



FACHPRÜFUNG

MASCHINENELEMENTE

25.04.2004 - 09:00 bis 13:00 Uhr (4 Stunden)

Bearbeiter:
Matr.-Nr. :

Umfang:

Maschinenelemente I, II, III, IV (200 Punkte)

$\Sigma = 200$ 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.
- 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} 9	P _{max} 10	P _{max} 11	P _{max} 12	P _{max} 11	P _{max} 8	P _{max} 9	P _{max} 9	P _{max} 7	P _{max} 10	P _{max} 8	P _{max} 9	P _{max} 6	P _{max} 81	P_{max} 200



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

Aufgabe E VE

Teilaufgabe	E-VE 1	E-VE 2	E-VE 3	Σ
Max. Pktzahl	1,5	3,5	4	9
Erreichte Pktzahl				

E-VE 1 Ein hochgenauer Positionierantrieb soll an eine lange Zwischenwelle, deren Geometrie vorgegeben ist, angeflanscht werden.

Welche Vorteile bezüglich der Verdrehsteifigkeit bietet der Einsatz eines höherfesten Stahls gegenüber einem Baustahl? Begründen Sie Ihre Antwort.

E-VE 2 Für die auf Seite 3 dargestellte Getriebewelle mit aufgesetztem Schrägstirnrad sind zunächst der Teilkreisdurchmesser d des Zahnrades, die Axialkraft am Zahnrad F_a sowie die Auflagerkräfte in y-Richtung F_{Ay} und F_{By} vorzeichenrichtig zu ermitteln.

Neben den Kräfteverläufen $N(x)$, $Q_y(x)$ und dem Verlauf des Torsionsmomentes $T(x)$ stehen folgende Angaben zur Verfügung:

$$l = 100 \text{ mm}; F_t = 1,06 \cdot F_a$$

E-VE 3 Ergänzen Sie die Schnittlastenverläufe mit Angabe der maximal auftretenden Belastungen um den Querkraftverlauf Q_y sowie die Biegemomentenverläufe M_{by} und M_{bz} .
(Das Vorzeichen ist zu beachten!)



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

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

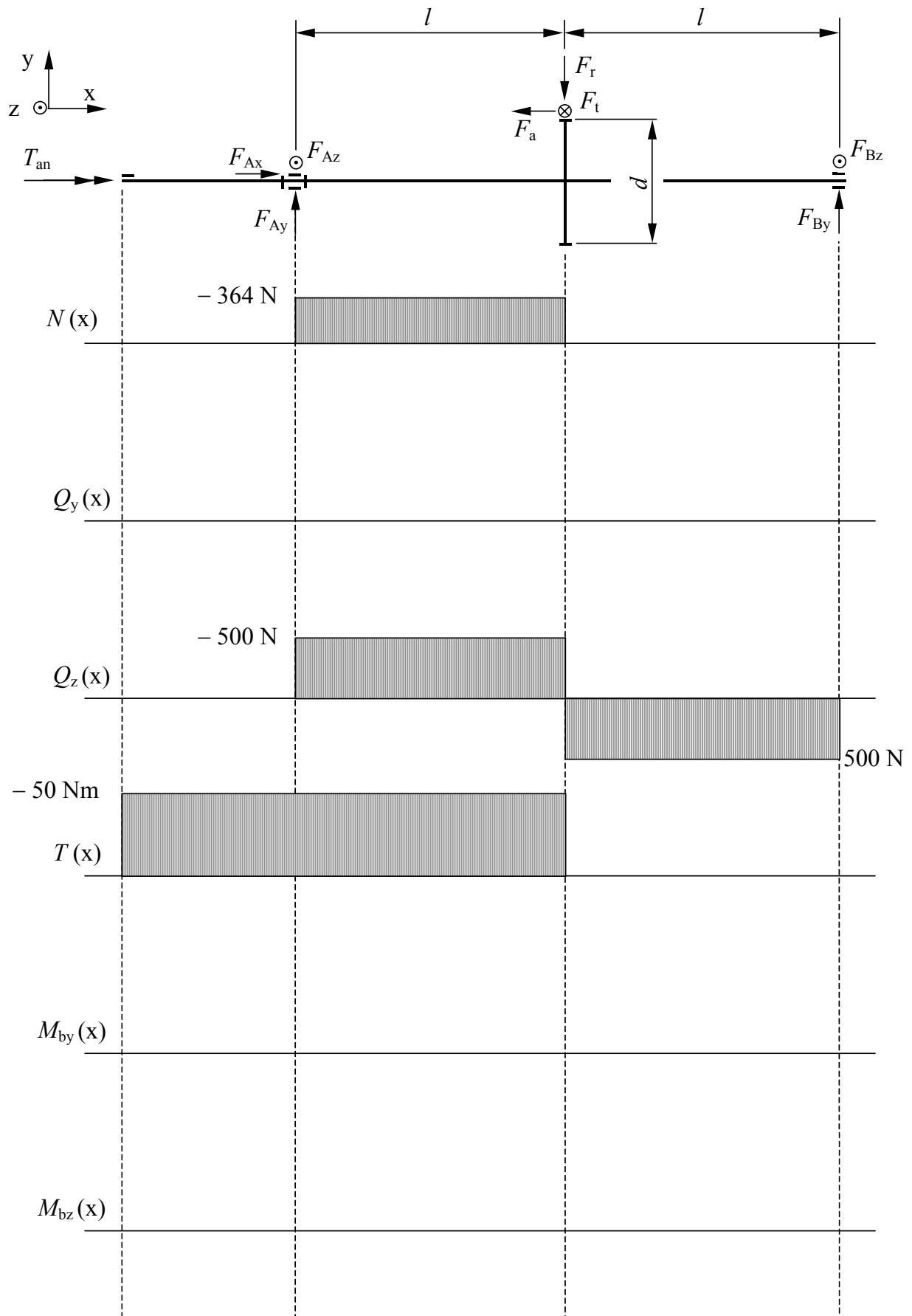
Kl. E

E-VE bar04.03 **Bl. 2 v. 3**
Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

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



Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E AW

Teilaufgabe	E-AW 1	Σ
Max. Pktzahl	10	10
Erreichte Pktzahl		

E-AW 1 Es ist die maximal übertragbare Leistung P_{an} einer Antriebswelle (C45) mit aufgesetztem Stirnrad zu berechnen.

(Für die Berechnung sind die Formelzeichen entsprechend der folgenden Skizze zu verwenden.)

Die kritischste Stelle (in der Skizze mit 1 bezeichnet) befindet sich unter dem aufgesetzten Stirnrad mit Evolventenverzahnung (Teilkreisdurchmesser $d = 100 \text{ mm}$). Für diese Stelle ist mit einem Wellendurchmesser $D = 50 \text{ mm}$ zu rechnen.

Die einzelnen Rechenschritte sind zu dokumentieren. Die Scherspannungen sind zu vernachlässigen.

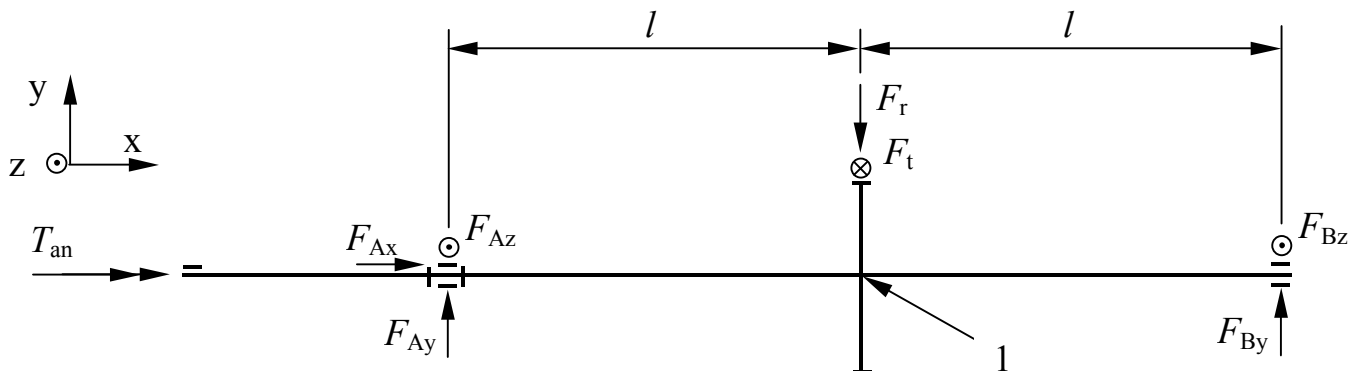
Weiterhin gegeben sind:

$$l = 100 \text{ mm}; n_{an} = 6000 \text{ min}^{-1}; \alpha_0 = 0,7; \sigma_{zul} = 87 \text{ N/mm}^2$$

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

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

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





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

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-AW bar 04.03 Bl. 2 v. 2
Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

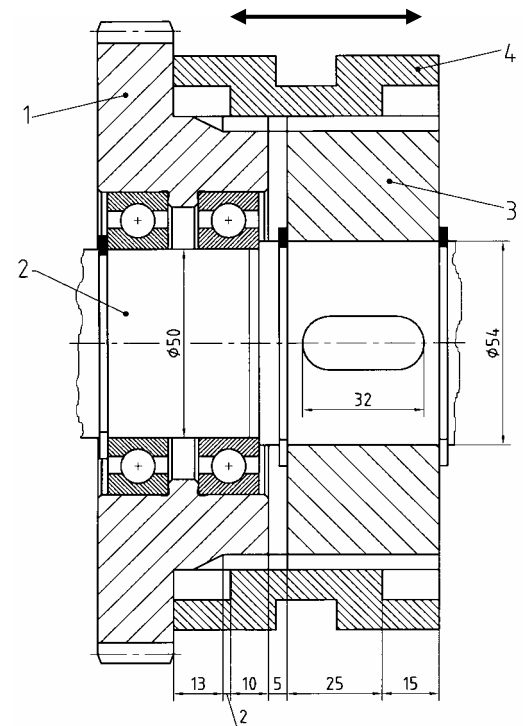
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E WN (Welle-Nabe-Verbindungen)

Teilaufgabe	E-WN 1	E-WN 2	E-WN 3	Σ
Max. Pktzahl	4,5	5	1,5	11
Erreichte Pktzahl				

Ein Zahnrad (1) ist gemäß nebenstehender Skizze (Maßstab 1:2) auf einer Welle (2) gelagert, welche von einem Dieselmotor mit $P = 36 \text{ kW}$ bei $n = 3.000 \text{ U/min}$ angetrieben wird. Das eingeleitete Drehmoment ist stoßhaft. Um die Kraftübertragung über die Verzahnung zu leiten, wird das Zahnrad mit einem daneben befindlichen Mitnehmer (3) gekoppelt, welcher mittels einer Passfeder (DIN 6885 – A – 14 x 9 x 32) auf der Welle verdrehgesichert ist. Die Kopplung geschieht über eine Schiebemuffe (4), welche innen mit einem Keilprofil (DIN ISO 14 – 10 x 112 x 120) versehen ist. Dieses greift in die Außenkeilprofile auf dem Zahnrad (1) und dem Mitnehmer (3) ein, um die Drehmomentübertragung zu gewährleisten. Alle Bauteile (1 – 4) sind aus St 50 gefertigt.



- E-WL 1 Hält die Passfederverbindung den Belastungen stand?
(Wellennuttiefe $t_1 = 5,5 \text{ mm}$; Nabennuttiefe $t_2 = 3,8 \text{ mm}$)

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

E-WL 2 Wie groß muss die tragende Länge der Keilwellenverbindung **mindestens** gewählt werden, damit das Drehmoment übertragen werden kann?
 (Gehen Sie von einem Tragfaktor $\varphi = 0,75$ für Keilwellen mit Innenzentrierung aus!)

E-WL 2 Kenneichnen Sie die **tatsächliche** tragende Länge der Keilwellenverbindung in der Skizze?
 Wie groß ist sie? Hält die Verbindung?

Auszüge aus dem Vorlesungsumdruck:

φ = Tragfaktor zur Berücksichtigung des ungleichmäßigen Tragens beim Einsatz mehrerer Passfedern:

- $\varphi = 1$ bei $z = 1$;
- $\varphi = 0,75$ bei $z = 2$;
- $\varphi = 0,66$ bei $z = 3$

Welle	Nabe	p_{zul} in N/mm ²	
		Drehmoment stoßhaft	konstant
St42, St50	GG	45	65
St50	St, GS	75	115
harter Stahl	St, GS	75	115

Zulässige Flächenpressungen in N/mm²



Name:

Matr.-Nr.:


Aufgabe E GL (Gleitlager)

Teilaufgabe	E-GL 1	E-GL 2	E-GL 3	E-GL 4	E-GL 5	Σ
Max. Pktzahl	2	1	1	4	3	11
Erreichte Pktzahl						

E-GL 1 Grenzen Sie die Begriffe „Festkörperreibung“, „Flüssigkeitsreibung“ und „Mischreibung“ voneinander ab. Welche Art der Reibung wird bei hydrodynamischen Gleitlagern angestrebt?

E-GL 2 Skizzieren Sie die Stribeck-Kurve und kennzeichnen Sie die Übergangsdrehzahl.

E-GL 3 Welche Gefahr besteht bei einem hydrodynamischen Gleitlager, wenn die Radiallast plötzlich abfällt? Wie kann diesem Problem konstruktiv entgegengewirkt werden?

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-GL ric 04.03 Bl. 2 v. 3 Name: Künne / Mitarbeiter

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

Die Betriebsbedingungen eines Radialgleitlagers sind durch die folgenden Größen gekennzeichnet:

Radialkraft:	$F_r = 1750 \text{ N}$	Lagernendurchmesser:	$d = 25 \text{ mm}$
Betriebsdrehzahl:	$n = 2850 \text{ min}^{-1}$	Toleranz:	F6/e6
Lagernbreite:	$b = 20 \text{ mm}$	Relative Schmierfilmdicke:	$\delta = 0,2$

Das Lager wird durch Luft mit einer Geschwindigkeit von $2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bei einer Temperatur von 24°C gekühlt.

E-GL 4 Welche dynamische Viskosität η muss das Öl haben, damit sich der beschriebene Betriebsfall bei Mittenspiel einstellt?

E-GL 5 Auf welche Temperatur erwärmt sich das Lager im Betrieb?

Name:

Matr.-Nr.:

Formeln:

Toleranzen: $F6 = {}^{+33}_{+20}$; $e6 = {}^{-40}_{-53}$

Sommerfeldzahl: $S_o = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$

Relatives Lagerspiel: $\psi = \frac{s}{d}$, mit s = absolutes Lagerspiel

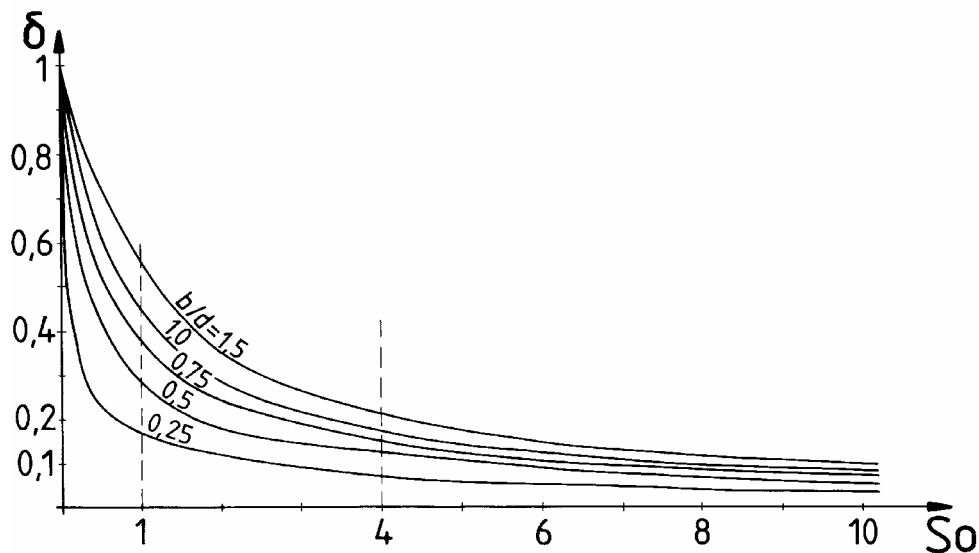
Reibbeiwert:

S_o	μ
< 1	$\approx 3 \cdot \psi / S_o$
> 1	$\approx 3 \cdot \psi / \sqrt{S_o}$

Reibleistung: $P_R = F_R \cdot v = \mu \cdot F_T \cdot \omega \cdot \frac{d}{2}$

Abgeführte Wärmemenge bei Luftkühlung: $\dot{Q}_{ab} = \alpha \cdot A \cdot (t - t_L)$; mit $\left[\frac{\alpha}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \right] = 7 + 12 \cdot \sqrt{\frac{v}{[\text{m/s}]}}$ und $A \approx 30 \cdot d \cdot b + 15 \cdot d^2$

Relative Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Sommerfeldzahl:



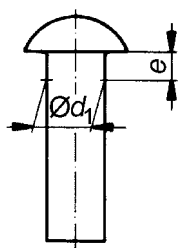

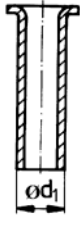
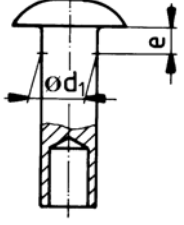
Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

Aufgabe E NT (Nieten)

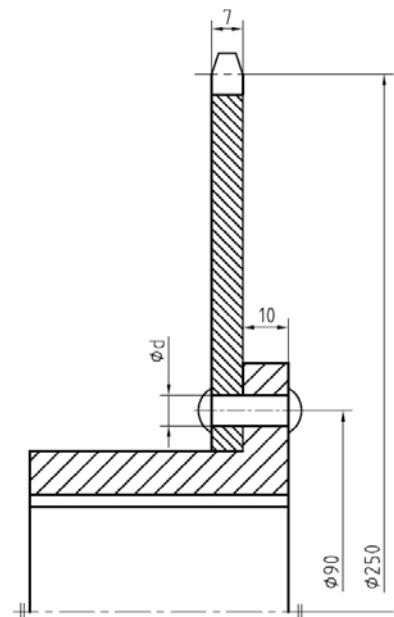
Teilaufgabe	E-NT 1	E-NT 2	E-NT 3	Σ
Max. Pktzahl	2	2	4	8
Erreichte Pktzahl				

E-NT 1 Nennen Sie jeweils vier Vor- und Nachteile von Niet- gegenüber Schweißverbindungen.

E-NT 2 Um welche (prinzipiellen) Nietformen handelt es sich bei den folgenden Abbildungen?

<p>a)</p> 	<p>b)</p> 	<p>c)</p> 	<p>d)</p> 

E-NT 3 Das dargestellte Kettenrad ist durch 4 am Umfang verteilte Nieten mit einer Nabe verbunden. Es läuft mit einer konstanten Drehzahl von 60 min^{-1} um. Die Nieten bestehen aus dem Werkstoff ST 36. Wie groß muss der Durchmesser d der Nieten mindestens sein, damit bei einer Sicherheit von 2 eine Maximalleistung von 4 KW übertragen werden kann? Die auftretenden Achskräfte können vernachlässigt werden. Verwenden Sie den Lastfall H.





Name:

Matr.-Nr.:

Auszug aus dem Skript:

Lochleibungsdruck:

$$\sigma_l = \frac{F}{n \cdot d \cdot t_{\min}} \leq \sigma_{l \text{ zul}}$$

- σ_l = Lochleibungsdruck
- t_{\min} = kleinste tragende Blechdicke
- n = Anzahl der tragenden Niete
- F = senkrecht zum Niet angreifende Kraft
- d = Durchmesser des geschlagenen Nietschaftes
- $\sigma_{l \text{ zul}}$ = zulässiger Lochleibungsdruck

Abscherspannung:

$$\tau_a = \frac{F}{n \cdot m \cdot A_{\text{Niet}}} \leq \tau_{a \text{ zul}}$$

- τ_a = Abscherspannung
- $\tau_{a \text{ zul}}$ = zulässige Abscherspannung
- m = Schnittigkeit
- A_{Niet} = Querschnittsfläche des Niets

Werte für $\tau_{a \text{ zul}}$ und $\sigma_{l \text{ zul}}$:

Abhängig vom Werkstoff des Niets und vom Belastungsfall; Lastfall H (nur Hauptlasten) und HZ (Haupt- und Zusatzlasten); in N/mm²:

Werkstoff	$\tau_{a \text{ zul}}$		$\sigma_{l \text{ zul}}$	
	H	HZ	H	HZ
St 36	140	160	320	360
St 44	210	240	480	540

Name:

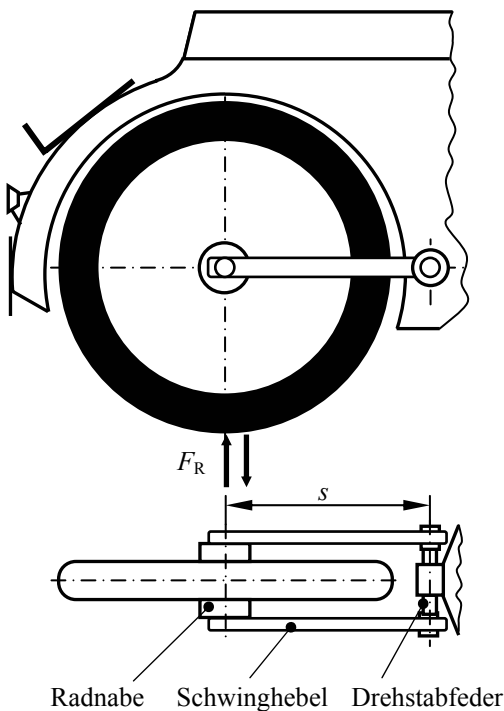
Matr.-Nr.:

Aufgabe E FE (Federn)

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

Aufgabenstellung

Die unten dargestellte Abbildung zeigt stark vereinfacht die Seiten- und Draufsicht eines alten Motorrollerhecks. Zur Federung ist an diesem Motorroller eine Drehstabfeder vorgesehen, wobei die Drehstabfeder ($\varnothing d = 16$ mm, Werkstoff: 15Cr3) mittig und drehstarr mit der Karosserie verbunden ist. Zwei Schwinghebel (Länge $s = 250$ mm) dienen zur Aufnahme der Hinterradnabe. Über das Rad wird mittig eine Kraft ($F_R = \pm 1000$ N, dyn. Kraftamplitude beim Ein- und Ausfedern) eingeleitet.



Formelsammlung:

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_\varphi} \quad [\varphi] = \text{rad}$$

$$c = \frac{I_\varphi \cdot G}{l}$$

$$T_{\text{zul}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \tau_{t \text{ zul}}$$

Kreisquerschnitt

$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{T^2 \cdot l}{G \cdot I_\varphi} = \eta_A \cdot A \cdot l \cdot \frac{\tau_t^2}{2 \cdot G}$$

- T = Torsionsmoment
- I_φ = Flächenträgheitsmoment, gegen Torsion
- l = Drehfederlänge
- c = Federrate
- G = Schubmodul
- φ = Verdrehwinkel
- W = Federarbeit
- T = Drehmoment
- τ_t = Schubspannung
- η_A = Ausnutzungsfaktor

Kennwerte für σ_{Grenz} in N/mm²

Werkstoff	$\sigma_{z \text{ sch}}$	$\sigma_{z \text{ w}}$	$\sigma_{b \text{ sch}}$	$\sigma_{b \text{ w}}$	$\tau_{t \text{ sch}}$	$\tau_{t \text{ w}}$
Ck 15	300	270	420	300	210	180
15Cr3	400	320	560	350	280	210
16MnCr5	600	400	780	450	430	270
15CrNi6	650	500	900	550	450	300
20MnCr5	700	540	980	600	490	340
18CrNi8, 17CrNiMo8	800	580	1060	650	550	410

E-FE 1 Berechnen Sie die Torsionsspannung in der Drehstabfeder.

 Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	KL. E
		E-FE 2 hog 04.03 Bl. 2 v. 2 Name: Künne / Mitarbeiter

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

E-FE 2 Ist eine einwandfreie Funktion auch mit einer zusätzlichen Achslast von 500 N möglich?

Fehler! Keine gültige Verknüpfung.

Name:

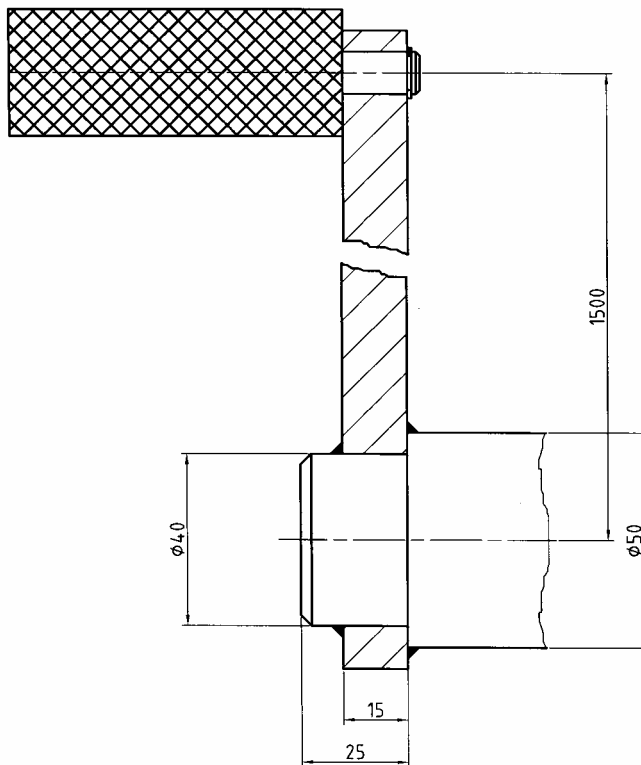
Matr.-Nr.:

Aufgabe E-SW (Schweißverbindungen)

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

E-SW 1 Die dargestellte Kurbel aus St 37 wird von Hand mit einer wechselnden Kraft von 200 N belastet. Die Schweißnahtdicke beträgt 3 mm und die Güte der Schweißnähte entspricht der Bewertungsgruppe C. Sind die Schweißnähte ausreichend dimensioniert?

Kennzeichnen Sie ggf. verwendete Tabellenwerte.





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

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-SW6 wer 04.03 **Bl. 2 v. 4**
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 $\alpha_{\text{N}} \approx 0,5$	

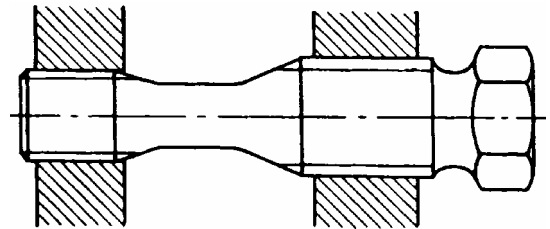
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E SR (Schraubenverbindungen)

Teilaufgabe	E-SR 1	E-SR 2	E-SR 3	E-SR 4	Σ
Max. Pktzahl	1	1,5	1	3,5	7
Erreichte Pktzahl					

Das dargestellte Differenzgewinde besteht aus einer Schraube und zwei Platten mit je einem Gewindeloch. Die Platten sind parallel zueinander geführt, so dass sie sich beim Drehen der Schraube nicht gegeneinander verdrehen können. Die Schraube der Festigkeitsklasse 12.9 besitzt metrische ISO-Regelgewinde M 12 (am Schraubenende) und M 16 (am Kopf). Der Schaft dazwischen hat einen Durchmesser von 9 mm.



- E-SR 1** Was passiert, wenn der Schraubenkopf im Uhrzeigersinn gedreht wird (bitte ankreuzen)?
- Die Platten bewegen sich voneinander weg
 - Die Platten bewegen sich aufeinander zu
- E-SR 2** Wie weit bewegen sich die Platten relativ zueinander bei jeder Schraubenkopfumdrehung? Kennzeichnen Sie evtl. benötigte Tabellenwerte!
- E-SR 3** Die beiden Platten seien ideal starr und fest miteinander verbunden. Für den belasteten Teil der Schraube wurde eine Nachgiebigkeit von $s = 5 \cdot 10^{-6}$ mm/N ermittelt (inkl. eingeschraubter Gewindeanteile). Wie stark verändert sich die Schraubenkraft bei einer Schraubenkopfumdrehung mit Zugwirkung auf die Schraube? (Wenn Sie Aufgabe E-SR2 nicht gelöst haben, nehmen Sie als Zwischenergebnis 0,1 mm an!)
- E-SR 4** Wie viele solcher Umdrehungen aus dem unbelasteten Zustand heraus sind erforderlich, um den Schraubenschaft zu zerstören?

Nenndurchmesser	d	M 12	M 16
Steigung	P	1,75	2
Flankendurchmesser	$d_2 = D_2$	10,863	14,701
Kern-Ø Bolzen	d_3	9,853	13,546
Kern-Ø Mutter	D_1	10,106	13,835
Gewindetiefe Bolzen	h_3	1,074	1,227
Gewindetiefe Mutter	H_1	0,947	1,083
Nennquerschnitt	A_N	113	201
Kernquerschnitt	A_{d_3}	76,3	144
Spannungsquerschnitt	A_S	84,3	157

Auszug aus dem Vorlesungsumdruck:

Abmessungen am metrischen ISO-Gewinde (Regelgewinde) nach DIN 13 T1, Reihe 1 (Auszug): s. Tabelle

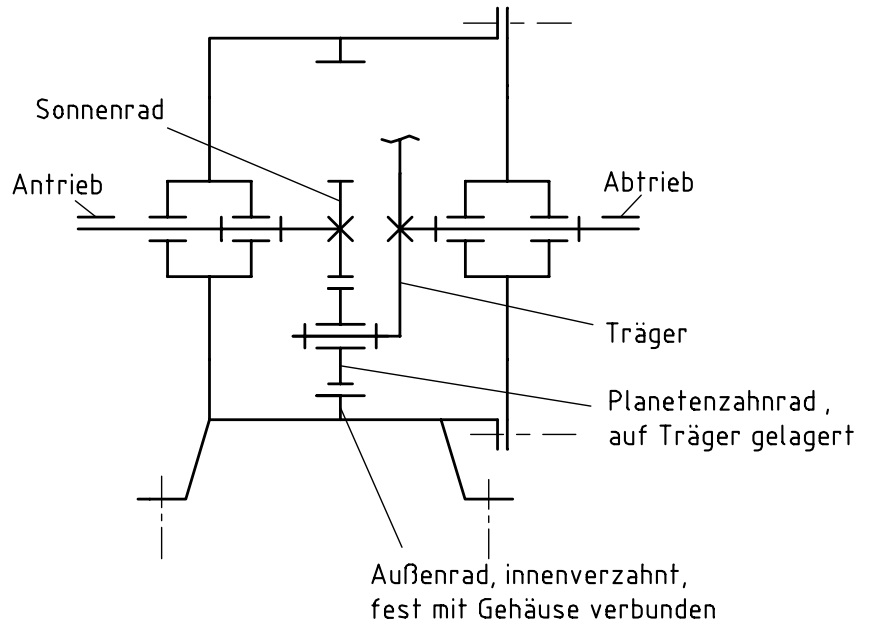
Name:

Matr.-Nr.:


Aufgabe E-ZR (Zahnräder)

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

Es ist ein Planetenradgetriebe gemäß der nebenstehenden Skizze auszulegen. Das Funktionsprinzip kann folgendermaßen beschrieben werden: Auf die Antriebswelle ist ein Zahnrad (Sonnenrad) aufgesetzt. In dieses Sonnenrad greift ein auf einem Träger gelagertes Zahnrad (Planetenrad) ein. Ein innenverzahntes Rad (Hohlrad), das fest mit dem Gehäuse verbunden ist, sorgt für ein Umlaufen des Planetenrades um das Sonnenrad. Der mit dem Planetenrad umlaufende Träger ist drehmomentenschlüssig mit der Abtriebswelle verbunden.



E-ZR 1 Das geradzahnte Sonnenrad besitzt einen Modul von $m = 5 \text{ mm}$ und eine Zähnezahzahl von $z_1 = 20$. Wie groß müssen die Zähnezahzahl des Planetenrades und des Hohlrades mindestens sein, wenn keine Profilverschiebung vorliegt? Wie groß ist die Übersetzung $i = n_{An}/n_{Ab}$ des Getriebes? (*Hinweis: Die Umfangsgeschwindigkeit des Planetenrades ist am Hohlrad gleich Null und am Sonnenrad gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Sonnenrades*)

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-ZR 9 kle 04.03 Bl. 2 v. 2 Name: Künne / Mitarbeiter

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

E-ZR 2 Wie groß wären Teilkreis-, Kopfkreis- und Fußkreisdurchmesser des Hohlrades, wenn es über $z_3 = 50$ Zähne und einen Profilverschiebungsfaktor von $x_3 = 0,2$ verfügt?

E-ZR 3 Die Sonnenradwelle wird mit einer Antriebsleistung von $P = 10$ KW bei einer Drehzahl von $n = 1000$ 1/min beaufschlagt. Wie groß ist das Abtriebsmoment? Falls Sie Aufgabenteil 1 nicht gelöst haben, gehen Sie von einem Übersetzungsverhältnis von $i = 3,4$ aus. Zeichnen Sie das Freikörperbild des Planetenrades. Berechnen Sie die auf den Planetenträger wirkende Radial- und Tangentialkraft.

Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E RK (Riemen & Ketten)

Teilaufgabe	E-RK 1	E-RK 2	E-RK 3	Σ
Max. Pktzahl	3	1	4	8
Erreichte Pktzahl				

Ein Antriebsmotor treibt über einen Flachriemen zwei Arbeitsmaschinen an. Es sind folgende Daten bekannt:

Antrieb:

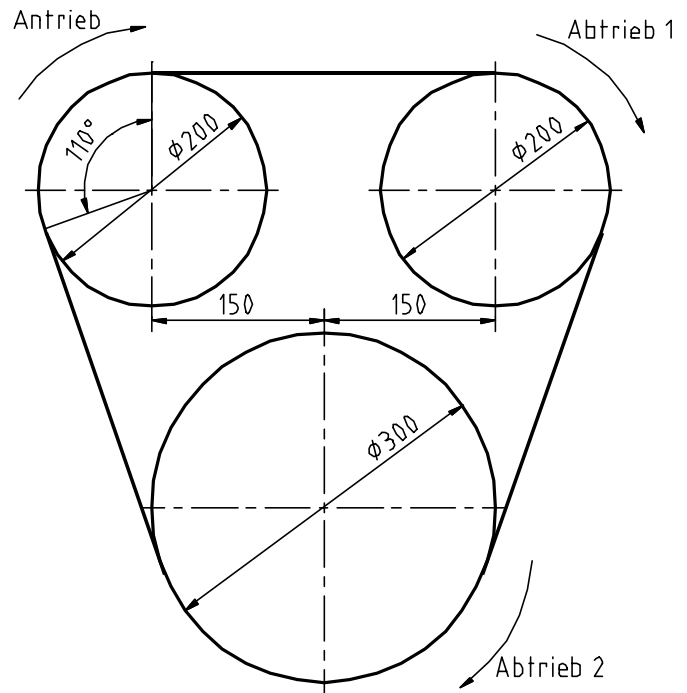
- Umschlingungswinkel $\beta_1 = 110^\circ$
- Wirkdurchmesser $d_1 = 200 \text{ mm}$
- Drehzahl $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$
- Leistung $P_1 = 50 \text{ kW}$
- Gleitreibbeiwert $\mu_1 = 0,5$

Abtrieb 1:

- Wirkdurchmesser $d_2 = 200 \text{ mm}$


Abtrieb 2:

- Wirkdurchmesser $d_3 = 300 \text{ mm}$



E-RK 1 Mit welcher Vorspannkraft (Kraft pro Trum) muss der Riemen mindestens vorgespannt werden, damit er an der Antriebsscheibe nicht durchrutscht?

E-RK 2 Wie groß sind die Umschlingungswinkel an den beiden Abtriebsscheiben?

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-RK 9 kle 04.03 Bl. 2 v. 2 Name: Künne / Mitarbeiter

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

E-RK 3 Die Antriebsleistung von $P_1 = 50 \text{ kW}$ verteilt sich zu gleichen Teilen auf beide Abtriebe. Wie groß ist das jeweilige Abtriebsmoment? Wie groß muss der Gleitreibbeiwert mindestens sein, damit der Riemen an keiner der beiden Abtriebsscheiben durchrutscht? (Falls Sie Aufgabenteil 1 nicht gelöst haben, gehen Sie von einer Vorspannkraft von $F_v = 2000 \text{ N}$ pro Trum aus.)

Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E KB
(Kupplungen und Bremsen)

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

Aufgabenstellung

Für einen Lastenaufzug (Kennlinie Abb. 1) soll ein geeignetes Antriebskonzept ausgelegt werden. Es stehen drei unterschiedliche Motoren (Kennlinie Abb. 2-4) und zwei Kupplungen (Abb. 5-6) zur Verfügung.

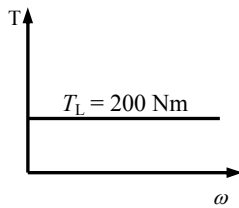


Abb. 1: Lastkennlinie

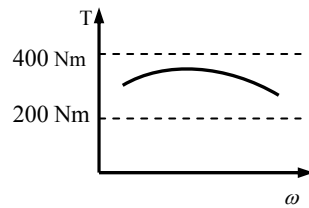


Abb. 2: Dieselmotor

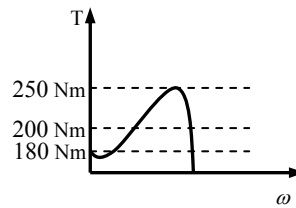


Abb. 3: Drehstrommotor A

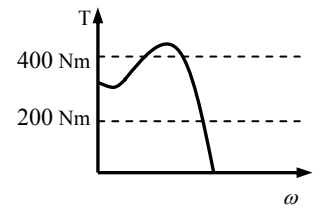


Abb. 4: Drehstrommotor B

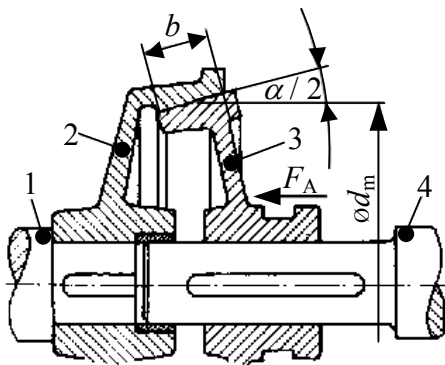


Abb. 5: Kupplung 1

- 1: Antriebswelle 2: Außenteil
3: Innenteil 4: Abtriebswelle

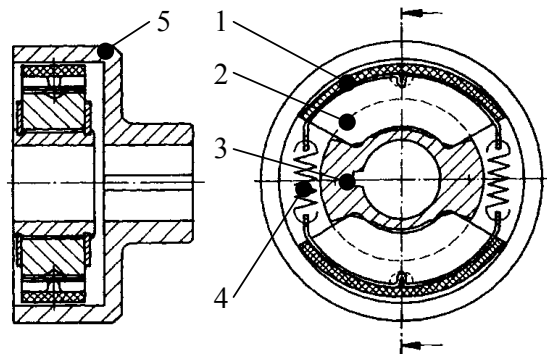


Abb. 6: Kupplung 2

- 1: Reibbela 2: Fliehkewich 3: Innenteil
4: Feder 5: Außenteil

E-KB 1 Geben Sie die Bezeichnung der beiden Kupplungen an und erläutern Sie kurz deren Funktionsweise.

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	KL. E
			E-KB 2 hog 04.03 Bl. 2 v. 2 Name: Künne / Mitarbeiter

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

E-KB 2 Mit welchem Motor lässt sich der Aufzug ohne Kupplung betreiben (Begründung)?

E-KB 3 Wie würde der Anlaufvorgang beim Einsatz der anderen Motoren ablaufen? Welche der Kupplungen könnte eingesetzt werden (Begründung)?

E-KB 4 Berechnen Sie für Kupplung 1 (Abb. 5) das übertragbare Drehmoment T_R mit den nachfolgenden Werten.

Betätigungskraft	$F_A = 1950 \text{ N}$
mittlerer Reibdurchmesser	$d_m = 880 \text{ mm}$
Reibbeiwert	$\mu = 0,3$
Kegelwinkel	$\alpha = 80^\circ$

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

Aufgabe E FÜ (Führungen)

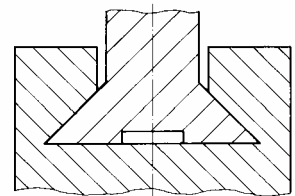
Teilaufgabe	E-FU 1	E-FU 2	E-FU 3	Σ
Max. Pktzahl	3	1	2	6
Erreichte Pktzahl				

E-FÜ 1 Zylindrische Führungen

Zylindrische Führungen weisen ohne Verdrehsicherung zwei Freiheitsgrade auf. Der rotatorische Freiheitsgrad kann einer zylindrischen Führung durch eine Verdrehsicherung genommen werden. Benennen und skizzieren Sie zwei unterschiedliche Konstruktionsvarianten von Verdrehsicherungen.

E-FÜ 2 Schwalbenschwanzführungen

In der nebenstehenden Skizze ist eine Schwalbenschwanzführung dargestellt. Kennzeichnen Sie in der Skizze einen wesentlichen konstruktiven Mangel und begründen Sie, warum diese Mangel wesentlich ist.



E-FÜ 3 Schwalbenschwanzführungen

Materialverschleiß innerhalb der Führungen kann zu Führungsfehlern führen. Skizzieren Sie eine Möglichkeit, Schwalbenschwanzführungen nachzustellen.

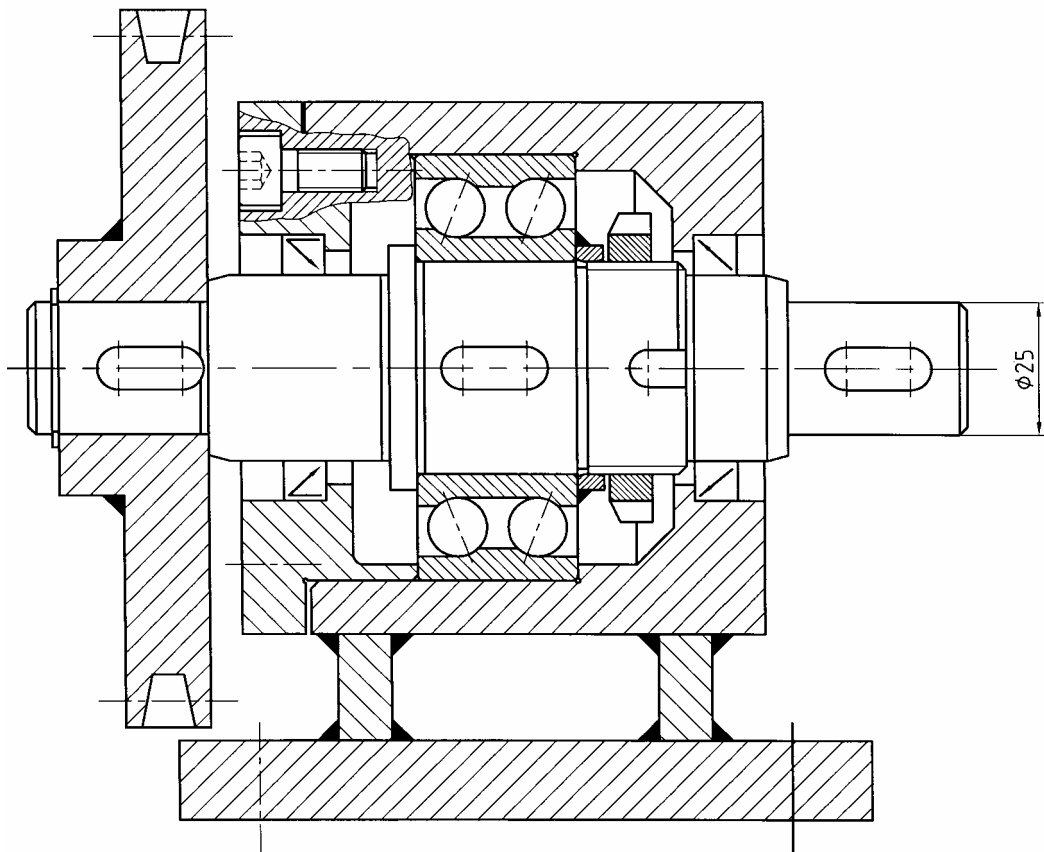
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E GG 11 (Konstruktionsaufgabe Getriebe)

Teilaufgabe	E-GG 1	E-GG 2	Σ
Max. Pktzahl	9	72	81
Erreichte Pktzahl			

E-GG 1 Die folgende Konstruktion enthält leider einige Fehler. Kennzeichnen Sie 18 Fehler in der Konstruktion deutlich und beschreiben Sie die Fehler kurz (z. B. Abhilfe nennen o. ä.).



Name:

Matr.-Nr.:

E-GG 2 Zu konstruieren ist ein ölgeschmiertes Verteilergetriebe (Differentialgetriebe) eines Fahrzeuges mit quer eingebautem Motor gemäß untenstehender Prinzipskizze. Die Getriebeanordnung ähnelt dem in der Vorlesung vorgestellten „Trabbi-Getriebe“.

Die Konstruktion ist auf dem beiliegenden Aufgabenblatt **freihändig** auszuführen. Zu gestalten ist nur der in der Skizze gekennzeichnete Bereich bis zum Ritzel des Schaltgetriebes. Alle Details müssen hinreichend erkennbar sein. Die Kegelräder, die Mittellinien der Wellen sowie das Zahnrad sind auf dem beiliegenden Aufgabenblatt bereits vorgegeben.

Berücksichtigen Sie bei Ihrer Konstruktion folgendes:

- Gestaltung des Getriebegehäuses als **Gusskonstruktion**
- Gestaltung des rotierenden Gehäuses der Kegelräder als **Schweißkonstruktion** (siehe Skizze)
- Das Gussgehäuse soll zur Getriebeseite abgebrochen werden
- Lagerung der Wellen in Wälzlager mit **ölgeschmierten** Zahnrädern
- Für die **linke** Abtriebswelle ist eine **Fest-Los-Lagerung** vorzusehen
- Für die **rechte** Abtriebswelle ist eine **Trag-Stütz-Lagerung in O-Anordnung** vorzusehen
- Die Kegelräder sowie dessen Gehäuse sind mit einer **Gleitlagerung** zu lagern
- An den Abtriebswellen sind geeignete Wellenenden mit Passfedern vorzusehen
- **Eine** Schraubenverbindung ist darzustellen (sonst nur Mittellinien)
- Das Gehäuse ist mit einer Befestigungsmöglichkeit zu versehen

Bitte beachten: Der Abstand jeweils zwischen den beiden Wälzlager (Trag-Stütz und Fest-Los) darf aus Platzgründen nicht zu groß werden.

