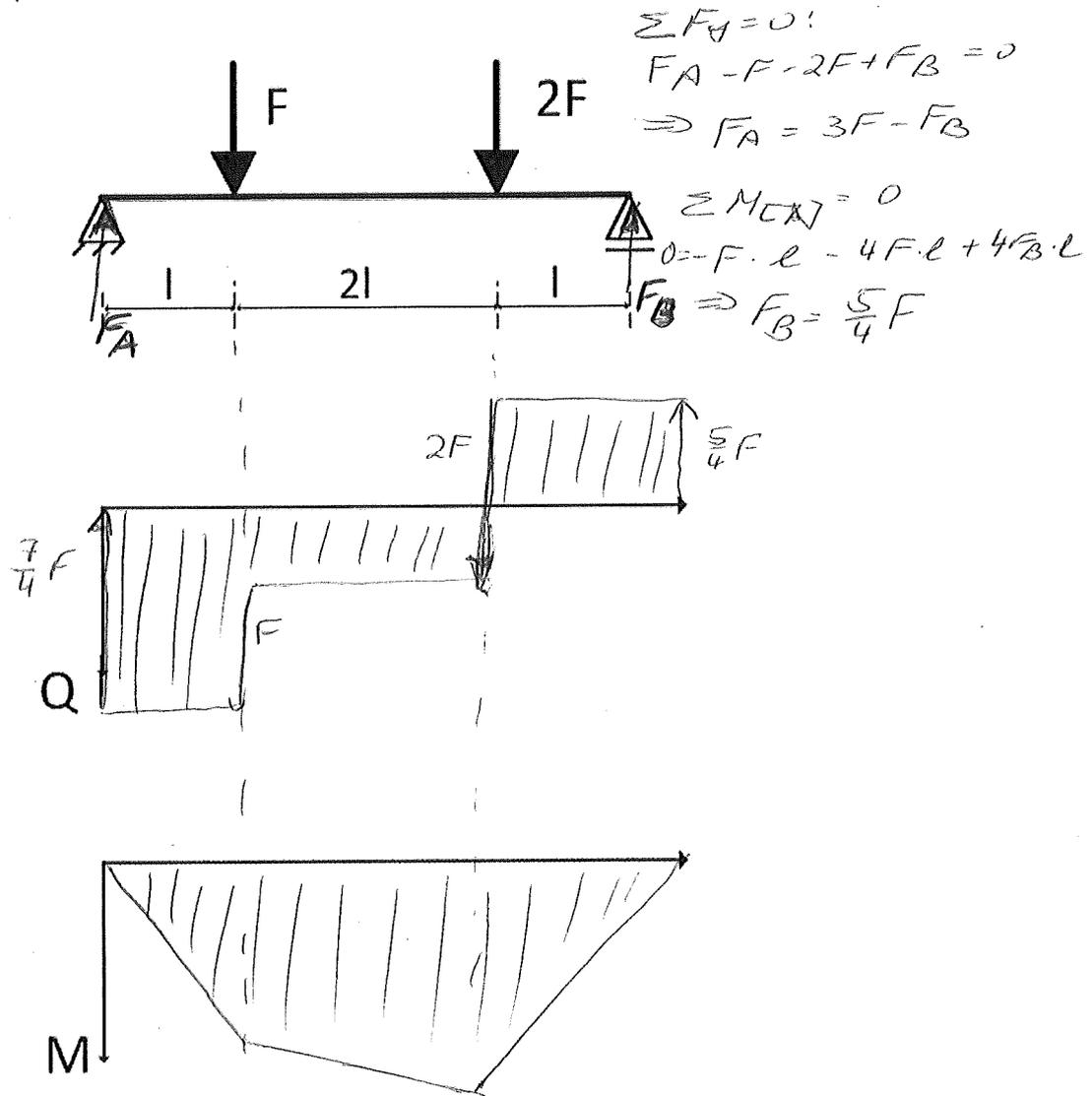
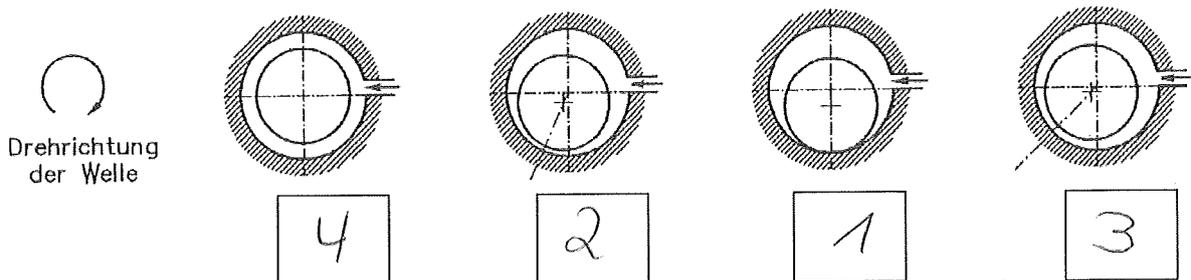




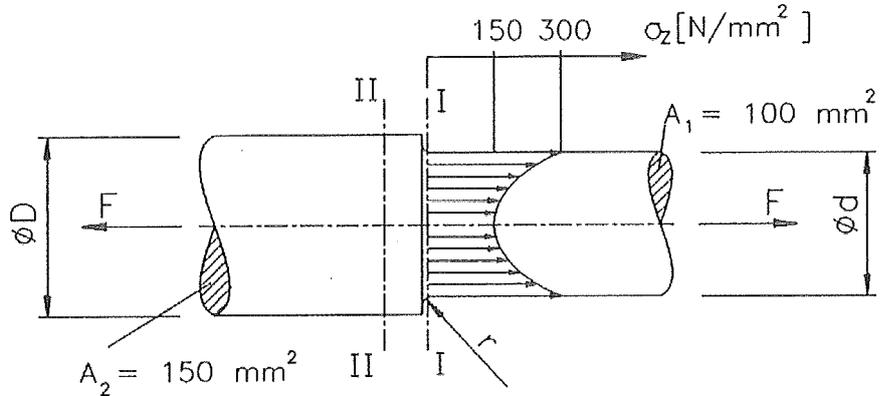
1. Im nachfolgenden Bild ist das mechanische Ersatzbild einer Achse zu entnehmen. Tragen Sie bitte qualitativ den Querkraft- und Momentenverlauf ein!



2. In den Skizzen ist die Welle eines Radialgleitlagers in unterschiedlichen Positionen dargestellt. Bei sonst gleichen Bedingungen ist die Drehzahl unterschiedlich. Ordnen Sie die Skizzen nach steigender Drehzahl indem Sie die Reihenfolge mit Zahlen von 1 bis 4 kennzeichnen (kleinste Drehzahl=1, größte Drehzahl =4)!



3. Im nachfolgenden Bild wird das Bauteil mit  $F=20\text{kN}$  auf Zug belastet. Bestimmen Sie aus der vorgegebenen Spannungsverteilung im Querschnitt I-I die Formzahl  $K_{t,zd}$  für den dargestellten Belastungsfall!



	0,67	0,75	1,0	1,33	1,5	2,0	2,25	3
$K_{t,zd} [-]$					X			

Durch welche Maßnahmen läßt sich die Formzahl  $K_{t,zd}$  verringern?  
Kreuzen Sie bitte nur die richtigen Antworten an!

	Wahl eines Werkstoffes mit geringerer Kerbempfindlichkeit
X	Vergrößerung des Rundungsradius $r$
	Verringerung der Oberflächenrauheit im Bereich der Kerbe
X	Anbringen einer Entlastungskerbe im Bereich II-II
	Vergrößerung des Verhältnisses $d/D$
	Verringerung der Kraft $F$

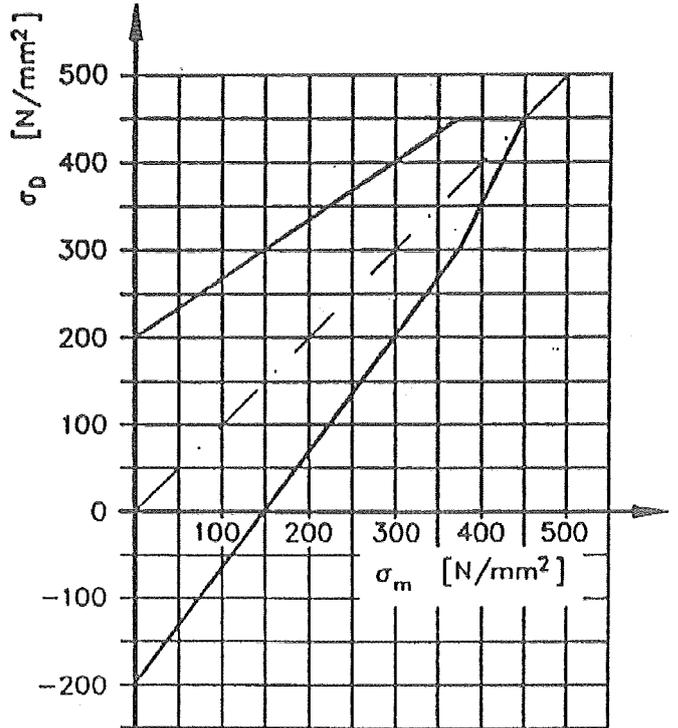
4. Für das Übermaß  $U$  eines Querpreßsitzes mit Fügedurchmesser  $d=55\text{mm}$  soll gelten:  
 $U_{\min} \geq 20\mu\text{m}$ ,  $U_{\max} \leq 65\mu\text{m}$ .  
Welche der genannten Passungen (Abmaße siehe unten) eignet sich hierfür?

	$55_{r6}^{H7}$
	$55_{s6}^{H7}$
X	$55_{r6}^{H6}$
	$55_{s6}^{H6}$

Abmaße in  $\mu\text{m}$ :

$55_{r6}^{H7}$	: +30 0
$55_{s6}^{H6}$	: +19 0
$55_{r6}^{H6}$	: +62 +43
$55_{s6}^{H6}$	: +78 +59

5. Im nebenstehenden Bild ist das für einen **gekerbten Probestab** maßgebende Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith gegeben.



a) Kreuzen Sie bitte an, wie groß die Ausschlagfestigkeit  $S_A$  bei rein schwellden-der Belastung ist!

	100	150	200	300	450
$S_A$ [N/mm <sup>2</sup> ]		X			

b) Der Probenstab wird bei der Oberspannung  $S_O=350\text{N/mm}^2$  und der Unterspannung  $S_U=250\text{N/mm}^2$  schwingend beansprucht. Kreuzen Sie bitte an, wie hoch die Mittelspannung  $S_m$  und die Sicherheit gegen Dauerbruch  $j_D$  sind.

	100	250	300	350	450
$S_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]			X		

	1,0	1,33	1,5	1,75	2,0
$j_D$					X

c) Die Kerbwirkungszahl des gekerbten Probestabs ist  $K_f = 1,5$ . Wie groß ist die Wechselfestigkeit  $S_w$  einer ungekerbten Probe gleichen Nenndurchmessers? Kreuzen Sie bitte die richtige Antwort an!

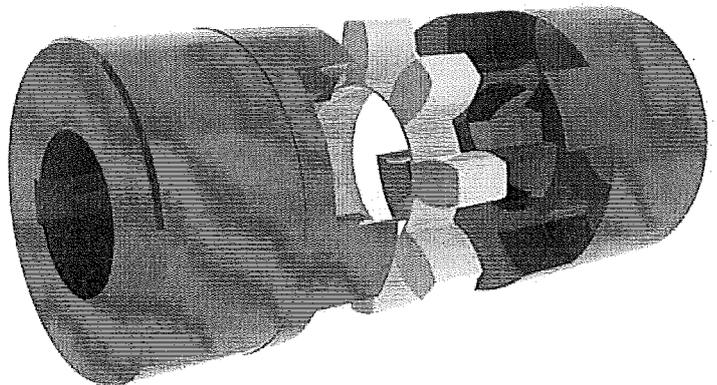
	133	150	200	300	450
$S_w$ [N/mm <sup>2</sup> ]				X	

6. Nennen Sie eine Kupplungsbauart, die beim Überschreiten des zulässigen Momentes An- und Abtrieb voneinander trennt.

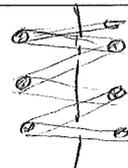
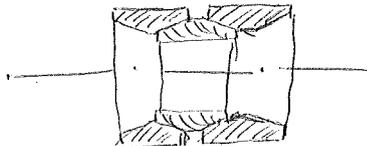
*Sicherheitskupplung, Brechbolzenkupplung, Rutschkupplung*

7. Geben Sie die Bezeichnung der dargestellten Kupplung an!

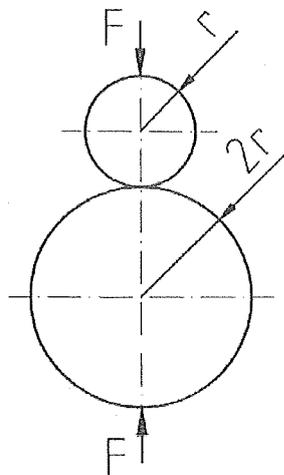
*Drehelastische Kupplung*



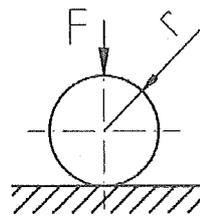
8. Ordnen Sie den vorgegebenen Federformen die jeweilige **überwiegende** Beanspruchungsart zu (je ein Kreuz) und skizzieren Sie die Federn!

	Zug/ Druck	Biegung	Torsion	Schub	Skizze
Blattfeder		X			
Schraubenfeder			X		
Ringfeder	X				
Tellerfeder		X			
Drehstabfeder			X		

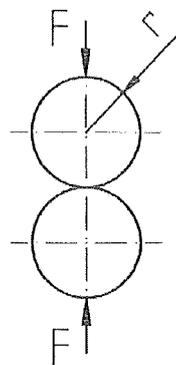
9. Die Abbildung zeigt vier typische Kontaktgeometrien in Wälzlagerungen. Alle werden mit einer Radialkraft  $F$  belastet. Ordnen Sie die Beispiele nach der Höhe der in den Kontaktstellen wirkenden Hertz'schen Pressung (1= geringste Hertz'sche Pressung; 4= höchste Hertz'sche Pressung).



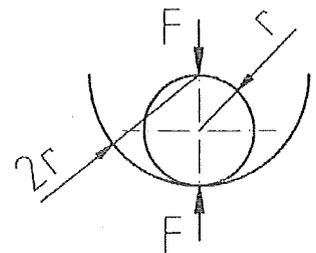
3



2

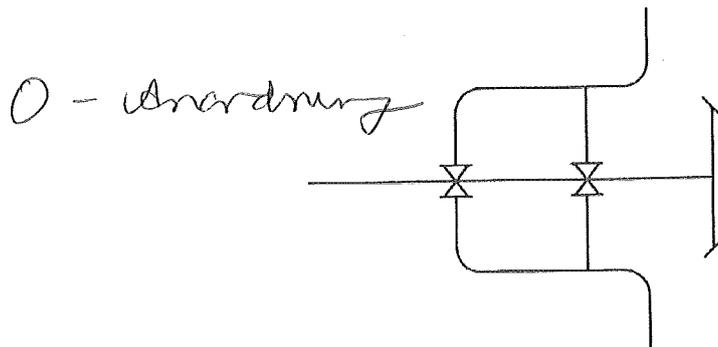


4



1

10. Die dargestellte Kegelritzelwelle soll mit zwei Kegelrollenlagern möglichst steif gelagert werden. Welche Lageranordnung ist zu wählen?



11. Welche Informationen lassen sich aus der folgenden Normbezeichnung einer Schraube ablesen?

Zylinderschraube (DIN 912) DIN EN ISO 4762 – M 10 x 40 -10.9

*Schrauben nenn  $\phi$  10 mm*  
*Schraubenlänge 40 mm*  
*Bruchfestigkeit 1000 MPa*  
*Streckgrenze 900 MPa*

12. Welche der nachstehenden Aussagen treffen für außenverzahnte Evolventenstirnräder zu? Kreuzen Sie bitte die nur richtigen Antworten an!

<input checked="" type="checkbox"/>	Durch Profilverschiebung kann ein Radpaar an einen gegebenen Achsabstand angepaßt werden.
<input type="checkbox"/>	Der Krümmungsradius der Zahnflanke ist am Zahnfuß größer als am Zahnkopf.
<input type="checkbox"/>	Die Betriebseingriffslinie ist die Tangente an die Teilkreise von Ritzel und Rad.
<input type="checkbox"/>	Durch Vergrößerung des Einbauchabstandes erhöht sich die Profilüberdeckung.
<input checked="" type="checkbox"/>	Der Grundkreis $d_b$ ist von der Profilverschiebung unabhängig.
<input checked="" type="checkbox"/>	Im Wälzpunkt C tritt kein Schlupf zwischen Ritzel- und Radflanke auf.
<input checked="" type="checkbox"/>	Bei einer V-Null-Verzahnung sind die Profilverschiebungen von Ritzel und Rad gleich groß und entgegengesetzt.
<input type="checkbox"/>	Durch Verringerung der Zähnezah bei gleichem Werkzeug und gleicher Profilverschiebung kann Unterschnitt vermieden werden.

13. Nennen Sie je zwei Vor- und Nachteile bei der Verwendung von Paßfedern als formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung?

Vorteile

1. preisgünstig
2. einfach montier- und demontierbar

Nachteile

1. übertragbares Drehmoment relativ gering
2. nicht geeignet für stoßartige Belastung
3. Reibwirkung
4. axiale Sicherung erforderlich

14. Kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen werden mit und ohne Zwischenelement ausgeführt. Nennen Sie je zwei Welle-Nabe-Verbindungen

mit Zwischenelement:

1. Ringspannelement  
Keilspannelement  
Schlupfkeile

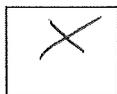
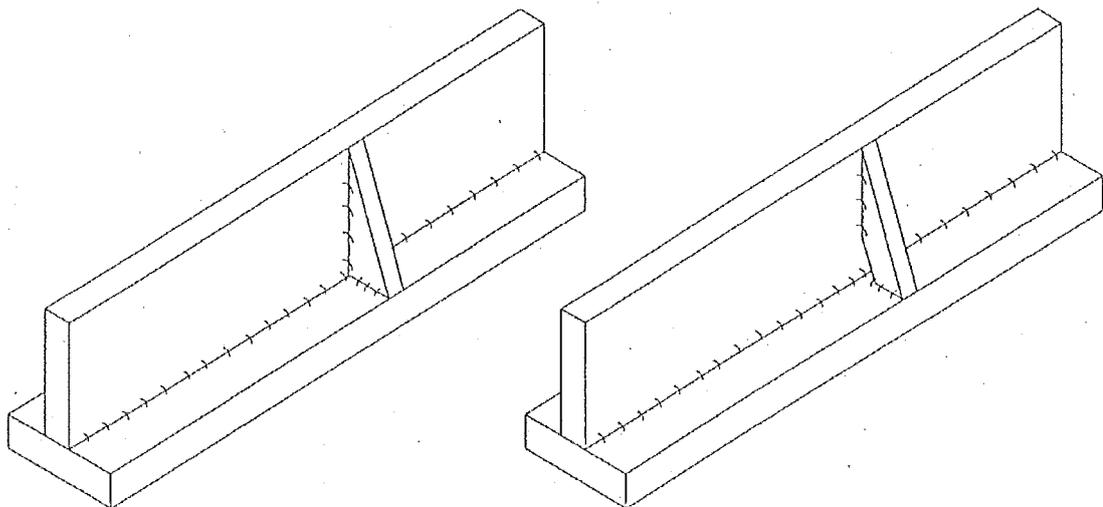
2. Sternscheibe

ohne Zwischenelement:

1. Querpresseverband  
Keilpresseverband

2. Längspresseverband

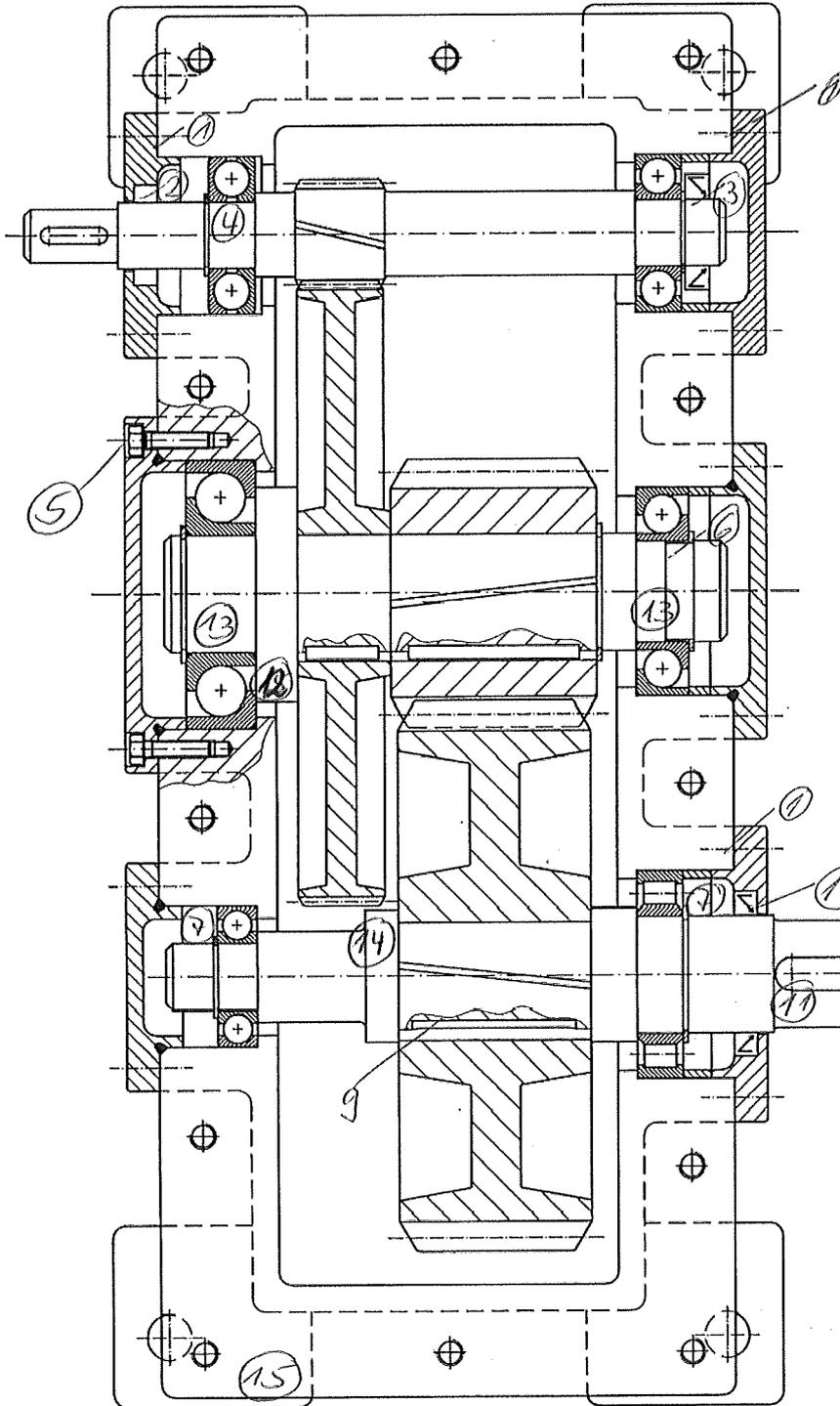
15. Kreuzen Sie bei der folgenden Schweißkonstruktion die ungünstigere Ausführung an! Begründen Sie Ihre Entscheidung kurz!



Überlegen Sie von 2 Schweißnähten

## 16. Fehlersuchaufgabe

Die Zeichnung zeigt einen Schnitt durch ein Getriebe. Die Darstellung enthält mindestens 10 Funktions- bzw. Konstruktionsfehler. Kennzeichnen Sie diese Fehler mit Positionsnummern und erläutern Sie diese in Stichworten!



- ① Dichtung fehlt
- ② Dichtung fehlt
- ③ Dichtung nicht sinnvoll
- ④ Axiallager statt Radiallager
- ⑤ kein Platz für Wälzlager
- ⑥ Innenring nicht komplett auf
- ⑦ keine Los-/Festlagerung
- ⑧ Montage nicht möglich
- ⑨ Paßfedern fehlen
- ⑩ Dichtwirkung
- ⑪ Paßfedern zu nah am Wellenabsatz
- ⑫ Welle schleift am Lageraußenring
- ⑬ Lager nicht einstellbar bzw. falsche Lagerbauart
- ⑭ Wellenabsatz/ Zahnrad sehr dick
- ⑮ Paßfedern fehlen

## Aufgabe 1

**a)**

$$\underline{F_1 = 12\text{kN} \pm 6\text{kN}}$$

**b)****Schubbeanspruchung**

$$A_W = 2 \cdot a \cdot \pi/4 \cdot d_A$$

$$A_W = 2 \cdot 6\text{mm} \cdot \pi/4 \cdot 80\text{mm}$$

$$\underline{A_W = 753,97\text{mm}^2}$$

$$T_{w,n,s} = \frac{12000\text{N}}{753,97\text{mm}^2}$$

$$\underline{T_{w,n,s} = 15,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

**Biegebeanspruchung**

$$M_b = 12000\text{N} \cdot 200\text{mm}$$

$$\underline{M_b = 2400000\text{Nmm}}$$

$$W_{bw} = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{32 \cdot d_a}$$

$$\underline{d_i = 80\text{mm}}$$

$$d_a = 80\text{mm} + 2 \cdot 6\text{mm}$$

$$\underline{d_a = 92\text{mm}}$$

$$W_{bw} = \frac{\pi \cdot ((92\text{mm})^4 - (80\text{mm})^4)}{32 \cdot 92\text{mm}}$$

$$\underline{W_{bw} = 32738,40\text{mm}^3}$$

$$S_{w,n,b} = \frac{2400000\text{Nmm}}{32738,40\text{mm}^3}$$

$$\underline{S_{w,n,b} = 73,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

**c)**

$$\sigma_{v,m} = \sqrt{\left(73,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \left(15,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{v,m} = 78,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

**d)**

$$\sigma_{w,F,b} = v_2 \cdot v_3 \cdot K_{d,p} \cdot R_{p,N}$$

$$\underline{v_2 = 0,9 / v_3 = 0,8}$$

$$\underline{R_{p,N} = 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / K_{d,p} = 1,0}$$

$$\sigma_{w,F,b} = \tau_{w,F,s} = 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1,0 \cdot 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{w,F,b} = \tau_{w,F,s} = 255,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

**Sicherheit gegen Fließen**

$$j_{w,F,b} = \frac{255,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{73,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$\underline{j_{w,F,b} = 3,49}$$

$$j_{w,F,s} = \frac{255,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{15,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$\underline{j_{w,F,s} = 16,06}$$

**Zusammengesetzte Beanspruchung**

$$\frac{1}{j_{w,F}} = \sqrt{\left(\frac{1}{3,49}\right)^2 + \left(\frac{1}{16,06}\right)^2}$$

$$\frac{1}{j_{w,F}} = 0,292$$

$$\underline{j_{w,F} = 3,40} \quad \# \text{ Sicherheit größer } j_{w,F,\text{min}}$$

## Aufgabe 1

**e)****Schubbeanspruchung**

$$A_W = 753,97 \text{ mm}^2$$

$$T_{w,a,s} = \frac{6000N}{753,97 \text{ mm}^2}$$

$$\underline{\underline{T_{w,a,s} = 7,96 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

**Biegebeanspruchung**

$$M_b = 6000N \cdot 200 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{M_b = 1200000 \text{ Nmm}}}$$

$$\underline{\underline{W_{bw} = 32738,40 \text{ mm}^3}}$$

$$S_{w,a,b} = \frac{1200000 \text{ Nmm}}{32738,40 \text{ mm}^3}$$

$$\underline{\underline{S_{w,a,b} = 36,64 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

**f)**

$$\sigma_{w,A,b} = v_1 \cdot v_2 \cdot K_{d,m} \cdot \sigma_{A,zd,N}$$

$$\underline{\underline{v_2 = 0,9 / v_{1B} = 0,57 / v_{1S} = 0,36}}$$

$$\underline{\underline{K_{d,m} = 1,0}}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{v,m} = 78,31 \frac{N}{\text{mm}^2} / \sigma_{A,zd,N} = 280 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

$$\sigma_{w,A,b} = 0,57 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 280 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{w,A,b} = 143,64 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

$$T_{w,A,s} = 0,36 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 280 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\underline{\underline{T_{w,A,s} = 90,72 \frac{N}{\text{mm}^2}}}$$

**f)****Sicherheit gegen Dauerbruch**

$$j_{w,D,b} = \frac{143,64 \frac{N}{\text{mm}^2}}{36,64 \frac{N}{\text{mm}^2}}$$

$$\underline{\underline{j_{w,D,b} = 3,91}}$$

$$j_{w,D,s} = \frac{90,72 \frac{N}{\text{mm}^2}}{7,96 \frac{N}{\text{mm}^2}}$$

$$\underline{\underline{j_{w,D,s} = 11,40}}$$

**Zusammengesetzte Beanspruchung**

$$\frac{1}{j_{w,D}} = \sqrt{\left(\frac{1}{3,91}\right)^2 + \left(\frac{1}{11,40}\right)^2}$$

$$\frac{1}{j_{w,D}} = 0,269$$

$$\underline{\underline{j_{w,D} = 3,70}} \quad \# \text{ Sicherheit größer } j_{w,D,\min}$$

## Musterlösung Aufgabe 1 - Wellenberechnung FKM

Gegebene Werte:



Auslenkung  $\beta := 9.3^\circ$

Reibkraft  $F_A := 0 \text{ kN}$

Biegemoment  $M_B := 12900 \text{ N} \cdot \text{m}$

Antriebsleistung  $P_{An} := 5 \text{ MW}$

Antriebsdrehzahl  $n_{An} := 180 \text{ min}^{-1}$

Rauheit im Kerbgrund  $Rz := 30 \text{ } \mu\text{m}$

Werkstoff 16MnCr5:

$$\text{Zugfestigkeit } R_{m,N} := 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Dehngrenze } R_{e,N} := 695 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Zug/Druck Wechselfestigkeit } \sigma_{W.zd.N} := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Schubwechselfestigkeit } \tau_{W.s.N} := 230 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kerbradius  $r := 2 \text{ mm}$

großer Absatzdurchmesser  $d_1 := 215 \text{ mm}$

kleiner Absatzdurchmesser  $d_2 := 185 \text{ mm}$

### statischer Festigkeitsnachweis

- Belastungen: Torsion + Biegung

- Berechnung des auftretenden Torsionsmomentes:

$$T_{an} := \frac{P_{An}}{2 \cdot \pi \cdot n_{An}} = 265.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

- dynamisches Torsionsmoment aus Gelenkwellenkinematik:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = ? \frac{1}{\cos(\beta)} \rightarrow T_2 := \frac{T_{an}}{\cos(\beta)} = 268.8 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (\text{Folie 716})$$

oder

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = ? \cos(\beta) \rightarrow T_2 := T_{an} \cdot \cos(\beta) = 261.8 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T_{dyn} := T_{an} - T_2 = 3.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Spannungen im Bauteil:

$$W_B := \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = (6.216 \cdot 10^5) \text{ mm}^3 \quad W_T := \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = (1.243 \cdot 10^6) \text{ mm}^3$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 = (2.688 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

$$\text{Biegung} \quad S_{max.ex.b} := \frac{M_B}{W_B} = 20.75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad S_{min.ex.b} := \frac{-M_B}{W_B} = -20.75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Torsion} \quad T_{\max.ex.t} := \frac{T_{an} + T_{dyn}}{W_T} = 216.17 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{\min.ex.t} := \frac{T_{an} - T_{dyn}}{W_T} = 210.56 \frac{N}{mm^2}$$

Technologische Größenfaktoren

- Werkstoffart: blindgehärteter Einsatzstahl

$$d_{eff.N.m} := 16 \text{ mm} \quad d_{eff.N.p} := 16 \text{ mm}$$

$$a_{d.m} := 0.5 \quad a_{d.p} := 0.5$$

- Bezug zum Bauteil:

$$d_{eff} := d_2 = 185 \text{ mm}$$

$$\rightarrow K_{d.m} := \frac{1 - 0.7686 \cdot a_{d.m} \cdot \log\left(\frac{d_{eff}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{1 - 0.7686 \cdot a_{d.m} \cdot \log\left(\frac{d_{eff.N.m}}{7.5 \text{ mm}}\right)} = 0.532$$

$$K_{d.p} := \frac{1 - 0.7686 \cdot a_{d.p} \cdot \log\left(\frac{d_{eff}}{7.5 \text{ mm}}\right)}{1 - 0.7686 \cdot a_{d.p} \cdot \log\left(\frac{d_{eff.N.p}}{7.5 \text{ mm}}\right)} = 0.532$$

Anisotropiefaktor  $K_A := 1$

- im Bauteil:

$$R_m := K_{d.m} \cdot K_A \cdot R_{m.N} = 532.3 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_p := K_{d.p} \cdot K_A \cdot R_{e.N} = 370 \frac{N}{mm^2}$$

Bauteilfestigkeit

Plastische Stützzahlen

$$K_{p.b} := 1.70 \quad K_{p.t} := 1.33$$

$$n_{pl.b} := \min\left(\sqrt{\frac{1050 \frac{N}{mm^2}}{R_p}}, K_{p.b}\right) = 1.685$$

$$n_{pl.t} := \min\left(\sqrt{\frac{1050 \frac{N}{mm^2}}{R_p}}, K_{p.t}\right) = 1.33$$

Konstruktionsfaktoren

$$K_{SK.zd} := 1$$

$$K_{SK.b} := \frac{1}{n_{pl.b}} = 0.594$$

$$K_{SK.t} := 1$$

$$K_{SK.s} := 1$$

$$K_{SK.t} := \frac{1}{n_{pl.t}} = 0.752$$

-->

$$S_{SK.b} := \frac{R_m}{K_{SK.b}} = 896.793 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{SK.t} := 0.577 \cdot \frac{R_m}{K_{SK.t}} = 408.514 \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheitsfaktoren

gegen Bruch  $j_m := 1.75$  (Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Spannungskonzentration hoch, Schadensfolge gering)

gegen Fließen  $j_p := 1.3$  (s.o.)

$$j_{ges} := \max\left(j_m, j_p \cdot \frac{R_m}{R_p}\right) = 1.871$$

Auslastungen

$$a_{SK.b} := \frac{\max(|S_{max.ex.b}|, |S_{min.ex.b}|) \cdot j_{ges}}{S_{SK.b}} = 0.043 \quad a_{SK.b} < 1$$

$$a_{SK.t} := \frac{\max(|T_{max.ex.t}|, |T_{min.ex.t}|) \cdot j_{ges}}{T_{SK.t}} = 0.99 \quad a_{SK.t} < 1$$

für zusammengesetzte Belastungen:

$$a_{SK.Sv} := \sqrt{(a_{SK.b})^2 + (a_{SK.t})^2} = 0.991 \quad a_{SK.Sv} < 1$$

Die Einzelnachweise und der Nachweis für zusammengesetzte Beanspruchungen sind erbracht, die Gelenkwelle hält den statischen Belastungen stand.

## dynamischer Festigkeitsnachweis

auftretende Spannungen:

$$S_{m.b} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_{a.b} := \frac{M_B}{W_B} = 20.753 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{m.t} := \frac{T_{an}}{W_T} = 213.4 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{a.t} := \frac{T_{dyn}}{W_T} = 2.8 \frac{N}{mm^2}$$

Nenn-Wechselfestigkeiten aus Werkstofftabelle Folie 13

$$\sigma_{W.zd.N} = 400 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{W.s.N} = 230 \frac{N}{mm^2}$$

daraus berechnung der Bauteil-Normwerte

$$\sigma_{W.zd} := K_{d.m} \cdot K_A \cdot \sigma_{W.zd.N} = 212.9 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{W.s} := K_{d.m} \cdot K_A \cdot \tau_{W.s.N} = 122.4 \frac{N}{mm^2}$$

Vergleichsmittelspannungen

$$S_{m.v} := \sqrt{(S_{m.b})^2 + 3 \cdot (T_{m.t})^2} = 369.56 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{m.v} := 0.577 \cdot S_{m.v} = 213.236 \frac{N}{mm^2}$$

zulässige Ausschlagspannungen aus Smith-Diagramm

mit  $S_{m.b} = 0 \frac{N}{mm^2}$  und  $T_{m.t} = 213.365 \frac{N}{mm^2}$

$$S_{AK.b} := 150 \frac{N}{mm^2}$$

$$T_{AK.t} := 325 \frac{N}{mm^2} - T_{m.t} = 111.635 \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheitsfaktoren

- geringe Schadensfolge, regelmäßige Inspektion -->  $j_D := 1.2$

Auslastungen

$$a_{AK.b} := \frac{S_{a.b} \cdot j_D}{\min(S_{AK.b}, 0.75 \cdot R_p \cdot K_{p.b})} = 0.166 \quad a_{SK.b} < 1$$

$$a_{AK.t} := \frac{T_{a.t} \cdot j_D}{\min(T_{AK.t}, 0.75 \cdot 0.577 \cdot R_p \cdot K_{p.t})} = 0.03 \quad a_{SK.t} < 1$$

$$a_{AK.Sv} := \sqrt{a_{AK.b}^2 + a_{AK.t}^2} = 0.169 \quad a_{AK.Sv} < 1$$

Die Einzelnachweise und der Nachweis für zusammengesetzte Beanspruchungen sind erbracht, die Gelenkwelle ist im betrachtetem Querschnitt dauerhaft.

### A3\_Musterlösung

#### a) die Abtriebsdrehzahl

Gegeben: Antriebsdrehzahl  $n_{an} = 1000$  1/min,  
Antriebsschiebendurchmesser  $d_k = 300$  mm,  
Abtriebsscheibendurchmesser  $d_g = 1500$  mm.

$$\rightarrow i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{d_g}{d_k} = \frac{1500\text{mm}}{300\text{mm}} = \underline{5}.$$

$$\rightarrow n_{ab} = \frac{n_{an}}{i} = \frac{1000\text{min}^{-1}}{5} = \underline{\underline{200\text{min}^{-1}}}.$$

#### b) Berechnen und Überprüfen der Riemengeschwindigkeit,

Zur Bestimmung der Riemengeschwindigkeit:

$$v_{ist} = \omega_{an} \cdot r_k = 2\pi \cdot n_{an} \cdot \frac{d_k}{2}.$$

Gegeben: Zulässige Riemengeschwindigkeit  $v_{zul} = 50$  m/s.

$$\rightarrow v_{ist} = 2\pi \cdot \frac{1000\text{min}}{60\text{min} \cdot s} \cdot \frac{0,3\text{m}}{2} \approx \underline{\underline{15,7 \frac{m}{s}}} < 50 \frac{m}{s} = v_{zul}.$$

→ Riemengeschwindigkeit zulässig!

#### c) die maximale Spannung im Riemen

Zur Bestimmung der maximalen Spannung:

$$S_{max} = S_1 + S_f + S_{B1} \leq S_{zul} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.2, Folie 553})$$

$$S_1 = \frac{F_1}{b \cdot s} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.2, Folie 551})$$

$$F_1 = \frac{P}{\omega_1 \cdot r_1} \cdot C_B \cdot C_\mu \cdot \frac{m}{m-1} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.1, Folie 550})$$

$$m = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.1, Folie 545})$$

$$S_f = \rho \cdot v^2 \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.2, Folie 552})$$

$$S_B = E_B \cdot \frac{s}{D} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.2, Folie 553}).$$

Gegeben: Riemenbreite  $b = 300$  mm,  
Riemendicke  $s = 5$  mm,  
Leistung  $P = 35$  kW,  
Betriebsfaktor  $C_B = 1,2$ ,  
Reibungsfaktor  $C_\mu = 1$ ,  
Dichte  $\rho = 1200$  kg/m<sup>3</sup>,  
zulässige Spannung  $S_{zul} = 4,4$  N/mm<sup>2</sup>.

$$\rightarrow m = e^{0,5 \cdot \pi} \approx 4,8105.$$

$$\rightarrow F_1 = \frac{35000\text{W} \cdot 60\text{s} \cdot \text{min}}{2 \cdot \pi \cdot 1000\text{min} \cdot 0,15\text{m}} \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot \frac{4,8105}{4,8105 - 1} \approx 3375,5\text{N}.$$

$$\rightarrow S_1 = \frac{3375,5\text{N}}{300\text{mm} \cdot 5\text{mm}} \approx \underline{\underline{2,25\text{N} / \text{mm}^2}}.$$

$$\rightarrow S_f = 1200\text{kg} / \text{m}^3 \cdot (15,7\text{m} / \text{s})^2 \approx 296088,13\text{N} / \text{m}^2 = \underline{\underline{0,296\text{N} / \text{mm}^2}}.$$

$$\rightarrow S_B = 50 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{5 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} \approx \underline{0,833 \text{ N/mm}^2}.$$

$$\rightarrow S_{\max} = 2,25 \text{ N/mm}^2 + 0,296 \text{ N/mm}^2 + 0,833 \text{ N/mm}^2 \\ \approx \underline{\underline{3,38 \text{ N/mm}^2}} \leq 4,4 \text{ N/mm}^2$$

→ maximale Spannung im Riemen zulässig!

#### d) die Biegefrequenz

Zur Bestimmung der Biegefrequenz:

$$\rightarrow f_B = \frac{v \cdot Z}{L_i} \leq f_{Bzul} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.2, Folie 557}).$$

Gegeben: Biegefrequenz  $f_{Bzul} = 20 \text{ 1/s}$ ,  
Anzahl Scheiben  $Z = 3$ ,  
Länge Riemen  $L_i = 7500 \text{ mm}$ .

$$\rightarrow f_B = \frac{15,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3}{7,5 \text{ m}} \approx \underline{\underline{6,28 \frac{1}{\text{s}}}} < 20 \frac{1}{\text{s}} = f_{Bzul}.$$

→ Biegefrequenz zulässig!

#### e) die optimale Riemengeschwindigkeit

Zur Bestimmung der optimalen Riemengeschwindigkeit:

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{S_{zul} - S_B}{3\rho}} \quad (\text{vgl. Kapitel 6.4.2.2, Folie 555}).$$

Gegeben: zulässige Spannung  $S_{zul} = 4,4 \text{ N/mm}^2$ ,  
Dichte des Riemens  $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$ .

$$\rightarrow v_{opt} = \sqrt{\frac{(4,4 - 0,833) \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{m}^3 \cdot 10^6}{3 \cdot 1200 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^2}} \approx \underline{\underline{31,48 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

#### f) Drehzahlverhältnis bei Dehnschlupf

Zur Bestimmung des Drehzahlverhältnisses:

$$i = \frac{1}{1 - \psi} \cdot \frac{r_2}{r_1}$$

Gegeben: Dehnschlupf  $\psi = 2\%$ ,  
Antriebsschiebendurchmesser  $d_k = 300 \text{ mm}$ ,  
Abtriebsscheibendurchmesser  $d_g = 1500 \text{ mm}$ .

$$\rightarrow i = \frac{1}{1 - 0,02} \cdot \frac{750 \text{ mm}}{150 \text{ mm}} \approx \underline{\underline{5,102}}$$