



FACHPRÜFUNG

MASCHINENELEMENTE

23.08.2006 - 08:30 bis 12:30 Uhr (4 Stunden)

Bearbeiter:
Matr.-Nr. :

Umfang:

Maschinenelemente I, II, III (200 Punkte) **Σ = 200 Punkte**

Die Klausur ist bestanden, wenn mindestens 80 Punkte erreicht wurden.

Hinweise zur Bearbeitung:

- Alle Blätter sind mit dem Namen und der Matrikel-Nr. zu beschriften. **Bei fehlender Beschriftung werden die Aufgaben ggf. nicht bewertet.**
- Alle Aufgaben sind auf den Aufgabenblättern zu bearbeiten. Zusätzliche Blätter sind beim Aufsichtspersonal erhältlich.
- **Zugelassene Hilfsmittel: Keine** (außer Taschenrechner, Schreib- und Zeichenwerkzeug)

Bewertung: (Nicht vom Bearbeiter auszufüllen)

E VE	E AW	E WN	E WL	E GL	E NT	E FE	E SW	E SR	E ZR	E RK	E KB	E FÜ	E GG	Σ
P _{max} 8	P _{max} 15	P _{max} 9	P _{max} 9	P _{max} 11	P _{max} 3	P _{max} 9	P _{max} 9	P _{max} 10	P _{max} 10	P _{max} 7	P _{max} 9	P _{max} 7	P _{max} 84	P _{max} 200



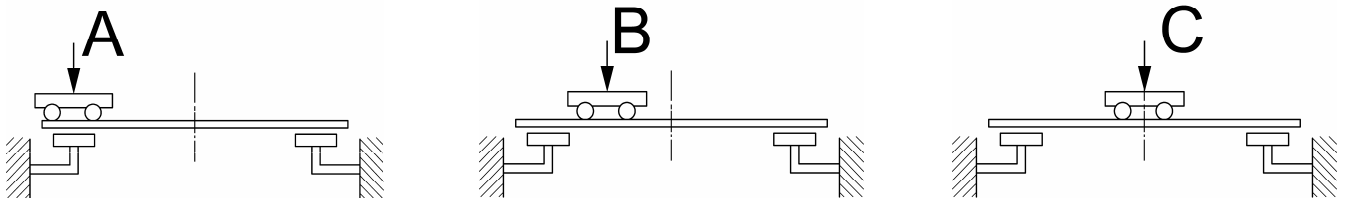
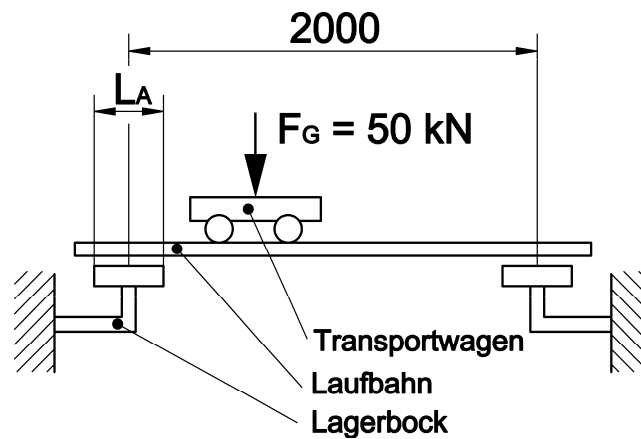
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E VE (Versagenskriterien)

Teilaufgabe	E-VE 1	E-VE 2	E-VE 3	E-VE 4	Σ
Max. Pktzahl	2	2,5	2,5	1	8
Erreichte Pktzahl					

Bei einer Transportanlage gemäß Skizze verfährt ein Transportwagen auf einer Laufbahn aus S235JR (St37), die auf Lagerböcken aus Stahlguss (GS) aufliegt. Der Transportwagen befährt die Laufbahn so selten, so dass von einem ruhenden Lastfall aufgegangen werden kann. Die Eigengewichte können vernachlässigt werden.



E-VE 1 In welcher Stellung des Transportwagens (A, B oder C) tritt die höchste Flächenpressung am linken Lagerbock auf? Die Breite der Auflagerfläche beträgt $B_A = 180 \text{ mm}$. Wie groß muss die Länge L_A mindestens sein, wenn die maximal ertragbare Flächenpressung $p_{zul} = 70 \text{ N/mm}^2$ bei einer zusätzlichen Sicherheit von $S = 10$ nicht überschritten werden soll?

A, B
oder C:

L_A :

E-VE 2 In welcher Stellung des Transportwagens (A, B oder C) tritt die höchste Biegebelastung in der Laufbahn auf? Kennzeichnen Sie die Stelle der Laufbahn, an der das maximale Biegemoment wirkt. Wie hoch ist dieses maximale Biegemoment?

A, B
oder C:

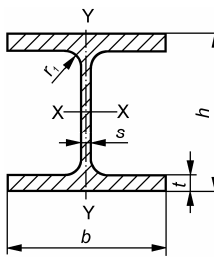
M_b :

Name:

Matr.-Nr.:

E-VE 3 Bei einer ähnlichen Anordnung beträgt das Biegemoment 30.000 Nm. Der Konstrukteur hat sich entschieden, für die Laufbahn einen IPB-Träger zu verwenden. Für den verwendeten Werkstoff S235JR (St37) ist $\sigma_b_{S137} = 200 \text{ N/mm}^2$, die Sicherheit soll $S = 5$ sein. Wie groß muss das Biege widerstandsmoment eines Trägers mindestens sein? Wählen Sie ein geeignetes IPB-Profil aus der Tabelle unten aus.

Warmgewalzte I-Träger – IPB-Reihe DIN 1025-2 (11.1995)



Kurzzeichen	Maße (in mm)					Querschnitt cm ²	W _b cm ³
	h	b	s	t	r ₁		
IPB 100	100	100	6	10	12	26,0	89,9
IPB 120	120	120	6,5	11	12	34,0	144
IPB 140	140	140	7	12	12	43,0	216
IPB 160	160	160	8	13	15	54,3	311
IPB 180	180	180	8,5	14	15	65,3	426
IPB 200	200	200	9	15	18	78,1	570
IPB 220	220	220	9,5	16	18	91,0	736
IPB 240	240	240	10	17	21	106	938
IPB 260	260	260	10	17,5	24	118	1150
IPB 280	280	280	10,5	18	24	131	1380
IPB 300	300	300	11	19	27	149	1680
IPB 320	320	300	11,5	20,5	27	161	1930
IPB 340	340	300	12	21,5	27	171	2160

W_b:

IPB

E-VE 4 Als Alternative für die Laufbahn steht ein Vierkant-Vollprofil zur Verfügung. Halten Sie dieses für besser oder schlechter geeignet? Geben Sie eine kurze Begründung an.

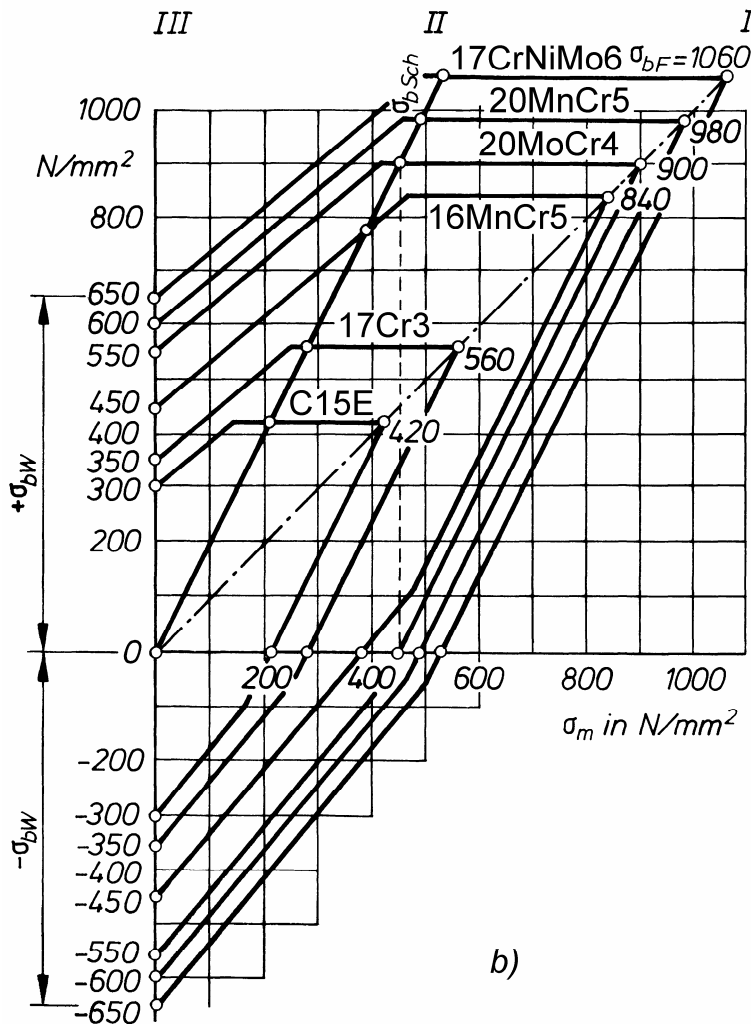
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E AW (Achsen und Wellen)

Teilaufgabe	E-AW 1	E-AW 2	E-AW 3	E-AW 4	Σ
Max. Pktzahl	3	2	6	4	15
Erreichte Pktzahl					

E-AW 1 Ermitteln Sie aus dem folgenden Diagramm die Biegedauerfestigkeit für den Werkstoff 20CrMo4 bei ruhender, schwellender und wechselnder Belastung. **Kennzeichnen** Sie im Diagramm die entsprechenden Punkte, an denen die Werte abgelesen werden, und geben Sie die abgelesenen Werte an.



b)

ruhend:	\approx	N/mm^2
schwellend:	\approx	N/mm^2
wechselnd:	\approx	N/mm^2

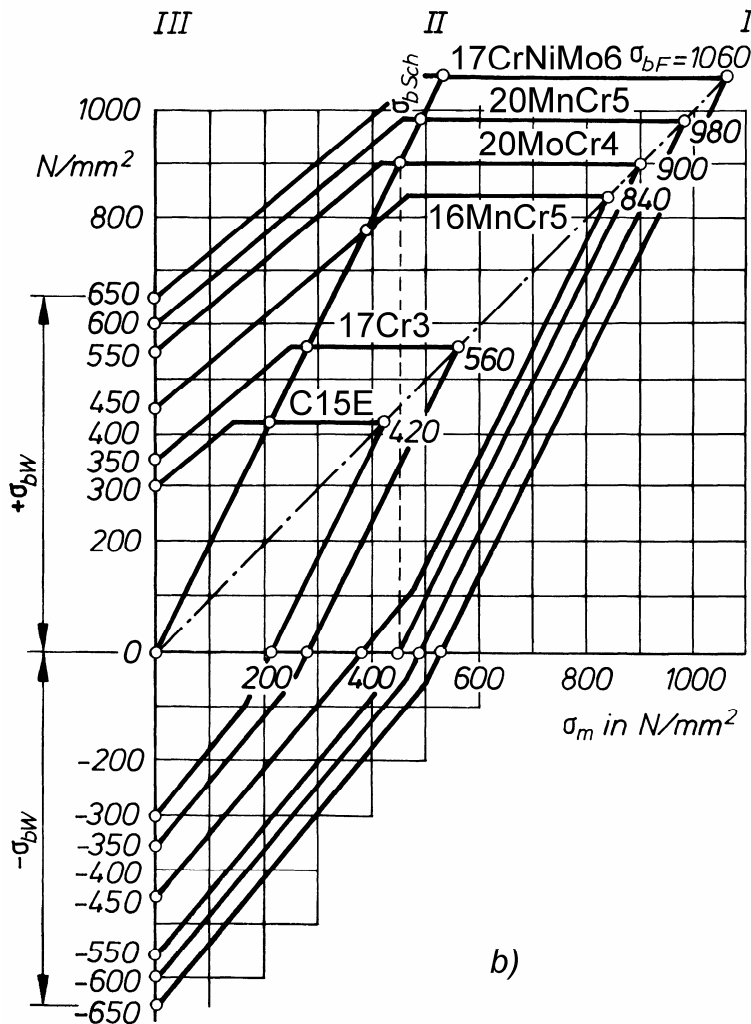
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E AW (Achsen und Wellen)

Teilaufgabe	E-AW 1	E-AW 2	E-AW 3	E-AW 4	Σ
Max. Pktzahl	3	2	6	4	15
Erreichte Pktzahl					

E-AW 1 Ermitteln Sie aus dem folgenden Diagramm die Biegedauerfestigkeit für den Werkstoff 20CrMo4 bei ruhender, schwellender und wechselnder Belastung. **Kennzeichnen** Sie im Diagramm die entsprechenden Punkte, an denen die Werte abgelesen werden, und geben Sie die abgelesenen Werte an.



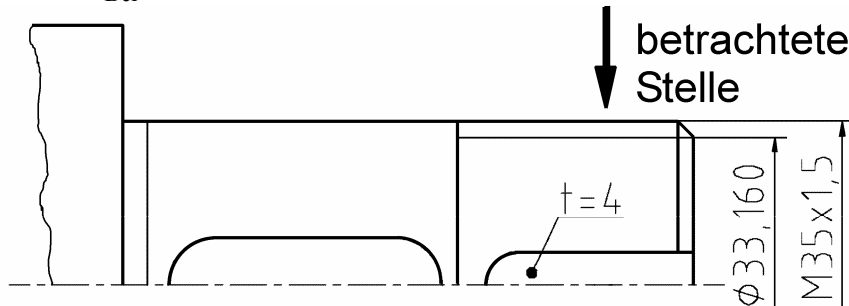
b)

ruhend:	\approx	N/mm^2
schwellend:	\approx	N/mm^2
wechselnd:	\approx	N/mm^2

Name:

Matr.-Nr.:

E-AW 2 Bestimmen Sie für die dargestellte Welle an der gekennzeichneten Stelle (siehe Pfeil) den Durchmesser d_{Ber} , den man in die Berechnungsformeln für den Spannungsnachweis einsetzen muss.



d_{Ber} :

E-AW 3 Eine ähnliche Welle hat an der kritischen Stelle ein Gewinde mit einem Kerndurchmesser von 32 mm. Die Oberfläche ist geschlichtet, $R_z = 25 \mu\text{m}$. Die Welle ist aus E335 (St60) gefertigt. Es wirkt ein Biegemoment von 50 Nm und ein Torsionsmoment von 150 Nm (Zug-/Druck- sowie Scherkräfte werden vernachlässigt). Es ist ein Festigkeitsnachweis zu führen. Wie groß ist die Vergleichsspannung? Wie groß ist die zulässige Spannung bei einer Sicherheit $S = 2$? Hält die Welle der Belastung stand? **Kennzeichnen** Sie in den jeweiligen Diagrammen (s. nächste Seite) die ermittelten bzw. verwendeten Werte.

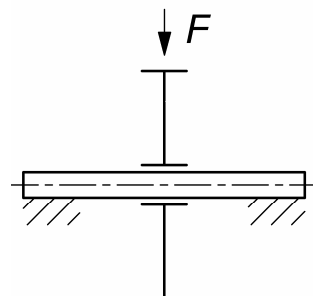
Vorh.

Spannung:

Zul.

Spannung:

E-AW 4 Auf einer glatten, feststehenden Achse gemäß nebenstehender Skizze ist eine Umlenkrolle gelagert. Auf die Achse wirkt mittig ein Biegemoment von $M_b = 2,4 \text{ kNm}$ (Scherkräfte werden vernachlässigt). Die Achse hat eine zulässige Biegespannung von $\sigma_{b \text{ zul}} = 80 \text{ N/mm}^2$ (Sicherheiten usw. sind hierin bereits berücksichtigt). Wie groß muss der Achsendurchmesser mindestens sein?

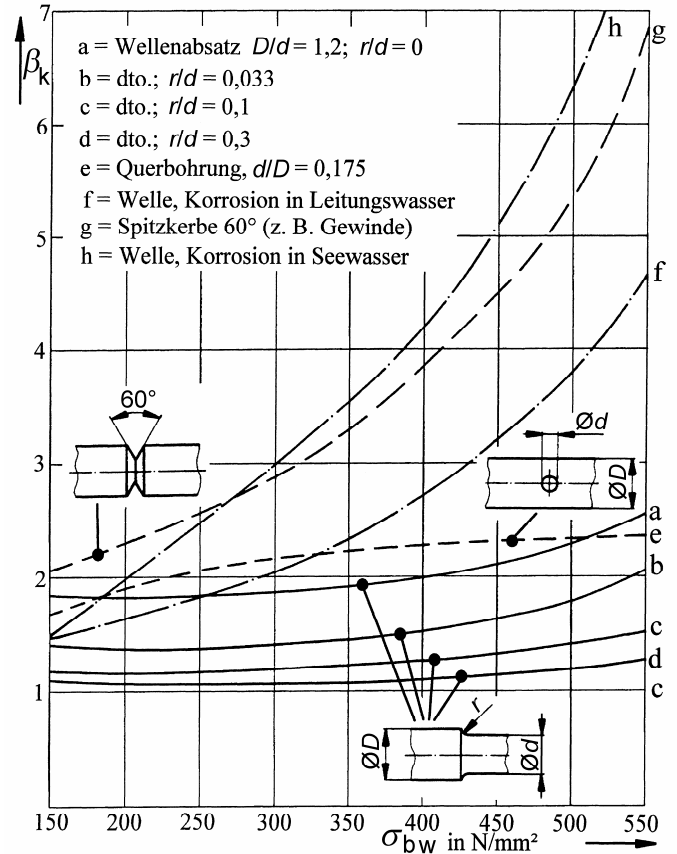


d_{min} :

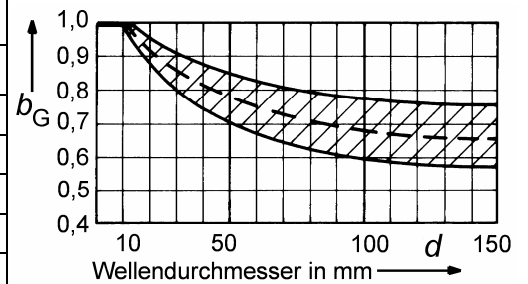
Name:

Matr.-Nr.:

Kerbenform	Kerbfaktor β_k
Welle glatt, poliert	1
Passfedernut, mit Finfräser gefertigt	2
Passfedernut, mit Scheibfräser gefertigt	2
Rundkerbe, $r/d = 0,1$	2
Presssitz, Nabe steif	2
Presssitz, Nabe nachgiebig ("entlastet")	1,6
Sicherungsringnut	3



Werkstoff	$\sigma_{z sch}$	$\sigma_{z w}$	$\sigma_{b sch}$	$\sigma_{b w}$	$\tau_{t sch}$	$\tau_{t w}$
Allgemeine Baustähle:						
St 37	240	175	340	200	170	140
St 42	260	190	360	220	180	150
St 50	300	230	420	260	210	180
St 60	340	270	470	300	230	210
St 70	370	320	520	340	260	240



$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \quad \sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

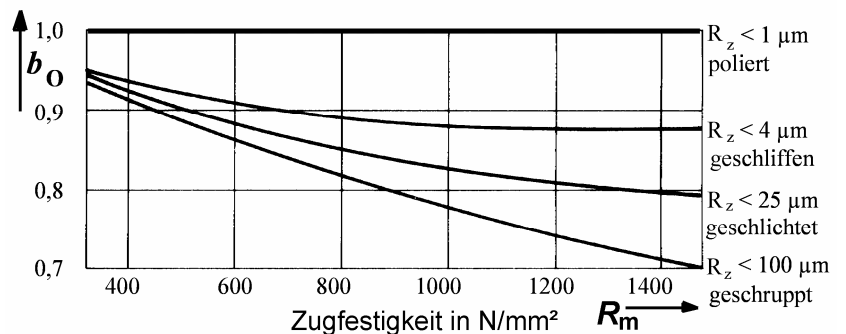
$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$$

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot (\tau_t + \tau_s))^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{b \text{ grenz}}}{1,73 \cdot \tau_{t \text{ grenz}}} = \frac{\sigma_{bw}}{1,73 \cdot \tau_{tsch}}$$

$$\sigma_{zul} = \frac{b_G \cdot b_0 \cdot \sigma_{b \text{ grenz}}}{\beta_k \cdot S} = \frac{b_G \cdot b_0 \cdot \sigma_{bw}}{\beta_k \cdot S}$$

Oberflächenbeiwert b_0



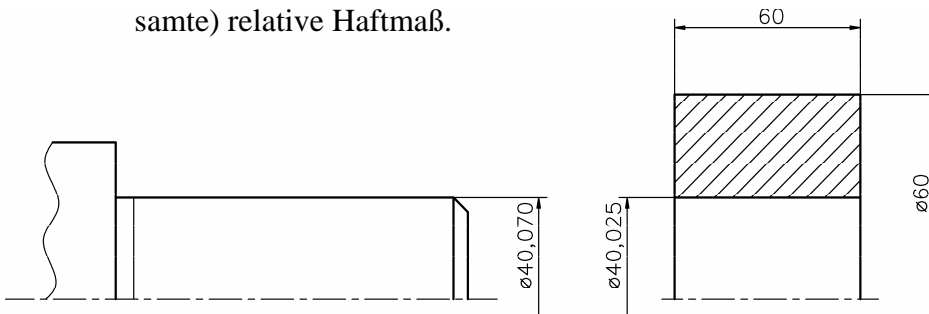
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E WN
(Welle-Nabe-Verbindungen)

Teilaufgabe	E-WN 1	E-WN 3	E-WN 4	Σ
Max. Pktzahl	3	3	3	9
Erreichte Pktzahl				

E-WN 1 Bei einer Längspressverbindung gemäß Skizze soll (als Fernziel) der Reibbeiwert beim Einpressen bestimmt werden (Auszug aus Skript s. übernächste Seite). Beide Bauteile sind aus Stahl ($E = 210.000 \text{ N/mm}^2$) gefertigt. Beide Fügeflächen haben eine Oberflächenrauheit von $R_{zA} = R_{zI} = 10 \mu\text{m}$. Die Teile wurden vor dem Fügen exakt vermessen, s. Zeichnung. **Beachten Sie**, dass diese **exakten Maße** vorliegen und **keine Toleranzen** vorhanden sind. Ermitteln Sie zunächst das vorhandene Übermaß, berechnen Sie das (gesamte) Haftmaß und das (gesamte) relative Haftmaß.



Übermaß:

Haftmaß:

Relatives Haftmaß:

E-WN 3 Bei einer ähnlichen Verbindung beträgt die Flächenpressung 35 N/mm^2 . Alle anderen Randbedingungen sind gleich (s. Skizze oben). Beim Fügen der Längspressverbindung wurde eine maximale Einpresskraft von 25 kN gemessen. Wie groß ist dabei der Reibbeiwert μ ?

Reibbeiwert:

E-WN 4 Bei einer ähnlichen Verbindung beträgt die Flächenpressung 35 N/mm^2 . Alle anderen Randbedingungen sind gleich (s. Skizze oben). Für den Reibbeiwert gilt $\mu = 0,1$. Welches Drehmoment kann die Verbindung übertragen?

Drehmoment:

Name:

Matr.-Nr.:

Auszug aus dem Skript:

Mindestflächenpressung p_{\min} :

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot T}{D_F} \cdot \frac{1}{\mu \cdot \pi \cdot D_F \cdot b} = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot \pi \cdot D_F^2 \cdot b}$$

Durchmesserhältnisse Q_I und Q_A :

$$Q_I = \frac{D_{iI}}{D_F} \quad \text{und} \quad Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}}$$

Relatives Haftmaßes ξ :

$$\xi_{\text{ges}} = \frac{Z_{\text{ges}}}{D_F} \quad \xi_I = \frac{Z_I}{D_F} \quad \xi_A = \frac{Z_A}{D_F}$$

Relative Aufweitung des Außenteils:

$$\xi_{A \min} = \frac{p_{\min}}{E_A} \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + m_A \right) \quad \xi_{A \max} = \frac{p_{\max}}{E_A} \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + m_A \right)$$

Rel. Zusammendrückung d. Innenteils:

$$\xi_{I \min} = \frac{p_{\min}}{E_I} \cdot \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - m_I \right) \quad \xi_{I \max} = \frac{p_{\max}}{E_I} \cdot \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - m_I \right)$$

Relatives Gesamt-Haftmaß ξ_{ges} :

$$\xi_{\text{ges min}} = \xi_{I \min} + \xi_{A \min}$$

$$\xi_{\text{ges max}} = \xi_{I \max} + \xi_{A \max}$$

Vereinfachung für gleiche Werkstoffe für Vollwelle und Nabe ($E_A = E_I = E$; $m_A = m_I = m$):

$$\xi_{\text{ges min}} = \frac{p_{\min}}{E} \cdot \frac{2}{1 - Q_A^2}$$

$$\xi_{\text{ges max}} = \frac{p_{\max}}{E} \cdot \frac{2}{1 - Q_A^2}$$

Haftmaß Z_{ges} :

$$Z_{\text{ges min}} = \xi_{\text{ges min}} \cdot D_F$$

$$Z_{\text{ges max}} = \xi_{\text{ges max}} \cdot D_F$$

Übermaße U_{\min} und U_{\max} :

$$U_{\min} = Z_{\text{ges min}} + \Delta U = \xi_{\text{ges min}} \cdot D_F + 0,8 \cdot (R_{ZA} + R_{ZI})$$

$$U_{\max} = Z_{\text{ges max}} + \Delta U = \xi_{\text{ges max}} \cdot D_F + 0,8 \cdot (R_{ZA} + R_{ZI})$$

Einpresskraft:

$$F_{L \max} = \mu \cdot F_N = \mu \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot D_F \cdot b$$

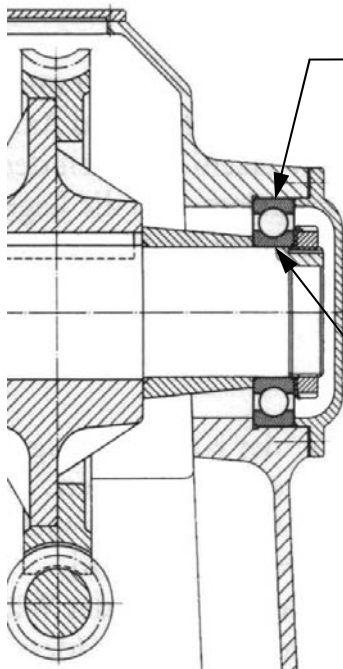
Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

Aufgabe E WL

Teilaufgabe	E-WL 1	E-WL 2	E-WL 3	E-WL 4	Σ
Max. Pktzahl	4	1	1	3	9
Erreichte Pktzahl					

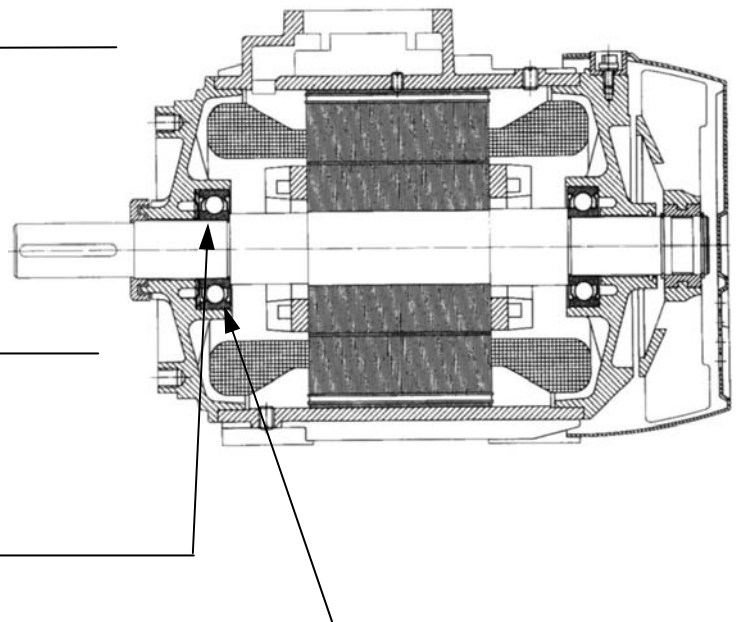
E-WL 1 Gegeben sind unterschiedliche Anwendungsfälle von Lagerungen. Für das jeweils gekennzeichnete Lager soll angegeben werden, welcher Ring **Punktlast** und welcher Ring **Umfanglast** besitzt. Des Weiteren ist anzugeben, ob die jeweils gekennzeichneten Ringe einen **festen** oder **losen** Sitz erfordern.

Schneckengetrieb

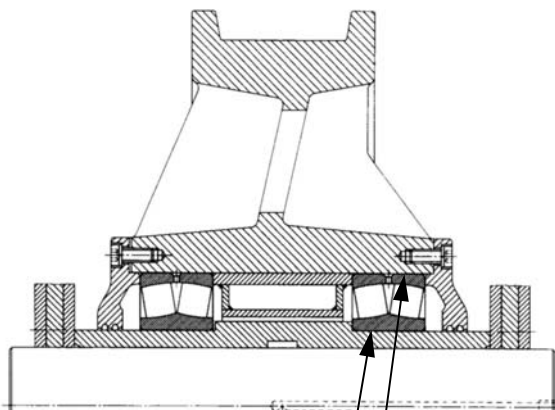


Drehstrom-Normmotor

Hinweis: Der Rotor besitzt eine leichte Unwucht

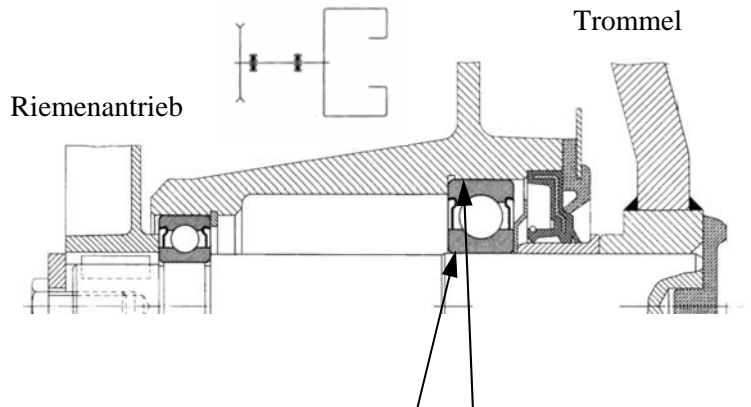



Lauftrad eines Krans



Trommellagerung einer Haushalts-Waschmaschine

Hinweis: Da sich die Wäsche ungleichmäßig in der Trommel verteilt, entsteht eine Unwucht!



	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-WL 15 eII 06.08 Bl. 2 v. 3 Name: Künne / Mitarbeiter

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

E-WL 2 Welche Aufgaben übernimmt das Schmiermittel bei Wälzlagern? Nennen Sie vier Stichworte.

E-WL 3 Wovon ist die Grenzdrehzahl eines Wälzlagers abhängig? Nennen Sie vier Stichworte.

E-WL 4 In einem Drehstrom-Normmotor wurden Rillenkugellager der Größe **6312** eingebaut. Wie groß ist die max. radiale Kraft, mit der das **Festlager** belastet werden kann, wenn der gesamte Motor eine Lebensdauer von **20.000 h** erreichen soll?

Angaben:

- Lager: **6312** (Bohrungsdurchmesser = 60 mm; Außendurchmesser = 130 mm)
- Dynamische Tragzahl $C = 81,5 \text{ kN}$
- Lebensdauer des Drehstrom-Normmotors: **20.000 h**
- Drehzahl des Motors: **3000 /min**
- Es soll **nur** das Festlager berechnet werden

Formeln



Name:

Matr.-Nr.:

Äquivalenten Lagerbelastung P :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

F_r = Radialbelastung
 X = Radialfaktor

F_a = Axialbelastung
 Y = Axialfaktor

Lagerlebensdauer in Umdrehungen:

$$L_{10U} = L_U = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6 \text{ Umdrehungen}$$

L_{10U} = Lebensdauer in Umdrehungen

C = dynamische Tragzahl; ist im Lagerkatalog für jedes Lager angegeben

P = dynamische äquivalente Belastung; Zusammenfassung von axialer und radialer Belastung

p = Lebensdauerexponent (Kugellager: $p = 3$; Rollenlager: $p = 10/3$)

Lebensdauer in Betriebsstunden:

$$L_{10h} = \frac{L_{10U}}{n}$$

(Einheiten Stunden/Minuten beachten!)


n = Lagerdrehzahl; ggf. Relativedrehzahl

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

Aufgabe E-GL

Teilaufgabe	E-GL 1	E-GL 2.1	E-GL 2.2	E-GL 2.3	Σ
Max. Pktzahl	3,5	2,5	4	1	11
Erreichte Pktzahl					

- E-GL 1** a) Nennen Sie die drei Reibungsformen, die im Zusammenhang mit hydrodynamischen Gleitlagern bekannt sind.
- b) Welcher Zustand (Reibungsform) wird für den Dauerbetrieb eines Gleitlagers angestrebt?
- c) Welchen Betriebszustand/-zustände kennzeichnet die Übergangsdrehzahl?
- d) Welche Voraussetzungen müssen für die hydrodynamische Erzeugung des erforderlichen Schmierdrucks in einem Gleitlager vorhanden sein? Nennen Sie die drei Bedingungen.
-

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-GL 14 bar06.08 Bl. 2 v. 3 Name: Künne / Mitarbeiter

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

E-GL 2 Eine Welle ist mit hydrodynamischen Radialgleitlagern gelagert. Die Daten der Lagerung sind im Folgenden genannt.

Betriebsdrehzahl	n	= 6.000 min ⁻¹
Lagerdurchmesser	d	= 100 mm
Passung	E7/c7	
oberes Abmaß der Grundtoleranz c		= - 170 µm
unteres Abmaß der Grundtoleranz D		= + 72 µm
Toleranzfeldbreite IT 7		= 35 µm
Breite-Durchmesser Verhältnis	b/d	= 1,0
Viskosität des Schmiermittels	η	= 15·10 ⁻⁹ Ns/mm ²
Größtspiel des Lagers	s_{\max}	= 277 µm

E-GL 2.1 In welchem Bereich sollte die Sommerfeldzahl liegen, damit das Gleitlager lauffähig ist? Welche Bedingungen (mit Erläuterung) für die relative und absolute Schmierfilmdicke ergeben sich aus den Grenzen für die Sommerfeldzahl?

E-GL 2.2 Wie groß darf die Radialkraft bei Mittenspiel maximal werden, damit das Gleitlager lauffähig ist?

E-GL 2.3 Welche Maßnahmen können unter Beibehaltung der groben geometrischen Abmessungen grundsätzlich getroffen werden, um ein Gleitlager auf höhere Radialkräfte abzustimmen?

Auszug aus den Vorlesungsumdrucken

Sommerfeldzahl S_o :

$$S_o = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} = \frac{F_r \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega}$$



Maschinenelemente
Universität Dortmund
Fakultät Maschinenbau
Prof. Dr.-Ing. B. Künne

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung


Kl. E

E-GL 14 bar06.08 **Bl. 3 v. 3**

Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-NT 7 ric 06.08 Bl. 1 v. 1 Name: Künne / Mitarbeiter

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

Aufgabe E NT (Nieten)

Teilaufgabe	E-NT 1	E-NT 2	Σ
Max. Pktzahl	1,5	1,5	3
Erreichte Pktzahl			

E-NT 1 Nennen Sie drei Vorteile von Nietverbindungen.

E-NT 2 Nennen Sie drei Nachteile von Nietverbindungen.

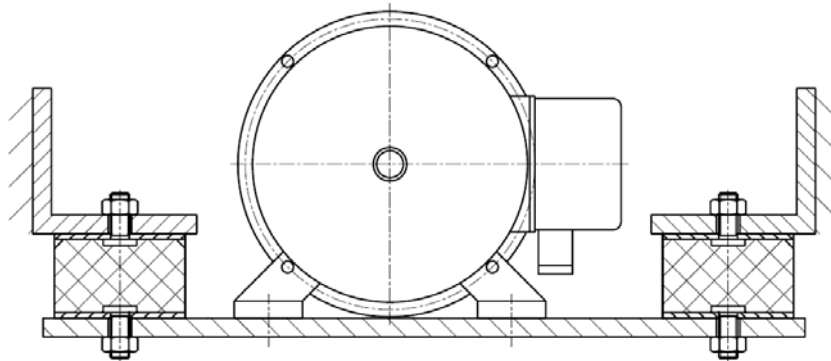
Name:

Matr.-Nr.:

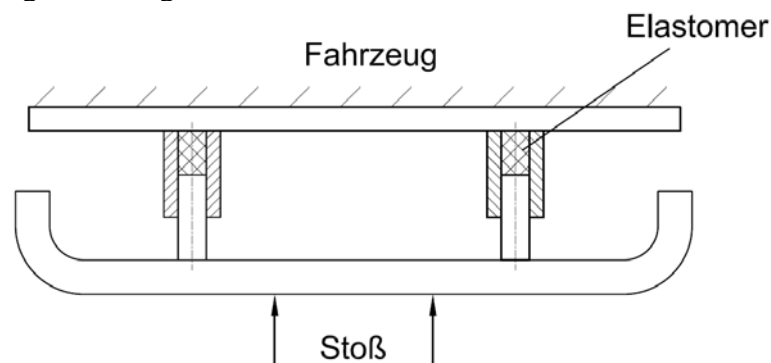
Aufgabe E FE (Federn)

Teilaufgabe	E-FE 1	E-FE 2	E-FE 3	E-FE 4	Σ
Max. Pktzahl	1	1	1	6	9
Erreichte Pktzahl					

E-FE 1 Ein Motor ist wie in der Zeichnung dargestellt an Gummielementen aufgehängt. Beurteilen Sie diese Konstruktion, welchen Verbesserungsvorschlag können Sie machen?



E-FE 2 Durch die folgende, schematisch dargestellte, Konstruktion sollen bei einem Fahrzeug leichte Stöße auf die Stoßstange durch die dargestellten Elastomerfedern gedämpft werden. Beurteilen Sie auch diese dargestellte Konstruktion und geben Sie ggf. Verbesserungsvorschläge.

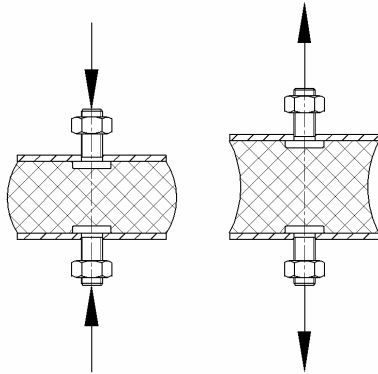


Name:

Matr.-Nr.:

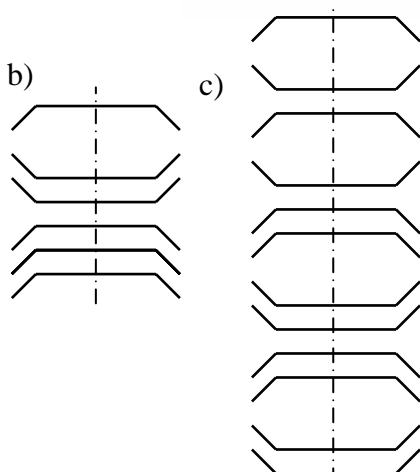
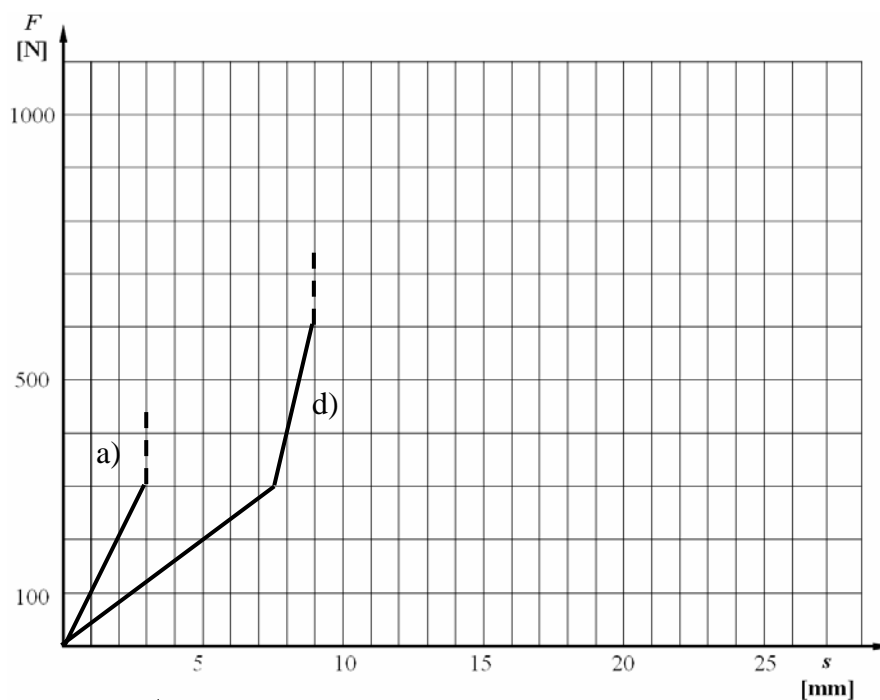
E-FE 3

Angenommen, die Materialkennwerte des Elastomers sind rein linear. Wie verhält sich die Kennlinie des Federelementes, wenn es wie dargestellt einmal auf Druck und einmal auf Zug belastet wird? (Linear, degressiv oder progressiv)



E-FE 4

Zeichnen Sie die Kennlinien der Tellerfederpakete b) und c), wenn eine Tellerfeder die Kennlinie a) besitzt und zeichnen Sie zu der dargestellten Kennlinien d) das Tellerfederpaket.



Name:

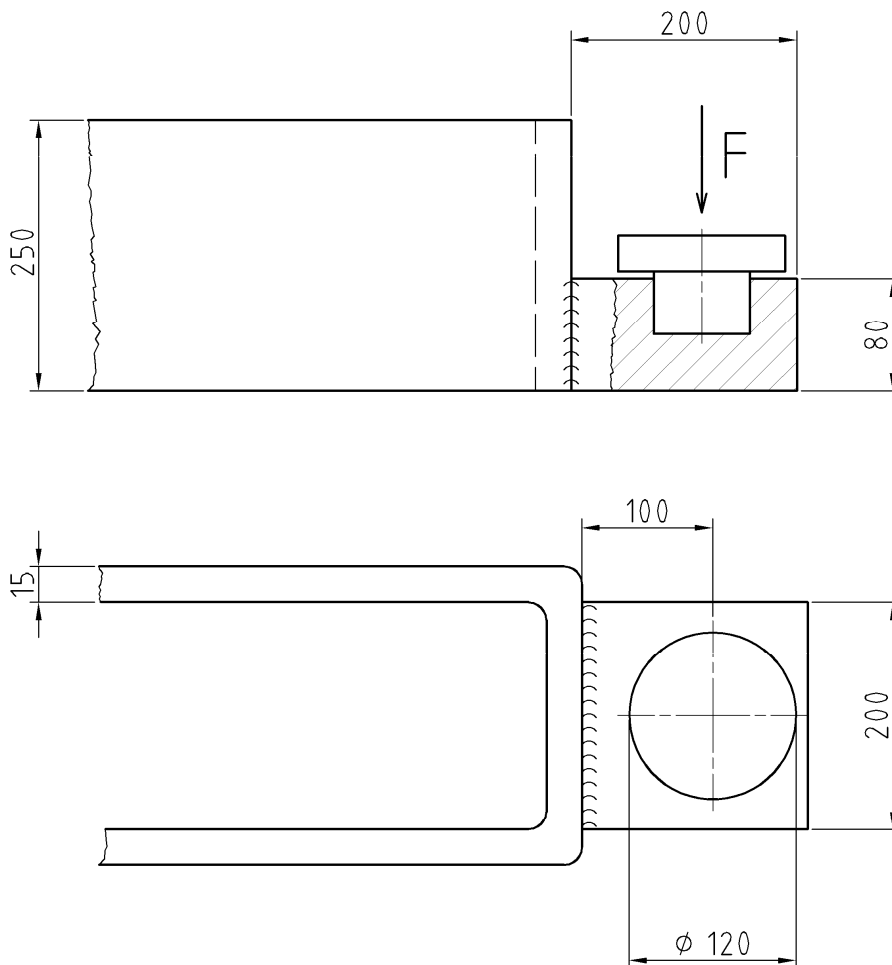
Matr.-Nr.:

Aufgabe E-SW (Schweißverbindungen)

Teilaufgabe	E-SW 1	Σ
Max. Pktzahl	9	9
Erreichte Pktzahl		

E-SW 1 Der dargestellte Arm einer Hebevorrichtung für Güterwaggons aus St 37 kann mit einer Gewichtskraft von 300.000 N belastet werden. Die Platte zur Kraftaufnahme wird mittels Abrennstumpfschweißen mit dem U-Eisen verschweißt. Bei diesem Verfahren wird die gesamte Berührungsfläche verschweißt, d. h. die Fläche der Schweißnaht entspricht der Seitenfläche der Halteplatte. Die Güte der Schweißnähte erfüllt die Kriterien der Bewertungsgruppe B. Die Abrennstumpfnahht entspricht in ihrer Nahtart der Doppel-HV-Naht. Ist die Schweißnaht ausreichend dimensioniert?

Kennzeichnen Sie ggf. verwendete Tabellenwerte.





Maschinenelemente
Universität Dortmund
Fakultät Maschinenbau
Prof. Dr.-Ing. B. Künne

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-SW 10 wer 06.08 Bl. 2 v. 5
Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:



Maschinenelemente
Universität Dortmund
Fakultät Maschinenbau
Prof. Dr.-Ing. B. Künne

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-SW 10 wer 06.08 **Bl. 3 v. 5**
Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

E-SW Formelsammlung:

Vorhandene Spannung bei Kehlnähten:

Belastung		Nahtform	Nahtnennspannung	Nahtfläche bzw. Widerstandsmoment
Biegung			$\sigma_b = M_b / W_b$	$W_b = \frac{a \cdot l^2}{6}$ hochkant $W_b = \frac{a^2 \cdot l}{6}$ flachkant
Schub + Biegung			Vergleichs- spannung aus σ_b und τ_s	$\sigma_v = \frac{(\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau_s^2})}{2}$ $W_b = \frac{[(s + 2 \cdot a) \cdot (h + 2 \cdot a)^3 - s \cdot h^3]}{6 \cdot (h + 2 \cdot a)}$
Torsion			$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	$W_p = \frac{\pi \cdot (d + 2 \cdot a)^4 - d^4}{16 \cdot d + 2 \cdot a}$
Torsion + Biegung			Vergleichs- spannung aus σ_b und τ_t	$\sigma_v = \frac{(\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau_t^2})}{2}$ $W_b = \frac{\pi \cdot (d + 2 \cdot a)^4 - d^4}{32 \cdot d + 2 \cdot a}$

$\sigma_{z,d}, \sigma_b, \tau_s, \tau_t, \sigma_v$ = Spannungen
 T = Torsionsmoment
 W_b = Biege-Widerstandsmoment
 W_p = Polares Widerstandsmoment

A = Nahtquerschnitt
 $\sigma_{zul N/A}$ = zulässige Spannungen
 M_b = Biegemoment
 $F_{z,d}, F_q$ = Zug-/Druckkraft, Querkraft

Zulässige Spannung:

$$\sigma_{zulN} = \frac{\alpha_0 \cdot \alpha_N \cdot \beta \cdot \sigma_{Grenz}}{S}$$

$$\sigma_{zulA} = \frac{\alpha_0 \cdot \alpha_A \cdot \beta \cdot \sigma_{Grenz}}{S}$$

(τ_{zul} entsprechend)

α_0 = Beiwert für die Bewertungsgruppe der Schweißnaht
 $\alpha_0 = 1$ (Bew.-Gruppe A, nicht mehr genormt)
 $\alpha_0 = 0,8$ Bewertungsgruppe B
 $\alpha_0 = 0,5$ Bewertungsgruppe C, D
 $\beta = 0,9$ Beiwert für Schrumpfspannungen (d. h. Eigen-
spannungen $\approx 10\%$ der Grenzspannung gesetzt)
 S = Sicherheit
 $S = 1,5 \dots 2$ bei schwellender Belastung
 $S = 2$ bei wechselnder Belastung

α_N = Formzahl der Naht gemäß Bild unten
 α_A = Formzahl des Anschlussquerschnitts gemäß Bild unten
 σ_{Grenz} = Grenzspannung, abhängig von der Belastungsart
 $= \sigma_{sch}$ bei schwellender Zug-/Druckbelastung
 $= \sigma_w$ bei wechselnder Zug-/Druckbelastung
 $= \sigma_{b sch} \approx 1,2 \dots 1,4 \cdot \sigma_{sch}$ schw. Biegebelastung
 $= \sigma_{b w} \approx 1,3 \cdot \sigma_w$ wechselnde Biegebelastung
 $= \tau_{sch} \approx 0,8 \cdot \sigma_{sch}$ schwellende Schubbelastung
 $= \tau_w \approx 0,8 \cdot \sigma_w$ wechselnde Schubbelastung



Name:

Matr.-Nr.:

Kennwerte für σ_{Grenz} in N/mm²:

	σ_{sch}	σ_{w}	$\sigma_{\text{h sch}}$	$\sigma_{\text{h w}}$	$\tau_{\text{t sch}}$	$\tau_{\text{t w}}$
1.0037 (St 37)	230	130	300	160	140	100
1.0052 (St 52)	320	180	400	210	230	120

Dauerfestigkeitskennwerte und Formzahlen:

Nahtart (Symbol)	Bild	Kennwerte für 1.0037 (St 37)				Zug/Druck		Biegung/Schub	
		Naht		Anschluss		Naht	Anschluss	Biegung	Schub
		$\alpha_{\text{N}} \cdot \sigma_{\text{sch}}$	$\alpha_{\text{N}} \cdot \sigma_{\text{w}}$	$\alpha_{\text{A}} \cdot \sigma_{\text{sch}}$	$\alpha_{\text{A}} \cdot \sigma_{\text{w}}$	α_{N}	α_{A}	α_{N}	α_{N}
V-Naht (V)		100	55	100	55	0,4..0,5		0,5..0,6	0,35
V-Naht, wurzelverschweißt DV-Naht (X)		180	100	180	100	0,7..0,8		0,8..0,9	0,5..0,7
V-Naht, bearbeitet		210	118	210	118	0,92		1,0	0,73
Flachkehlnaht		80	50	130	75	0,35	0,56	0,5	0,35
Hohlkehlnaht		80	50	160	95	0,35	0,7	0,85	0,45
Doppel-HV-Naht, Doppel-HY-Naht (K-Naht)		130	73	140	78	0,56	0,6	0,8	0,45
Doppel-HV-Naht, Doppel-HY-Naht (K-Naht); hohl		160	91	184	104	0,7	0,7..0,8	0,85	0,45
Flachkehlnaht einseitig		57	32	-	-	0,25	-	0,12	0,2
HV-Naht, hohl		137	78	-	-	0,6	-	0,7	0,5
Flankenkehlnaht ohne/ mit Entkrater-Bearbeitung		150 160	84 91	70 110	50 70	- -	0,35 0,5	- -	0,65 0,7
Rundnaht		$\alpha_{\text{N}} \cdot \tau_{\text{t sch N}}$ $\alpha_{\text{N}} \cdot \tau_{\text{t w N}}$ 70..110 50..60		-	-	-	-	Formzahl für Verdrehbeanspruchung $\alpha_{\text{N}} \approx 0,5$	



Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E SR (Schrauben)

Teilaufgabe	E-SR 1	E-SR 2	E-SR 3	E-SR 4	Σ
Max. Pktzahl	4	2	1	3	10
Erreichte Pktzahl					

E-SR 1 Skizzieren Sie den Querschnitt eines Trapez-, Säge-, Rund- und Spitzgewindes. Nennen Sie für jedes dieser vier Gewinde einen typischen Anwendungsfall.

E-SR 2 Erläutern Sie die Bezeichnung M 20 x 2 LH.

M:
20:
2:
LH:

E-SR 3 Warum sollte die Festigkeit der Mutter mindestens so groß sein wie die der zugehörigen Schraube?



Name:

Matr.-Nr.:

E-SR 4 Eine Schraube M 10 der Festigkeitsklasse 8.8 wird mit einer ruhenden Kraft von $F = 40$ kN belastet. Wie groß ist die Sicherheit, dass die Verbindung hält?

Auszug aus dem Skript:

Metrisches ISO-Gewinde

Nenndurchmesser	d	M 3	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	(M14)	M 16	M 20	M 24
Steigung	P	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	3
Flankendurchmesser	$d_2 = D_2$	2,675	3,545	4,480	5,350	7,188	9,026	10,863	12,700	14,701	18,376	22,051
Kern-Ø Bolzen	d_3	2,387	3,141	4,019	4,773	6,466	8,160	9,853	11,546	13,546	16,933	20,319
Kern-Ø Mutter	D_1	2,459	3,242	4,134	4,917	6,647	8,376	10,106	11,835	13,835	17,294	20,752
Gewindetiefe Bolzen	h_3	0,307	0,429	0,491	0,613	0,767	0,920	1,074	1,227	1,227	1,534	1,840
Gewindetiefe Mutter	H_1	0,271	0,379	0,433	0,541	0,677	0,812	0,947	1,083	1,083	1,353	1,624
Nennquerschnitt	A_N	7,069	12,6	19,6	28,3	50,3	78,5	113	154	201	314	452
Kernquerschnitt	A_{d_3}	4,48	7,75	12,7	17,9	32,8	52,3	76,3	105	144	225	324
Spannungsquerschnitt	A_S	5,03	8,78	14,2	20,1	36,6	58,0	84,3	115	157	245	352
Bohrungsmaße												
Kernlochdurchmesser	d_{14}	2,5	3,3	4,2	5	6,8	8,5	10,2	12	14	17,5	21
Durchgangsloch mittel H13	d_h	3,4	4,5	5,5	6,6	9	11	13,5	15,5	17,5	22	26

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

Aufgabe E ZR

Teilaufgabe	E-ZR 1	E-ZR 2	E-ZR 3	E-ZR 4	E-ZR 5	E-ZR 6	Σ
Max. Pktzahl	1	3	1	2	1,5	1,5	10
Erreichte Pktzahl							

Ein Kommilitone bearbeitet gerade das Konstruktionsprojekt und hat Probleme bei der Auslegung des zweiten Ganges seines 2-Gang-Schaltgetriebes mit geradzahnten Stirnrädern. Helfen Sie ihm!


Folgende Angaben konnte ihr Kommilitone noch berechnen:

Gang 1	Gang 2	
$a = 198 \text{ mm}$	$z_3 = 20$	$z_4 = 80$
	$i = 4$	$m = 4 \text{ mm}$

E-ZR 1 Welcher Achsabstand würde im Gang 2 entstehen ohne Profilverschiebung?

E-ZR 2 Berechnen Sie die Profilverschiebungssumme für den Gang 2 unter der Voraussetzung, dass der Achsabstand von Gang 1 nicht mehr verändert werden kann!

E-ZR 3 Teilen Sie die Profilverschiebung so auf, dass $x_3 = -0,4$ beträgt. (falls Sie die Aufgabe E-ZR 2 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit einer Profilverschiebungssumme von $-0,6$ weiter)

 Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
		E-ZR ell 14 06.08 Bl. 2 v. 5 Name: Künne / Mitarbeiter

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

E-ZR 4 Sind die gewählten Profilverschiebungen zulässig ? Begründen Sie ihre Antwort!

E-ZR 5 Berechnen Sie den Teilkreis-, Kopfkreis- und Fußkreisdurchmesser des Zahnrads 4.

E-ZR 6 Welche Gründe gibt es allgemein für eine Profilverschiebung (außer einer Anpassung des Achsabstandes)?



Name:

Matr.-Nr.:

Formeln und Tabellen:

Evolventen-Funktion

$$\text{inv } \alpha \equiv \text{ev } \alpha = \tan \alpha - \hat{\alpha}$$

α in °	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9
10	0,001794	0,001848	0,001904	0,001961	0,002020	0,002079	0,002140	0,002201	0,002264	0,002328
11	0,002394	0,002460	0,002528	0,002597	0,002667	0,002739	0,002812	0,002886	0,002962	0,003038
12	0,003117	0,003196	0,003277	0,003359	0,003443	0,003528	0,003615	0,003702	0,003792	0,003883
13	0,003975	0,004069	0,004164	0,004261	0,004359	0,004459	0,004560	0,004663	0,004768	0,004874
14	0,004981	0,005091	0,005202	0,005314	0,005429	0,005544	0,005662	0,005781	0,005902	0,006025
15	0,006149	0,006276	0,006403	0,006533	0,006665	0,006798	0,006933	0,007070	0,007209	0,007350
16	0,007492	0,007637	0,007783	0,007931	0,008082	0,008234	0,008388	0,008544	0,008702	0,008862
17	0,009024	0,009188	0,009355	0,009523	0,009693	0,009866	0,010040	0,010217	0,010396	0,010577
18	0,010760	0,010964	0,011133	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015850	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029600
25	0,029975	0,030357	0,030741	0,031129	0,031521	0,031916	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037388	0,037835
27	0,038287	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344	0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116	0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
31	0,059809	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369	0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133	0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
33	0,073449	0,074188	0,074932	0,075683	0,076439	0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321	0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816	0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
36	0,098224	0,099149	0,100080	0,101019	0,101964	0,102916	0,103875	0,104841	0,105814	0,106795
37	0,107782	0,108777	0,109779	0,110788	0,111805	0,112829	0,113860	0,114899	0,115945	0,116999
38	0,118061	0,119130	0,120207	0,121291	0,122384	0,123484	0,124592	0,125709	0,126833	0,127965
39	0,129106	0,130254	0,131411	0,132576	0,133750	0,134931	0,136122	0,137320	0,138528	0,139743
40	0,140968	0,142201	0,143443	0,144694	0,145954	0,147222	0,148500	0,149787	0,151083	0,152388
41	0,153702	0,155025	0,156348	0,157700	0,159052	0,160414	0,161785	0,163165	0,164556	0,165956
42	0,167366	0,168786	0,170216	0,171656	0,173106	0,174566	0,176037	0,177518	0,179009	0,180511
43	0,182024	0,183547	0,185080	0,186625	0,188180	0,189746	0,191324	0,192912	0,194511	0,196122
44	0,197744	0,199377	0,201022	0,202678	0,204346	0,206026	0,207717	0,209420	0,211135	0,212863
45	0,21460	0,21635	0,21812	0,21989	0,22168	0,22348	0,22530	0,22712	0,22896	0,23081
46	0,23268	0,23456	0,23645	0,23835	0,24027	0,24220	0,24415	0,24611	0,24808	0,25006
47	0,25206	0,25408	0,25611	0,25815	0,26021	0,26228	0,26436	0,26646	0,26858	0,27071
48	0,27285	0,27501	0,27719	0,27938	0,28159	0,28381	0,28605	0,28830	0,29057	0,29286
49	0,29516	0,29747	0,29981	0,30216	0,30453	0,30691	0,30931	0,31173	0,31417	0,31663

Durchmesser:

Name:

Matr.-Nr.:

Teilkreis: $d = m \cdot z$
 Kopfkreis: $d_a = d + 2 \cdot m + 2 \cdot x \cdot m$ (- $2 \cdot k \cdot m$ für Kopfkürzung)
 Fußkreis: $d_f = d - 2,5 \cdot m + 2 \cdot x \cdot m$ (für Spiel = $0,25 \cdot m$)
 Grundkreis: $d_b = d \cdot \cos \alpha_R$ mit $\alpha_R = 20^\circ$
 Betriebswälzkreis: $d_w = \frac{d_b}{\cos \alpha_w}$

Fall 1: Berechnung des Achsabstandes bei gegebener Profilverschiebung (auch $x_1 = x_2 = 0$):

① $\text{inv } \alpha_w$ ermitteln:

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \tan \alpha_R}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_R$$

② α_w ermitteln (Tabelle s. vorn)

③ Achsabstand berechnen:

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m \cdot \frac{\cos \alpha_R}{\cos \alpha_w}; \alpha_R = 20^\circ$$

Fall 2: Achsabstand gegeben, Profilverschiebungen gesucht:

① Betriebseingriffswinkel α_w aus

$$\cos \alpha_w = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a} \cdot m \cdot \cos \alpha_R \quad \text{mit} \quad \alpha_R = 20^\circ$$

② Profilverschiebungssumme

$$x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha_R}{2 \cdot \tan \alpha_R}$$

③ Überschlägige Aufteilung: $\frac{x_1}{x_2} \approx \frac{z_2}{z_1}$, insb. bei $x_1 + x_2 > 0$, Unterschnittsgrenze beachten!

Profilüberdeckung:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_R} + \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_R} - \frac{a \cdot \sin \alpha_w}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_R} \quad \text{mit} \quad \alpha_R = 20^\circ$$

Kopfspiel:

$$c = 0,25 \cdot m - m \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\cos \alpha_R}{\cos \alpha_w} \right) + (x_1 + x_2) \right)$$

Erforderliche Kopfkürzung:

$$k \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(1 - \frac{\cos \alpha_R}{\cos \alpha_w} \right) + (x_1 + x_2) \right)$$

Kopfkreisdurchmesser:

$$d_a = d + 2 \cdot m + 2 \cdot x \cdot m - 2 \cdot k \cdot m$$

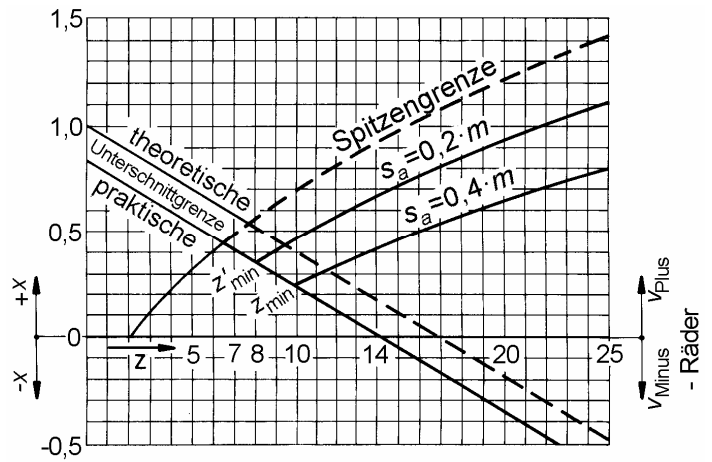
Unterschnitt- und Spitzengrenze

Name:

Matr.-Nr.:

$$x_{\min} = \frac{z_g' - z}{z_g} = \frac{14 - z}{17}$$

Ausführung	$s_a \text{ min}$	z_{\min}	x_{erf}
kleinstmöglich (theor.)	fast 0	7	+ 0,43
ungehärtete Zähne	$0,2 \cdot m$	8	+ 0,36
gehärtete Zähne	$0,4 \cdot m$	10	+ 0,25



Name:

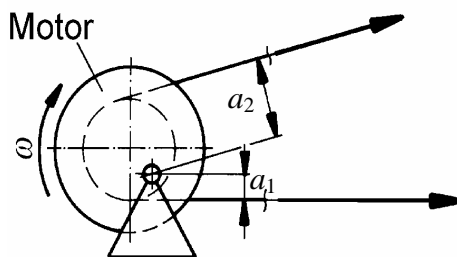
Matr.-Nr.:

Aufgabe E-RK

Teilaufgabe	E-RK 1	E-RK 2	E-RK 3	Σ
Max. Pktzahl	1,5	3,5	2	7
Erreichte Pktzahl				

E-RK Gegeben ist die im Folgenden dargestellte Anordnung zur Vorspannung eines Schmalkeilriementriebes.

Es ist ein Drehmoment $T_{an} = 50 \text{ Nm}$ zu übertragen. Weiterhin sind folgende Werte gegeben:



Wirkdurchmesser der Riemenscheibe	$d_w = 200 \text{ mm}$
Umschlingungswinkel	$\beta = 170^\circ$
Reibwert (zwischen Flanke Riemen und Riemenscheibe)	$\mu_G = 0,6$
Keilwinkel	$\alpha = 36^\circ$

E-RK 1 Stellen Sie die Trumkräfte und die Achskraft als Funktion des übertragbaren Drehmomentes dar.

E-RK 2 Wie groß müssen die Trumkräfte F_1 und F_2 sein, damit der Riemen gerade nicht durchrutscht?

E-RK 3 Wie müssen die Abmessungen a_1 und a_2 gewählt werden, damit der Riemen gerade nicht durchrutscht?



Maschinenelemente
Universität Dortmund
Fakultät Maschinenbau
Prof. Dr.-Ing. B. Künne

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-RK 13 bar06.08 Bl. 2 v. 2

Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E KB (Kupplungen)

Teilaufgabe	E-KB 1	E-KB 2	E-KB 3	Σ
Max. Pktzahl	1	2	6	9
Erreichte Pktzahl				

Ein Verbrennungsmotor treibt über eine Fliehkraftkupplung ein Förderband an, welches unabhängig von der Drehzahl ein konstantes Drehmoment von 20 Nm benötigt. Die Daten der Fliehkraftkupplung sind in **Abb. 1** angegeben. Für den Reibwert μ zwischen dem Reibbelag und dem Außenteil der Kupplung ist ein Wert von 0,3 anzunehmen. Jede der beiden eingesetzten, ungespannten Federn besitzt eine Federsteifigkeit c von 14.036 N/m.

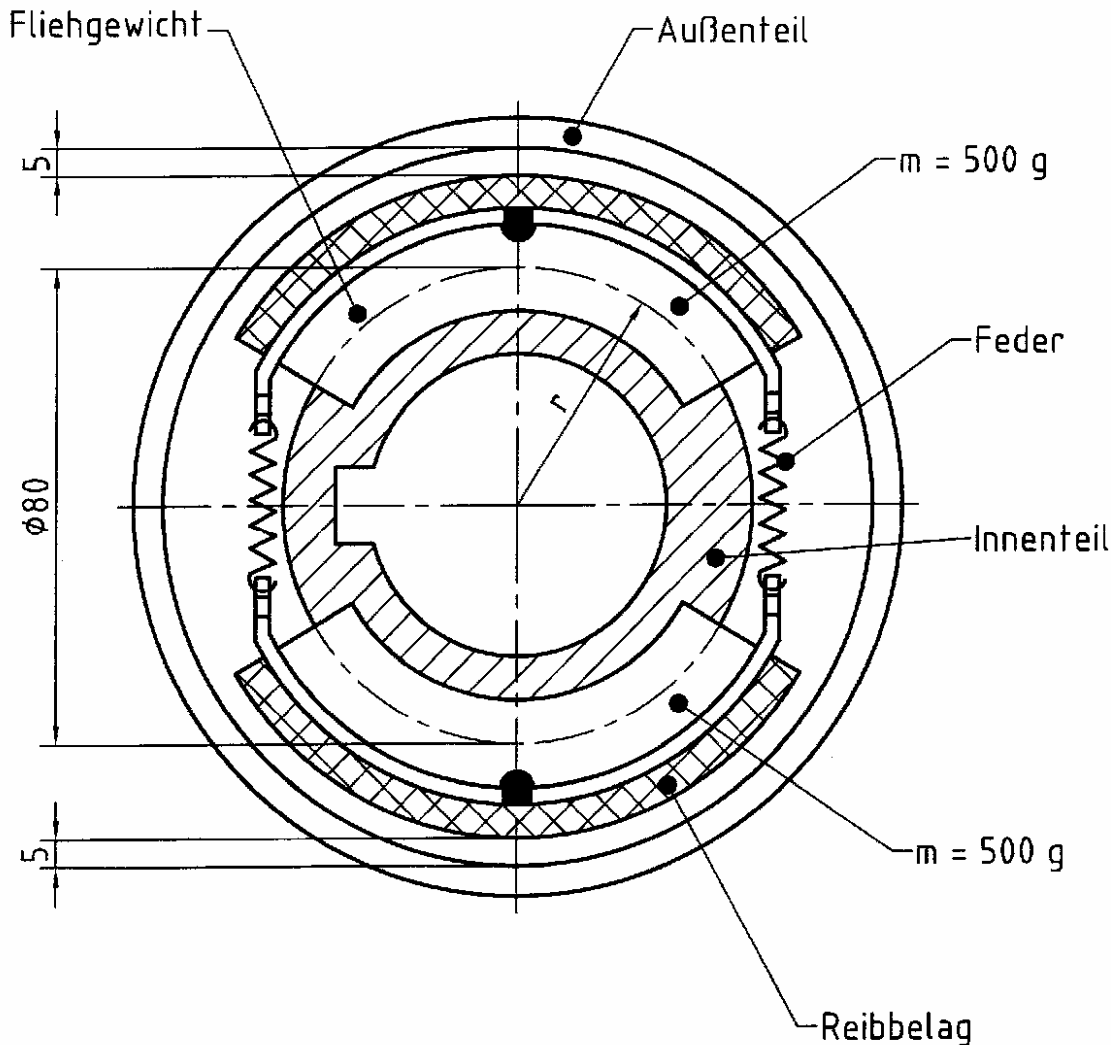



Abb. 1: Schematische Darstellung einer Fliehkraftkupplung

E-KB 1 Wird der Verbrennungsmotor bei seiner Leerlaufdrehzahl betrieben, liegen die Fliehgewichte mit ihren Reibbelägen gerade eben an dem Außenteil der Kupplung an. Um welchen Betrag Δl wird jede der beiden eingesetzten Federn dabei gegenüber der dargestellten Position gelängt?

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-KB 14 sej 06.08 Bl. 2 v. 2 Name: Künne / Mitarbeiter

Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

E-KB 2 Wie groß ist die Federkraft $F_{F,ges.}$, die von beiden Federn aufgebracht wird? **Anmerkung:** Die Federkraft F_F einer Feder lässt sich nach folgender Formel berechnen: $F_F = c \cdot \Delta l$.

E-KB 3 Bei welcher Drehzahl n [min^{-1}] des Motors setzt sich das Förderband erstmals in Bewegung? Zu diesem Zeitpunkt ist das von der Kupplung übertragbare Moment identisch mit dem unabhängig von der Drehzahl konstanten Drehmoment, das das Förderband benötigt. **Anmerkung:** Das von der Fliehkraftkupplung übertragbare Reibmoment M_R berechnet sich mit der Formel: $M_R = \mu \cdot r \cdot (F_\omega - F_{F,ges.})$. Für die auf die Reibelemente wirkende Fliehkraft F_ω gilt: $F_\omega = m_{ges.} \cdot r \cdot \omega^2$. Falls Sie **E-KB 2** nicht gelöst haben, rechnen Sie mit einer Federkraft $F_{F,ges.}$ von 300 N.



Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E FÜ (Führungen)

Teilaufgabe	E-FÜ 1	E-FÜ 2	E-FÜ 3	Σ
Max. Pktzahl	2	2	3	7
Erreichte Pktzahl				

E-FÜ 1 Skizzieren Sie die Stribeck-Kurve (Reibbeiwert in Abhängigkeit der Geschwindigkeit) für eine **hydrodynamische** Gleitführung.

E-FÜ 2 Skizzieren Sie die Stribeck-Kurve (Reibbeiwert in Abhängigkeit der Geschwindigkeit) für eine **hydrostatische** Gleitführung.

E-FÜ 3 Beschreiben Sie kurz den Stick-Slip-Effekt.

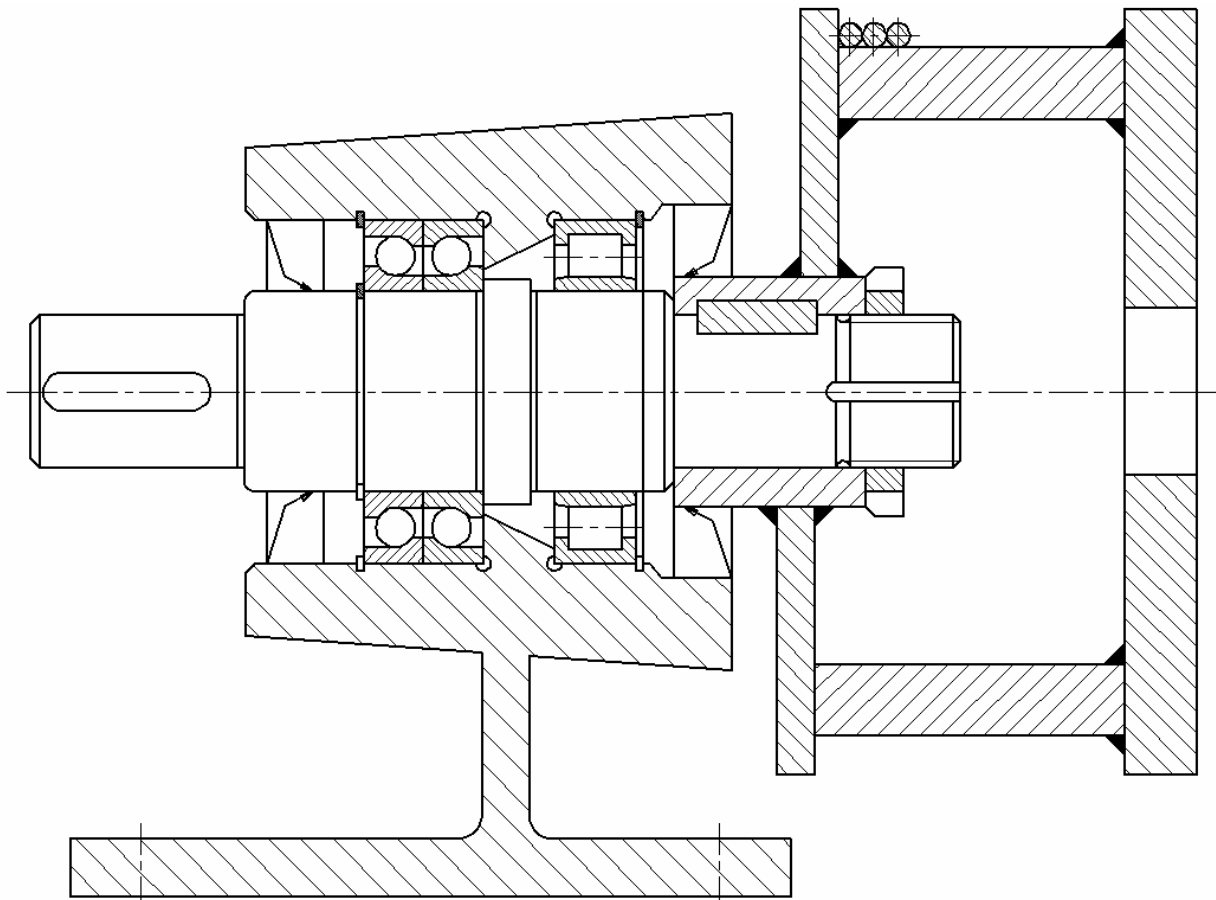
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E GG 10 (Konstruktionsaufgabe Getriebe)

Teilaufgabe	E-GG 1	E-GG 2	Σ
Max. Pktzahl	7	77	84
Erreichte Pktzahl			

E-GG 1 Die folgende Konstruktion enthält leider einige Fehler. Kennzeichnen Sie 14 Fehler in der Konstruktion deutlich und beschreiben Sie die Fehler kurz (z. B. Abhilfe nennen o. ä.).



Name:

Matr.-Nr.:

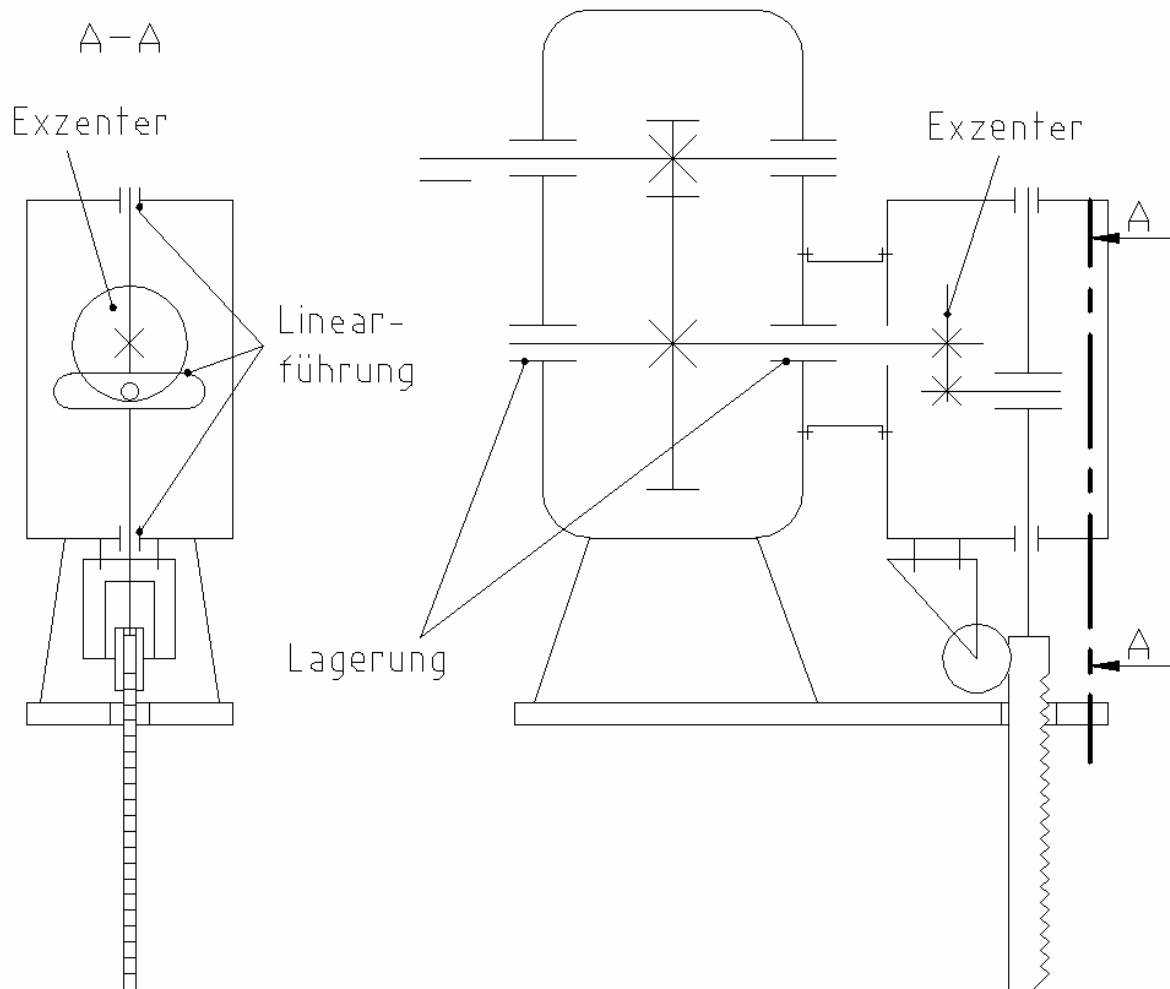
Zu konstruieren ist die Kulissenführung einer elektrisch betriebenen Stichsäge mit einem einstufigen ölgeschmierten Getriebe gemäß untenstehender Prinzipskizze **freihändig** in zwei Ansichten. Alle Details müssen hinreichend erkennbar sein. Die Sägeblattaufnahme ist linear durch eine Führungsstange zu führen, in der eine weitere Führung für die Aufnahme des Exzenter vorzusehen ist.

Die seitliche Führung des Sägeblattes, zur Aufnahme der Schnittkräfte, erfolgt durch eine geschlitzte Rolle, die auf dem Aufgabenblatt bereits vorgegeben ist.

Die Welle des Exzenter ist mit geeigneten Wälzlagern in O- Anordnung zu lagern. Die Lagerung der Antriebswelle ist beliebig. An der Antriebswelle ist ein geeignetes Wellenende mit formschlüssiger Nabengestaltung vorzusehen.

Berücksichtigen Sie bei ihrer Konstruktion folgendes:

- Gestaltung des Getriebegehäuses als Gusskonstruktion, Kulissenführungsgehäuse als Schweißkonstruktion (siehe Skizze)
- Gestaltung des Auslegers zur Seitenführung des Sägeblattes (auf Zeichenblatt bereits vorgegeben) als Schweißkonstruktion (siehe Skizze)
- Lagerung der Wellen in Wälzlagern mit ölgeschmierten Zahnrädern
- **Eine** Schraubenverbindung und die Ölschrauben sind darzustellen (sonst nur Mittellinien)
- Eine Seitenansicht der Lineareinheit im Schnitt ist auf dem DIN A4 Blatt darzustellen





Maschinenelemente
Universität Dortmund
Fakultät Maschinenbau
Prof. Dr.-Ing. B. Künne

Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-GG lan 06.08 Bl. 2 v. 3

Name: Künne / Mitarbeiter

Name / Matrikel-Nr.:



Maschinenelemente
Universität Dortmund
Fakultät Maschinenbau
Prof. Dr.-Ing. B. Künne

Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-GG lan 06.08 Bl. 2 v. 3

Name: Künne / Mitarbeiter

Name / Matrikel-Nr.: