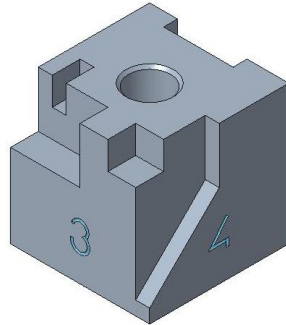


Übung 1 – Normalprojektion

Aufgabenteil 1

Die ausliegenden Würfel sind mit einer Bohrung und verschiedenen Aussparungen modifiziert.



Diskutieren Sie, wie viele Ansichten in der orthogonalen Darstellung mindestens notwendig sind, um den Würfel vollständig zu definieren. Beachten Sie dabei, dass die Darstellung der Bauteilgeometrie ohne Schnitte und ohne das Einzeichnen von verdeckten Kanten erfolgen soll. Gibt es ein Detail am vorliegenden Würfel, das ohne Schnitt und ohne verdeckte Kanten zeichnerisch nicht definiert werden kann?

Aufgabenteil 2

Fertigen Sie eine Technische Zeichnung (DIN A4, Hochformat, weiß, mit Rahmen, M1:1) des Würfels in der Normalprojektion an. Beachten Sie erneut, dass die Darstellung der Bauteilgeometrie ohne Schnitte und ohne das Einzeichnen von verdeckten Kanten erfolgen soll. In Ihrer Zeichnung sollen alle geometrischen Details des Würfels dargestellt werden. Verwenden Sie dabei so wenige Ansichten wie möglich und achten Sie auf deren vorgeschriebene Anordnung. Mithilfe der Messschieber können Sie die Maße des Würfels nehmen. In der Zeichnung selbst soll keine Bemaßung vorgenommen werden.

Machen Sie sich zunächst eine Freihandskizze der Zeichnung auf einem weißen Blatt Papier ohne Maße am Würfel zu nehmen. Welche Seite des Würfels bietet sich als Hauptansicht/Vorderansicht an? Teilen Sie sich den Platz auf dem Vordruck entsprechend ein.

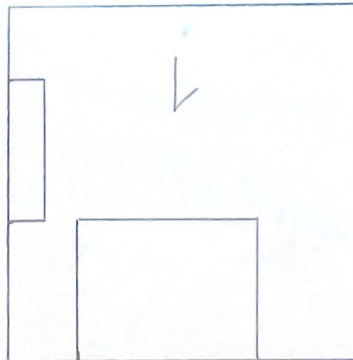
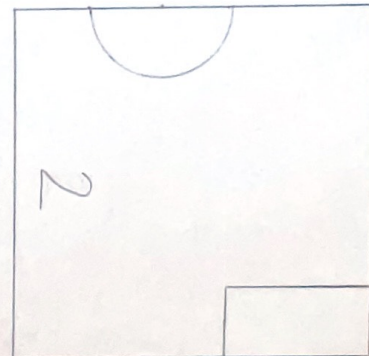
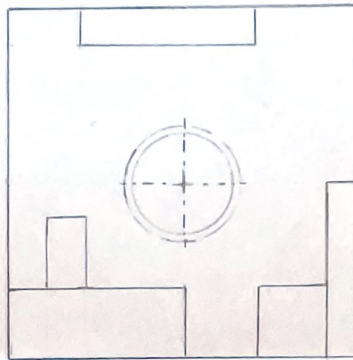
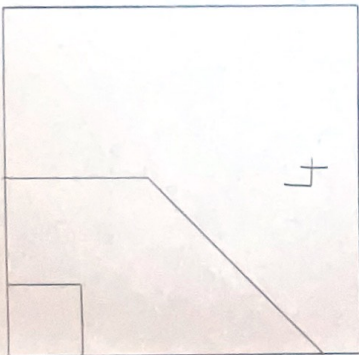
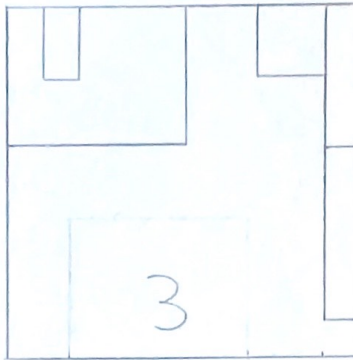
Allgemeine Hinweise:

- *Achten Sie auf eine saubere Darstellung.*
- *Ergänzen Sie das Textfeld.*

Vorbereitung UE2:

- Darstellung von Schnitten
- Vorbereitungsfragen folgen über ILIAS

TESTAT ERTEILT
 Stichprobendurchsicht
 IMT - Institut für Medizingerätetechnik | Universität Stuttgart

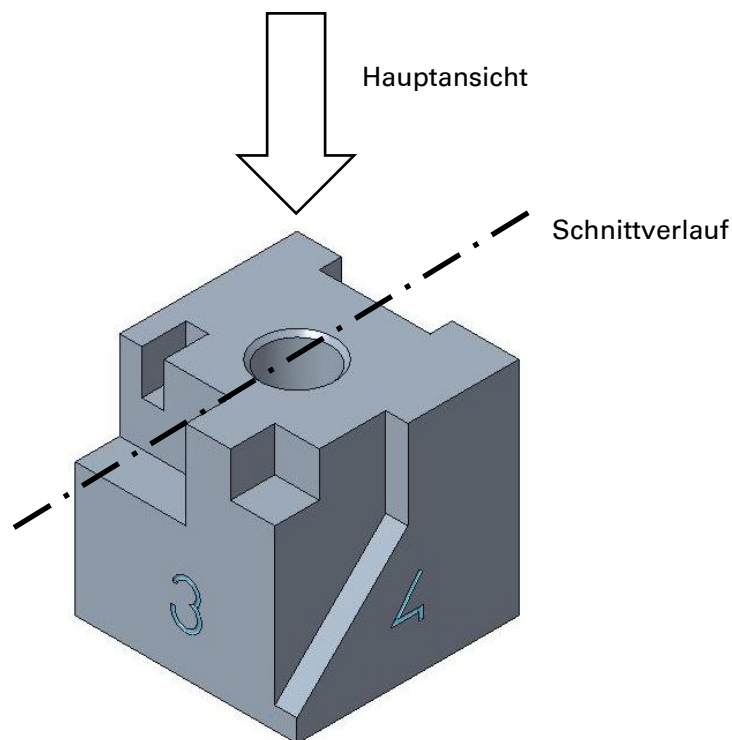


Allgemeintoleranzen DIN ISO 2768-mK	Werkstückkanten ISO 13715	Gewicht	Maßstab 1:1
Verantwortliche Abteilung Institut für Medizingerätetechnik	Genehmigt von Max Schäfer	Erstellt durch 	
Institut für IMT Medizingerätetechnik	Dokumentenart Bauteilzeichnung	Dokumentenstatus	
	Titel 0,9 :)	Ausgabedatum	
		Sprache	Blatt 1

Übung 2 – Darstellung von Schnitten

Zeichenaufgabe

Fertigen Sie eine Technische Zeichnung (DIN A4, weiß, mit Rahmen, M 1:1) des Würfels mit Hauptansicht und Schnittdarstellung an. Welche Hauptansicht und Schnittebenen sind ungünstig und warum? Wählen Sie Hauptansicht und Schnittverlauf anhand der untenstehenden Skizze. Wählen Sie eine Blickrichtung auf den Schnitt. Beachten Sie die richtige Anordnung des Schnitts und zeichnen Sie, falls notwendig, Symmetrielinien ein. Mithilfe der Messschieber können Sie die Maße des Würfels nehmen. Bemaßen Sie Ihre Schnittansicht.



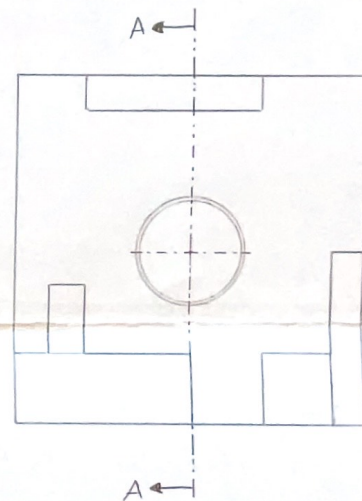
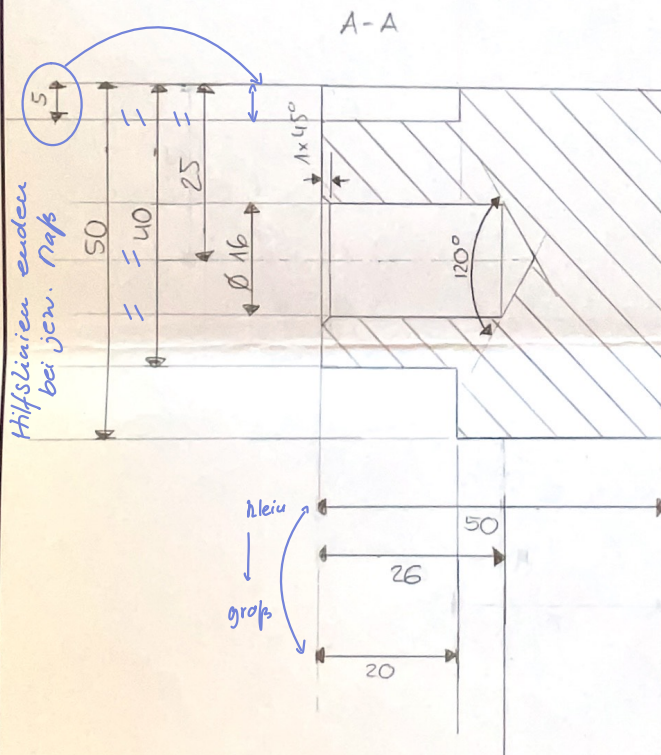
Tipp: Fertigen Sie zunächst eine Freihandskizze ohne Maße auf einem weißen Blatt Papier an. Achten Sie auf die Anordnung der Ansichten und des Schnittes. Zeigen Sie die Skizze Ihrem Tutor.

Allgemeine Hinweise:

- Achten Sie auf eine saubere Darstellung.
- Ergänzen Sie das Textfeld.

Vorbereitung UE3:

- Passungen
- Blatt mit Vorbereitungsfragen folgt über ILIAS
- Bitte Tabellenbuch mitbringen



Allgemeintoleranzen DIN ISO 2768-mK	Werkstückkanten ISO 13715	Gewicht	Maßstab 1:1
Verantwortliche Abteilung Institut für Medizingerätetechnik	Genehmigt von Max Schäfer	Erstellt durch 	
Institut für Medizingerätetechnik IMT	Dokumentenart Bauteilzeichnung	Dokumentenstatus	
	Titel joa ...	Ausgabedatum	
		Sprache	Blatt 1

Übung 3 – Passungen

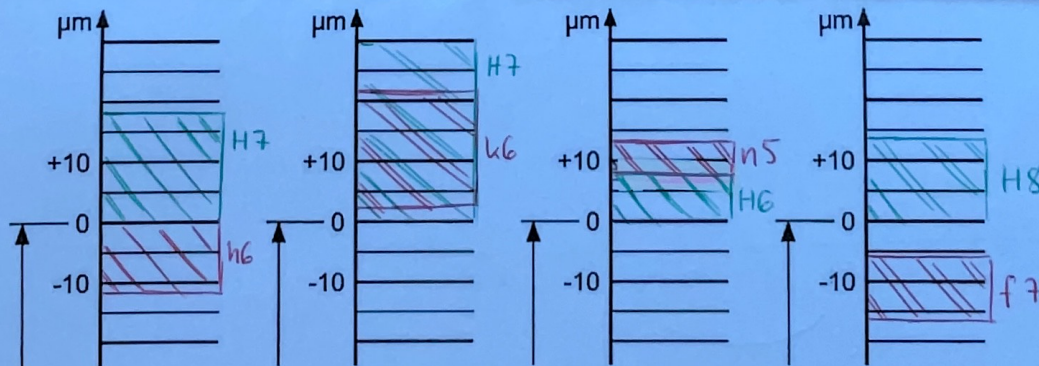
Name	
Matrikelnummer	

Aufgabe 1 (ca. 10 Minuten)

a) Wie lauten die Abmaße folgender Passungen?

	12 H7/h6		65 H7/k6		5 H6/n5		3 H8/f7	
Oberes Abmaß [µm]	+18	0	+30	+21	+8	+13	+14	-6
Unteres Abmaß [µm]	0	-11	0	+2	0	+8	0	-16

b) Zeichnen Sie die Toleranzfelder der in Teilaufgabe a) genannten Passungen in folgende Diagramme ein und benennen Sie die Art der Passung:



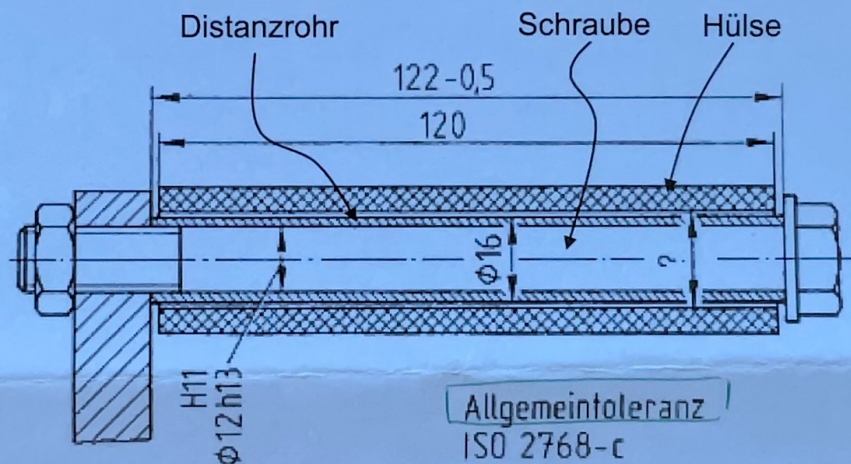
Art der Passung:

Spielpassung Übergangs-
passung Übermaßpass./
Presspassung Spielpassung

Aufgabe 2 (ca. 15 Minuten)

Der Griff einer Handkurbel enthält eine Hülse, die auf einem Distanzrohr leicht drehbar sein soll und daher reichliches Axialspiel haben darf. Der Schaft der Sechskantschraube ist mit h13 und der Innendurchmesser des Rohres mit H11 toleriert. Die Rohrlänge hat ein unteres Abmaß von -0,5 mm, sein Außendurchmesser und die Länge der Hülse sind nicht toleriert.

1. Berechnen Sie das Höchst- und Mindestspiel zwischen dem Schaft der Schraube und dem Rohrrinnendurchmesser.
2. Berechnen Sie das Höchst- und Mindestspiel zwischen Rohrlänge und Hülslänge.
3. Ermitteln Sie das Tolerierte Maß (Nennmaß und Toleranz) für den Innendurchmesser der Hülse, wenn das untere Abmaß 0 mm, das Mindestspiel 0,5 mm und das Höchstspiel 2 mm betragen sollen.



Abmessungen an einem Kurbelhandgriff

1.)

$D_{max, R}$	$D_{min, R}$	$d_{max, S}$	$d_{min, S}$
12,11	12,00	12,00	11,73

$12,11 - 11,73 = 0,38 \text{ mm}$

$S_k = 0 \text{ mm}$

2.)

L_{max}	L_{min}	L_{max}	L_{min}
122	121,5	120,8	119,2

$122 - 119,2 = 2,8 \text{ mm}$

$= 0,7 \text{ mm}$

3.) $S_H = 0,5 \text{ mm} \rightarrow 16 \pm 0,5 \text{ mm} \rightarrow 16,5 + 0,5 = 17$

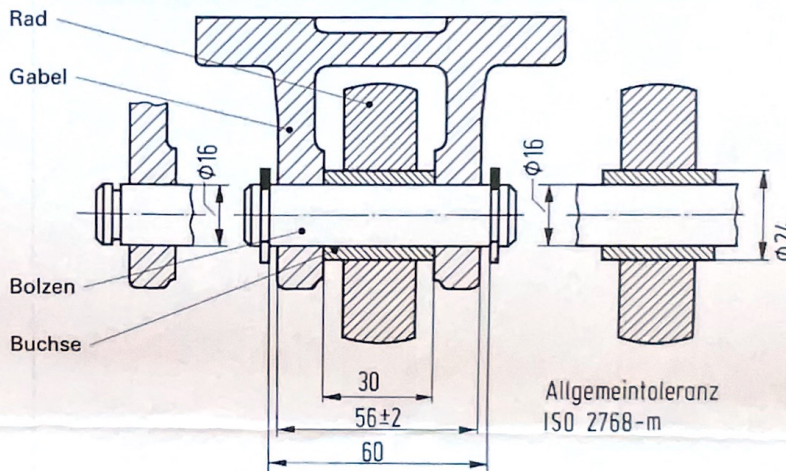
$S_G = 2 \text{ mm} \rightarrow 15,5 + 2 = 17,5$

$\Rightarrow \phi 17 \begin{matrix} +0,5 \\ 0 \end{matrix}$

Aufgabe 3 (ca. 15 Minuten) (*freiwillig*)

In der folgenden Abbildung sehen Sie ein Rad, das leicht drehbar in einer Gabel gelagert ist. Die Buchse und das Rad drehen sich dabei gemeinsam auf dem Bolzen. Zwischen Bolzen und Buchse soll ein weiter Laufsitz gewählt werden, um ein merkliches Spiel zu gewährleisten. Der Bolzen soll im Betrieb nicht in axialer Richtung hin- und herpendeln, aber trotzdem leicht montierbar sein. Zwischen den Stirnflächen der Buchse und den Gabelaugen soll sehr großes Bewegungsspiel auftreten.

Ordnen Sie den Maßangaben der beschriebenen Bereiche folgende Passungen zu: P6/h5, G7/h6, M7/h6, Nennmaß $\begin{smallmatrix} +1,0 \\ +0,5 \end{smallmatrix}$



Aufgabenteil 4 (ca. 10 Minuten)

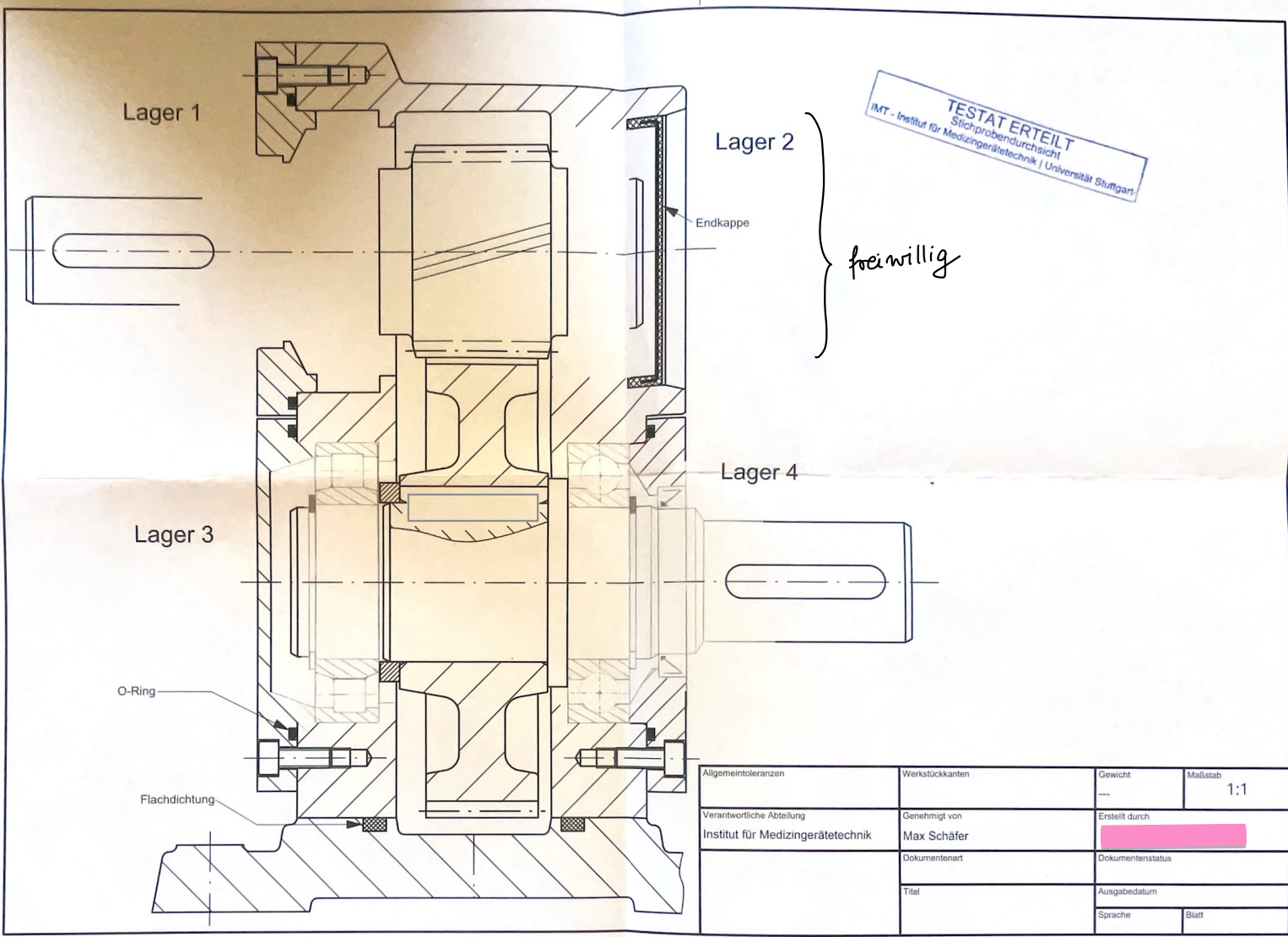
Füllen Sie die leeren Felder der Tabelle mit Hilfe der Werte aus dem Tabellenbuch aus.

Passung	D _{min} Bohrung [mm]	D _{max} Bohrung [mm]	d _{min} Welle [mm]	d _{max} Welle [mm]	max. Spiel [μm]	min. Spiel [μm]	max. Übermaß [μm]	min. Übermaß [μm]
Passungsart: <i>Ø12 Einheitsbohrung, Übergangspassung</i>								
12 H9/r6	12,000	12,043	12,023	12,034	20	—	34	—
Passungsart: <i>Ø3 Einheitswelle, ^{Spiel}Übergangspassung</i>								
3 F8/h7	3,006	3,020	2,990	3,000	30	6	—	—
Passungsart: <i>Ø9, Einheitswelle, Übergangspassung</i>								
9 K7/h6	8,990	9,005	8,991	9,000	14	—	10	—

Vorbereitung UE4:

- Thema: Lager
- Blatt mit Vorbereitungsfragen folgt über ILIAS
- Bitte TK-Skript und ggf. Tabellenbuch mitbringen

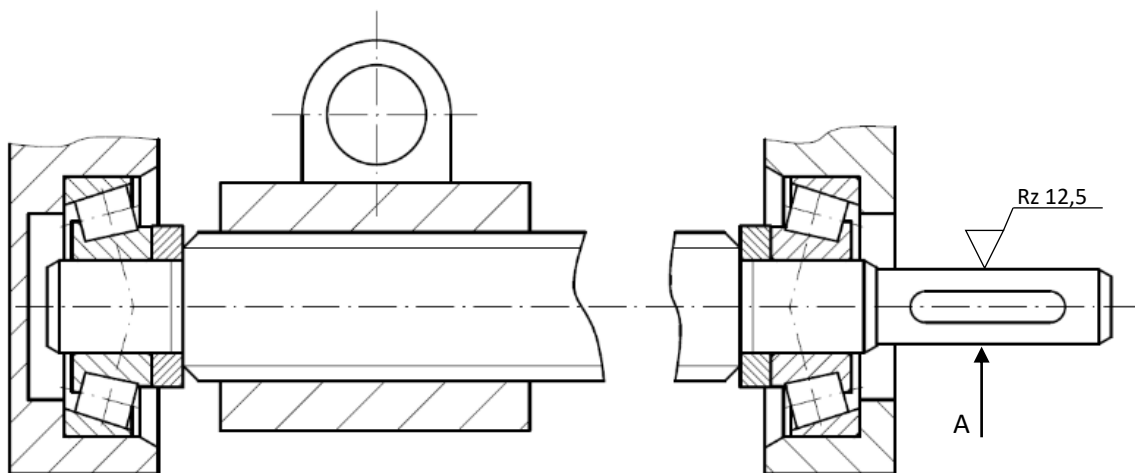
Übung 4:



Übung 5 – Festigkeitsnachweis bei einem Zapfen mit Passfedernut

Aufgabe

Zum Antrieb der Spindel ist ein Motor über eine Kupplung angebracht. Die Kupplung ist an der Spindel auf einem Zapfen mit Passfedernut zu befestigen. Der Zapfen ($d = 10\text{ mm}$) aus dem Werkstoff E295 mit einer Passfedernut wird auf Torsion rein schwellend mit einem Nennmoment von $T_{\text{nenn}} = 2,5\text{ Nm}$ beansprucht. Im Betrieb treten antriebsseitig gleichmäßige und abtriebsseitig mittlere Stöße auf. Das kurzzeitig auftretende maximale Moment ist 3-fach höher als das Nennmoment.



Führen Sie für die Stelle A

- den statischen Festigkeitsnachweis und
- den dynamischen Festigkeitsnachweis.

Falls die Mindestsicherheit nicht eingehalten wird, sind Lösungen zur Einhaltung der Mindestsicherheit vorzuschlagen.

Hinweise:

- Am **08.06.2026 23.59 Uhr** müssen Ihre Lösungen auf ILIAS hochgeladen sein.
- Die Übung wird bestanden, wenn die Aufgaben vollständig und richtig berechnet wurden.

Festigkeitsnachweis bei einem Zapfen mit Rissfedernut

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$T_{\text{nenn}} = 2,5 \text{ Nm} = 2500 \text{ Nmm}$$

$$\text{Max Moment: } T_{\text{max}} = 3 \cdot T_{\text{nenn}} = 3 \cdot 2500 \text{ Nmm} = 7500 \text{ Nmm}$$

$$\text{Rissfedernut: } d_{\text{eff}} = 10 \text{ mm} - 2,5 \text{ mm} = 7,5 \text{ mm} \quad (\text{TB 12.2})$$

a.) Statischer Festigkeitsnachweis:

$$1. \sigma_{b, \text{max}} = M_{\text{max}} / W$$

$$\sigma_{b, \text{max}} = 0$$

↑ nur Torsion, keine Biegung

$$2. \text{ Torsionsspannung: } \tau_{t, \text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_t} = \frac{3 \cdot T_{\text{max}}}{W_t}$$

$$W_t = \frac{\pi d_{\text{eff}}^3}{16} \quad (\text{TB 11.3})$$

$$= \frac{\pi \cdot 7,5^3}{16} = 82,834 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{t, \text{max}} = 7500 / 82,834 = 90,5 \text{ N/mm}^2$$

3. Zulässige Bauteilfestigkeit gegen Fließen:

$$\tau_{tF} = 1,2 \cdot R_{p0,2} \cdot K_t \cdot 1/\sqrt{3}$$

Für E 295:

$$R_{p0,2} = 295 \text{ N/mm}^2$$

$$K_t = 1$$

$$\tau_{tF} = 1,2 \cdot 295 \cdot 1 \cdot 1/\sqrt{3} = 204,38 \text{ N/mm}^2$$

4. Sicherheit:

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b, \text{max}}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t, \text{max}}}{\tau_{tF}}\right)^2}} = \frac{\tau_{tF}}{\tau_{t, \text{max}}} = \frac{204,38}{90,5} = 2,25$$

$$S_F = 2,3 > 1,5 \quad \checkmark$$

b.) dynamischer Festigkeitsnachweis:

1. Antriebsseitig gleichmäßige & abtriebsseitig mittlere Stöße:

$$\text{TB 3.4a: } K_A = 1,5$$

$$T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{nenn}} \quad (\text{Gl. 3.22})$$

$$= 1,5 \cdot 2500 = 3750 \text{ Nmm}$$

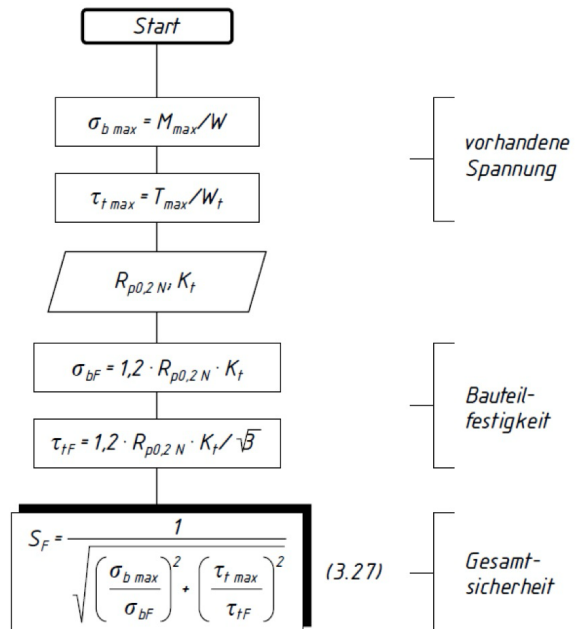
rein schwelende Belastung: $T_{\text{min}} = 0$

$$T_{\text{eq}} = T_{\text{m}} = T_{\text{eq}} / 2 = 3750 / 2 = 1875 \text{ Nmm}$$

$$\text{Spannungsamplitude: } \tau_{ta} = T_{\text{m}} / W_t$$

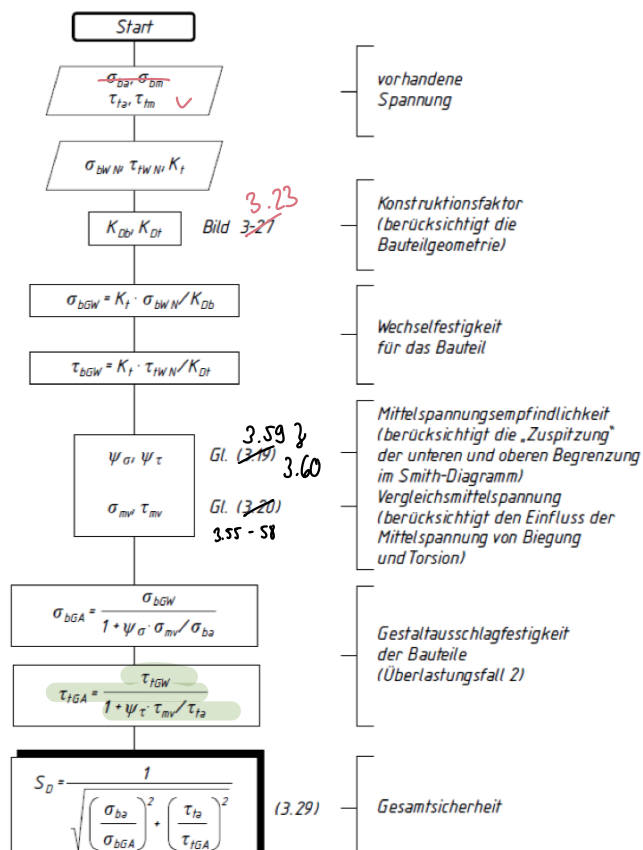
$$= 1875 / 0,2 \cdot d^3 = 1875 / 200 = 9,375 \text{ N/mm}^2$$

Statisch:



Werte / Formeln aus:
Maschinenelemente
27. Ausgabe

Dynamisch:



2 Bauteil-Wechselfestigkeit:

$$\tau_{tW} = 145 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Gl. 3.37})$$

$$\hookrightarrow \tau_{tW} = K_t \cdot \tau_{tWN} = 1 \cdot 145 = 145 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{TB 1.1, TB 3.10a, TB 3.13}$$

Kerbfaktor: $K_{Dt} = 1,44$

$$\hookrightarrow K_{Dt} = \left(\frac{D_{kt}}{k_g} + \frac{1}{k_{or}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{k_v} \Rightarrow \text{Gl. 3.48, TB 3.9b, TB 3.10d, 3.11, 3.12}$$

$$\left. \begin{aligned} \hookrightarrow D_{kt} &= 0,56 \cdot D_{kd} + 0,1 \\ D_{kd} &= 3,0 \cdot \left(R_m / 1.000 \text{ N/mm}^2 \right)^{0,38} \end{aligned} \right\} = 0,56 \cdot \left(3,0 \cdot \left(470 / 1.000 \right)^{0,38} \right) + 0,1 = 1,361$$

$$\hookrightarrow k_g = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log(10/7,5)}{\log(20)} = 0,98$$

$$\begin{aligned} \hookrightarrow k_{or} &= 0,575 \cdot k_{od} + 0,425 \rightarrow \text{geg. } 12,5 \mu\text{m} \\ k_{od} &= 1 - 0,22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20}\right) - 1\right) \\ &= 1 - 0,22 \cdot \log(12,5) \cdot \left(\log\left(\frac{470}{20}\right) - 1\right) = 0,91 \\ k_{or} &= 0,575 \cdot 0,91 + 0,425 = 0,948 \end{aligned}$$

$$\hookrightarrow k_v \Rightarrow \text{nicht geg. // umgekehrt} \rightarrow k_v = 1$$

$$\hookrightarrow K_{Dt} = \left(\frac{1,361}{0,98} + \frac{1}{0,948} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 1,44$$

$$\tau_{tGW} = \tau_{tW} / K_{Dt} = 145 / 1,44 = 100,69 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Gl. 3.54})$$

3. Mittelspannungsempfindlichkeit

$$\psi_T = 0,03741$$

$$\hookrightarrow f_T \cdot \psi_d \rightarrow \psi_d = a_m \cdot R_m + b_m \quad (\text{Gl. 3.60, 3.59})$$

$$\begin{aligned} \hookrightarrow 0,00035 \text{ N/mm}^2 \cdot 470 \text{ N/mm}^2 + (-0,1) &= 0,0645 \Rightarrow \text{TB 3.15, TB 3.2, TB 1.1, TB 1.2} \\ \hookrightarrow 0,58 \cdot 0,0645 &= 0,03741 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gestaltausschlagsfestigkeit: } \tau_{tGA} &= \frac{\tau_{tGW}}{1 + \psi_T \cdot \underbrace{\frac{\tau_{tW}}{\tau_{tGA}}}_{=1 \text{ (da rein schwellend)}}} \\ &= 100,69 / (1 + 0,03741 \cdot 1) = 97,059 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

4. Sicherheit:

$$S_D = \tau_{tGA} / \tau_{ta} = 97,059 / 9,375 = 10,35 > 1,5 \quad \checkmark$$

(Gl. 3.88)

Übung 6 – Lager Gewindespindel

Aufgabe

Zu prüfen ist die statische Tragsicherheit der **Kegelrollenlager 30202** (Innendurchmesser von 15 mm) und ob die Lager eine Lebensdauer von >4000 h erreicht.

Vorgehensweise:

1. Berechnung der Lagerkräfte
2. Nachrechnen der gegebenen Drehzahl
3. Berechnung der statischen Tragsicherheit
4. Berechnung der nominellen Lebensdauerberechnung

1. Berechnung der Lagerkräfte

Um die statische Tragsicherheit der Kegelrollenlager in einer Krankentrage zu überprüfen, müssen zuerst dessen Lagerkräfte berechnet werden. Der grundlegende Aufbau der Krankentrage ist in Abbildung 1 ersichtlich.

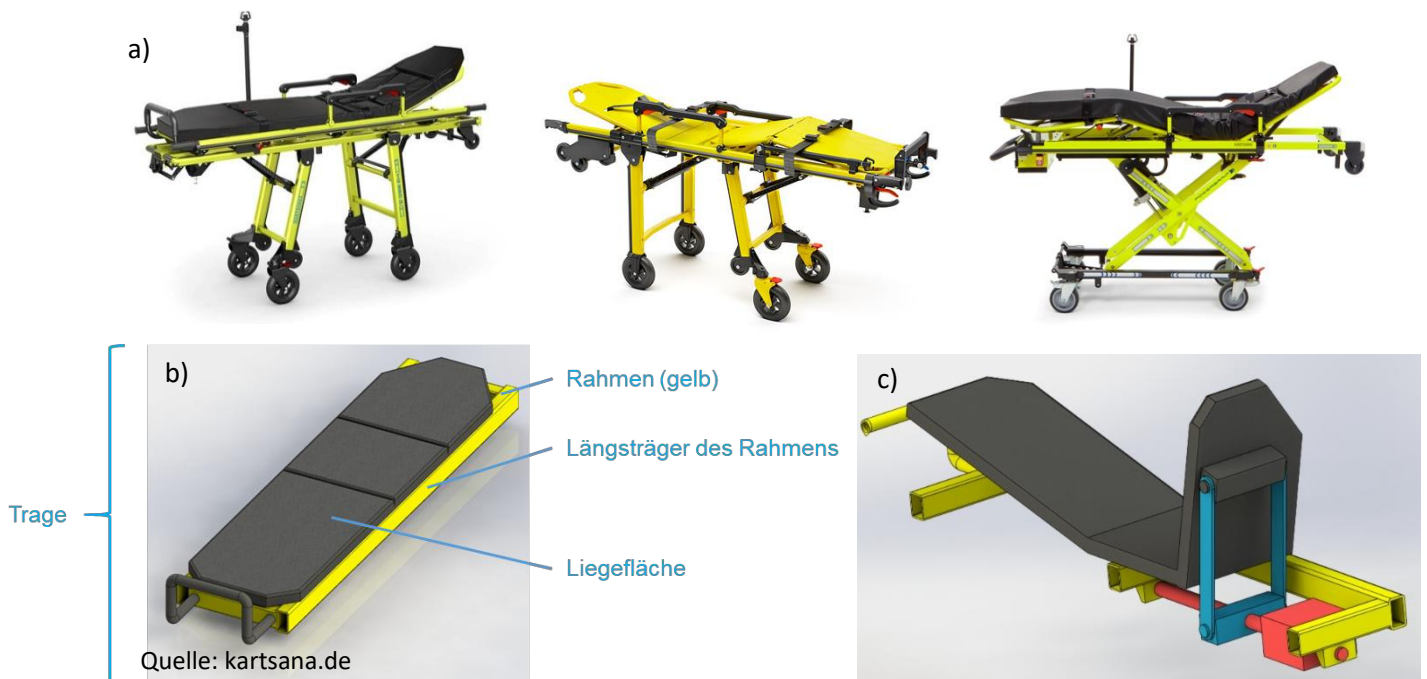


Abbildung 1: Darstellung einer Krankentrage (a). Die Trage und ihre Elemente (b). Darstellung der Liege in hochgeklappter Position mit Lager E als Pendelstütze (c).

Zunächst wird die Belastung der Liege betrachtet. Es werden zwei verschiedenen Zustände betrachtet; einmal den ebenen Zustand und einmal den angewinkelten mit aufgerichteter Oberkörperstütze (siehe Abbildungen 2 und 3). Ist die Liege in der hochgeklappten Position, so wirkt die senkrechte Stütze zum Lager E als Pendelstütze. Auch das Beinteil kann durch ein Gelenk angewinkelt werden, jedoch kann dieser Belastungsfall hier zur Vereinfachung vernachlässigt werden.

Gemäß der Belastung in der Norm, wirken folgende Kräfte auf die Liegefläche der Trage. Die Lagerung der Liegefläche auf dem Rahmen erfolgt durch mehrere Fest- und Loslager A bis D/E.

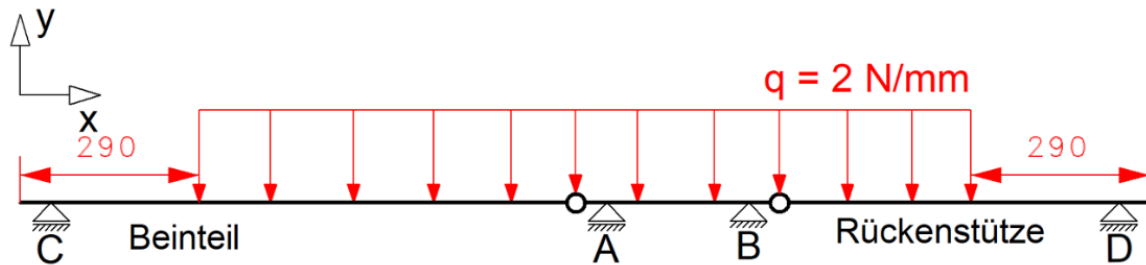


Abbildung 2: Belastung der Liege im ebenen Zustand.

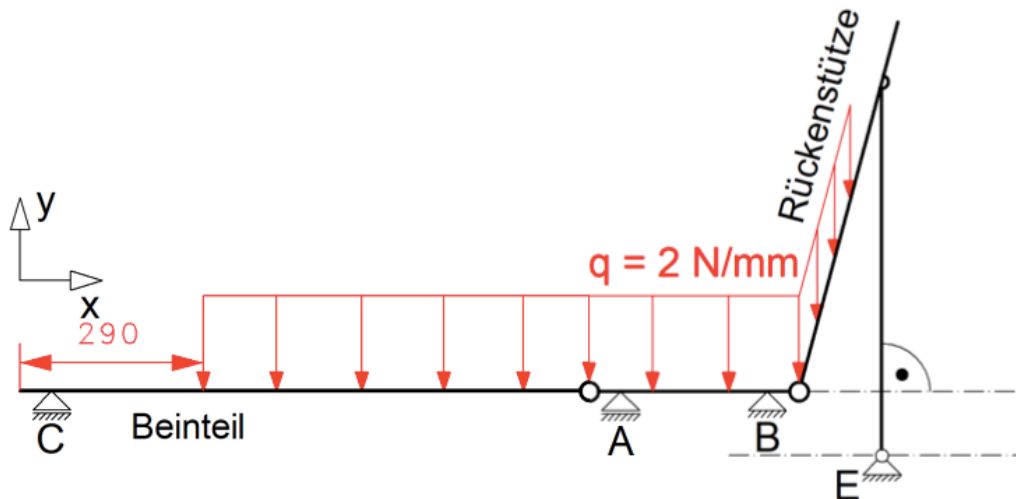


Abbildung 3: Belastung der Liege im angewinkelten Zustand.

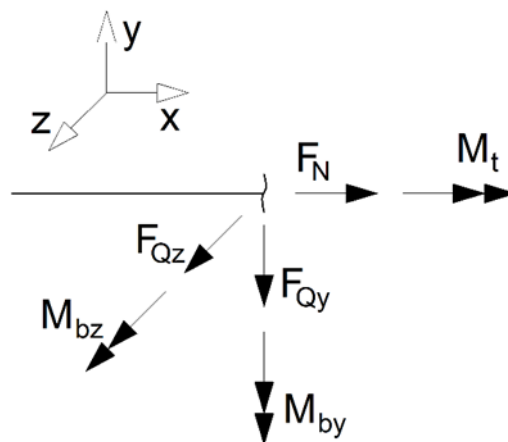


Abbildung 4: Schnittuferkonventionen.

Für die Berechnung der Lagerkräfte werden nur die ebene und die geneigte Liegeposition berücksichtigt. Bei einer Kegelrollenlagerung in X-Anordnung nimmt nur eines der Lager Axialkräfte auf – hier: **linkes Lager**. Der eingeschlossene Winkel beträgt **10°**. Die Abstände der Krafteinleitung durch die Kraft F_E sind Abbildung 6 zu entnehmen

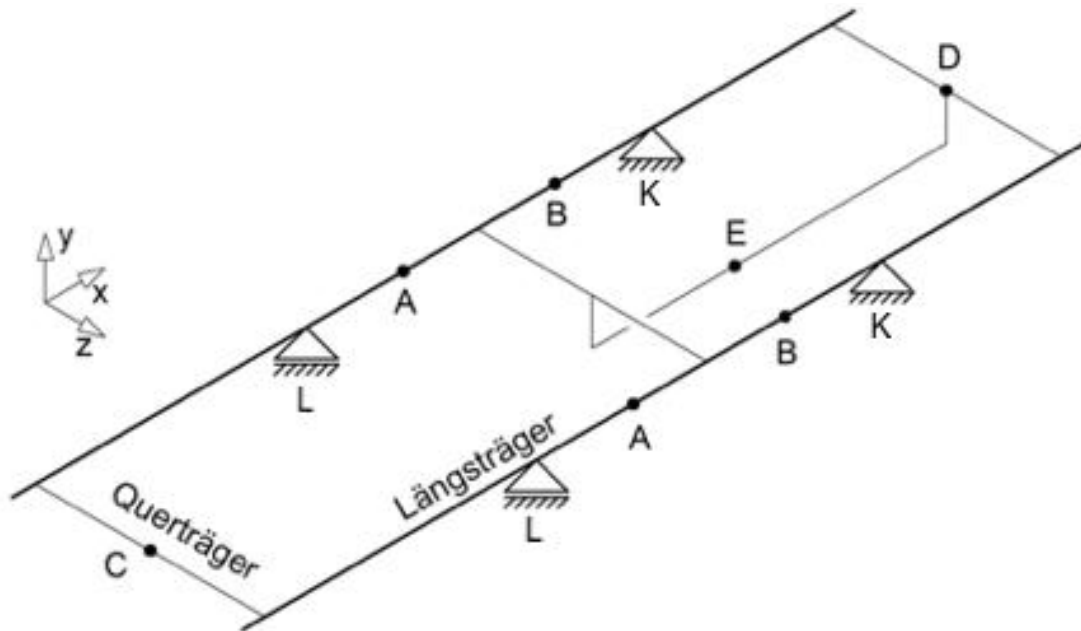


Abbildung 5: Übersicht der Lagerstellen am Rahmen durch das Fahrgestell.

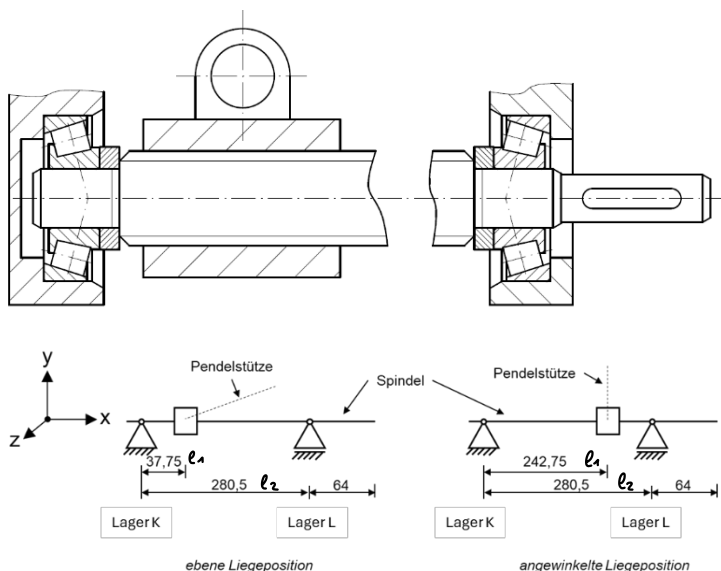


Abbildung 6: Abstände der Krafteinleitung in Abhängigkeit der Liegeposition

Für den angewinkelten Zustand beträgt die Kraft $F_E = 191 \text{ N}$. Für den flachen Zustand muss die Kraft F_E bestimmt werden. Es wird der Moment betrachtet, in dem die Rückenlehne gerade nicht mehr im Lager D aufliegt und somit die gesamte Kraft von der Pendelstütze und damit vom Lager E aufgenommen wird. Vereinfacht wird die Rückenlehne als flach angenommen. Zudem ist die Kraft $F_{res3} = 620 \text{ N}$.

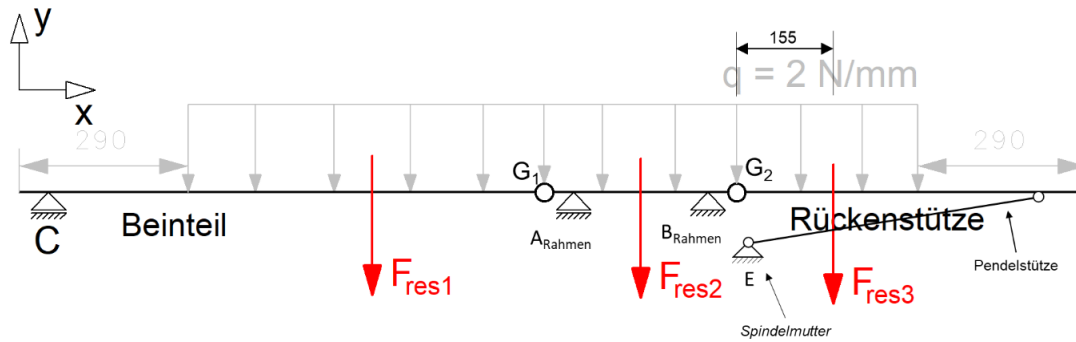


Abbildung 7: Lagerung der Rückenlehne im Lager E

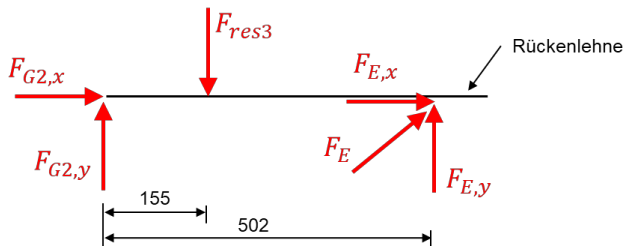


Abbildung 8: Angriffspunkt der Kraft F_E an der Rückenlehne

2. Nachrechnen der gegebenen Drehzahl

Idealerweise kann die Rückenlehne **innerhalb von 5 Sekunden** über eine Trapezgewindespindel (TR24x5 mit Flachwinkel 30°) vom flachen in den angewinkelten Zustand hochgefahren werden. Überprüfen Sie ob die gegebene Drehzahl **von 10 s⁻¹ dieser Anforderung entspricht**.

Tipp:

Mithilfe der Gewindesteigung kann die Länge berechnet werden, die bei einer Umdrehung zurückgelegt wird. Wie viele Umdrehungen sind nötig um **l=205 mm** zurückzulegen?

3. Berechnung der statischen Tragsicherheit

Ein Wälzlager gilt als nur statisch beansprucht, wenn es unter einer Belastung stillsteht, kleine Pendelbewegungen ausführt oder sich mit einer Drehzahl $n < 10 \text{ min}^{-1}$ dreht. Für diese Betriebszustände ist eine solche Belastung noch zulässig, die maximal eine plastische Gesamtverformung an den Wälzkörpern (Abplattung) und Laufbahnen (Eindrückungen) hervorruft, welche die geforderten Laufeigenschaften des Lagers nicht beeinträchtigen.

Der Nachweis für ein ausreichend tragfähiges Lager ist die statische Tragsicherheit S_0

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

C_0 – statische Tragzahl nach TB 14-2 bzw. WLK

Die statische Tragzahl C_0 ist eine rein radiale (bei Axiallagern eine rein axiale) Lagerbelastung, die bei stillstehenden Lagern an der höchstbeanspruchten Berührungsstelle zwischen Wälzkörper und Rollbahn eine bleibende Verformung von 0,01% des Wälzkörperdurchmessers hervorruft; sie wird in Listen der Wälzlagerhersteller bzw. ist in TB 14-2 angegeben.

P_0 – statisch äquivalente Belastung des Lagers

Die statisch äquivalente (= gleichwertige) Belastung P_0 ist eine rechnerische, rein radiale Belastung bei Radiallagern bzw. rein axiale und zentrische Belastung bei Axiallagern, die an den Wälzkörpern und Rollbahnen die gleiche plastische Verformung bewirkt, wie die tatsächlich wirkende kombinierte Belastung. Sie ergibt sich, ausgenommen für die Axial-Pendelrollenlager, allgemein aus

$$P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$$

F_{r0} statische radiale Lagerkraft

F_{a0} statische axiale Lagerkraft

X_0 statischer Radialfaktor nach TB 14-3b bzw. WLK

Y_0 statischer Axialfaktor nach TB 14-3b bzw. WLK

Bei nur radial belasteten Lagern, also bei $F_{a0} = 0$, wird $P_0 = F_{r0}$,

bei nur axial belasteten Lagern, also bei $F_{r0} = 0$, wird $P_0 = F_{a0}$.

Kegelrollenlager in Lagerpaar in O- oder X-Anordnung; siehe Tabelle 14-2
Richtwerte für statische Tragsicherheit:

Tabelle 1: Richtwerte zur statischen Tragsicherheit nach SKF

Betriebsweise	umlaufende Lager Anforderungen an die Laufruhe						nicht umlaufende Lager	
	gering		normal		hoch		Kugel- lager	Rollen- lager
	Kugel- lager	Rollen- lager	Kugel- lager	Rollen- lager	Kugel- lager	Rollen- lager		
ruhig erschütterungsfrei	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
stark stoßbelastet	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

4. Lebensdauerberechnung

Die statistische Lebensdauer, die nominelle Lebensdauer L_{10} , ist die Anzahl der Umdrehungen oder bei unveränderlicher Drehzahl die Anzahl der Stunden, die 90% einer größeren Menge offensichtlich gleicher Lager (Kollektiv) erreichen oder überschreiten, bevor erste Ermüdungserscheinungen auftreten. Die Erlebenswahrscheinlichkeit entspricht 90%, die Ausfallwahrscheinlichkeit 10% (10% der Lager fallen vorher aus).

Die dynamische Tragzahl C ist für Radiallager bei umlaufendem Innenring und stillstehendem Außenring eine rein radiale (für Axiallager rein axiale) Belastung unveränderlicher Größe und Richtung, bei der 90% eines Kollektivs offensichtlich gleicher Lager eine nominelle Lebensdauer von 10^6 Umdrehungen bzw. 500 Laufstunden bei konstanter Drehzahl von $33,33 \text{ min}^{-1}$ erreichen.

Sie ist eine Lagerkonstante, wird von den Wälzlagerherstellern durch zahlreiche Versuche ermittelt und in Listen herausgegeben (s. TB 14-2).

Die dynamisch äquivalente (= gleichwertige) Belastung P ist eine rechnerische, in Größe und Richtung konstante Radiallast, bei Axiallagern zentrische Axiallast, die die gleiche Lebensdauer ergibt wie die, die das Lager unter der tatsächlich vorliegenden kombinierten Belastung erreicht.

Durch Versuche ergab sich zwischen den genannten Bestimmungsgrößen die folgende Gleichung für die nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen bzw. in Betriebsstunden:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ bzw. } L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}$$

L_{10} 10 ⁶ Umdr.	L_{10h} h	C, P kN	n min ⁻¹
-----------------------------------	----------------	--------------	--------------------------

L10; L10h	nominelle Lebensdauer
C	dynamische Tragzahl, aus TB 14-2 oder WLK
P	dynamisch äquivalente Lagerbelastung nach 14.3.2-3
p	Lebensdauerexponent: Kugellager p = 3; Rollenlager p = 10/3
n	Drehzahl des Lagers

Der Quotient C/P wird als dynamische Tragsicherheit bezeichnet.

Hinweise:

- Bis zum **15.06.2025 23.59 Uhr** müssen Sie Ihre Lösungen im Ilias hochgeladen haben.
- Die Übung wird bestanden, wenn die Aufgaben vollständig und richtig berechnet wurden.

Vorbereitung UE7:

- Thema: **Tragfähigkeit eines Wälzlagers berechnen (statisch)**
- Bitte das Vorlesungsskript der EMGMT-KT 1 & 2, die bisherigen Übungen und ggf. das Tabellenbuch und das Skript von „EFL“ und „TM“ zum Nachschlagen mitbringen.

1. Berechnung der Lagerkräfte

flacher Zustand:

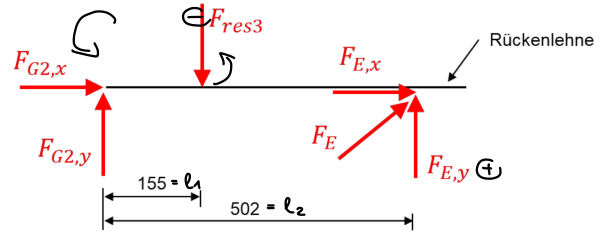
$$\sum M_G = 0: -F_{res3} \cdot l_1 + F_{Ey} \cdot l_2 = 0$$

$$F_{Ey} = \frac{F_{res3} \cdot l_1}{l_2} = \frac{620 \text{ N} \cdot 155 \text{ mm}}{502 \text{ mm}} = 191,434 \text{ N}$$

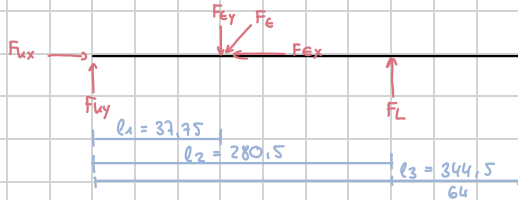
Axialkraft der Spindel:

$$\tan(\alpha) = F_{Ey} / F_{Ex} \rightarrow F_{Ex} = F_{Ey} / \tan(\alpha) = 191,434 / \tan(10) = 1085,676 \text{ N}$$

$$F_{Ey} = F_E \cdot \sin(\alpha) \rightarrow F_E = F_{Ey} / \sin(\alpha) = 191,434 / \sin(10) = 1102,424 \text{ N}$$



Ebene Liegeposition:



$$\sum M_K = 0: -F_{Ey} \cdot l_1 + F_L \cdot l_2 = 0$$

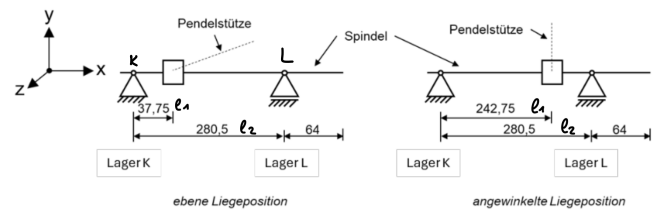
$$F_L = \frac{F_{Ey} \cdot l_1}{l_2} = \frac{191,434 \cdot 37,75}{280,5} = 25,763 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum V = 0: F_{Ky} - F_{Ey} + F_L = 0$$

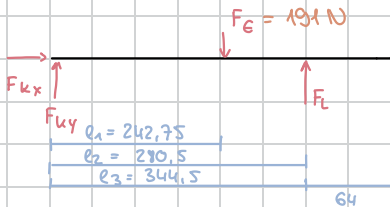
$$F_{Ky} = F_{Ey} - F_L = 191,434 - 25,763 = 165,671 \text{ N}$$

$$\rightarrow \sum H = 0: F_{Kx} - F_{Ex} = 0$$

$$F_{Kx} = F_{Ex} = 1085,676 \text{ N}$$



Angewinkelte Position:



$$\sum M_K = 0: F_E \cdot l_1 + F_L \cdot l_2 = 0$$

$$F_L = \frac{F_E \cdot l_1}{l_2} = 165,295 \text{ N}$$

$$\uparrow \sum V = 0: F_{Ky} - F_E + F_L = 0$$

$$F_{Ky} = F_E - F_L = 191 - 165,295 = 25,705 \text{ N}$$

$$\rightarrow \sum H = 0: F_{Kx} = 0$$

2. Nachrechnen der gegebenen Drehzahl:

Benötigte Umdrehungen:

$$u = l/p$$

$$\text{mit } TR 24 \times 5: u = \frac{205 \text{ mm}}{5 \text{ mm/u}} = 41 \text{ u}$$

Benötigte Drehzahl:

$$n = l/t = 41 \text{ u} / 5 \text{ sek} = 8,2 \text{ s}^{-1}$$

Vgl. mit gegebener Drehzahl:

$$n_{\text{geg.}} = 10 \text{ s}^{-1}$$

$$10 \text{ s}^{-1} > 8,2 \text{ s}^{-1} \quad \checkmark \quad \text{gegebene Drehzahl reicht aus.}$$

3. Berechnung der stat. Tragsicherheit:

Kegelrollenlager in X-Anordnung: $P_0 = F_{r0} + 2 \cdot Y_0 \cdot F_{a0}$

Lager K:

$$\left. \begin{array}{l} F_{r0} = F_{ky} = 165,671 \text{ N} \\ F_{a0} = F_{kx} = 1085,676 \text{ N} \end{array} \right\} \text{ (höchste Beanspruchung bei ebener Liegeposition)}$$

$$P_{0K} = 165,671 + 2 \cdot 0,95 \cdot 1085,676 = 2228,455 \text{ N}$$

$$S_0 = C_0 / P_{0K} = 13500 \text{ N} / 2228,455 = 6,058$$

$$S_0 > S \rightarrow S = 3,5 \rightarrow 6,058 > 3,5 \quad \checkmark$$

Lager L:

$$F_{r0} = F_{ky} = L_v = 165,295 \text{ N} \quad \text{(höchste Beanspruchung bei angewinkelter Liegeposition)}$$

$$F_{a0} = F_{kx} = L_H = 0 \text{ N}$$

$$P_{0L} = 165,295 + 2 \cdot 0,95 \cdot 0 \text{ N} = 165,295 \text{ N}$$

$$S_0 = C_0 / P_{0L} = 13500 \text{ N} / 165,295 \text{ N} = 81,672$$

$$S_0 > S \rightarrow S = 3,5 \rightarrow 81,672 > 3,5 \quad \checkmark$$

4. Lebensdauerberechnung:

Lebensdauer Lager K:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

mit $p = 10/3$

$$n = 10 \text{ s}^{-1} = 600 \text{ min}^{-1}$$

$C = 14200 \text{ N}$ (Lagerstelle einzeln betrachtet ? nicht als ges. Lagerstelle)

$$F_a / F_r > e \rightarrow 1085,676 / 165,671 > 0,35$$

$$6,553 > 0,35$$



$$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a$$

$$= 0,67 \cdot 165,671 + 1,68 \cdot 1,73 \cdot 1085,676 = 3266,408 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{14200}{3266,408} \right)^{10/3} = 134,08 \text{ u}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 809,665}{60 \cdot 600} =$$

$$3724,44 \text{ h} > 4000 \text{ h} \rightarrow \text{Lebensdauer erfüllt. } \checkmark$$

Lebensdauer Lage L:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

mit $p = 10/3$

$$n = 10 \text{ s}^{-1} = 600 \text{ min}^{-1}$$

$$C = 14200 \text{ N}$$

$$F_a / F_r \leq e = 0 \text{ N} / 165,295 = 0 \text{ N} \leq 0,35$$

$$P = F_r + 1,12 \cdot Y \cdot F_a$$

$$= 165,295 + 1,12 \cdot 1,73 \cdot 0 = 165,295$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{14200}{165,295}\right)^{10/3} = 2797166,4 \text{ U}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 2797166,4}{60 \cdot 600} = 77699066,67 \text{ h}$$

$$77699066,67 \text{ h} > 4.000 \text{ h} \rightarrow \text{Lebensdauer erfüllt. } \checkmark$$

- Bis zum **23.06.2026 um 23.59 Uhr** müssen Sie Ihre Lösung auf ILIAS hochladen
- Die Übung wird bestanden, wenn die Aufgaben vollständig und richtig berechnet wurden.

1. Axialkraft:

laut Zeichnung nimmt Lager A Axialkraft auf

$$F_{Aa} = 2,5 \text{ kN}$$

$$F_{Ba} = 0 \text{ N}$$

2. Momentengleichgewicht

$$\sum M_B = 0: -F_{rA} \cdot 30 \text{ mm} + F_{rad} \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$F_{rA} = \frac{F_{rad} \cdot 60}{30} = \frac{2,5 \cdot 60}{30} = 5 \text{ kN} //$$

$$\rightarrow \sum H = 0: F_{rA} - F_{rB} = 0$$

$$F_{rB} = F_{rA}$$

$$= 5 \text{ kN}$$

$$\uparrow \sum V = 0: F_{Aa} = F_{rad} = 2,5 \text{ kN}$$

3. Lagerprüfung:

$$F_{rA} = 5 \text{ kN}$$

$$F_{aA} = 2,5 \text{ kN}$$

$$F_a / F_r = 2,5 \text{ kN} / 5 \text{ kN} = 0,5$$

$$\text{Rillenkugellager: } 0,5 < 0,8$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

$$\text{mit TB 14.3 b: } X_0 = 1$$

$$Y_0 = 0$$

$$P_{0A} = 1 \cdot F_{rA} = 5 \text{ kN}$$

$$F_{rB} = 5 \text{ kN}$$

$$F_{aB} = 0 \text{ kN}$$

$$F_a / F_r = 0 / 5 = 0$$

$$\text{Rillenkugellager: } 0 < 0,8$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

$$\text{mit TB 14.3 b: } X_0 = 1$$

$$Y_0 = 0$$

$$P_{0B} = 1 \cdot F_{rB} = 5 \text{ kN}$$

4. Tragsicherheit:

$$C_0(\text{eff.}) = P_0 \cdot S_0$$

$$\rightarrow S_0 = 1 \text{ (geg. Tutor)}$$

$$C_{0A}(\text{eff.}) = P_{0A} \cdot S_0 = 5 \text{ kN} \cdot 1 = 5$$

$$C_0 = 7,8 \text{ (TB 14.2)}$$

$$C_0 > C_{\text{eff}} \rightarrow 7,8 > 5 \checkmark$$

$$C_{0B}(\text{eff.}) = P_{0B} \cdot S_0 = 5 \text{ kN} \cdot 1 = 5$$

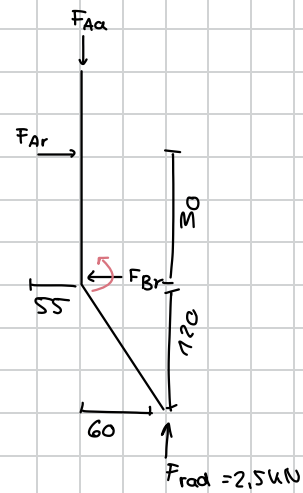
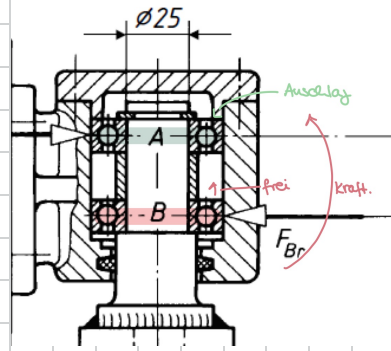
$$C_0 = 7,8$$

$$C_0 > C_{\text{eff}} \rightarrow 7,8 > 5 \checkmark$$

Die Tragfähigkeit der Lager ist

☒ ausreichend

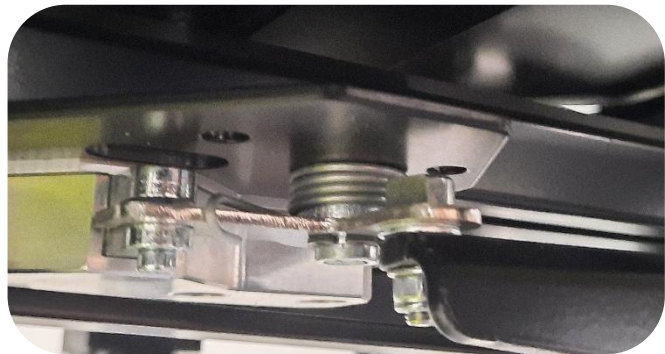
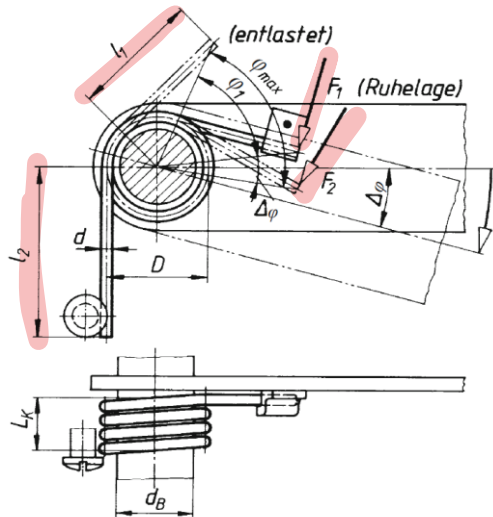
☐ nicht ausreichend



Übung 8 – Drehfeder

Aufgabe

Eine ruhend beanspruchte Drehfeder mit (lose) anliegenden Windungen aus Federstahldraht SL nach DIN EN 10270-1 soll als Rückholfeder einen Hebel an der Krankenliege bewegen.



In der Ruhelage soll sie eine Kraft $F_1 \approx 1,5 \text{ N}$ und nach einem Hubwinkel $\Delta\phi \approx 16^\circ$ eine Rückholkraft $F_2 \approx 2,5 \text{ N}$ ausüben. Aus der Konstruktion ergaben sich für den Führungsbolzen ein Durchmesser $d_B = 6 \text{ mm}$, für die Feder die Schenkellängen $l_1 = 10 \text{ mm}$ und $l_2 = 15 \text{ mm}$.

Zu ermitteln und zu prüfen sind:

- der Drahtdurchmesser d aus überschlägiger Vorwahl und der mittlere Windungsdurchmesser D als Normzahl nach DIN 323 R'20, wenn der innere Windungsdurchmesser D_i etwa 25% größer als d_B angenommen wird,
- der größte Drehwinkel ϕ_{max} und der Vorspann-Drehwinkel ϕ_1 , wenn Verhältnissgleichheit zwischen Drehwinkeln und Federkräften bzw. Federmomenten besteht,
- die Länge L_{k0} des unbelasteten Federkörpers für die zur ganzen Zahl gerundete Anzahl der federnden Windungen,
- die Zulässigkeit der Biegespannung für die vorgesehene Drahtsorte.

Hinweise:

- Am 29.06.2026 bis 23.59 Uhr müssen Sie Ihre Lösungen auf ILIAS hochgeladen haben.
- Die Übung wird bestanden, wenn die Aufgaben vollständig und richtig berechnet wurden.

Extraaufgabe: Gehe zur Krankenliege im IMT und suche die Feder und finde ihre Funktion heraus. ☺

Grundlagen Drehfedern:

Drehfedern werden im Maschinen- und Apparatebau wie in der Feinmechanik hauptsächlich als Scharnier-, Rückstell- und Andrückfedern verwendet. Sie haben im Wesentlichen die gleiche Form wie zylindrische Schraubenfedern. Die Enden am Umfang des Federkörperdurchmessers sind als Schenkel abgebogen. Diese sind so ausgebildet, dass die Feder durch ein Verdrehen um die Federachse belastet werden kann. Infolge dieser Belastungsart ist die Beanspruchung des Federdrahtes eine Biegebeanspruchung.

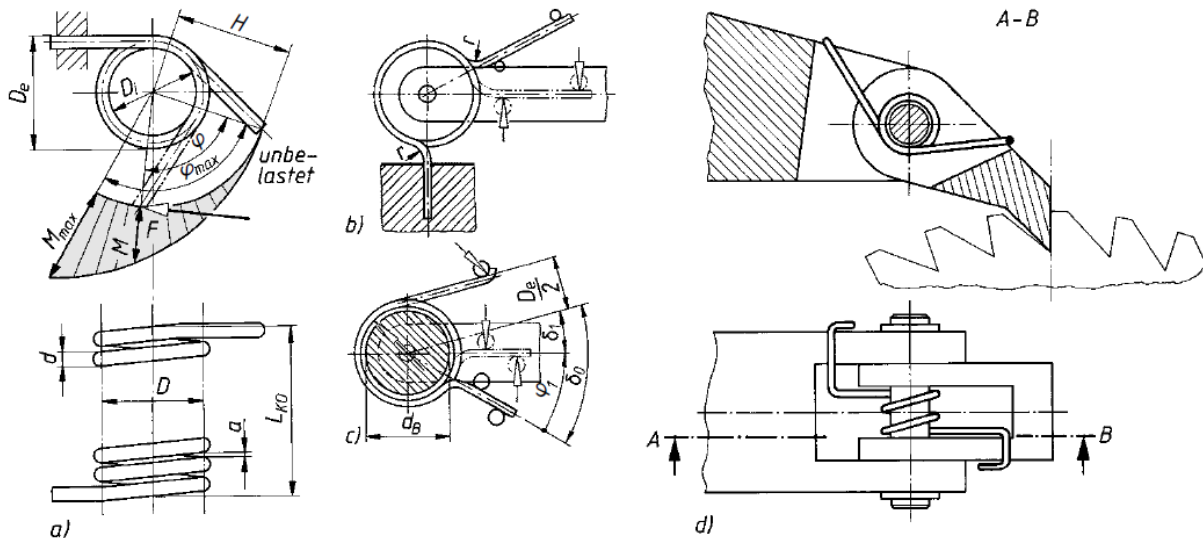


Bild Drehfedern: a) mit kurzen tangentialen Schenkeln, b) mit abgebogenen Schenkeln (gespannter, bewegter Schenkel Strich-Zweipunkt-Linie), c) mit Bolzenführung; Schenkelwinkel δ_0 bei unbelasteter, δ_1 bei belasteter Feder dem Drehwinkel ϕ_1 zugeordnet, d) als Andrückfeder für eine Sperrklinke

Mit der zulässigen Biegespannung $\sigma_{b\text{ zul}} = f(d, \text{Drahtwerkstoff})$ nach TB 10-1/ TB10-3a, dem Korrekturbeiwert $q = f_i D/d$ zur Berücksichtigung der Spannungserhöhung infolge der Drahtkrümmung nach TB 10-7 mit dem abzuschätzenden Windungsdurchmesser D und einem gewählten Werkstoff nach TB 10-2c könnte aus der Beziehung $\sigma_b = q \cdot M/W < \sigma_{b\text{ zul}}$ mit $M = F_{\text{max}} \cdot H$ und $W = (\pi/32) \cdot d^3$ der Drahtdurchmesser d durch Iteration bestimmt werden. Für die Auslegung einer Drehfeder sind meist der Innendurchmesser D_i des Federkörpers bekannt, so dass für den ersten Entwurf mit der Gebrauchsformel der Drahtdurchmesser d überschlägig ermittelt werden kann aus

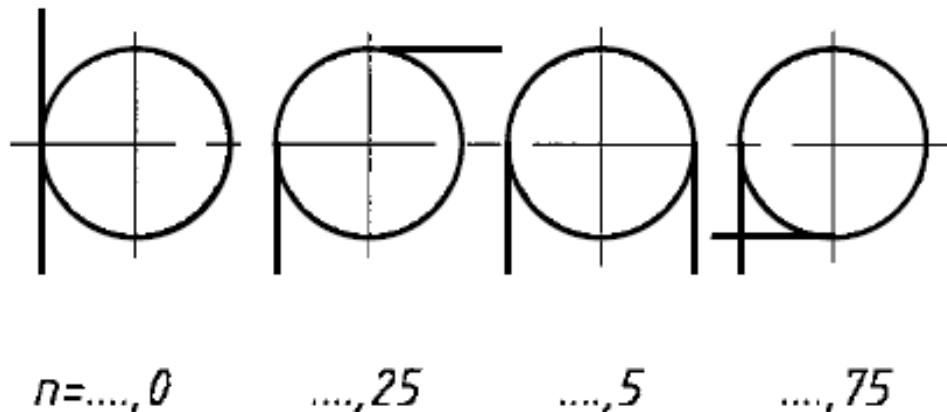
$$d \approx 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k} = 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{1 - k} \text{ mit } k \approx 0,06 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{D_i}$$

Die endgültige Festlegung des Drahtdurchmessers d nach DIN EN 10270 (TB 10-2) kann erst nach dem Festigkeitsnachweis erfolgen, da hierfür alle Bestimmungsgrößen bekannt sein müssen.

Die Windungszahl

$$n = \frac{\left(\frac{\pi}{64}\right) \cdot \varphi^\circ \cdot E \cdot d^4}{180^\circ \cdot F \cdot H \cdot D}$$

soll aus fertigungstechnischen Gründen festgelegt werden auf $n = \dots, 0 \dots, 25 \dots, 5 \dots, 75$.



Die Länge L_{K0} des unbelasteten Federkörpers wird bei anliegenden Windungen

$$L_{K0} = (n + 1,5) \cdot d$$

bei Windungsabstand

$$L_{K0} = n \cdot (a + d) + d$$

berechnet.

Für die Nachprüfung der festgelegten Feder gelten die folgenden Berechnungsgleichungen streng genommen nur für Federn mit fest eingespannten, kreisförmig geführten beweglichen Schenkeln ohne Berücksichtigung der Reibung. Vor jeder Berechnung ist zu klären, ob die Feder ruhend bzw. selten wechselnd (d. h. mit gelegentlichen Lastwechseln ($N < 10^4$ Lastspiele) während ihrer Lebensdauer) oder schwingend beansprucht wird. Bei Drehfedern mit praktisch unbegrenzter Lebensdauer ($N > 10^7$ Lastspiele) sind die Dauerfestigkeitswerte bis $d = 4$ mm nach TB 10-8 zu berücksichtigen, und in den Gleichungen wird dann anstelle F die Schwingkraft $F_h = F_2 - F_1$ (zugeordnet dem Hubwinkel $\varphi_h = \varphi_2 - \varphi_1$) eingesetzt und die Hubspannung σ_h bzw. $\sigma_{qh} < \sigma_{h\ zul}$ bzw. die Hubfestigkeit σ_H ermittelt.

Unter Berücksichtigung der Spannungserhöhung durch die Drahtkrümmung gelten mit dem Spannungsbeiwert q für die Biegespannung

$$\sigma_q = q \cdot \frac{M}{W_b} = \frac{q \cdot M}{\left(\frac{\pi}{32}\right) \cdot d^3} \leq \sigma_{b\ zul}$$

UE8

geg.: $F_1 = 1,5 \text{ N}$
 $F_2 = 2,5 \text{ N}$
 $\Delta \varphi = 16^\circ$
 $d_B = 6 \text{ mm}$
 $l_1 = 10 \text{ mm}$
 $l_2 = 15 \text{ mm}$

ges.: a.) d. φ D
b.) $\varphi_{\max}$ φ φ_1
c.) L_k
d.) Spannungsuachweis

a.) Innerer Winkeldurchmesser D_i bestimmen

$$d_B = 6 \text{ mm}$$

$$D_i = 25\% \text{ größer als } d_B$$

$$D_i = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ mm}$$

$$\text{größte Kraft: } F_2$$

$$\text{Hebelarm: } H = l_1 = 10 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{größtes Moment: } M &= F_{\max} \cdot H \\ &= 2,5 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} = 25 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$k \text{ bestimmen:}$$

$$k = 0,06 \cdot \sqrt[3]{M} / D_i$$

↪ Formel siehe

$$= 0,06 \cdot \sqrt[3]{25} / 7,5 = 0,023$$

Aufgabestellung

$$\begin{aligned} d \text{ überschlägig berechnen: } d &= 0,23 \cdot \sqrt[3]{M} / (1 - k) \\ &= 0,23 \cdot \sqrt[3]{25} / (1 - 0,023) = 0,688 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{mittlerer Windungsdurchmesser } D:$$

$$D = D_i + d$$

$$= 7,5 + 0,688 = 8,188 \text{ mm}$$

Normzahlen nach DIN 323

$$D_i' = 7,10 \text{ mm}$$

$$D' = 8,00 \text{ mm}$$

b.) $\varphi_{\max}$ und φ_1 :

$$\frac{\varphi_{\max}}{\Delta \varphi} = \frac{F_2}{F_2 - F_1}$$

$$\begin{aligned} \varphi_{\max} &= \frac{F_2}{F_2 - F_1} \cdot \Delta \varphi \\ &= \frac{2,5 \text{ N}}{2,5 - 1,5} \cdot 16^\circ = 40^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_{\max} - \Delta \varphi \\ &= 40^\circ - 16^\circ = 24^\circ \end{aligned}$$

c.) L_{k0} des unbelasteten Federkörpers

$$\text{Windungszahl } n: n = n'(\text{gerundet}) = \frac{\pi/64 \cdot \overset{\text{TB 10-1}}{\varphi_1} \cdot E \cdot d^4}{180^\circ \cdot F_s \cdot H \cdot D}$$
$$= \frac{\pi/64 \cdot 24 \cdot 206000 \cdot 0,688^4}{180^\circ \cdot 1,5 \cdot 10 \cdot 8} = 2,517 = 3 \quad (\text{ganzzahlig gerundet})$$

lose anliegende Windung:

$$L_{k0} = (n + 1,5) \cdot d$$
$$= (3 + 1,5) \cdot 0,688 = 3,15 \text{ mm}$$

d.) $\sigma_q = q \cdot \frac{M}{W_b}$

$$w = 8/0,688 = 11,627$$
$$q = \frac{11,627 + 0,07}{11,627 - 0,75} = 1,075$$

$$\sigma_q = q \cdot \frac{M}{W_b}$$
$$= 1,075 \cdot 25/\pi/32 \cdot 0,688^3$$
$$= 839,843 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{zul} = 0,7 \cdot R_m \quad (\text{TB 10-1})$$
$$R_m = 1720 - 660 \cdot \log(d) \quad (\text{TB 10-7})$$
$$= 1720 - 660 \cdot \log(0,688)$$
$$= 1.827,192 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{zul} = 0,7 \cdot 1.827,192 \text{ N/mm}^2$$
$$= 1.279,034 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_q \leq \sigma_{zul}$$

$$839,843 \text{ N/mm}^2 \leq 1.279,034 \text{ N/mm}^2 \quad \checkmark \text{ Feder ist zulässig.}$$

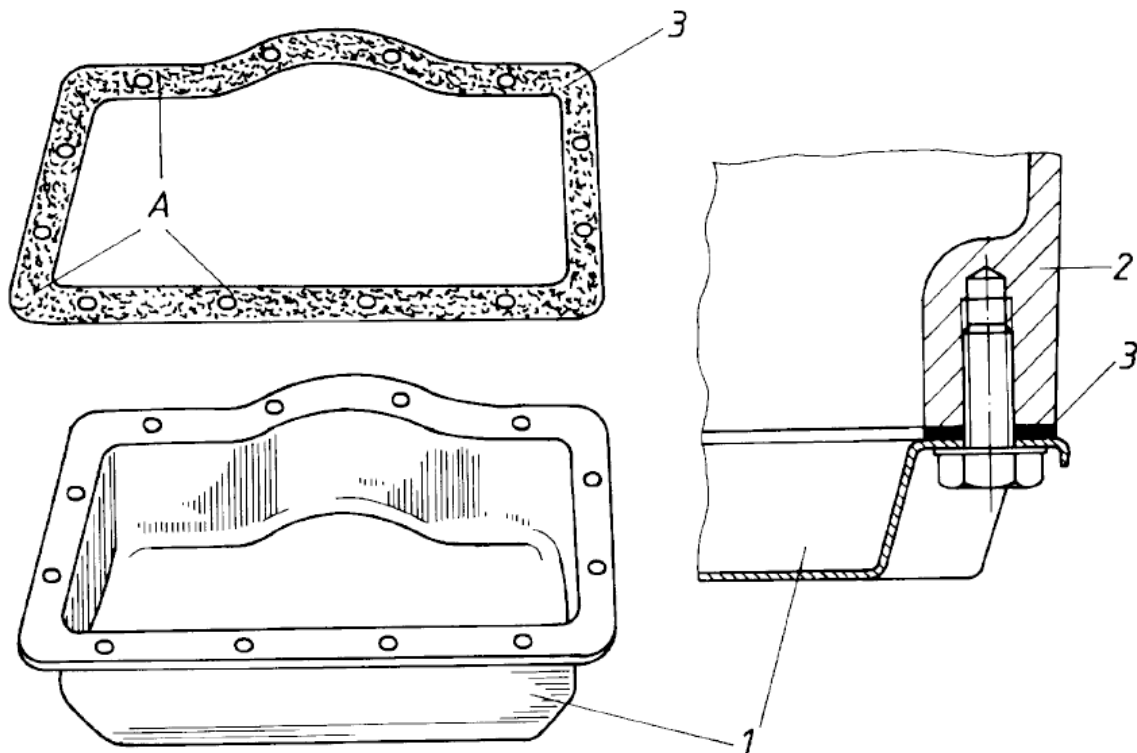
Übung 9 – Dichtungen

Aufgabe 1

Eine als Blechziehteil hergestellte Ölwanne (1) soll mit dem Gussgehäuse (2) durch 12 Sechskantschrauben ISO 4017–8.8 öldicht verschraubt werden. Für die vorgesehene Weichstoff-Flachdichtung (3) beträgt nach Angabe des Herstellers die Mindestpressung (kritische Vorpressung) $p_{min} = 14 \text{ N/mm}^2$ und die maximal zulässige Pressung $p_{max} = 70 \text{ N/mm}^2$. Die Dichtfläche wird mit $A = 9\,500 \text{ mm}^2$ ausgeführt. Die Gesamtreibungszahl beträgt $\mu_{ges} \approx 0,12$.

Zu ermitteln bzw. zu prüfen sind:

- der Gewindedurchmesser der geschwärzten und geölten Schrauben, wenn diese mit Präzisionsdrehschrauben angezogen werden und das Setzen der Dichtung einen Vorspannkraftverlust $F_z \approx 4 \text{ kN}$ je Schraube erwarten lässt,
- die Normbezeichnung der Schrauben bei einer Klemmlänge von ca. 3 mm und die damit das Drehmoment M_A ,
- die größte Pressung der Dichtung beim Vorspannen der Schrauben auf F_{sp} .



Hinweise:

- Bis zum **06.07.2026 um 23.59 Uhr** müssen Sie Ihre Lösungen auf ILIAS hochladen .
- Die Übung wird bestanden, wenn die Aufgaben vollständig und richtig berechnet wurden.

a.) Gewindedurchmesser

1. Erforderliche Dichtkraft berechnen

$$F_{\text{min}} = p_{\text{min}} \cdot A$$

$$= 14 \text{ N/mm}^2 \cdot 9500 \text{ mm}^2 = 133.000 \text{ N}$$

$$F_{\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot A$$

$$= 70 \text{ N/mm}^2 \cdot 9500 \text{ mm}^2 = 665.000 \text{ N}$$

3. Berücksichtigung des Setzverlustes:

$$F_{\text{VM}} = F_{\text{min, Schraube}} + F_z$$

$$= 11083,33333 \text{ N} + 4.000 \text{ N} = 15083,33333 \text{ N}$$

2. Vorspannkraft pro Schraube:

$$F_{\text{min, Schraube}} = \frac{F_{\text{min}}}{n}$$

$$= \frac{133.000 \text{ N}}{12} = 11083,33333 \text{ N}$$

4. Montagekraft mit Sicherheitsfaktor:

$$F_{\text{VM}}' = k_A \cdot F_{\text{VM}} \quad (8.1)$$

$$= 1,6 \cdot 15083,33333 \text{ N} = 24133,33333 \text{ N}$$

$$\hookrightarrow \text{TB 8-11} \quad = 24,133... \text{ kN}$$

5. Auswahl des Schraubendurchmessers:

$$F_{\text{VM}}' < F_{\text{sp}} \quad (\text{TB 8-14})$$

$$24,133... \text{ kN} < \underline{29,6 \text{ kN}}$$

b.) Normbezeichnung & Drehmoment

1. Normbezeichnung:

Sechskantschraube ISO 4017 - M10 x 20 - 8,8 $\leftarrow$ Festigkeitsklasse

Norm $\leftarrow$ Durchmesser der Schraube (TB 8-8)

Schraubenauswahl $\leftarrow$ Durchmesser der Schraube (TB 8-14)

2. Drehmoment:

$$M_A \text{ (Gl. 8.21)} = M_{\text{sp}}$$

$$M_{\text{sp}} = 47,8 \text{ kN}$$

** In der Regel sollte $F_{\text{VM}} = F_{\text{sp}}$ gewählt werden, auch wenn die berechnete Montagevorspannkraft F_{VM} viel kleiner als F_{sp} ist. Dann ist $M_A = M_{\text{sp}}$ aus TB 8-14.

c.) Größte Pressung mit F_{sp}

$$p_{\text{max}} = \frac{F_{\text{sp, ges}}}{A} \leq p_{\text{zul}} \quad \hookrightarrow p_{\text{max}}$$

$$F_{\text{sp, ges}}: \text{ Kraft wirkt auf alle Schrauben. } F_{\text{sp, zul}} = F_{\text{sp}} \cdot 12 = 355,2 \text{ kN}$$

$$p_{\text{max}} = \frac{355,2 \text{ kN}}{9500 \text{ mm}^2} = 37,389... \text{ N/mm}^2$$

$$p_{\text{zul}} = 70 \text{ N/mm}^2 \quad \longrightarrow \quad 37,389 \text{ N/mm}^2 \leq 70 \text{ N/mm}^2$$

Übung 10 – Klebeverbindung und Festigkeitsnachweis

Aufgabe

Eine Blechlasche aus S235JR wird in der dargestellten Weise mit dem Klebstoff „Metallon K“ auf einen Rohrquerschnitt aufgeklebt, wobei die Kreisringfläche des Rohrquerschnittes die Klebefläche ergibt. Die Schwächung des Blechquerschnitts durch die Bohrung ist zu vernachlässigen. Scherspannungen im Blech infolge der Querkraft dürfen vernachlässigt werden. Die Festigkeit des Rohres gilt als unkritisch.

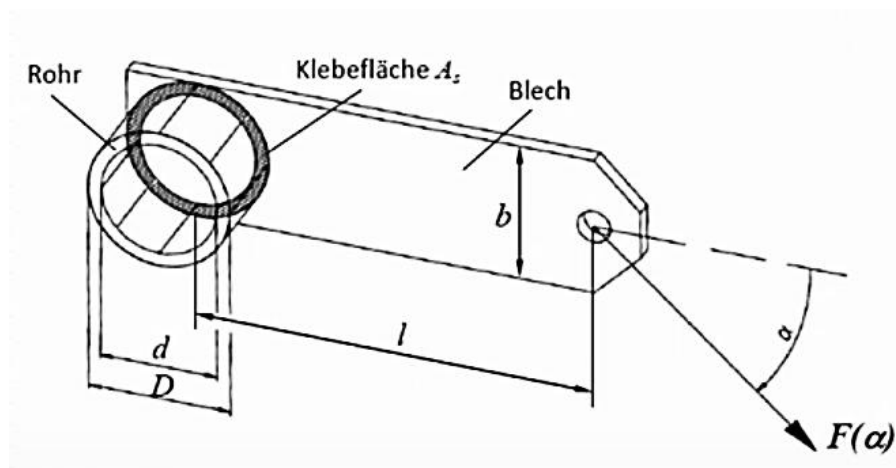
Gegeben sind:

- a) Wie groß kann die Kraft F werden, wenn sie unter dem Winkel $\alpha = 0^\circ$ angreift?

$$F_{0^\circ} \leq$$

- b) Wie groß kann die Kraft F werden, wenn sie unter dem Winkel $\alpha = 90^\circ$ angreift?

$$F_{90^\circ} \leq$$



Blechdicke:	$s = 10 \text{ mm}$	Zugfestigkeit S235JR:	$R_{eH} = 235 \text{ N/mm}^2$
Blechbreite:	$b = 50 \text{ mm}$	Biegefestigkeit S235JR:	$R_{eH,b} = 280 \text{ N/mm}^2$
Abstand Bohrung zu Rohr:	$l = 60 \text{ mm}$	Scherfestigkeit Metallon K:	$\tau_B = 23 \text{ N/mm}^2$
Außendurchmesser Rohr:	$D = 45 \text{ mm}$	Sicherheit gegen Fließen (Blech):	$S_F = 1,5$
Innendurchmesser Rohr:	$d = 35 \text{ mm}$	Bruchsicherheit Metallon K:	$S_B = 2,6$

Hinweise:

- Am **13.07.2025** um 23.59 Uhr müssen Sie Ihre Lösungen auf ILIAS hochgeladen haben.
- Die Übung wird bestanden, wenn die Aufgaben vollständig und richtig berechnet wurden.

Gestaltung von Klebeverbindungen

Beanspruchung und Festigkeit:

Klebeverbindungen sind konstruktiv so zu gestalten, dass sie möglichst nur auf Scherung und/oder Zug/Druck beansprucht werden. Biege- und Schälbeanspruchungen sollten vermieden werden, da sie ungünstig auf die Klebeverbindung wirken.

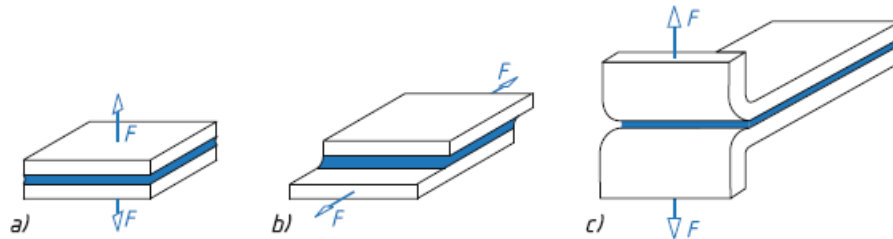


Abb.2: Beanspruchungsarten der Klebeverbindungen, a) Zug-/Druckbeanspruchung, b) Scherbeanspruchung, c) Schälbeanspruchung

Die wichtigste Kenngröße für die Berechnung der Klebeverbindungen ist die Bindefestigkeit (Zug-Scherfestigkeit) τ_{KB} . Sie ergibt sich aus dem Verhältnis Zerreißkraft (Bruchlast) F_m zur Klebfugenfläche A_K bei zügiger Beanspruchung zu $\tau_{KB} = \frac{F_m}{A_K} = \frac{F_m}{l_{\bar{u}} \cdot b}$ mit der Überlappungslänge $l_{\bar{u}}$ und der Breite der Klebfugenfläche b .

Die Bindefestigkeitswerte sind keine konstanten Größen, sondern sie sind abhängig vom Klebstoff, von Korrosionseinflüssen, von der Temperatur, der Klebschichtdicke, der Oberflächenrauheit, vom Werkstoff der Bauteile u. a. Die in **TB 5-2** angegebenen Bindefestigkeitswerte gelten somit nur unter den Voraussetzungen der Prüfbedingungen. Hiervon abweichende Betriebsbedingungen sind durch entsprechende Korrekturbeiwerte zu berücksichtigen (Informationen vom Klebstoffhersteller einholen).

Schälbeanspruchungen sind für Klebeverbindungen festigkeitsmäßig sehr ungünstig und konstruktiv unbedingt zu vermeiden. Die hohen Spannungsspitzen verursachen ein Einreißen der Klebfuge schon bei relativ kleinen Beanspruchungen. Der Widerstand gegen Schälbeanspruchung in N je mm Klebfugenbreite wird mit *Schälfestigkeit* $\sigma' = F/b$ bezeichnet. Da das Anreißen die etwa drei- bis vierfache Kraft erfordert als das eigentliche fortlaufende Schälen, sind für den Schälbeginn der Begriff *absolute Schälfestigkeit* σ'_{abs} und für das fortlaufende Schälen der Begriff *relative Schälfestigkeit* σ'_{rel} eingeführt worden. Die Schälfestigkeit wird von ähnlichen Faktoren wie die Bindefestigkeit beeinflusst.

Berechnung von Klebeverbindungen:

Die Berechnung von Klebeverbindungen erfolgt meist als Nachprüfung konstruktiv gestalteter Verbindungen. Zugbeanspruchte Klebeverbindungen sind wegen der oft zu kleinen Klebfläche und damit der geringeren Kohäsion des ausgehärteten Klebstoffes gegenüber der Bauteilefestigkeit zu vermeiden. Ebenso sollten Schäl- und Biegebeanspruchungen durch entsprechende Gestaltung der Verbindung umgangen werden.

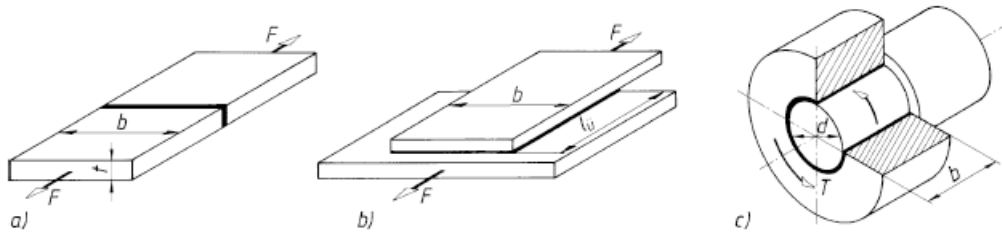


Abb.3: Klebnahtformen und ihre Beanspruchung

Mit ausreichender Genauigkeit berechnet man die unter der Belastung F bzw. T auftretende Beanspruchung als gleichmäßig verteilte Nennspannungen nach den Gln. (1), (2) und (3) zulässigen Spannungen gegenüber.

Zugbeanspruchter Stumpfstoß:

$$\sigma_K = \frac{F}{A_K} = \frac{F}{b \cdot t} \leq \frac{\sigma_{KB}}{S} \quad (1)$$

Zugscherbeanspruchten einfachen Überlappstoß:

$$\tau_K = \frac{F}{A_K} = \frac{F}{b \cdot l_u} \leq \frac{\tau_{KB}}{S} \quad (2)$$

Schubbeanspruchte Rundklebung

$$\tau_K = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot b} \leq \frac{\tau_{KB}}{S} \quad (3)$$

Diese vereinfachte Berechnung ergibt lediglich Richtwerte, weil viele Einflussfaktoren vom verwendeten Klebstoff abhängen, die nur schwer zu erfassen sind und somit hier nur überschlägig berücksichtigt sind. In allen Anwendungsfällen sind die Angaben der Klebstoffhersteller maßgebend.

1. Zulässige Spannungen berechnen

Scherung: $\tau_{zul} = \frac{f_B}{s_B}$ (Kleber)

$$= \frac{23 \text{ N/mm}^2}{2,6} = 8,846 \text{ N/mm}^2$$

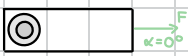
Zug: $\sigma_{2,zul} = \frac{R_{eH}}{s_F}$ (Blech)

$$= \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 156,667 \text{ N/mm}^2$$

Biegung: $\sigma_{b,zul} = \frac{R_{eHb}}{s_F}$ (Blech)

$$= \frac{280 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 186,667 \text{ N/mm}^2$$

2. Welche Spannungen wirken am Blech/Kleber?

Fall 1.) 

Kleber: Scherung $\tau_s = \frac{F}{A_s}$

$$\rightarrow \pi \cdot \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) = \pi \cdot \left(\left(\frac{45}{2} \right)^2 - \left(\frac{35}{2} \right)^2 \right) = 200 \pi \text{ mm}^2 = 628,319 \text{ mm}^2$$

$\tau_s \leq \tau_{zul}: F = \tau_s \cdot A_s$

$$= 8,846 \cdot 200 \pi = 5558,106 \text{ N} = 5,55 \text{ kN}$$

Blech: Zugbelastung: $\sigma_z = \frac{F}{A_z}$

$$\rightarrow b \cdot s = 50 \cdot 10 = 500 \text{ mm}^2$$

$\sigma_z \leq \sigma_{2,zul}: F = \sigma_z \cdot A_z$

$$= 156,667 \cdot 500 = 78333,5 \text{ N} = 78,334 \text{ kN}$$

$F_{0^\circ} \leq 5,55 \text{ kN}$

Fall 2.) 

Kleber: Scherung & Torsion: $\tau_{qrs} = \tau_s + \tau_t = \frac{F}{A_s} + \frac{F \cdot l}{W_t} = F \cdot \left(\frac{1}{A_s} + \frac{l}{W_t} \right) \leq \tau_{s,zul}$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{45^4 - 35^4}{45} = 11344,64014 \text{ mm}^3$$

$F = \tau_{zul} / \left(\frac{1}{A_s} + \frac{l}{W_t} \right)$

$$= 8,846 / \left(\frac{1}{628,319} + \frac{60}{11344,64014} \right) = 1285,683 \text{ N} = 1,285 \text{ kN}$$

Blech: Biegung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{e \cdot F}{W_b} \leq \sigma_{b,zul}$

$$W_b = \frac{s \cdot b^2}{6} = \frac{10 \cdot 50^2}{6} = 4166,667 \text{ mm}^3$$

$F = \sigma_{b,zul} \cdot \frac{W_b}{l} = 186,667 \cdot \frac{4166,667}{60} = 12962,987 \text{ N} = 12,963 \text{ kN}$

$F_{90^\circ} \leq 1,285 \text{ kN}$