



FACHPRÜFUNG

MASCHINENELEMENTE

29.08.2005 - 09:00 bis 13:00 Uhr (4 Stunden)

Bearbeiter:
Matr.-Nr. :

Umfang:

Maschinenelemente I, II, III (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. **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} 9	P _{max} 9	P _{max} 10	P _{max} 7	P _{max} 9	P _{max} 9	P _{max} 9,5	P _{max} 9	P _{max} 11	P _{max} 13	P _{max} 10	P _{max} 8	P _{max} 6	P _{max} 80,5	P _{max} 200



Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E-VE (Versagenskriterien)

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

E-VE 1 Der Ausleger eines Ladekrans für ein Frachtfugzeug soll - um Gewicht zu sparen - nicht mehr aus Baustahl, sondern alternativ entweder aus GFK mit gleicher Festigkeit oder aus einer deutlich höherfesten Aluminiumlegierung gefertigt werden. Bewerten Sie kurz die beiden Lösungsvorschläge bezüglich ihrer Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften.

E-VE 2 Die Welle einer Reinigungsanlage weist das nachfolgend dargestellte Schadensbild auf. Beschreiben Sie kurz das Schadensbild bzw. erläutern Sie, wie und wodurch der Schaden entstanden ist.



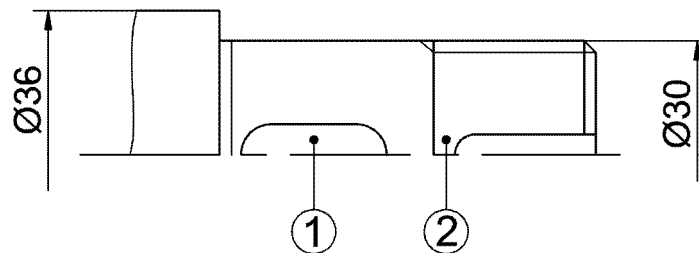
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E-AW (Achsen und Wellen)

Teilaufgabe	E-AW 1	E-AW 2	Σ
Max. Pktzahl	2	7	9
Erreichte Pktzahl			

E-AW 1 Bestimmen Sie die Kerbfaktoren für eine Welle aus E355 (St 50) an den gekennzeichneten Stellen.

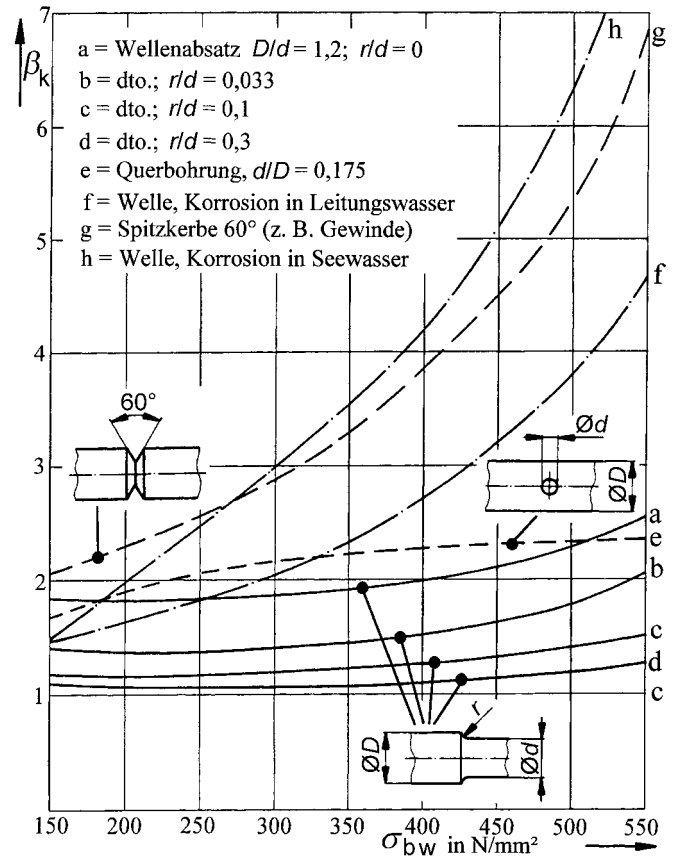


E-AW 2 Bestimmen Sie den Kerbfaktor für die obige Welle aus E355 (St 50) am Wellenabsatz. Der Freistich weist einen Radius von 1 mm auf. Die Welle wird mit einem Biegemoment von $M_b = 150 \text{ Nm}$ und einem Torsionsmoment von $T = 52 \text{ Nm}$ belastet. Wie groß ist die Vergleichsspannung? Berechnen Sie die zulässige Spannung für eine Sicherheit von 2 und einen Oberflächenbeiwert $b_O = 0,95$. Überprüfen Sie, ob die Welle hinreichend dimensioniert ist!

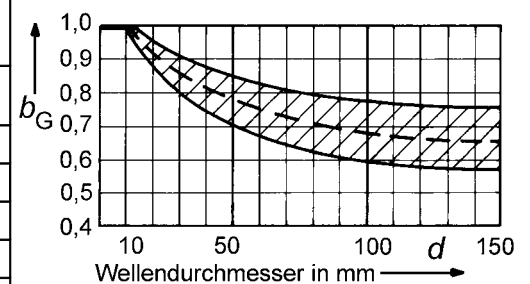
Name:

Matr.-Nr.:

Kerbenform		Kerb- faktor β_k
Welle glatt, poliert		1
Passfedernut, mit Fingerfräser gefertigt		2
Passfedernut, mit Scheibenfräser 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



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

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot (\tau_t + \tau_s))^2} \quad \alpha_0 = \frac{\sigma_{b \text{ grenz}}}{1,73 \cdot \tau_{t \text{ grenz}}} = \frac{\sigma_{b w}}{1,73 \cdot \tau_{t s c h}}$$

$$\sigma_{zul} = \frac{b_G \cdot b_O \cdot \sigma_{b \text{ grenz}}}{\beta_k \cdot S} = \frac{b_G \cdot b_O \cdot \sigma_{b w}}{\beta_k \cdot S}$$



Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E-WN (Welle-Nabe-Verbindungen)

Teilaufgabe	E-WN 1	E-WN 2	E-WN 3	Σ
Max. Pktzahl	2	1	7	10
Erreichte Pktzahl				

Eine Welle-Nabe-Pressverbindung hat folgende Daten:

$$\begin{array}{llll} D_F = 30 \text{ mm} & p_{\min} = 18 \text{ N/mm}^2 & Z_{\min} = 20 \text{ }\mu\text{m} & \xi_{\min} = 0,66 \cdot 10^{-3} \\ b = 50 \text{ mm} & p_{\max} = 66 \text{ N/mm}^2 & Z_{\max} = 59 \text{ }\mu\text{m} & \xi_{\max} = 1,97 \cdot 10^{-3} \\ \mu = 0,15 & & & \end{array}$$

- E-WN 1** Welches Drehmoment kann die Verbindung im ungünstigsten Fall mindestens übertragen?
- E-WN 2** Welche Leistung kann für diesen Fall bei einer Drehzahl von 1450 min^{-1} übertragen werden?
- E-WN 3** Wählen Sie eine geeignete Passung aus. Die Nabe kann mit einer Oberflächenrauheit von $R_z = 10 \text{ }\mu\text{m}$ angenommen werden; die Welle wird geschliffen, $R_z = 4 \text{ }\mu\text{m}$.



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

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-WN 12 wil 05.08 **Bl. 3 v. 3**
Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

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

Aufgabe E WL (Wälzlager)

Teilaufgabe	E-WL 1	E-WL 2	Σ
Max. Pktzahl	6,0	1,0	7,0
Erreichte Pktzahl			

Für die Lagerung einer Welle mit einem Durchmesser von $d = 50,0$ mm können aufgrund der betrieblichen Anforderungen grundsätzlich folgende Wälzlagerarten verwendet werden: Rillenkugellager nach DIN 625, Zylinderrollenlager Bauart NU nach DIN 5412, Pendelkugellager nach DIN 630. Aus Gründen der Lagerhaltung stehen Ihnen nur die in den Tabellen (siehe nächste Seite) aufgeführten Lager zu Verfügung. Die Wälzlager sind wie folgt belastet: $F_r = 10,1$ kN, $F_a = 0$ kN, $n = 100$ min⁻¹.

E-WL 1 Welche der oben benannten Wälzlagerbauformen weisen bei den gegebenen Betriebsbedingungen eine Lebensdauer von mindestens $L_{10h} = 8000$ h auf? Ermitteln Sie zunächst die erforderliche Tragzahl C . Markieren Sie in den Tabellen auf der nächsten Seite alle geeigneten Lager.

E-WL 2 Nennen Sie die Wälzlager, die den geringsten Einbauraum benötigen. Welches Lager ist davon das kostengünstigste? Geben Sie hierfür die vollständige Bezeichnung an.

Lebensdauerformel:

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

- 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: $p = 10/3$)

Dynamische äquivalente Lagerbelastung:

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

F_r = Radialbelastung F_a = Axialbelastung
 X = Radialfaktor Y = Axialfaktor

Lebensdauer in Betriebsstunden:

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

Name:

Matr.-Nr.:

Auszug: Wälzlager – Rillenkugellager - einreihig

d	D	B	h min.	d ₁ min.	d ₂ min.	D ₁ max.	D ₂ max.	Grund- aus- führung	Tragzahl [kN]	
									C	C ₀
50	65	7	0,3	53,7	-	61,4	-	61810	6,76	6,8
	80	10	0,6	-	56,4	-	73,8	16010	16,8	11,4
	80	16	1	-	56,4	-	73,8	6010	22,9	16,0
	90	20	1,1	-	58	-	82,5	6210	37,1	23,2
	110	27	2	-	63,4	-	96,5	6310	65,0	38,0
	130	31	2,1	72,2	-	107	-	6410	87,1	52,0

Auszug: Wälzlager – Zylinderrollen - einreihig

d	D	B	r ₁ r ₂ min.	r ₃ r ₄ r _{4a} min.	d ₁ max.	B ₁	B ₂	B ₃	Zylinderrollenlager				Tragzahl [kN]	
									NU	NJ	NUP	N	C	C ₀
50	90	20	1,1	1,1	65	4	5	9	NU 210 E	NJ 210 E	NUP 210 E	N210E	64,0	68,0
	90	23	1,1	1,1	65	4	5	9	NU 2210 E	NJ 2210 E	MUP 2210 E	—	78,0	88,0
	110	27	2	2	71,5	5	8	13	NU 310 E	NJ 310 E	NUP 310 E	N310E	110,0	114,0
	110	40	2	2	71,5	6,5	8	14,5	NU 2310 E	NJ 2310 E	NUP 2310 E	—	163,0	186,0

Auszug: Wälzlager – Radialpendelkugellager – zweireihig zylindrische Bohrung

d	D	B	r _s min.	Kurzzeichen	Tragzahl [kN]	
					C	C ₀
50	90	20	1,1	1210	22,8	8,15
	90	23	1,1	2210	28,0	9,5
	110	27	2	1310	41,5	14,3
	110	40	2	2310	64,0	20,0



Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E GL (Gleitlager)

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

E-GL 1 Welche Phasen durchläuft ein hydrodynamisches Gleitlager während seines Anlaufes vom Stillstand bis zur Betriebsdrehzahl? Beschreiben Sie kurz die einzelnen Betriebszustände.

E-GL 2 Nennen Sie zwei Vorteile von hydrostatischen gegenüber hydrodynamischen Gleitlagern.

E-GL 3 Warum sollte die maximale relative Schmierfilmdicke kleiner als der Wert 0,4 sein? Wodurch wird die untere Grenze der absoluten Schmierfilmdicke vorgegeben?



Name:

Matr.-Nr.:

Die Betriebsbedingungen eines hydrodynamischen Radialgleitlagers sind durch die folgenden Größen gekennzeichnet:

Werkstoff der Lagerschale:	Grauguss	Lagernendurchmesser:	$d = 35 \text{ mm}$
Betriebsdrehzahl:	$n = 1450 \text{ min}^{-1}$	Toleranz:	F6/e6
Lagernbreite:	$b = 30 \text{ mm}$	Viskosität des Öls	$\eta = 300 \cdot 10^{-9} \frac{\text{Ns}}{\text{mm}^2}$

E-GL 4 Wie klein darf die Radialkraft unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen minimal werden, so dass die Bedingung $\delta \leq 0,4$ gerade noch erfüllt ist?

Name:

Matr.-Nr.:

Formeln:

Toleranzen: $F6 = \begin{smallmatrix} +33 \\ +20 \end{smallmatrix}; e6 = \begin{smallmatrix} -40 \\ -53 \end{smallmatrix}$

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

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

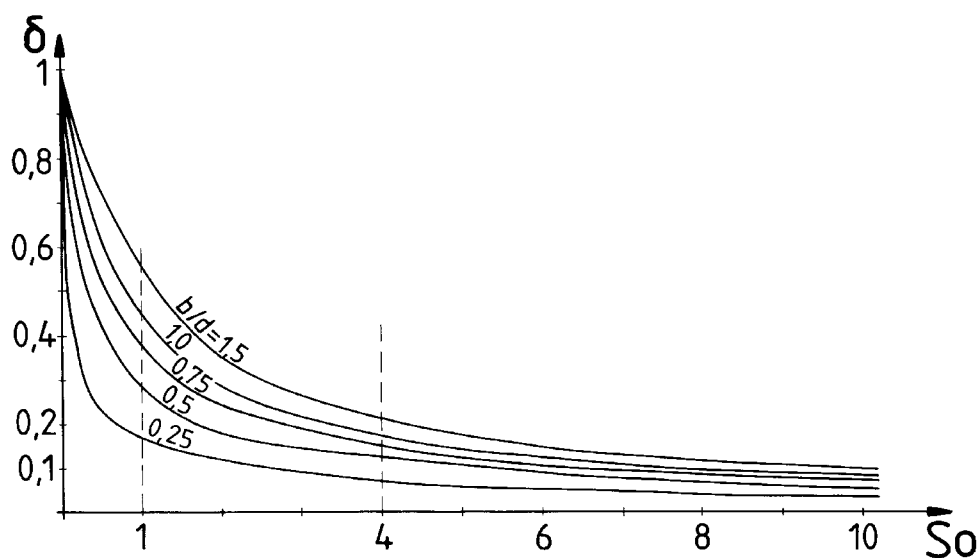
So	μ
< 1	$\approx 3 \cdot \psi / So$
> 1	$\approx 3 \cdot \psi / \sqrt{So}$

Reibbeiwert:

Zulässiger mittlerer Lagerdruck:

Werkstoff der Lagerschale (Welle aus Stahl)	Zul. mittl. Lagerdruck $p_{m\text{ zul}}$ in N/mm^2	
	hydrodynamisc h	Mischreibung
Bronze, Grauguss	20	0,5
Weißmetall	10	2,5
Teflon (PTFE)	20	10
sonst. Kunststoffe (geschmiert)	1 - 2	0,5 - 1

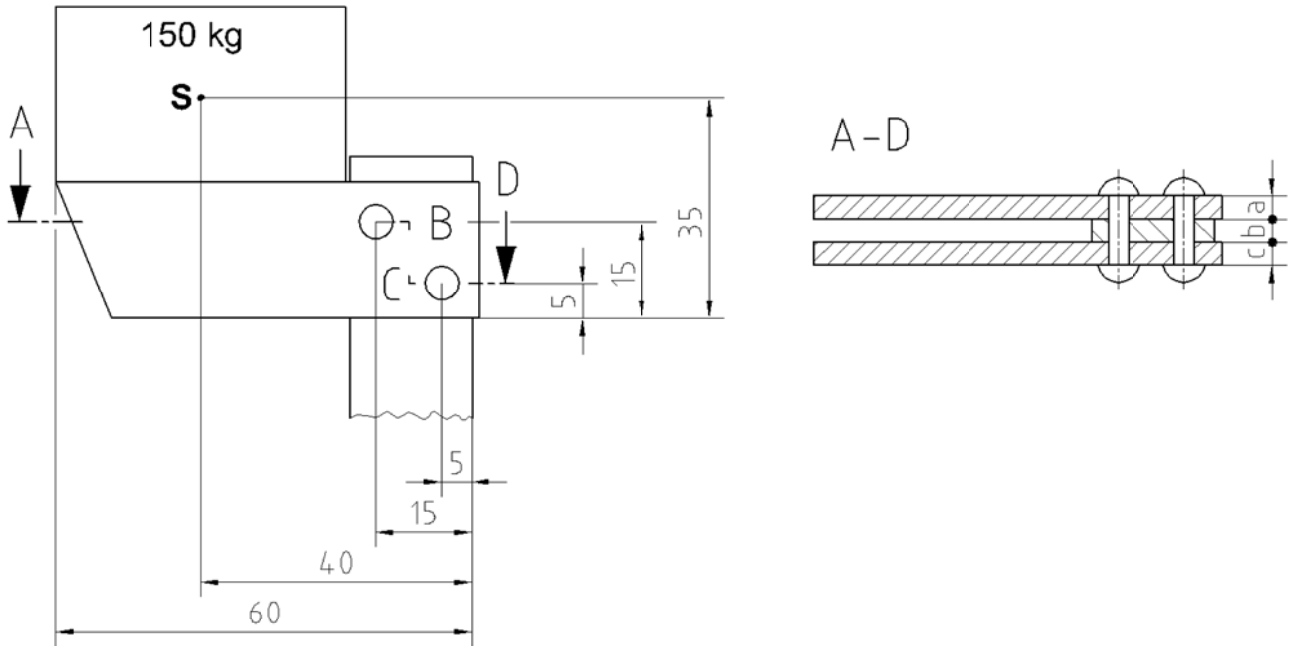
Relative Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Sommerfeldzahl:



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

Aufgabe E NT (Nieten)

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



Berechnung einer Nietverbindung:

Die dargestellte Wandkonsole und die Nieten bestehen aus dem Werkstoff ST 36. Es ist der Lastfall HZ anzunehmen. Der Schwerpunkt der Last von 150 kg ist in der Zeichnung mit einem S gekennzeichnet. Alle übrigen Gewichte können vernachlässigt werden. Einige relevante Formeln sind auf der übernächsten Seite aufgeführt.

E-NT 1 Zeichnen Sie das Freikörperbild und leiten Sie die Kräfte ab, die auf die beiden Nieten wirken.



Name:

Matr.-Nr.:

E-NT 2 Bestimmen Sie den minimalen Durchmesser des höher belasteten Niets bei einer Sicherheit von 2. **Berücksichtigen Sie dazu nur die Abscherspannung.** Falls Sie E-NT 1 nicht gelöst haben, rechnen Sie mit $F = 12.000\text{N}$.

E-NT 3 Bestimmen Sie die optimalen Blechdicken, d. h. die Variablen a, b und c für den höher belasteten Niet. Dabei sollen a und c identisch sein.
Bemerkung: Optimale Blechdicke bedeutet, dass bei der vorhandenen Spannung sowohl der Lochleibungsdruck als auch die Abscherspannung gerade noch nicht den jeweils zulässigen Wert überschreitet.



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

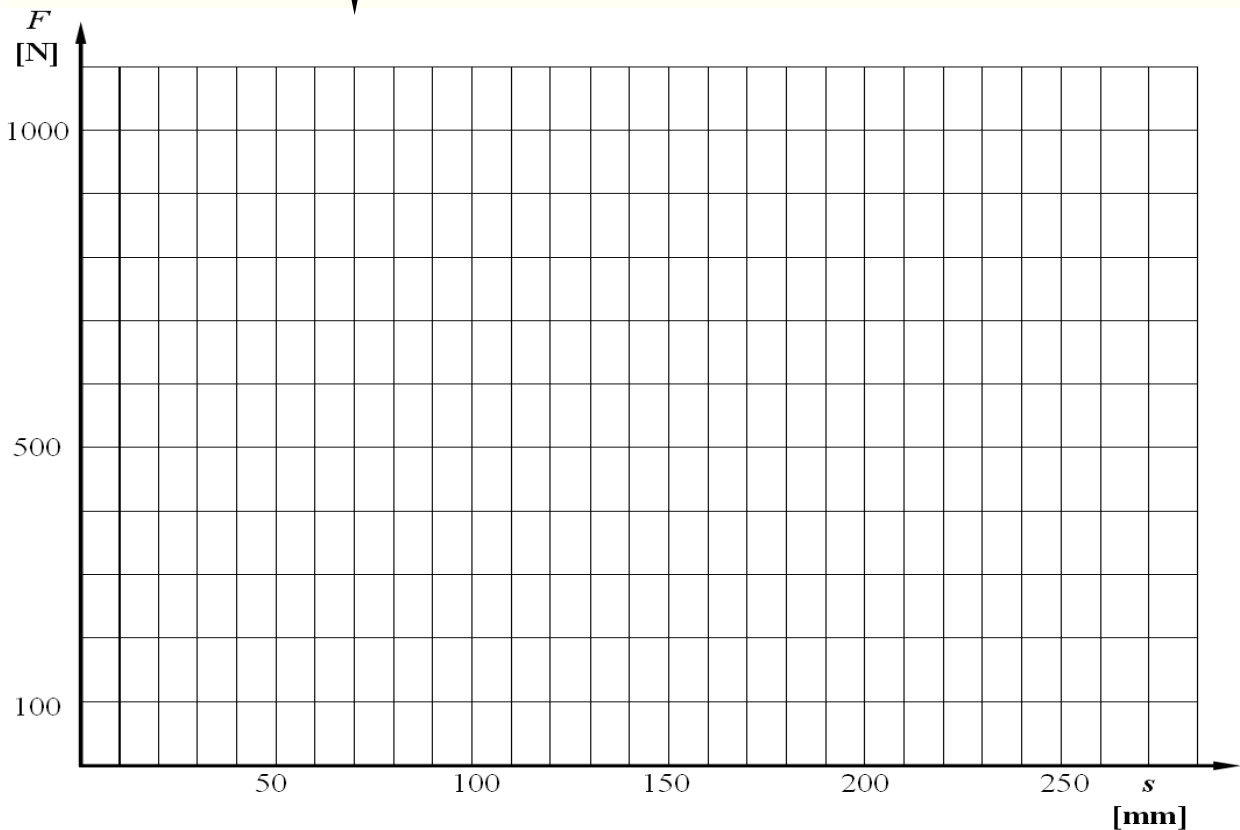
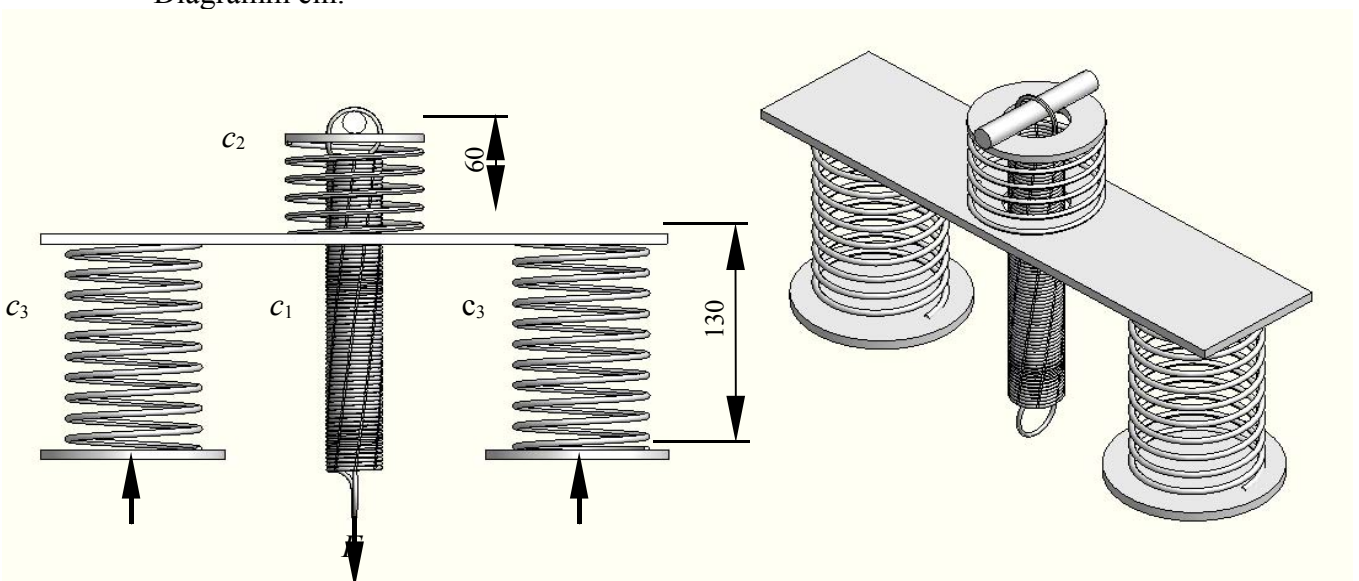
Name:	Matr.-Nr.:
-------	------------

Aufgabe E FE (Federn)

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

Das dargestellte Federpaket wird mit einer Kraft F belastet. Die Federraten der Federn sind $c_1 = 10 \text{ N/mm}$, $c_2 = 6 \text{ N/mm}$, und $c_3 = 4 \text{ N/mm}$. Die Feder 1 hat ein Drahtdurchmesser von 2 mm und 5 Windungen, die Federn 3 haben ein Drahtdurchmesser von 3 mm und 10 Windungen (Federweg)

E-FE 1 Zeichnen Sie die Kennlinien der einzelnen Federn und des gesamten Federsystems in das Diagramm ein.





Name:

Matr.-Nr.:

E-FE 2 Fragen zum Thema Federn

- a) Zählen Sie vier Federarten auf.

 - b) Wozu werden Federn verwendet? (3 Antworten)

 - c) Welche Kennlinientypen kennen Sie und durch welche Federn werden sie realisiert?

 - d) Wie lautet die Formel für die Federarbeit einer Feder mit linearer Kennlinie?

 - e) Wie verhalten sich Kraft und Federwege bei Parallel- bzw. Reihenschaltung?

 - f) Welche Spannungen treten in Schraubenfedern überwiegend auf?

 - g) Welche Federart wird in einer Reibungskupplung (z.B. in einem KFZ) bevorzugt verwendet?
Begründen Sie den Einsatz dieser Federart. Gehen Sie insbesondere auf die folgenden Punkte ein:
Bauraum, Federkennlinie, Federweg

 - h) Welchen Vorteil haben geschichtete Blattfedern gegenüber Schraubenfedern?
-

Name:

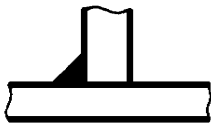
Matr.-Nr.:

Aufgabe E-SW (Schweißverbindungen)

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

E-SW 1 Zu welchen Zwecken werden Schweißverfahren eingesetzt.

E-SW 2 Wie werden die abgebildeten Schweißnähte bezeichnet.



E-SW 3 Welche drei Bewertungsgruppen für Schweißnähte gibt es? Nennen Sie für jede Bewertungsgruppe einen Einsatzfall.



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

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-SW 8 wer 05.08 Bl. 2 v. 1
Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

E-SW 4 Welcher Stoff beeinflusst im Wesentlichen die Schweißbarkeit von Stählen?

Welcher der Werkstoffe hat die beste Schweißbeignung?

St52 (SR355JR) C22 St 37 (SR235JR) C45 GG45 GG20

Welcher der Werkstoffe hat die schlechteste Schweißbeignung?

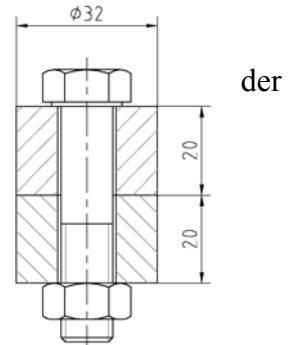
St52 (SR355JR) C22 St 37 (SR235JR) C45 GG45 GG20

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

Aufgabe E SR (Schraubenverbindungen)

Teilaufgabe	E-SR 1	Σ
Max. Pktzahl	11,0	11,0
Erreichte Pktzahl		

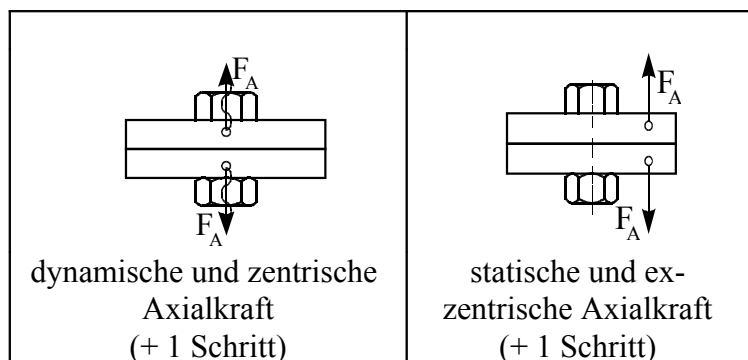
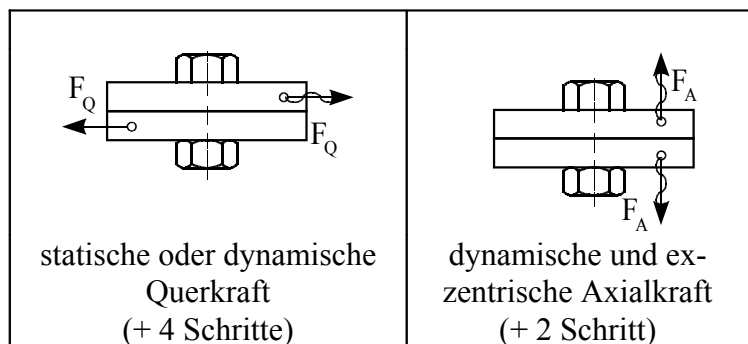
Die Verbindung zweier Platten aus C45 soll wie nebenstehend abgebildet als Schraubenverbindung mit einer Sechskantschraube nach der Norm ISO 4014 in Festigkeitsklasse 8.8 ausgeführt werden. Die Betriebskraft wirkt axial und zentrisch und schwankt zwischen 4 kN und 16 kN. Die Schraube (leicht geölt, schwarz) wird von Hand mit einem Drehmomentschlüssel angezogen.



E-SR 1 Bestimmen Sie für die oben dargestellte Schraubverbindung den erforderlichen Schraubendurchmesser. Geben Sie abschließend die Normkurzbezeichnung der von Ihnen ausgewählten Schraube an.

Grobdimensionierung nach VDI-Richtlinie 2230

Kraft in N $F_{A,Q}$	Nenn- ϕ in mm		
	Festigkeitsklasse		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1.000			
1.600	3	3	3
2.500	3	3	4
4.000	4	4	5
6.300	4	5	5
10.000	5	6	8
16.000	6	8	8
25.000	8	10	10
40.000	10	12	14
63.000	12	14	16
100.000	16	16	20
160.000	20	20	24
250.000	24	27	30
400.000	30	36	
630.000	36		



Berücksichtigung des Anziehverfahrens:

- + 1 Schritt bei Anziehen mit Drehmomentschlüssel oder Präzisionsschrauber, der mit Drehmoment- oder Längenmessung arbeitet
- + 2 Schritte, wenn die Schraube mit einem einfachen Drehmomentschrauber mit einstellbarem Nachziehmoment angezogen wird

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

Anziehfaktor und Anziehverfahren

$$\alpha_A = \frac{F_{V \max}}{F_{V \min}} > 1$$

Anziehverfahren	Anziehfaktor α_A	Streuung in [%] ⁴⁾
Streckgrenzgesteuertes Anziehen motorisch / manuell	(1) ¹⁾	$\pm 5 \dots \pm 12$
Drehwinkelgesteuertes Anziehen motorisch / manuell	(1) ¹⁾	$\pm 5 \dots \pm 12$
Hydraulisches Anziehen	1,2 ... 1,6	$\pm 9 \dots \pm 23$
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Präzisionsdrehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung	1,4 ... 1,6 ²⁾	$\pm 17 \dots \pm 23$
	1,6 ... 1,8 ³⁾	$\pm 23 \dots \pm 28$
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehschrauber	1,7 ... 2,5	$\pm 26 \dots \pm 43$
Impulsgesteuertes Anziehen mit Schlagschrauber	2,5 ... 4	$\pm 43 \dots \pm 60$

- ¹⁾ α_A ist größer als 1; zur Dimensionierung wird $\alpha_A = 1$ gesetzt (Begründung siehe unten)
- ²⁾ Sollanziehmoment versuchsmäßig am Original-Verschraubungsteil bestimmt
- ³⁾ Sollanziehmoment durch Schätzen der Reibung bestimmt
- ⁴⁾ Streuung der Vorspannkraft bezogen auf den Mittelwert:
 $(F_{V \max} - F_{V \min}) / (F_{V \max} + F_{V \min})$

Zul. Spannkraft F_{Sp} und Anziehmoment M_A

Nenn Durchmesser		<i>d</i>	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	(M 14)	M 16	M 20	M 24
$\mu = 0,12$	F_{Sp} in kN	8.8	4,05	6,6	7,0	17,2	27,5	40,0	55,0	75,0	121	175
		10.9	6,0	9,7	13,7	25,0	40,0	59,0	80,0	111	173	249
		12.9	7,0	11,4	16,1	29,5	47,0	69,0	94,0	130	202	290
	M_A in Nm	8.8	2,8	5,5	9,5	23	46	79	125	195	390	670
		10.9	4,1	8,1	14,0	34	68	117	185	280	560	960
		12.9	4,8	9,5	16,5	40	79	135	215	330	650	1120
$\mu = 0,14$	F_{Sp} in kN	8.8	3,9	6,4	9,0	16,5	26,0	38,5	53,0	72,0	117	168
		10.9	5,7	9,3	13,2	24,2	38,5	46,0	77,0	106	166	239
		12.9	6,7	10,9	15,4	28,5	45,0	66,0	90,0	124	194	280
	M_A in Nm	8.8	3,1	6,1	10,4	25	51	87	140	215	430	740
		10.9	4,5	8,9	15,5	37	75	130	205	310	620	1060
		12.9	5,3	10,4	18,0	43	87	150	240	370	720	1240

Name: _____ Matr.-Nr.: _____

Schrauben- und Gewindeabmessungen (metrisches ISO-Gewinde)

Nennendurchmesser	<i>d</i>	M 3	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	(M14)	M 16	M 20	M 24
Steigung	<i>P</i>	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	3
Flankendurchmesser	<i>d₂ = D₂</i>	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	<i>d₃</i>	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	<i>D₁</i>	2,459	3,242	4,134	4,917	6,647	8,376	10,106	11,835	13,835	17,294	20,752
Gewindetiefe Bolzen	<i>h₃</i>	0,307	0,429	0,491	0,613	0,767	0,920	1,074	1,227	1,227	1,534	1,840
Gewindetiefe Mutter	<i>H₁</i>	0,271	0,379	0,433	0,541	0,677	0,812	0,947	1,083	1,083	1,353	1,624
Nennquerschnitt	<i>A_N</i>	7,069	12,6	19,6	28,3	50,3	78,5	113	154	201	314	452
Kernquerschnitt	<i>A_{d3}</i>	4,48	7,75	12,7	17,9	32,8	52,3	76,3	105	144	225	324
Spannungsquerschnitt	<i>A_S</i>	5,03	8,78	14,2	20,1	36,6	58,0	84,3	115	157	245	352
Sechskantschrauben												
Eckenmaß	<i>e</i>	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	17,77	20,03	23,36	26,75	33,53	39,98
Schlüsselweite	<i>s</i>	5,5	7	8	10	13	16	18	21	24	30	36
Kopfhöhe ≈ 0,7 · <i>d</i>	<i>k</i>	2	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5	15
Gewindelänge für <i>l</i> < 125	<i>b</i>	12	14	16	18	22	26	30	34	38	46	54
für 125 ≤ <i>l</i> ≤ 200	<i>b</i>	-	-	-	-	-	-	-	40	44	52	60
für <i>l</i> > 200	<i>b</i>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	73
Nennlänge: DIN EN 24014	<i>l</i>	20 - 30	25 - 40	25 - 50	30 - 60	40 - 80	45 - 100	50 - 120	60 - 140	65 - 200	80 - 200	90 - 240
Nennlänge: DIN EN 24017	<i>l</i>	6 - 30	8 - 40	10 - 50	12 - 60	16 - 80	20 - 100	25 - 120	30 - 140	30 - 150	40 - 200	50 - 200
Sechskantmuttern												
Mutterhöhe ≈ 0,8 · <i>d</i>	<i>m</i>	2,4	3,2	4,7	5,2	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	18	21,5
Durchgangslöcher für Schrauben												
mittel H13	<i>d_h</i>	3,4	4,5	5,5	6,6	9	11	13,5	15,5	17,5	22	26

Nennlänge	8	10	12	16	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	80	90	100
DIN 7991	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

Beanspruchung der Schraube, Flächenpressung

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_V^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq 0,9 \cdot R_{p0,2}$$

$$\sigma_V = \frac{F_V}{A_S} = \frac{F_V}{\frac{\pi}{4} \cdot d_S^2}$$

$$\tau_t = \frac{M_G}{W_t} = \frac{F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho')}{\pi \cdot \frac{d_S^3}{16}}$$

W_t = Widerstandsmoment gegen Torsion

$$F_{Sp} = \sigma_{V\ zul} \cdot A_S$$

σ_{red} = Vergleichsspannung

σ_V = Zugspannung infolge *F_V*

τ_t = Torsionsspannung infolge von *M_G*

d_S = Spannungsdurchmesser = (*d₂* + *d₃*)/2

bei Dehnschrauben *A_S* = *A_{Schaft}* bzw. für *d_S* = *d_{Schaft}*

$$\sigma_{V\ zul} = \frac{0,9 \cdot R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{2 \cdot d_2 \cdot \tan(\varphi + \rho')}{d_S} \right]^2}}$$

$\sigma_{V\ zul}$ = zulässige Montagezugspannung

F_{Sp} = Spannkraft

$$F_{Sp} \approx \frac{0,9 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{4}{d_S} \cdot (0,16 \cdot P + 0,58 \cdot \mu_G \cdot d_2) \right]^2}}$$

Name:

Matr.-Nr.:

Flächenpressung an der Auflagefläche

$$p = \frac{F_{Sp} + \Phi \cdot F_A}{A_p} \approx \frac{F_{Sp}/0,9}{A_p} \leq p_G$$

$$\Phi = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_a^2)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2)$$

für $d_h < d_a$ p = Flächenpressung unter der Auflagefläche
 $d_w \approx$ Schlüsselweite
 p_G = Grenzflächenpressung, s. unten
 A_p = Auflagefläche
 $F_{Sp} + \Phi \cdot F_A = F_{S \max} = \text{max. Schraubenkraft}$
 d_a = Innendurchmesser der ebenen Kopfauf-
 lage \approx Durchgangsloch

Werkstoff	p_G N/mm ²	Werkstoff	p_G N/mm ²
St37	260	GG-15	600
St50	420	GG-25	800
C45	700	GG-35	900
42CrMo4	850	GG-40	1100
30CrNiMo8	750	GGG-35.3	480
X5CrNiMo18.10	210	GD MgAl9	220
X10CrNiMo18.9	220	GK MgAl9	140
Titan, unlegiert	300	GK AlSi6Cu4	200
Ti-6Al-4V	1000	AlZnMg Cu0,5	370
C15 einsatzgehärtet	1400	Al 99	140
Rostfreie, ausscheidungs- härtende Wst.	1000 - 1250	GFK - Verbundwst.	120
		CFK - Verbundwst.	140

Elastische Nachgiebigkeit des Verbindungselements

$$\delta_S = \delta_{K_0} + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_G + \delta_M$$

δ_S = Elastische Nachgiebigkeit der Schraube
 δ_{K_0} = dto. des Schraubenkopfes
 δ_1 = dto. eines Elementes
 δ_G = dto. des eingeschraubten Gewindes
 δ_M = dto. der Mutterschiebung

Schraubenkopflänge $l_{K_0} \approx 0,4 \cdot d$; Ersatzquerschnitt $\pi \cdot d^2/4$

Freies Gewinde l_4 ; Ersatzquerschnitt A_s

Eingeschraubtes Gewinde $l_G \approx 0,5 \cdot d$; Ersatzquerschnitt A_s

Mutterschiebung $l_M \approx 0,4 \cdot d$; Ersatzquerschnitt $\pi \cdot d^2/4$

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \left(\frac{0,4 \cdot d}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \frac{l_4}{A_s} + \frac{0,5 \cdot d}{A_s} + \frac{0,4 \cdot d}{A_N} \right)$$

$E_S = 205000 \text{ N/mm}^2$
 l_i = Länge des Einzelelementes
 A_i = Querschnitt des Einzelelementes
 d = Nenn Durchmesser des Gewindes
 A_N = Nennquerschnitt der Schraube = $\pi \cdot d^2/4$
 A_s = Spannungsquerschnitt des Gewindes

Name:

Matr.-Nr.:

Elastische Nachgiebigkeit der Platten δ_p :

$$\delta_p = \frac{l_K}{E_p \cdot A_{Ers}}$$

δ_p = Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Platten

E_p = Elastizitätsmodul der verspannten Teile (Platten)

$$A_{Ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) [(x+1)^2 - 1]$$

$$\text{mit } x = \sqrt[3]{\frac{l_K \cdot d_w}{D_A^2}}$$

A_{Ers} = Ersatzquerschnitt, Ermittlung siehe unten

d_w = Kopfauflegedurchmesser; bei Zylinderschrauben
≈ Kopfdurchmesser, bei Sechskantschrauben =
Schlüsselweite

d_h = Durchmesser des Durchgangsloches

D_A = Außendurchmesser der verspannten Teile, Gültigkeitsbereich siehe unten; für nicht kreisförmige Fugenflächen sollte man den Durchmesser des Innenkreises nehmen

l_K = Klemmlänge der verspannten Teile

Angreifende Betriebskräfte

$$F_{Kl} = F_V - F_{PA}$$

F_{Kl} = (Rest-)Klemmkraft

F_V = Vorspannkraft

F_{PA} = Entlastungskraft der Platten

$$F_S = F_V + F_{SA} = F_A + F_{Kl}$$

F_S = gesamte Schraubkraft

F_{SA} = Schraubenzusatzkraft

F_A = in Längsrichtung wirkende Betriebskraft

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_S}$$

Φ = Kraftverhältnis; Gleichung links gilt bei Kräfteinleitung in der Schraubkopf- und Mutterauflage

Zusatzkraft der Schraube:

$$F_{SA} = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_S} \cdot F_A = \Phi \cdot F_A$$

Entlastung der Platten:

$$F_{PA} = (1 - \Phi) \cdot F_A = \frac{\delta_S}{\delta_S + \delta_p} \cdot F_A$$

Dynamische Betriebskräfte

$$F_{SAa} = \Phi \cdot \frac{F_{Ao} - F_{Au}}{2}$$

F_{SAa} = Schwingkraftausschlag

F_{Ao} = oberer Grenzwert von F_A

F_{Au} = unterer Grenzwert von F_A

F_{Sm} = ruhend gedachte Mittelkraft

$$F_{Sm} = F_V + \Phi \cdot \frac{F_{Ao} - F_{Au}}{2}$$

Querkräfte

$$F_{Kl} = \frac{F_Q}{\mu \cdot z}$$

F_Q = wirkende Gesamtquerkraft

μ = Reibungszahl der Teile in der Trennfuge

z = Anzahl der Schrauben, die die Kraft aufnehmen

Name:

Matr.-Nr.:

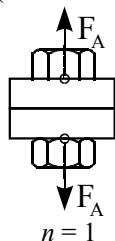
Einfluss der Krafteinleitung

$$\Phi = n \cdot \Phi_K$$

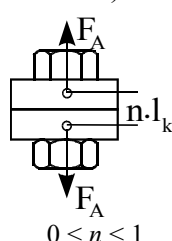
n = Krafteinleitungsfaktor

Φ_K = Kraftverhältnis für Krafteinleitung in der Schraubenkopf- und Mutterauflage: $\Phi_K = \delta_p / (\delta_p + \delta_s)$

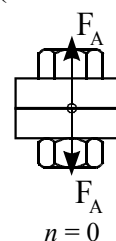
Fall 1 ($n = 1$)
(Grenzfall):



Fall 2 ($0 < n < 1$) (Praktischer Fall):



Fall 3 ($n = 0$)
(Grenzfall):



Setzverhalten der Verbindung

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_s + \delta_p} = \frac{f_Z \cdot \Phi_K}{\delta_p} = \frac{f_Z}{\delta_s} (1 - \Phi_K)$$

$\Phi_K = \delta_p / (\delta_p + \delta_s)$, siehe vorn

F_Z = Vorspannkraftverlust

f_Z = Setzbetrag, siehe unten

$$f_Z \approx 3,29 \cdot \left(\frac{l_K}{d} \right)^{0,34} \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$f_Z \approx 3,16 \cdot (l_K \cdot \delta_s \cdot E_s)^{0,17} \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Hauptdimensionierungsformel

$$F_{V \max} = \alpha_A \cdot F_{V \min} = \alpha_A \cdot [F_{Kl \text{ erf}} + (1 - \Phi) \cdot F_A + F_Z]$$

$F_{Kl \text{ erf}}$ = erforderliche Klemmkraft \leq Klemmkraft F_{Kl}

$$F_{SA} = \Phi \cdot F_A \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S$$

$R_{p0,2}$ = Mindestdehn- bzw. -streckgrenze des Schraubenwerkstoffes

A_S = Spannungsquerschnitt der Schraube = $(\pi/4) \cdot [(d_2 + d_3) / 2]^2$; bei Dehnschrauben A_S durch den Schaftquerschnitt A_{Sch} ersetzen

Dauerhaltbarkeit

$$\sigma_a = \Phi \cdot \frac{F_{SAa}}{A_{d_3}} = \Phi \cdot \frac{F_{Ao} - F_{Au}}{2 \cdot A_{d_3}} \leq \sigma_A$$

σ_a = Dauerschwingbeanspruchung der Schraube

σ_A = Spannungsamplitude für die Dauerhaltbarkeit

$$\frac{\sigma_{ASV}}{\text{N/mm}^2} \approx 0,75 \cdot \left(\frac{180}{d/\text{mm}} + 52 \right)$$

σ_{ASV} für schlussvergütetes Gewinde, Normalfall

$$\sigma_{ASG} \approx \left(2 - \frac{F_V}{F_{0,2}} \right) \cdot \sigma_{ASV}$$

σ_{ASG} für schlussgewalztes Gewinde (= kaltverfestigt), teuer

$F_{0,2} = A_S \cdot R_{p0,2}$ = Schraubenkraft an der Mindestdehngrenze

Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E-ZR

Teilaufgabe	E-ZR 1	E-ZR 2	E-ZR 3	Σ
Max. Pktzahl	1	3	9	13
Erreichte Pktzahl				

E-ZR Gegeben ist ein zweistufiges, geradzahntes Stirnradgetriebe (Bild 1) mit Rückwärts- (Zahnräder 1, 2, 3) und Vorwärtsgang (Zahnräder 4, 5). Die Ritzel (1, 4) und das Zwischenrad (2) sind aus Ck 45 mit gehärteten Zähnen, die Großräder (3, 5) aus EN-GJL-250 gefertigt. Des weiteren sind folgende Daten gegeben:

$$z_1 = z_4 = 20$$

$$z_2 = 30$$

$$z_3 = 50$$

$$m_{\text{Vorwärtsgang}} = 4 \text{ mm}$$

$$m_{\text{Rückwärtsgang}} = 3 \text{ mm}$$

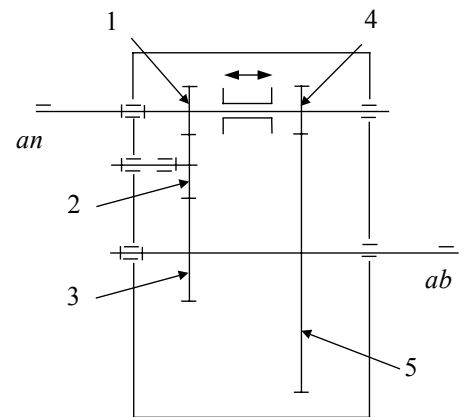



Bild 1: Skizze Getriebe

E-ZR 1 Welche Art der Zahnschädigung / des Zahnverschleißes ist bei den Zahnrädern zu erwarten?

E-ZR 2.1 Wie groß ist das Übersetzungsverhältnis des Rückwärtsgangs?

E-ZR 2.2 Wie groß ist der Achsabstand a ? (Die Zahnräder z_1, z_2, z_3, z_4 sind nicht profilverschoben.)

E-ZR 2.3 Wie groß müsste rechnerisch die Zähnezahl von Zahnrad 5 sein? Welche Besonderheit muss Zahnrad 5 aufweisen?

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-ZR 12 bar 05.08 Bl. 2 v. 5 Name: Künne / Mitarbeiter

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

E-ZR 3 Bei einem ähnlichen Getriebe soll für $z_1 = 20$, $z_2 = 30$, $z_3 = 50$, $z_4 = 20$, $z_5 = 80$, $m_{\text{Vortwärtsgang}} = 4 \text{ mm}$, $m_{\text{Rückwärtsgang}} = 3 \text{ mm}$ (Geradverzahnung) ein Achsabstand von $a = 205 \text{ mm}$ realisiert werden. Berechnen Sie, ob dies möglich bzw. zulässig ist. (Formeln und Diagramme s. Anlage)

Hinweis: Für große Zähnezahlen, bei denen die positive Profilverschiebung x nicht eindeutig abgelesen werden kann, ist maximal mit $x = 1,4$ zu rechnen.
Winkelangaben sind auf eine Nachkommastelle zu runden.



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

Konstruktionselemente / Maschinenelemente
Fachprüfung

Kl. E

E-ZR 12 bar 05.08 Bl. 3 v. 5

Name: Künne / Mitarbeiter

Name:

Matr.-Nr.:

Name: _____ Matr.-Nr.: _____

Fall 1: Berechnung des Achsabstandes bei gegebener Profilverchiebung:

① $\text{inv } \alpha_w$ ermitteln: $\text{inv } \alpha_w = \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \tan \alpha_R}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_R$ $\text{inv } \alpha_R = \text{inv } 20^\circ = 0,014904$

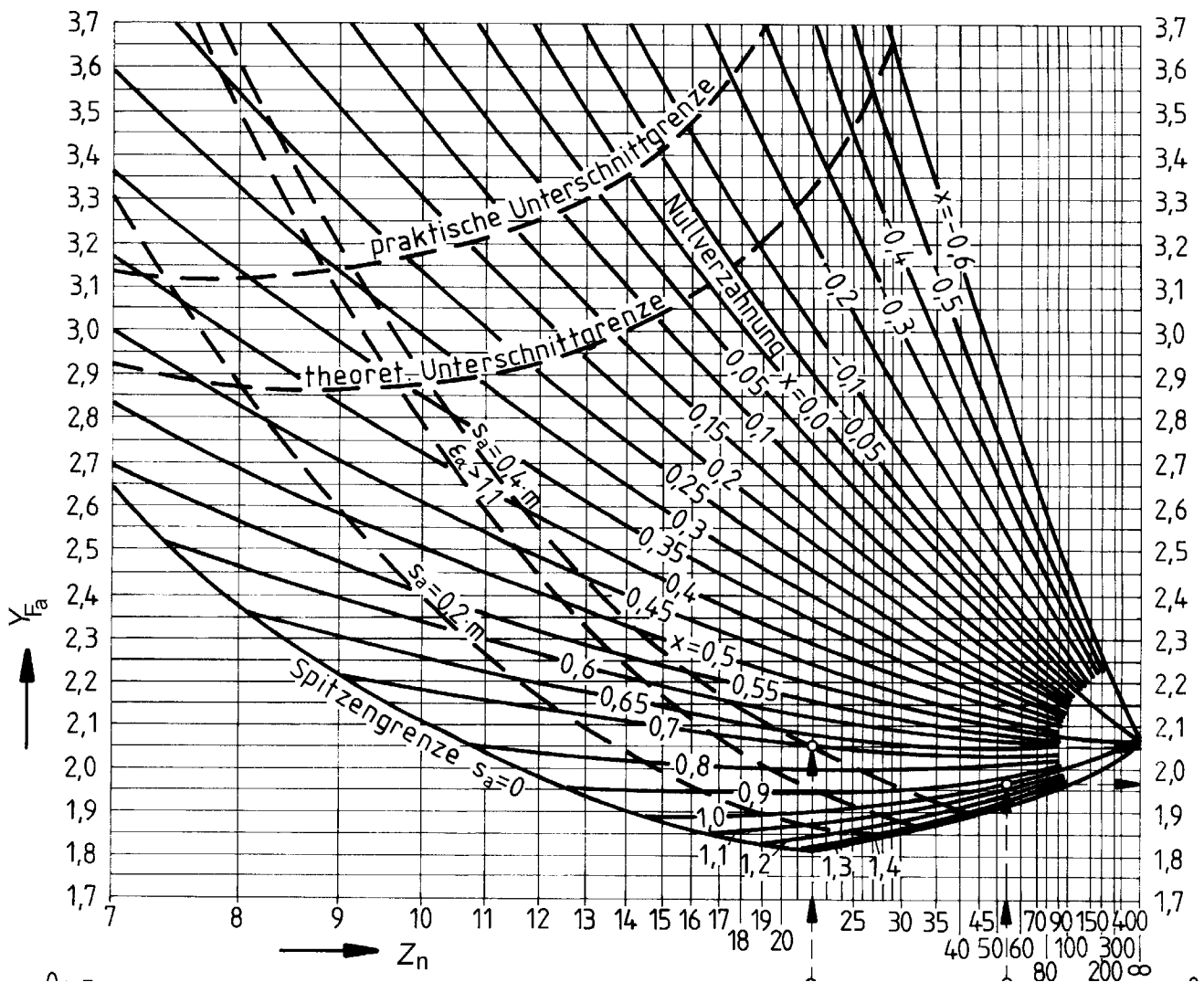
② α_w ermitteln (Tabelle s. nächste Seite)

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 geben, Profilverchiebungen gesucht:

① Betriebseingriffswinkel α_w aus $\cos \alpha_w = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a} \cdot m \cdot \cos \alpha_R$ mit $\alpha_R = 20^\circ$

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





Name:

Matr.-Nr.:

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
	1	9	8	9	1	5	0	7	6	8
11	0,002394	0,002460	0,002528	0,002597	0,002667	0,002739	0,002812	0,002886	0,002962	0,003038
	1	7	5	5	8	4	3	5	0	9
12	0,003117	0,003196	0,003277	0,003359	0,003443	0,003528	0,003615	0,003702	0,003792	0,003883
	1	6	5	8	4	5	0	9	3	1
13	0,003975	0,004069	0,004164	0,004261	0,004359	0,004459	0,004560	0,004663	0,004768	0,004874
	4	2	4	2	5	3	7	6	1	2
14	0,004981	0,005091	0,005202	0,005314	0,005429	0,005544	0,005662	0,005781	0,005902	0,006025
	9	2	2	7	0	8	4	7	7	4
15	0,006149	0,006276	0,006403	0,006533	0,006665	0,006798	0,006933	0,007070	0,007209	0,007350
	8	0	9	7	2	5	7	6	5	1
16	0,007492	0,007637	0,007783	0,007931	0,008082	0,008234	0,008388	0,008544	0,008702	0,008862
	7	2	5	8	0	2	3	4	5	6
17	0,009024	0,009188	0,009355	0,009523	0,009693	0,009866	0,010040	0,010217	0,010396	0,010577
	7	9	1	4	7	2	7	4	3	3
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

Tabelle für $\text{inv } \alpha$

Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E-RK (Riemen und Ketten)

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

Für ein Motorrad ist ein Zahnriemenantrieb mit einem HTD-Zahnriemen zu entwickeln. Das Motorrad soll durch einen Einzylinder-Viertaktmotor mit einer Leistung von $P = 37 \text{ kW}$ und einer Getriebeausgangsdrehzahl $n_1 = 3.900 \text{ min}^{-1}$ angetrieben werden. Die Drehzahl des Hinterrades beträgt $n_2 = 1.300 \text{ min}^{-1}$. Als durchschnittliche tägliche Betriebsdauer sind ca. 30 min. anzunehmen. Bei der Auslegung des Zahnriemenantriebs soll nur die Geometrie festgelegt werden.



E-RK 1

Legen Sie den Belastungsfaktor c_2 fest. **Anmerkung:** Die getriebene Maschine, also das Hinterrad, ist wie ein Wellenstrang zu betrachten.

E-RK 2

Ermitteln Sie die Teilung.

E-RK 3

Berechnen Sie die Zähnezahln der kleinen Scheibe z_1 , deren Wirkdurchmesser d_{w1} und die Riemenbreite.

E-RK 4

Bestimmen Sie den Wirkdurchmesser d_{w2} und die Zähnezahln z_2 der großen Scheibe.

E-RK 5

Geben Sie den vorläufigen Achsabstand e^* an.

E-RK 6

Ermitteln Sie die vorläufige Wirklänge l_w^* .



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

Ermittlung des Belastungsfaktors c_2 , abhängig von Antriebs- und Arbeitsmaschine und tägl. Laufzeit

Bei Außenspannrollen erhöht sich der Wert für c_2 um 0,2	Antreibende Maschinen								
	Niedriges Anlaufmoment (z.B. Gleichstrom-Nebenschluss-Motoren; Verbrennungsmotoren 8 und mehr Zyl.; Wasser- und Dampfturbinen)			Mittleres Anlaufmoment (z.B. Kurzschlussläufermotoren; Gleichstrommotoren mit Doppelschlusswicklung; Verbrennungsmotoren 4 bis 6 Zyl.)			Hohes Anlaufmoment (z.B. Einphasen- und Synchronmotoren; Drehstrom-Bremsmotoren; Verbrennungsmotoren bis 4 Zyl.; Hydraulikmotoren)		
	Tägliche Betriebsdauer in Stunden								
Getriebene Maschinen	bis 10h	10...16h	> 10h	bis 10h	10...16h	> 10h	bis 10h	10...16h	> 10h
Rührwerke									
flüssig	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
halbflüssig	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,1
Masch.f. Ziegelei- und Tonindustrie									
Bohr- und Mischmaschinen	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Kornmaschinen und Lehmöhlen	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2	2,0	2,2	2,4
Kompressoren									
Kolbenkompressoren	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2	2,0	2,2	2,4
Zentrifugalkompressoren	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	1,9	1,6	1,8	2,0
Förderanlagen									
Bänder für leichtes Gut	1,1	1,3	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Bänder für Erz, Kohle, Sand	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Plattenbänder, Brecher, Elevatoren	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Schleuder- und Schraubenförderer	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Ventilatoren									
Exhaustoren, Zentrifugalgebläse	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Schraubengebläse, Grubenlüfter	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2	2,0	2,2	2,4
Wäschereimaschinen									
Extraktoren allgemein	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Waschmaschinen	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Werkzeugmaschinen									
Dreh-, Schraubenmaschine	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Bohrmaschine, Schleifmaschine	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,1
Walzmaschine, Hobelmaschine	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,1
Maschinen für Papierindustrie									
Rührwerke, Kalandrierer	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Pumpen, Holzschleifer, Holländer	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Pumpen									
Zentrifugal-, Zahnradpumpen	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Rotations-, Ölleitungspumpen	1,7	1,9	2,1	1,9	2,1	2,3	2,1	2,3	2,5
Siebmaschinen									
Vibration (Schütteln)	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	-	-	-
Trommeln, auch konische	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	-	-	-
Textilmaschinen									
Webstühle, Spinnmaschinen	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,1
Zettel-, Spulmaschinen	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	-	-	-
Holzbearbeitung									
Drehbänke, Bandsägen	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7	-	-	-
Schlichthobel, Kreissägen, Hobel	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	-	-	-
Sonstige									
Bäckerei-, Teigmaschinen	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Zentrifugen	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,1	-	-	-
Generatoren, Erregermotoren	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Hammer- Mühlen	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,0	1,9	2,1	2,3
Hebezeuge, Aufzüge	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Wellenstränge	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Mühlen, Kugel-, Kiesmühlen	-	-	-	1,9	2,1	2,3	2,1	2,3	2,5
Graphische Maschinen	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Maschinen der Gummiindustrie	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Sägewerkmaschinen	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,4

Name:

Matr.-Nr.:

Ermittlung der vorläufigen Berechnungsleistung $P_{B \text{ vorl}}$

$$P_{B \text{ vorl}} = P \cdot c_2$$

P = zu übertragende Leistung gemäß Aufgabenstellung

c_2 = Belastungsfaktor, s. Tabelle oben

Festlegung der Zahnteilung

gemäß Diagramm rechts

n_1 = Drehzahl der kleinen Scheibe

ins Langsame: n_1 = Antriebsdrehzahl

ins Schnelle: n_1 = Abtriebsdrehzahl

Berechnungsleistung: hier wird zunächst die vorläufige Berechnungsleistung $P_{B \text{ vorl}}$ eingesetzt (s. oben)

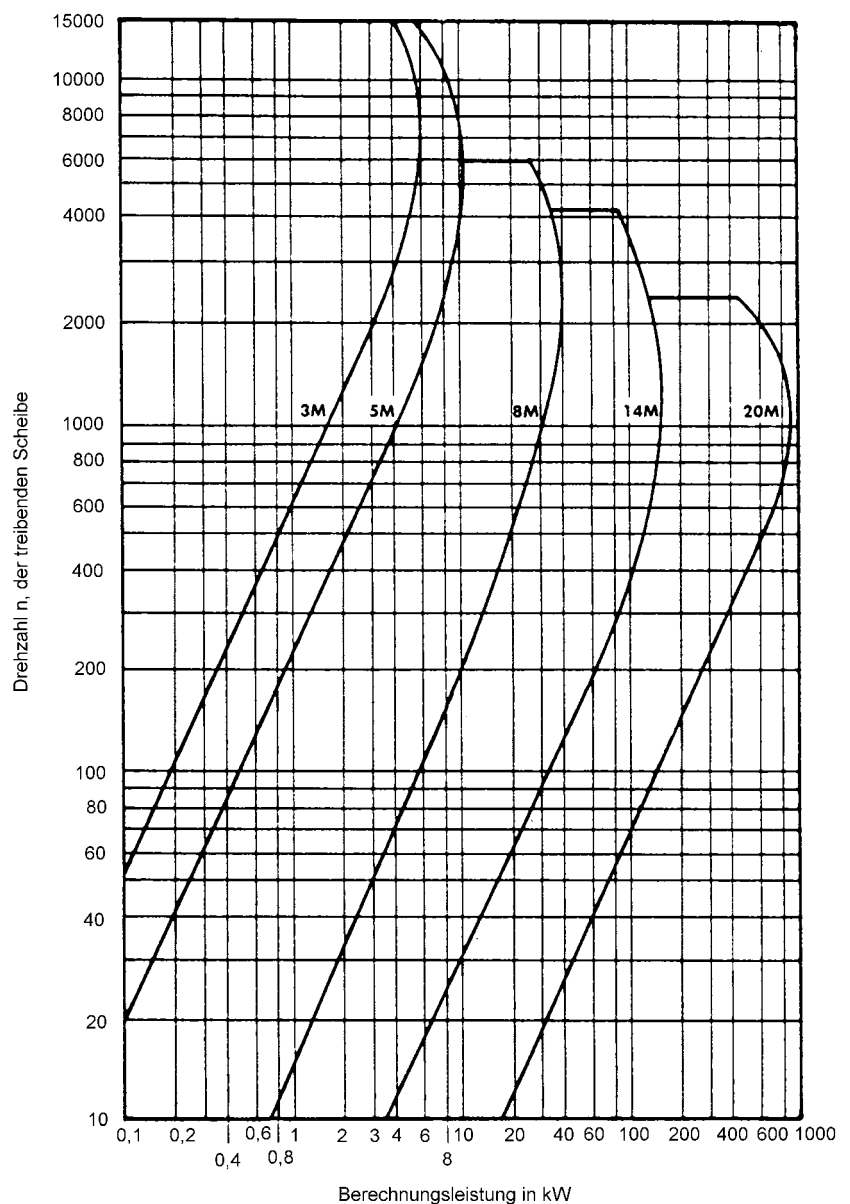
3M \Rightarrow Teilung 3 mm

5M \Rightarrow Teilung 5 mm

8M \Rightarrow Teilung 8 mm

14M \Rightarrow Teilung 14 mm

20M \Rightarrow Teilung 20 mm



Festlegung der Zähnezahlen und Wirkdurchmesser der Scheiben und der Zahnriemenbreite

- Tabelle für die ermittelte Teilung auswählen, Tabellen s. unten
- Zähnezahl z_1 der kleinen Scheibe wählen, Bereich gemäß Tabelle beachten, zugehöriger Wirkdurchmesser s. Tabelle
- Leistung P_{25} für einen 25 mm breiten Zahnriemen aus Tabelle ermitteln für Drehzahl n_1 der kleinen Scheibe und gewählte Zähnezahl z_1 der kleinen Scheibe

- Faktor $c_{4 \text{ vorl}}$ berechnen:

$$c_{4 \text{ vorl}} = \frac{P_{B \text{ vorl}}}{P_{25}}$$

- Riemenbreite so wählen, dass gilt: $c_4 \geq c_{4 \text{ vorl}}$



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

– Wirkdurchmesser und Zähnezah der großen Scheibe bestimmen

Breitenfaktor c_4 für die Teilung 3 mm und 5 mm

Riemenbreite in mm	6	8	9	12	15	19	22	25	32	40	50
Breitenfaktor c_4	0,18	0,25	0,29	0,42	0,54	0,72	0,86	1,0	1,32	1,69	2,14

Breitenfaktor c_4 für die Teilung 8 mm und 14 mm

Riemenbreite in mm	10	15	20	25	30	40	55	65	85	100	115
Breitenfaktor c_4	0,35	0,56	0,77	1,00	1,21	1,46	2,19	2,76	3,66	4,32	4,98

Teilung 8 mm, Leistung P_{25} für einen 25 mm breiten Zahnriemen in kW

Drehzahl n_1 [min ⁻¹]	Zähnezah der kleinen Zahnscheibe und Wirkdurchmesser [mm]																
	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	56	64	72	80
	50,9 3	56,0 2	61,1 2	66,2 1	71,3 0	76,3 9	81,4 9	86,5 8	91,6 7	96,7 7	101,8 6	112,0 5	122,2 3	142,6 0	162,9 7	183,3 5	203,72
10	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,13	0,14
20	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,28
50	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,46	0,54	0,62	0,70
100	0,19	0,23	0,27	0,21	0,35	0,39	0,43	0,47	0,51	0,55	0,59	0,67	0,75	0,91	1,07	1,22	1,38
200	0,38	0,46	0,54	0,62	0,70	0,77	0,85	0,93	1,01	1,09	1,17	1,32	1,48	1,79	2,10	2,41	2,72
300	0,56	0,68	0,80	0,91	1,03	1,15	1,26	1,38	1,50	1,61	1,73	1,96	2,19	2,66	3,11	3,57	4,03
400	0,74	0,89	1,05	1,21	1,36	1,52	1,67	1,83	1,98	2,13	2,29	2,59	2,90	3,51	4,10	4,72	5,32
500	0,91	1,11	1,30	1,49	1,69	1,88	2,07	2,26	2,46	2,65	2,84	3,22	3,60	4,35	5,10	5,85	6,59
600	1,09	1,32	1,55	1,78	2,01	2,24	2,4	2,70	2,93	3,16	3,38	3,84	4,29	5,18	6,07	6,97	7,84
700	1,26	1,53	1,80	2,06	2,33	2,60	2,86	3,13	3,39	3,66	3,92	4,45	4,97	6,00	7,03	8,07	9,07
800	1,43	1,74	2,04	2,35	2,65	2,95	3,26	3,56	3,86	4,16	4,46	5,05	5,64	6,81	7,97	9,14	10,28
950	1,68	2,04	2,40	2,76	3,12	3,48	3,84	4,19	4,54	4,90	5,25	5,94	6,63	8,00	9,34	10,72	12,03
1000	1,76	2,14	2,52	2,90	3,28	3,65	4,03	4,40	4,77	5,14	5,51	6,24	6,96	8,39	9,79	11,24	12,60
1200	2,09	2,55	3,00	3,45	3,89	4,34	4,78	5,22	5,66	6,10	6,53	7,39	8,24	9,91	11,53	13,58	14,80
1450	2,50	3,04	3,58	4,12	4,65	5,18	5,71	6,23	6,75	7,27	7,78	8,79	9,97	11,72	13,58	15,59	17,35
1600	2,74	3,33	3,92	4,51	5,09	5,67	6,25	6,82	7,38	7,95	8,50	9,60	10,67	12,75	14,72	16,90	18,74
1800	3,05	3,71	4,37	5,03	5,68	6,32	6,96	7,59	8,21	8,83	9,44	10,64	11,81	14,05	16,14	18,54	20,45
2000	3,36	4,09	4,82	5,53	6,24	6,95	7,64	8,33	9,01	9,68	10,34	11,64	12,86	15,26	17,43	20,02	21,94
2200	3,66	4,46	5,25	6,03	6,80	7,56	8,31	9,05	9,78	10,5	11,21	12,59	13,91	16,38	18,57	21,33	23,20
2500	4,10	4,99	5,88	6,74	7,60	8,44	9,27	10,0	10,8	11,6	12,43	13,91	15,30	17,84	19,98	22,94	24,62
2850	4,60	5,59	6,58	7,54	8,49	9,41	10,3	11,2	12,0	12,9	13,72	15,27	16,70	19,19	21,10	24,23	25,45
3000	4,80	5,94	6,87	7,87	8,85	9,81	10,7	11,6	12,5	13,4	14,23	15,79	17,22	19,64	21,39	24,56	25,52
3500	5,88	7,16	8,03	8,90	9,76	10,6	11,4	12,3	13,1	13,9	14,78	16,39	17,94	20,91	23,66	26,15	26,35
4000	7,07	8,16	9,15	10,1	11,1	12,0	13,0	13,9	14,8	15,7	16,69	18,45	20,14	23,29	26,11	27,55	
4500	8,04	9,15	10,2	11,3	12,4	13,4	14,5	15,5	16,5	17,5	18,51	20,39	22,17	25,42	27,18		
5000	8,91	10,1	11,3	12,5	13,6	14,8	15,9	17,0	18,1	19,2	20,22	22,18	24,02	27,05			
5500	9,76	11,0	12,3	13,6	14,9	16,1	17,3	18,5	19,6	20,7	21,82	23,83	25,66				
6000	10,6	12,0	13,4	14,7	16,1	17,4	18,6	19,8	21,0	22,2	23,28	25,30	27,08				

Name:

Matr.-Nr.:

Teilung 14 mm, Leistung P_{25} für einen 25 mm breiten Zahnriemen in kW

Drehzahl n_1 [min ⁻¹]	Zähnezahl der kleinen Zahnscheibe und Wirkdurchmesser [mm]														
	28	29	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72	80
10	124,78	129,23	133,69	142,60	151,51	160,43	169,34	178,25	196,08	213,90	231,73	249,55	285,21	320,86	356,51
10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,27	0,32	0,34	0,36	0,41	0,46	0,50
20	0,24	0,25	0,27	0,32	0,36	0,41	0,46	0,50	0,55	0,59	0,68	0,73	0,82	0,91	1,00
40	0,50	0,55	0,59	0,64	0,73	0,82	0,91	0,96	1,10	1,19	1,32	1,42	1,64	1,83	2,05
60	0,73	0,78	0,87	1,00	1,10	1,23	1,37	1,46	1,64	1,83	2,01	2,15	2,47	2,74	3,06
100	1,23	1,32	1,42	1,64	1,87	2,15	2,28	2,42	2,74	3,01	3,29	3,56	4,11	4,61	5,11
200	2,47	2,65	2,88	3,29	3,74	4,25	4,61	4,89	5,43	6,03	6,62	7,17	8,17	9,18	10,23
300	3,33	3,61	3,93	4,52	5,11	5,80	6,26	6,62	7,40	8,17	8,90	9,68	11,23	12,83	14,52
400	4,15	4,52	4,84	5,57	6,35	7,17	7,72	8,17	9,09	10,05	10,96	11,83	13,70	15,62	17,58
500	4,89	5,30	5,71	6,57	7,44	8,40	9,09	9,60	10,64	11,69	12,74	13,74	15,89	17,99	20,18
600	5,57	6,03	6,53	7,49	8,49	9,54	10,27	10,87	12,01	13,20	14,34	15,48	17,81	20,09	22,47
700	6,21	6,72	7,23	8,29	9,41	10,57	11,35	12,01	13,23	14,52	15,75	16,96	19,40	21,75	24,29
800	6,85	7,35	7,94	9,09	10,32	11,60	12,47	13,15	14,47	15,84	17,17	18,45	21,00	23,56	26,12
950	7,60	8,23	8,85	10,17	11,55	12,93	13,87	14,59	16,02	17,50	18,94	20,28	22,92	25,57	28,17
1000	7,94	8,54	9,18	10,55	11,92	13,38	14,34	15,07	16,57	18,04	19,45	20,82	23,52	26,12	28,68
1200	8,90	9,59	10,32	11,78	13,29	14,89	15,94	16,76	18,31	19,86	21,32	22,69	25,39	27,90	30,27
1450	9,99	10,70	11,47	13,11	14,79	16,50	17,66	18,49	20,00	21,69	23,10	24,41	26,86	29,09	30,86
1600	10,55	11,32	12,15	13,84	15,57	17,35	18,54	19,36	20,96	22,51	23,88	25,11	27,40	29,18	30,55
1800	11,23	12,01	12,90	14,70	16,48	18,34	19,54	20,36	21,92	23,36	24,61	25,70	27,49	28,73	29,27
2000	11,83	12,69	13,56	16,39	17,21	19,13	20,32	21,10	22,56	23,88	24,98	25,80	27,03	27,40	26,94
2200	12,74	13,24	14,11	15,98	17,85	19,82	20,96	21,64	22,97	24,11	24,93	25,53	25,94	25,34	
2400	13,74	14,16	14,61	16,44	18,36	20,27	21,37	22,00	23,15	24,00	24,57	24,75	24,25		
2600	14,75	15,16	15,57	16,80	18,68	20,59	21,51	22,15	23,06	23,61	23,79	23,52	22,28		
2850	15,82	16,37	16,76	17,62	18,85	20,73	21,54	22,09	22,56	22,45	22,42	22,42			
3000	16,65	17,12	17,54	18,40	19,02	20,82	21,60	21,83	22,10	22,33	22,46	22,19			
3500	18,54	19,00	19,41	20,18	20,87	21,42	21,87	22,24	22,42	22,19					
4000	20,18	20,59	20,91	21,60	22,05	22,33	22,47	22,42	22,19						

Wirkdurchmesser und Zähnezahl der großen Scheibe bestimmen:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow d_{wg} = i \cdot d_{wk} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1$$

z_2 muss ganzzahlig sein, Lieferprogramm beachten

Ermittlung des Achsabstandes und der Wirklänge des Riemens

- Bestimmung des vorläufigen Achsabstandes
- Bestimmung der vorläufigen Wirklänge des Riemens
- Auswahl eines Riemens
- Berechnung des endgültigen Achsabstandes

Bestimmung des vorläufigen Achsabstandes:

$$e^* = 0,9 \cdot (d_{wg} + d_{wk})$$

Bestimmung der vorläufigen Wirklänge des Riemens

$$l_w^* = 2 \cdot e^* + 1,57 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4 \cdot e^*}$$

Name:

Matr.-Nr.:

Auswahl eines Riemens und Festlegung der endgültigen Wirklänge gemäß Lieferprogramm (s. Tabelle)

Profil 3 M, Teilung 3 mm Breite 9 mm oder 15 mm				Profil 5 M, Teilung 5 mm Breite 9 mm oder 15 mm				Profil 8 M, Teilung 8 mm Breite 20 mm oder 30 mm		Profil 14 M, Teil. 14 mm Breite 40 mm oder 55 mm	
Wirk- länge	Zähne- zahl	Wirk- länge	Zähne- zahl	Wirk- länge	Zähne- zahl	Wirk- länge	Zähne- zahl	Wirk- länge	Zähne- zahl	Wirk- länge	Zähne- zahl
111	37	447	149	330	66	1270	254	480	60	966	69
144	48	474	158	350	70	1420	284	560	70	1190	85
150	50	486	162	375	75	1500	300	600	75	1400	100
159	53	501	167	400	80	1595	319	640	80	1610	115
168	56	513	171	425	85	1790	358	656	82	1778	127
177	59	531	177	450	90	1800	360	720	90	1890	135
201	67	537	179	500	100	1870	374	800	100	2100	150
210	70	564	188	535	107	1895	379	880	110	2310	165
213	71	597	199	565	113	2000	400	960	120	2450	175
216	72	606	202	600	120	2525	505	1040	130	2590	185
225	75	633	211	615	123			1120	140	2800	200
252	84	669	223	635	127			1200	150	3150	225
255	85	711	237	665	133			1280	160	3500	250
267	89	882	294	710	142			1360	170	3850	275
285	95	945	315	740	148			1440	180	4326	309
300	100	1062	354	755	151			1600	200		
312	104	1125	375	800	160			1760	220		
318	106	1263	421	835	167			1800	225		
336	112	1500	500	890	178			2000	250		
339	113	1530	510	925	185			2400	300		
363	121	1569	523	950	190			2800	350		
384	128			1000	200						
390	130			1050	210						
420	140			1125	225						

Berechnung des endgültigen Achsabstandes

$$e = p + \sqrt{p^2 - q}$$

mit $p = 0,25 \cdot l_w - 0,393 \cdot (d_{wg} + d_{wk})$ und $q = 0,125 \cdot (d_{wg} - d_{wk})^2$

Kontrolle und Korrektur der Teilung und der Riemenbreite

- Ermittlung des Zahneingriffsfaktors c_1
- Belastungsfaktors c_2 s. oben
- Übersetzungsfaktors c_3
- Riemenlängenkorrekturfaktor c_5
- Endgültige Berechnungsleistung P_B
- Ggf. Korrektur

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

Aufgabe E-KB

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

E-KB 1.1 Geben Sie die Bezeichnung der in **Bild 1** dargestellten Kupplung an. (Vgl. „Gummimantelkupplung“)

E-KB 1.2 Benennen Sie die Art der dargestellten Kupplung entsprechend der Einteilung nach VDI 2240. (Vgl. „nicht schaltbar, starr“)

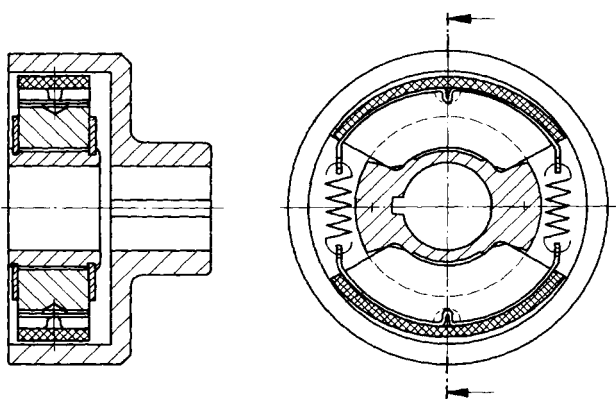


Bild 1: Kupplung

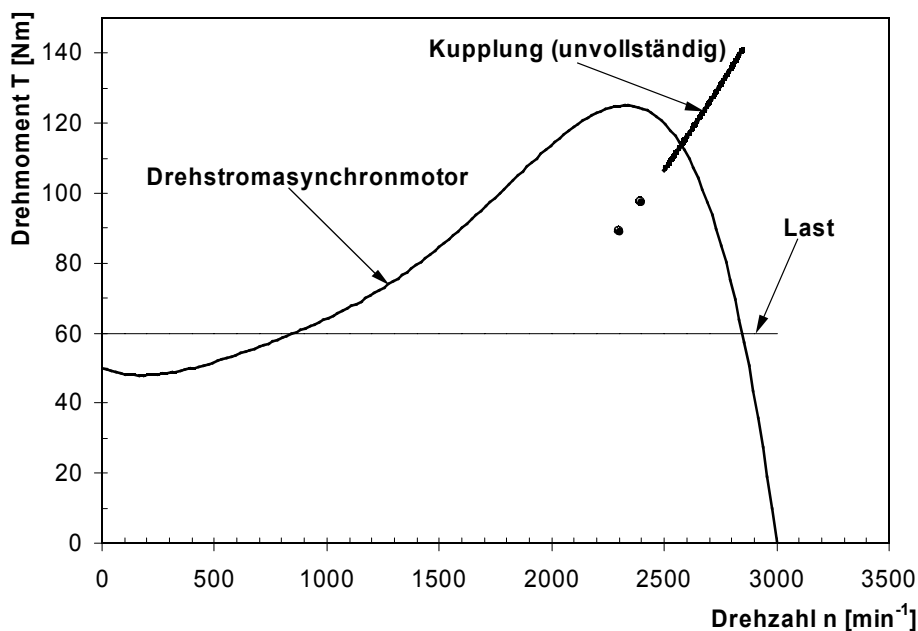



Bild 2: Kennlinien von Motor, Kupplung und Last

	Maschinenelemente Universität Dortmund Fakultät Maschinenbau Prof. Dr.-Ing. B. Künne	Konstruktionselemente / Maschinenelemente Fachprüfung	Kl. E
			E-KB 12 bar 05.08 Bl. 2 v. 2 Name: Künne / Mitarbeiter

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

E-KB 2 Vervollständigen Sie zeichnerisch die prinzipielle Kupplungskennlinie (Bild 2) um den fehlenden Bereich bei kleinen Drehzahlen ($< 2500 \text{ min}^{-1}$).

E-KB 3 Zeichnen Sie in Bild 2 den **stabilen Arbeitspunkt** des Antriebssystems, bestehend aus Asynchronmotor, Kupplung und Last, ein.

Geben Sie für diesen Punkt Drehmoment (**T**) und Drehzahl (**n**) an.

E-KB 4 Nennen Sie vier Kupplungsarten (Bezeichnung vgl. E-KB 1), die sowohl einen axialen als auch einen radialen Versatz sowie einen Differenzwinkel zwischen zwei zu verbindenden Wellen ausgleichen können. Des weiteren sollen die Kupplungen starke Drehschwingungen dämpfen.

E-KB 5 Skizzieren Sie mögliche Anordnungen einer Gelenkwelle zur Übertragung einer gleichförmigen Winkelgeschwindigkeit und benennen Sie diese.



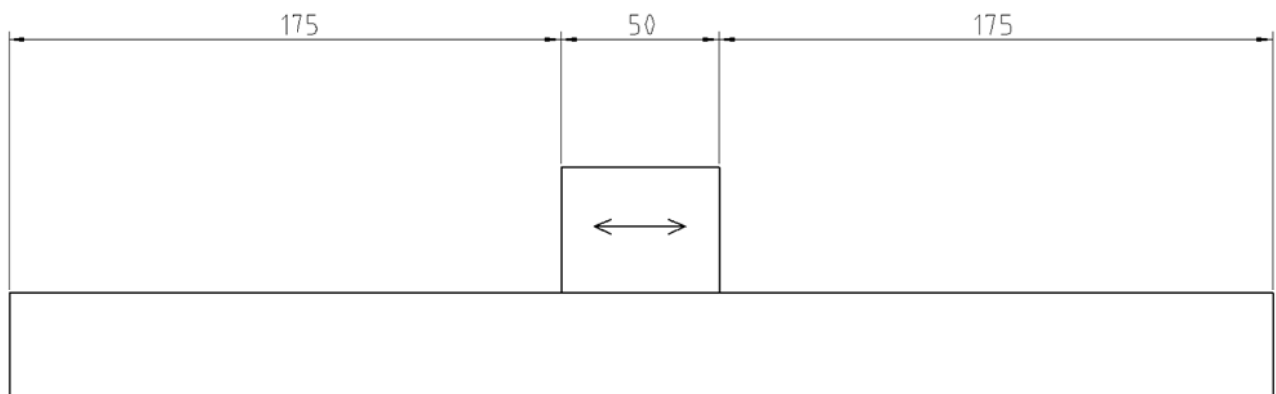
Name:

Matr.-Nr.:

Aufgabe E-FÜ (Führungen)

Teilaufgabe	E-FÜ 1	Σ
Max. Pktzahl	6	6
Erreichte Pktzahl		

Der dargestellte Schlitten soll mittels einer Führung gelagert werden. Der Verfahrweg des Schlittens beträgt zu jeder Seite 175mm.



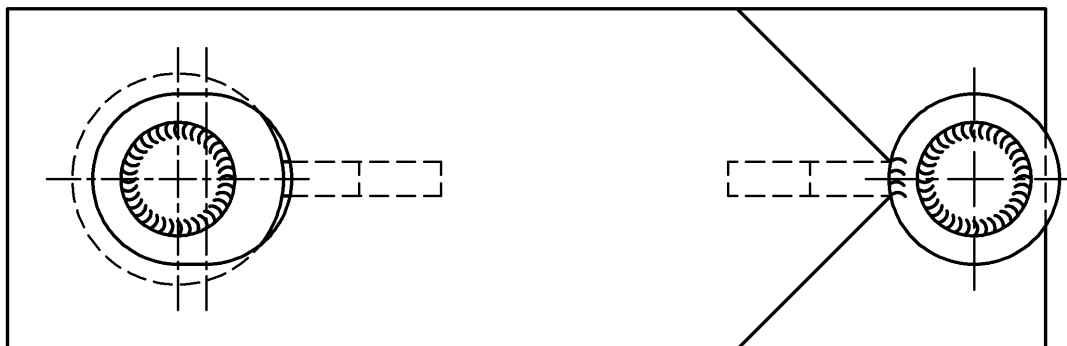
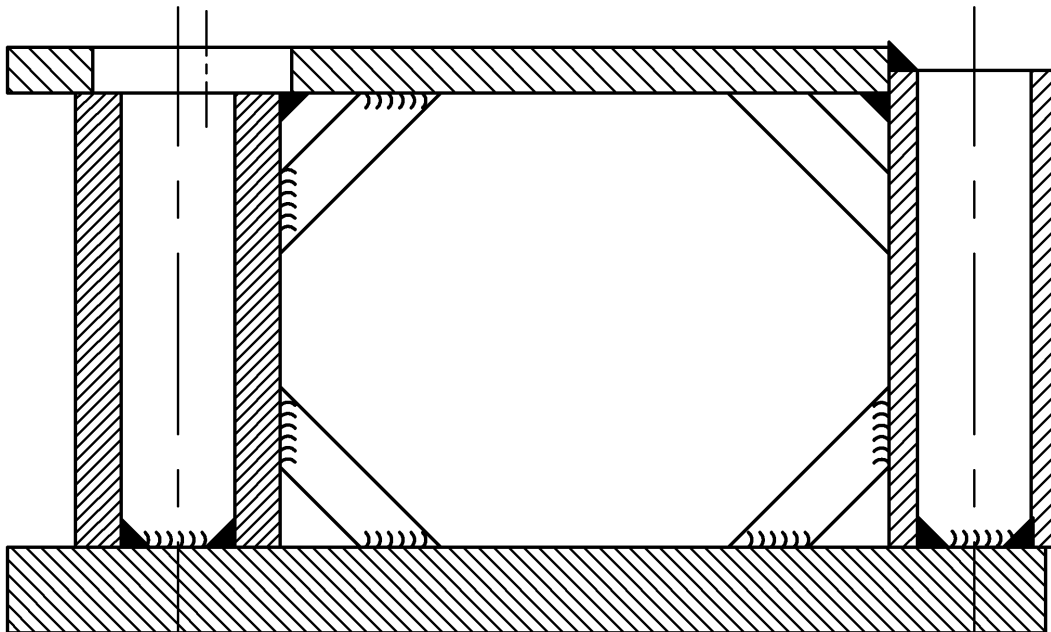
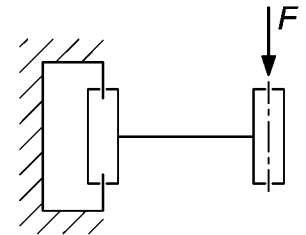
E-FÜ 1 Skizzieren Sie zwei Möglichkeiten den Schlitten zu führen.

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

Aufgabe E GG 12 (Konstruktionsaufgabe Getriebe)

Teilaufgabe	E-GG 1	E-GG 2	Σ
Max. Pktzahl	5	75,5	80,5
Erreichte Pktzahl			

E-GG 1 Der als Schweißteil im Maßstab 1:1 dargestellte Schwenkhebel (siehe Prinzipskizze rechts) weist einige Konstruktionsfehler auf. Kennzeichnen und beschreiben Sie mindestens 10 Fehler.



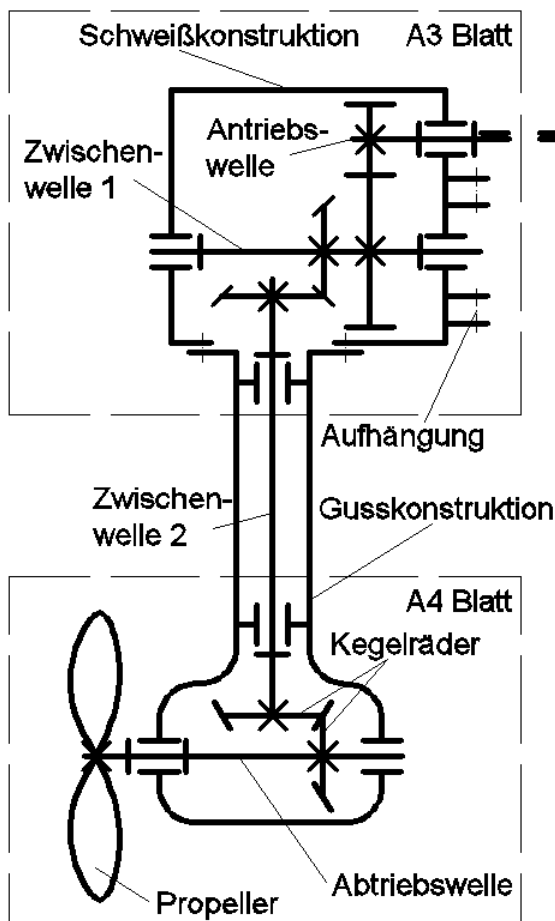
Name:

Matr.-Nr.:

E-GG 2 Es ist ein Getriebe für einen Schiffsantrieb in der so genannten Z-Bauweise gemäß untenstehender Skizze zu konstruieren. Auf die Abtriebswelle ist ein Propeller für den Vortrieb aufgesetzt.

Berücksichtigen Sie bei Ihrer Konstruktion folgendes:

- Gestaltung des unteren **Kegelradgehäuses** als **Gusskonstruktion**. Das Gehäuse sollte mögl. eine strömungsgünstige Form bekommen.
- Gestaltung des oberen **Getriebegehäuses** als **Schweißkonstruktion**.
- Das Gehäuse ist mit **drehbaren Flanschen** für die Befestigung am Rumpf zu versehen
- Lagerung der Wellen in **Wälzlagern** mit **ölgeschmierten** Zahnrädern
- Für die **Antriebswelle** ist eine **fliegende Trag-Stütz-Lagerung in O-Anordnung** vorzusehen.
- Für die **Zwischenwelle 1** im Getriebe ist eine **Trag-Stütz-Lagerung in X-Anordnung** vorzusehen.
- Für die **Zwischenwelle 2** im Tauchrohr ist eine **Trag-Stütz-Lagerung in O-Anordnung** vorzusehen.
- Für die **Abtriebswelle** ist eine **Fest-Los-Lagerung** vorzusehen. Beachten Sie, dass die Schubkraft des Propellers von der Lagerung aufgenommen werden muss.
- Die **Abtriebswelle** ist neben der Ölabdichtung zusätzlich gegen das Eindringen von Wasser zu dichten.
- An der Antriebswelle ist ein **Wellenende** mit Passfeder vorzusehen. Die Abtriebswelle ist geeignet mit dem Propeller zu verbinden.
- **Eine Schraubenverbindung** und die **Ölschrauben** sind darzustellen (sonst nur Mittellinien)



Die Konstruktion ist auf den beiliegenden Aufgabenblättern **freihändig** auszuführen. Alle Details müssen hinreichend erkennbar sein. Die Mittellinien der Wellen sowie die Konturen des Propellers, der Kegelräder und der Stirnräder sind auf den beiliegenden Aufgabenblättern bereits als Hilfe vorgegeben. Darüber hinaus ist die Aufnahme für den Schiffsantrieb am Schiffsrumpf dargestellt.