unter Berücksichtigung der Fliehkräfte gerade noch übertragen werden kann ($\mu = 0,27$, maximale Zugtrunkraft: $F_1 = 1400 \text{ N}$, Dichte des Riemens $\rho = 1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, Riemenquerschnitt $A = 150 \text{ mm}^2$)?
- Welche Kraft muss dann die Feder auf die Spannrolle ausüben? (Hinweis: die Spannrolle ist so angeordnet, dass der Umschlingungswinkel an der Scheibe(3) gerade $\beta_3 = 180^\circ$ wird. Die Feder wirkt in Richtung der Winkelhalbierenden zwischen ein- und auslaufendem Trum.)
- Welche maximale Leistung kann an der Scheibe (4) übertragen werden?
- Nennen Sie aus der Konstruktion zwei Möglichkeiten, um Übersetzungen bei großen Achsabständen ohne Schlupf zu realisieren.



3.2.2 Ähnlichkeit (3 Punkte)

Ein Riementrieb wird in allen seinen Abmessungen geometrisch ähnlich mit dem Faktor $\lambda = 1,6$ vergrößert.

- Wie muss sich die Drehzahl des Riementriebs ändern, wenn die Fliehkraftspannung im Riemen unverändert bleiben soll?
- Wie ändert sich das übertragbare Drehmoment des Riementriebs unter der Voraussetzung, dass die maximal zulässige Spannung im Riemen gleich bleibt, die Forderung nach Aufgabenteil (a) erfüllt ist und die Biegespannung vernachlässigt wird?

3.2.3 Riementrieb bei optimalen Bedingungen (6 Punkte)

Riementriebe laufen unter optimalen Bedingungen, wenn die Umfangsgeschwindigkeit und die Fliehspannung den folgenden Bedingungen genügen:

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{\sigma_{zul} - \sigma_b}{3\rho}}$$

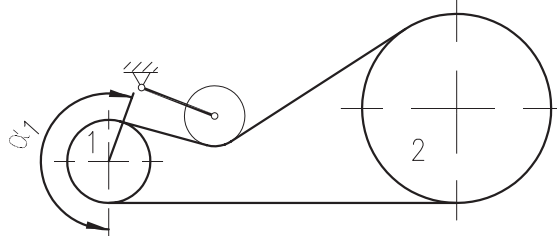
Für die Biegespannung gilt: $\sigma_b = \frac{E_b \cdot s}{d_w}$; $\sigma_{zul} = 25 \text{ N/mm}^2$. Die Daten des betrachteten Riementriebes sind:

Riemenscheibendurchmesser	$d_1 = 250 \text{ mm}$ (kleine Scheibe)
Übersetzung	$i = 1,6$
Achsabstand	$a = 600 \text{ mm}$
Riemenbreite	$b = 100 \text{ mm}$
Riemenhöhe	$s_R = 1,8 \text{ mm}$
Dichte des Riemens	$\rho = 1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
E-Modul für Biegung	$E_b = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Reibungszahl	$\mu = 0,3$

- Bei welcher Drehzahl n_{opt} läuft der Riemen unter diesen optimalen Bedingungen?
- Warum sinkt die übertragbare Leistung bei Drehzahlen $n > n_{opt}$ (Annahme: $\beta = 180^\circ$)?
- Wo tritt die höchste Beanspruchung im Riemen auf? Aus welchen Anteilen setzt sie sich zusammen?
- Welche Leistung in kW kann der Riementrieb bei n_{opt} übertragen?

3.2.4 Riementrieb mit 2 Scheiben (4 Punkte)

In einem Flachriementrieb mit Spannrolle (s. Skizze) wird durch die Spannrolle eine konstante Leertrunkkraft $F_2 = 250 \text{ N}$ erzeugt. Die kleine Riemenscheibe treibt.



Reibungszahl $\mu = 0,40$; Wirkdurchmesser $d_{w1} = 200 \text{ mm}$; Übersetzung $i = 2$

- Welcher Umschlingungswinkel α_1 ist erforderlich, damit ein Antriebsmoment $M_t = 70 \text{ Nm}$ durch den Riementrieb übertragen werden kann (Annahme: Der Riemen läuft fliehkraftfrei)?
- Wie groß muss die Andruckkraft der Spannrolle sein? (Die Spannrolle wird so angeordnet, dass sich für beide Riemenscheiben gleiche Umschlingungswinkel ergeben, Fliehkräfte vernachlässigbar)
- Lässt sich ein Spannrollentrieb für Antriebe mit wechselnder Drehrichtung verwenden? (Begründung!)

3.2.5 Riementrieb (6 Punkte)

Gegebene Daten eines Flachriementriebs:

Maximale Trunkkraft im Betrieb*	$F_1 = 750 \text{ N}$
Antriebsdrehzahl	$n_2 = 2500 \text{ min}^{-1}$
Abtriebsdrehzahl	$n_1 = 750 \text{ min}^{-1}$
Achsabstand	$a = 1200 \text{ mm}$
Riemengeschwindigkeit	$v = 32,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Reibungsbeiwert	$\mu = 0,3$
Dichte des Riemens	$\rho = 1140 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Riemenquerschnitt	$A = 160 \text{ mm}^2$

(*=Inklusive Fliehkraft!)

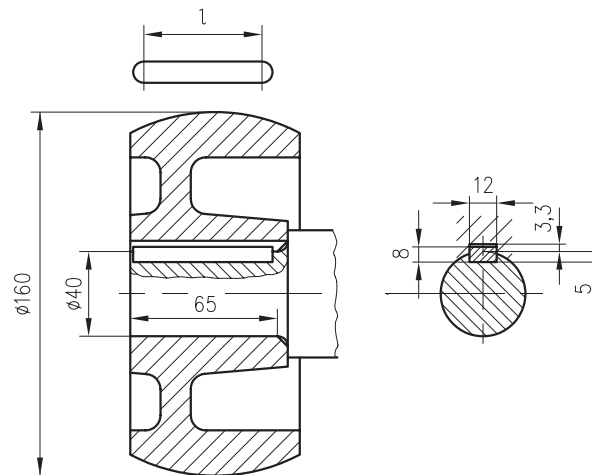
- Berechnen Sie die Durchmesser der Antriebs- und der Abtriebsriemenscheibe.
- Berechnen Sie die Umschlingungswinkel β_1 und β_2 der Riemenscheiben.
- Berechnen Sie das maximal übertragbare Drehmoment M_t an der Antriebsriemenscheibe ohne Fliehkraft.
- Welches Drehmoment M_t ergibt sich, wenn die Fliehkräfte berücksichtigt werden?
- Berechnen Sie die Wellenspannkraft F_w unter Berücksichtigung der Fliehkräfte.

3.2.6 Riemenscheibe (7 Punkte)

Die abgebildete Riemenscheibe aus GG 30 soll ein Drehmoment $M_t = 250 \text{ Nm}$ übertragen.

- Welche Leistung P_A hat der Antriebsmotor bei einer Antriebsdrehzahl $n_A = 1200 \text{ min}^{-1}$?
- Welche Pressung ist erforderlich, um das Drehmoment reibschlüssig mit einer Pressverbindung ($\mu_P = 0,125$) auf die Riemenscheibe zu übertragen? (Unterer Teil d. Abb.)
- Welche tragende Länge l muss eine Passfeder mindestens besitzen, wenn das Drehmoment nur formschlüssig übertragen werden soll und wie groß ist die konstruktiv zu wählende Passfeder? ($p_{zul} = 0,3\sigma_B$ für GG)
- Welche Trumkräfte sind erforderlich, um das Drehmoment mit einem Flachriemen zu übertragen?
- Beim Betrieb in winterlichen Verhältnissen rutscht der verwendete Flachriemen stets von der Riemenscheibe. Woran kann das liegen?

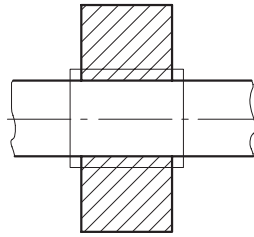
Übersetzung des Riemens: $i = 2,5$, Achsabstand: $a = 630 \text{ mm}$, $\mu = 0,25$



3.3 Passungen

3.3.1 Pressverband (4 Punkte)

- Skizzieren Sie 3 konstruktive Maßnahmen zur Erhöhung der Sicherheit gegen Dauerbruch bei der skizzierten Pressverbindung.
- An welcher Stelle einer zylindrischen Pressverbindung tritt die höchste Beanspruchung auf?
- Erläutern Sie in Stichworten die Begriffe Längspresssitz und Querpresssitz.



3.3.2 Passungstabelle (3 Punkte)

Geben Sie durch Ankreuzen in der Tabelle an, welche Passung eine Spielpassung, Presspassung oder Übergangspassung ist und ob sie dem System Einheitswelle oder Einheitsbohrung angehört.

Passung	Spielpassung	Übergangspassung	Preßpassung	Einheitsbohrung	Einheitswelle
D 10/h8					
H7/n6					
H6/j5					
U7/h6					
H7/g6					
K7/h6					

3.3.3 Presspassung (3 Punkte)

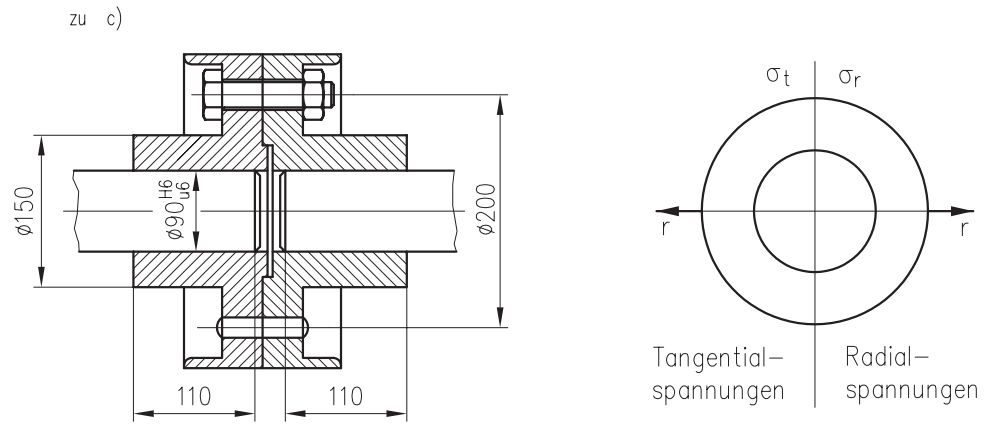
Eine Presspassung war mit $\varnothing 92 \text{ H}6/\text{r}6$ toleriert. Bei der Fertigung wurde die Bohrung auf ein Istmaß $\varnothing 92,035 \text{ mm}$ geschliffen. ISO-Grundtoleranz IT 6: $22 \mu\text{m}$ für Nennmaßbereich $80 - 120 \text{ mm}$, $\varnothing r6_{+51}^{+73}$

- Liegt das Istmaß der Bohrung innerhalb der Toleranz?
- Wie groß sind Kleinst- und Größtübermaß der vorgegebenen Passung?
- Welche Abmaße müssen für die Welle angegeben werden, damit die Presspassung mit den geforderten Übermaßen gefertigt werden kann (bei Istmaß $92,035 \text{ mm}$ für die Bohrung)?

3.3.4 Kupplungsflansch (5 Punkte)

Die Kupplungsflansche sind mit Presssitzen auf den Wellenenden befestigt. Die Abmaße der Wellenpassung sind $\varnothing 90u6_{+124\mu\text{m}}^{+146\mu\text{m}}$

- Wie groß ist das kleinste und das größte mögliche Übermaß der Verbindung?
- Warum müssen die Spannungen sowohl für das kleinste als auch für das größte Übermaß berechnet werden?
- Skizzieren Sie den Verlauf der Spannungen in der Preßverbindung.
- Was versteht man unter den Begriffen Querpresspassung und Längspresspassung?
- Was versteht man unter Übermaßverlust bei Presspassungen?



4 Lösungen

Konstruktion und allgemeine Festigkeit

Aufgabe 0.1.2

- (a) das übertragbare Drehmoment halbiert sich ungefähr
- (b) die Federsteifigkeit verdoppelt sich ungefähr
- (c) die Lebensdauer halbiert sich ungefähr
- (d) $S_{Oneu} = \frac{S_{alt}}{\lambda^2}$

Aufgabe 0.2.1

- (a) $F_{z1}/F_{z2} = 1/4$, $M_{t1}/M_{t2} = 1/8$
- (b) $c_{t1}/c_{t2} = 1/8$

Aufgabe 0.2.2

- (a) –
- (b) Breite $b = 50$ mm und Breite $b_1 = 5,56$ mm
- (c) Sicherheit gegen Biegung $S_B = 1,45$

Aufgabe 0.2.4

- (a) –
- (b) Kraft $F = 309$ N

Aufgabe 1.1.2

- (a) Lager 21311 mit 10250 h

Aufgabe 1.1.4

- (a) äquivalente Lagerbelastung $P = 1626$ N

Aufgabe 1.1.5

- (a) –
- (b) Lagerlebensdauer von A: $L_{10ahA} = 17336$ h
- (c) –

Konstruktionslehre 2

Für Theorieaufgaben werden keine Lösungen angegeben, da diese eigenständig in einschlägiger Literatur recherchiert werden sollen.

Aufgabe 2.1.1 - Stirnradgetriebe mit Leistungsteilung

- (a) Gewählte Zähnezah: $z_3 = 20$, $\Delta n = 3,33\%$
- (b) Modul: $m_n = 3$ mm
- (c) Zahnradgeometrien: $d_2 = 91,8$ mm, $d_{a2} = 97,72$ mm $d_{f2} = 84,4$ mm
- (d) –
- (e) Zahnkräfte: $F_{t12} = 10402,28$ N, $F_{r12} = 3786,12$ N
- (f) Momente: $M_{an} = 477,465$ Nm, $M_1 = 102,681$ Nm, $M_3 = 205,361$ Nm

Aufgabe 2.1.2 - Stirnradgetriebe mit Nullverzahnung

- (a) –
- (b) $i_{ges} = 2,105$, $a = 61,081$ mm, $d_{a2} = 86,822$ mm, $d_{f2} = 77,822$ mm, $z_1 = 19$, $z_2 = 40$
- (c) Neuer Schrägungswinkel: $\beta^* = 10,477^\circ$
- (d) Zahnkräfte: $F_{t2} = 3,07$ kN, $F_{r2} = 1,16$ kN, $F_{a1} = 0,82$ kN
- (e) Lagerreaktionen: $F_{Ay} = 428,922$ N, $F_{Az} = 2019,178$ N, $F_{Bx} = -821,575$ N, $F_{By} = 726,437$ N, $F_{Bz} = 1046,981$ N
- (f) –
- (g) –

Aufgabe 2.1.3 - Zahnfußspannung

- (a) –
- (b) –
- (c) –

Aufgabe 2.1.4 - Stirnradgetriebe mit Vorgelegewelle

- (a) –
- (b) Übersetzung und Zähnezahlen: $i_{34} = 1,947$, $i_{12} = 3$, $z_1 = 17$, $z_2 = 51$
- (c) Modul: $m_1 = 2,5$ mm
- (d) Teilkreisdurchmesser: $d_1 = 42,5$ mm, $d_2 = 127,5$ mm
- (e) Momente: $M_{an} = 163,46$ Nm, $M_{ab} = 935,83$ Nm
- (f) Zahnkräfte: $F_t = 7692,07$ N, $F_r = 2799,68$ N, $F_a = 0$ N
- (g) –

Aufgabe 2.1.5 - Theorie 1

–

Aufgabe 2.1.6 - Stirnradgetriebe mit Profilverchiebung

- (a) –
- (b) Achsabstand: $a = 96 \text{ mm}$
- (c) Zähnezahl: $z_3 = 29$
- (d) Drehzahlen: $n_{an} = 480,1 \text{ min}^{-1}$ und $n_{ab} = 1719,1 \text{ min}^{-1}$

Aufgabe 2.1.7 - Theorie 2

–

Aufgabe 2.1.8 - Theorie 3

–

Aufgabe 2.1.9 - Stirnradgetriebe mit Leistungsteilung 2

- (a) –
- (b) –
- (c) Antriebsdrehzahl: $n_{an} = 545,674 \text{ min}^{-1}$
- (d) Übersetzung Stufe 7/8: $i_{78} = 1$
- (e) Drehzahlabweichung: $\Delta n = 1,153\%$
- (f) Momente: $M_1 = 350 \text{ Nm}$, $M_2 = 179,487 \text{ Nm}$, $M_3 = 92,045 \text{ Nm}$, $M_4 = 47,202 \text{ Nm}$,
 $M_5 = 47,202 \text{ Nm}$
- (g) Zahngeometrien und - Kräfte: $d_{t7} = 142,620 \text{ mm}$, $d_{k7} = 156,620 \text{ mm}$, $d_{f7} = 125,120 \text{ mm}$,
 $F_{t7} = 613,517 \text{ N}$, $F_{r7} = 227,481 \text{ N}$, $F_{a7} = 119,256 \text{ N}$
- (h) Achsabstände: $a_{12} = a_{23} = a_{34} = 211,310 \text{ mm}$, $a_{45} = 142,620 \text{ mm}$
- (i) –
- (j) –
- (k) $\eta_{ges,1} = 0,941$, $\eta_{ges,2} = 0,922$

Aufgabe 2.1.10 - Getrieberestaurierung

- (a) Modul: 4 mm
- (b) Zähnezahlen: $z_{ab} = 17$, $z_{an} = 85$
- (c) Abtriebsmoment: $M_{ab} = 412,3737 \text{ Nm}$

Aufgabe 2.1.11 - Seiltrommelgetriebe

- (a) Antriebsmoment: $M_{an,real} = 6,06 \text{ Nm}$
- (b) Tangentialkraft: $F_t = 237,737 \text{ N}$
- (c) Radialkraft: $F_r = 86,529 \text{ N}$

Aufgabe 2.2.1 - Feder-Normauslegung

- (a) Sicherheit: $S = 1,015$
- (b) Federweg: $s_{max} = 167,878 \text{ mm}$
- (c) Kleinste zulässige Länge: $L_n = 135,302 \text{ mm}$

Kleinste vorhandene Länge $L_{min} = 142,122 \text{ mm}$

- (d) Parallele bzw. weggleiche Schaltung
- (e) Die Federn müssen koaxial ineinander montiert werden.
- (f) Federsteifigkeit: $c_2 = 7,729 \text{ N/mm}$
- (g) Mittlerer Windungsdurchmesser: $D_{m2} = 72,985 \text{ mm}$, Windungszahl $i_f = 5,24$
- (h) Neuer Federweg: $f_{neu} = 105 \text{ mm}$
- (i) Die Montage ist möglich ($D_{m1} + d_1/2 = 67 \text{ mm} < D_{m2} - d_2/2 = 69,853 \text{ mm}$).

Aufgabe 2.2.2 - Federkennlinien

–

Aufgabe 2.2.3 - Koaxiales Federsystem

- (a) Kraftverhältnis: $F_1/F_2 = 4$
- (b) Windungsverhältnis: $i_1/i_2 = 0,5$
- (c) Schubspannung in den Federn: $\tau = 445,634 \text{ N/mm}^2$
- (d) Windungen: $i_{f1} = 4,5$ und $i_{f2} = 9$
- (e) –
- (f) –
- (g) Federarbeit: $W = 5,58 \text{ Nm}$

Aufgabe 2.2.4 - Ventilfeeder

- (a) Steifigkeit: $c_{VF} = 6,328 \text{ N/mm}$
- (b) Federwege: $s_{zu} = 31,608 \text{ mm}$, $s_{offen} = 40,608 \text{ mm}$, $F_{offen} = 256,948 \text{ N}$
- (c) Schubspannungen: $\tau_{nenn,zu} = 471,570 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{nenn,offen} = 605,846 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- (d) Korrigierte Schubspannungen:
 $k = 1,165$, $\tau_{k,zu} = 549,302 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{k,offen} = 705,711 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- (e) Sicherheit gegen Fließen: $S_F = 1,05$
- (f) Sicherheit gegen Dauerbruch: $S_D = 1,219$

Aufgabe 2.2.5 - Federschaltung

- (a) Vorspannkraft einer Feder: $F_V = 217 \text{ N}$
- (b) Betriebskraft: $F_B = 832 \text{ N}$
- (c) Sicherheit gegen Dauerbruch: $S_D = 1,67$
- (d) Eigenkreisfrequenz: $\omega_0 = 117,78 \text{ s}^{-1}$

Aufgabe 2.2.6 - Drehmomentenschlüssel

- (a) Minimal zulässiger Durchmesser: $d = 12 \text{ mm}$
- (b) Federlänge: $l = 432 \text{ mm}$
- (c) Länge des Hebelarms: $L = 667 \text{ mm}$

Aufgabe 2.2.7 - Pufferfeder

- (a) –
- (b) Nachgiebigkeiten: $\delta_1 = 0,0268 \text{ mm/N}$, $\delta_2 = 0,0538 \text{ mm/N}$
- (c) Steifigkeit des Systems: $c_{ges} = 55,924 \text{ N/mm}$
- (d) Hubspannungen: $\tau_{1h} = 228,94 \text{ N/mm}^2$ und $\tau_{2h} = 191,93 \text{ N/mm}^2$

Aufgabe 2.2.8 - Schließzylinder

- (a) Federsteifigkeiten: $c_1 = 0,415 \text{ N/mm}$, $c_2 = 0,353 \text{ N/mm}$, $c_3 = 0,319 \text{ N/mm}$
- (b) Maximale Schubspannung: $\tau_{max} = 448,73 \text{ N/mm}^2 < \tau_{zul}$
- (c) Tiefe der Bohrung: $t = 29,884 \text{ mm}$

Aufgabe 2.3.1 - Verspannungsschaubilder

–

Aufgabe 2.3.2 - Deckelverschraubung

–

Aufgabe 2.3.3 - Theorie

–

Aufgabe 2.3.4 - Schraubenbrüche

- (a) –
- (b) Vergleichsspannung: $\sigma_{v,\ddot{O}l} = 656 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{v,entfettet} = 557 \text{ N/mm}^2$

Aufgabe 2.3.5 - Dehnschraube

- (a) $F_{V,min} = 59,5 \text{ kN}$, $F_{V,max} = 80,5 \text{ kN}$, $F_A = 30 \text{ kN}$, $F_{SA} = 2,526 \text{ kN}$, $F_{PA} = 27,474 \text{ kN}$,
 $f_{S,max} = 0,254 \text{ mm}$, $f_{P,max} = 0,023 \text{ mm}$
- (b) Vorhandene Restklemmkraft: $F_{kr} = 32 \text{ kN}$
- (c) Sicherheit gegen Dauerbruch: $S_D = 5,372$

Aufgabe 2.3.6 - Hydraulikzylinder

- (a) –
- (b) Betriebskraftverhältnis: $\Phi_k = 0,0205$
- (c) Schraubenzusatzkraft: $F_{SA} = 135 \text{ N}$
- (d) Restklemmkraft: $F_{KR} = 4691 \text{ N}$
- (e) Sicherheit gegen Dauerbruch: $\sigma_a = 1,17 \text{ N/mm}^2$, $S_D = 47,2$

Aufgabe 2.3.7 - Schraubstock

- (a) Erforderliches Drehmoment: $M_T = 138 \text{ Nm}$
- (b) Gesamtlösemoment: $M_{GLges} = 21,44 \text{ Nm} > 0 \text{ Nm}$, das Gewinde ist selbsthemmend.
- (c) Vergleichsspannungen: A-B: $\sigma_v = 71 \text{ N/mm}^2 > \text{C-D: } \sigma_v = 62 \text{ N/mm}^2$
- (d) Erforderliche Handkraft: $F_t = 346 \text{ N}$

Aufgabe 2.3.8 - Dehnhülse

- (a) Sicherheit gegen Dauerbruch: $S_D = 3,32$
- (b) Sicherheit gegen Dauerbruch mit Hülse $S_{D,Hülse} = 4,34$
- (c) –

Aufgabe 2.3.9 - Stehbolzen

- (a) Beanspruchung im Schaft $\sigma_s = 462 \text{ N/mm}^2$
- (b) Flächenpressung $p = 163 \text{ N/mm}^2$
- (c) –

Aufgabe 2.3.10 - Stirnradkranzverbindung

- (a) Maximale Querkraft: $F_Q = 1400 \text{ N}$
- (b) Erforderliche Klemmkraft: $F_{k,erf} = 7000 \text{ N}$
- (c) Betriebskraftverhältnis: $\Phi_K = 0,1385$
- (d) Ausschlagsspannung: $\sigma_{sa} = 7,095 \text{ N/mm}^2$
- (e) Maximale Vorspannkraft: $F_{V,max} = 77,730 \text{ kN}$
- (f) Minimale Vorspannkraft: $F_{V,min} = 28,784 \text{ kN}$

Aufgabe 2.3.11 - Pleuelschraube

- (a) Betriebskraftverhältnis: $\phi = 12,0$, $F_{SA} = 899 \text{ N}$, $F_{PA} = 14.100 \text{ N}$
- (b) Setzbetrag und Setzkraftverlust: $f_z = 13\mu \text{ m}$, $F_z = 1623 \text{ N}$
- (c) Schraubenkräfte: $F_{Smax} = 15.700 \text{ N}$, $F_{Mmax} = 22.712 \text{ N}$, $S_F = 1,55$
- (d) Ausschlagsspannung: $\sigma_{SA} = 8,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- (e) $\sigma_A = 51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- (f) Sicherheit gegen Dauerbruch: $S_D = 8,93$

Konstruktionslehre 3

Aufgabe 3.1.1

- (a) erforderliches Bremsmoment $M_B = 90 \text{ Nm}$
- (b) Flächenpressung $p = 0,236 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- (c) Anzahl der erforderlichen Federn $i_f = 7$
- (d) Länge der Federn im ungespannten Zustand $L_0 = 38,3 \text{ mm}$
- (e) erforderliche Schraubenanzahl $z = 3$
- (f) erforderliche Anzahl von Zylinderstiften $z = 2$
- (g) erforderliches Drehmoment $M_A = 20,6 \text{ Nm}$

Aufgabe 3.1.2

- (a) Hochlaufzeit $t = 3,6 \text{ s}$
- (b) Beginn des Kupplungsvorgangs bei $n = 637 \text{ min}^{-1}$
- (c) Anfahren der Maschinenanlage bei $n = 976 \text{ min}^{-1}$

Aufgabe 3.1.3

- (a) maximal übertragbares Moment $M_{max} = 79 \text{ Nm}$
- (b) Betätigungskraft $F_B = 591 \text{ N}$

Aufgabe 3.1.4

- (a) benötigtes Kupplungsmoment $M_K = 135 \text{ Nm}$
- (b) Rutschzeit $t_R = 0,5 \text{ s}$
- (c) Anzahl der Außenlamellen $z_A = 7$

Aufgabe 3.1.5

- (a) Massenträgheitsmoment $J = 3.712 \text{ kgm}^2$
- (b) erzeugte Wärmemenge $Q = 94 \text{ kJ}$
- (c) Moment $M = 289 \text{ Nm}$ und Querkraft $Q = 2310 \text{ N}$

Aufgabe 3.2.1

- (a) –
- (b) Umschlingungswinkel $\beta_1 = 164,353^\circ$
- (c) Kraft $F_{Sp} = 1181,6 \text{ N}$ (ohne Fliehkraft), $F_{Sp} = 1056,5 \text{ N}$ (mit Fliehkraft)
- (d) max. Leistung $P_4 = 13,1 \text{ kW}$
- (e) –

Aufgabe 3.2.2

- (a) Drehzahl verringert sich auf 62,5%
- (b) Moment vervierfacht sich annähernd

Aufgabe 3.2.3

- (a) Optimale Drehzahl $n_{opt} = 6636 \frac{1}{\text{min}}$
- (b) –
- (c) –
- (d) $P_{max} = 140,2 \text{ kW}$

Aufgabe 3.2.4

- (a) Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 191,2^\circ$
- (b) Andrückkraft $F_A = 97,3 \text{ N}$
- (c) –

Aufgabe 3.2.5

- (a) Durchmesser $d_1 = 825 \text{ mm}$
- (b) Umschlingungswinkel $\beta_1 = 207,8^\circ; \beta_2 = 152,2^\circ$
- (c) übertragbares Drehmoment $M_t = 37,96 \text{ Nm}$
- (d) übertragbares Drehmoment $M_t = 37,96 \text{ Nm}$
- (e) Wellenspannkraft $F_W = 790 \text{ N}$

Aufgabe 3.2.6

- (a) Leistung $P = 31,4 \text{ kW}$
- (b) erforderliche Pressung $p = 12,24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- (c) Mindestlänge $l = 46,3 \text{ mm}$, $l_{konstr} = 63 \text{ mm}$
- (d) Trumkräfte $F_1 = 6272 \text{ N}$ und $F_2 = 3147 \text{ N}$
- (e) –

Aufgabe 3.3.3

- (a) Nein, H-tolerierte Bohrungen haben das Nennmaß + Toleranzklasse als Toleranzfeld, also $92 - 92,022 \text{ mm}$
- (b) oberes Grenzabmaß $P_o = -73 \mu\text{m}$, unteres Grenzabmaß $P_u = -29 \mu\text{m}$
- (c) Abmaß für die Welle: 92_{+64}^{+108}