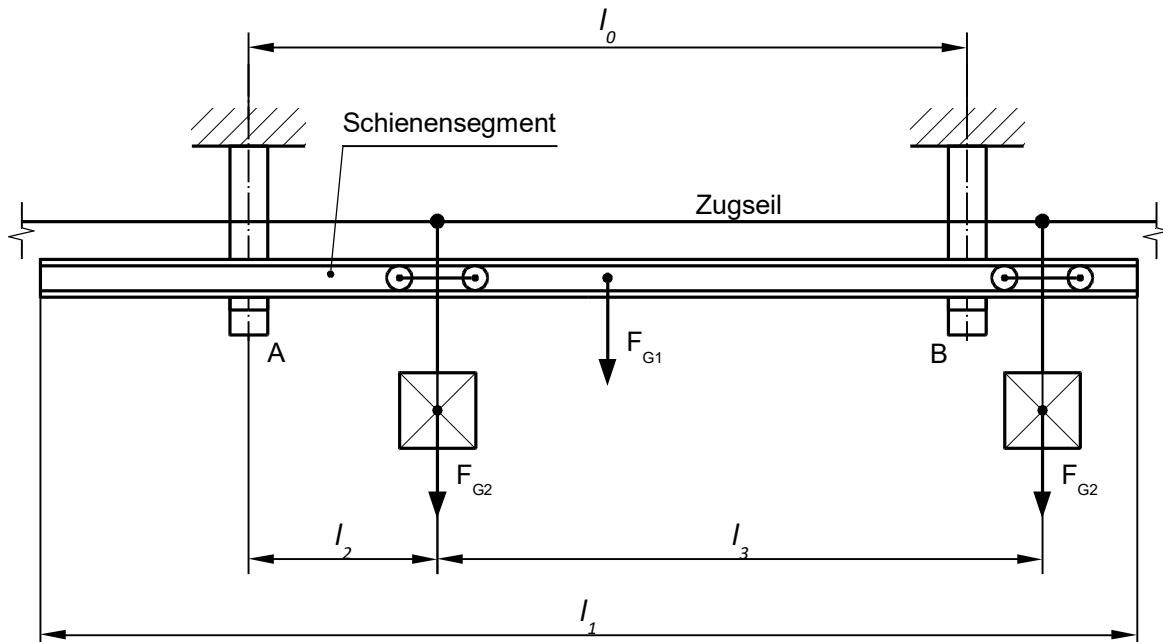




tgtm HP 2013/14-1: Hängeförderer

(Pflichtaufgabe)

Hängeförderer transportieren Lasten innerhalb einer Montagehalle. Die Bahn des Hängeförderers ist aus einzelnen, symmetrischen Schienensegmenten zusammengesetzt. Mit zusätzlichen Bögen und Kurven können die Schienensegmente erweitert werden, um beliebige Bahnen in der Waagerechten und in der Schräge zur Überbrückung einzelner Stockwerke abzubilden.



Abmessungen: $l_0 = 12\text{m}$ $l_1 = 20\text{m}$ $l_2 = 3\text{m}$ $l_3 = 10\text{m}$

Gewichtskräfte: $F_{G1} = 5,2\text{ kN}$ (wirkt symmetrisch am Schienensegment)
 $F_{G2} = 3\text{ kN}$

- 1 Konstruktion eines waagerechten Schienensegments mit Hängeförderer
- 1.1 Schneiden Sie das Schienensegment frei. 4,0
 Berechnen Sie die Auflagerkräfte F_A und F_B in der oben dargestellten Stellung.
- 1.2 Als Schienensegment kommt ein breiter I-Träger (IPB) aus S235 zum Einsatz. 4,0
 Bestimmen Sie den IPB-Träger für ein maximales Biegemoment von 20 kNm bei einer Sicherheitszahl von 1,5.
 Stellen Sie Ihre Lösung normgerecht dar.



2 Konstruktion eines Schienensegments mit Hängeförderer in der Schräge

Ein einzelner Hängeförderer wird über vier Laufräder im Profil des breiten I-Trägers geführt und durch ein Zugseil mit der Seilkraft F_S bewegt.

Abmessungen:

$$l_4 = 200 \text{ mm}; \quad l_5 = 240 \text{ mm}; \quad \alpha = 30^\circ$$

Durchmesser der Laufräder:

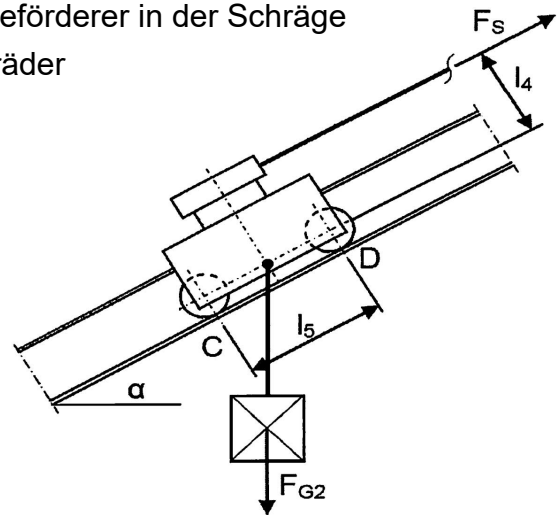
$$d_R = 80 \text{ mm}$$

Antriebsgeschwindigkeit:

$$v_{\max} = 0,5 \text{ m/s}$$

Gewichtskraft:

$$F_{G2} = 3 \text{ kN}$$



2.1 Zeichnen Sie den freigeschnittenen Hängeförderer. 3,0

2.2 Entwickeln Sie einen Lösungsansatz zur Ermittlung der Kräfte F_C und F_D an den Laufrädern sowie der Seilkraft F_S . 5,0

Ermitteln Sie diese.

2.3 Jedes Laufrad ist mit einem Rillenkugellager DIN 625 - 6204 gelagert. Bei einer angenommenen Radialbelastung von 1,3 kN ist die nominelle Lebensdauer auf 20 000 h ausgelegt.¹ 5,0

Weisen Sie nach, ob das Lager den Anforderungen standhält.

3 Antrieb der Förderanlage

Der Antrieb der Förderanlage erfolgt über einen Elektromotor. Zwischen Elektromotor und Seilantrieb befinden sich ein Stirnradgetriebe, ein Kegelradgetriebe und ein Flachriementrieb.

Daten Elektromotor:

$$n_M = 750 \text{ 1/min}$$

Daten 2-stufiges Stirnradgetriebe:

$$i_1 = i_2 = 3,5$$

$$\eta_1 = 0,85$$

Daten Kegelradgetriebe:

$$i_3 = 1$$

$$\eta_2 = 0,94$$

Daten Flachriementrieb:

$$d_1 = 100 \text{ mm}$$

$$\eta_3 = 0,9$$

Daten Seiltrommel:

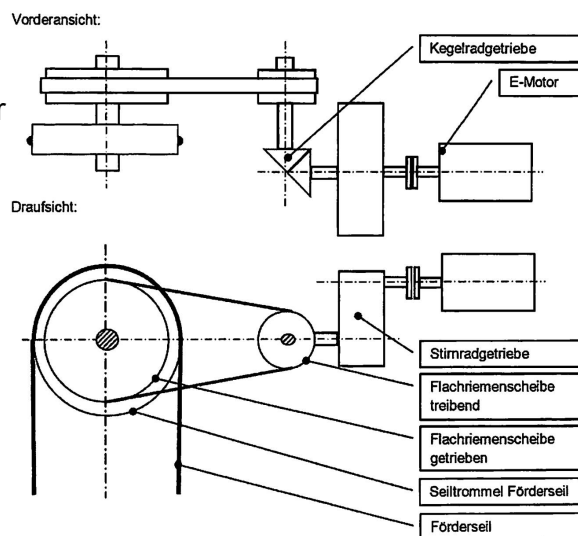
$$d_2 = 0,25 \text{ m}$$

$$\eta_4 = 0,95$$

Daten Seil:

$$v_{\text{Seil}} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$F_{\text{Seil}} = 7,5 \text{ kN}$$



3.1 Berechnen Sie das Gesamtübersetzungsverhältnis. 3,0

3.2 Bestimmen Sie den Durchmesser der getriebenen Flachriemenscheibe. 3,0

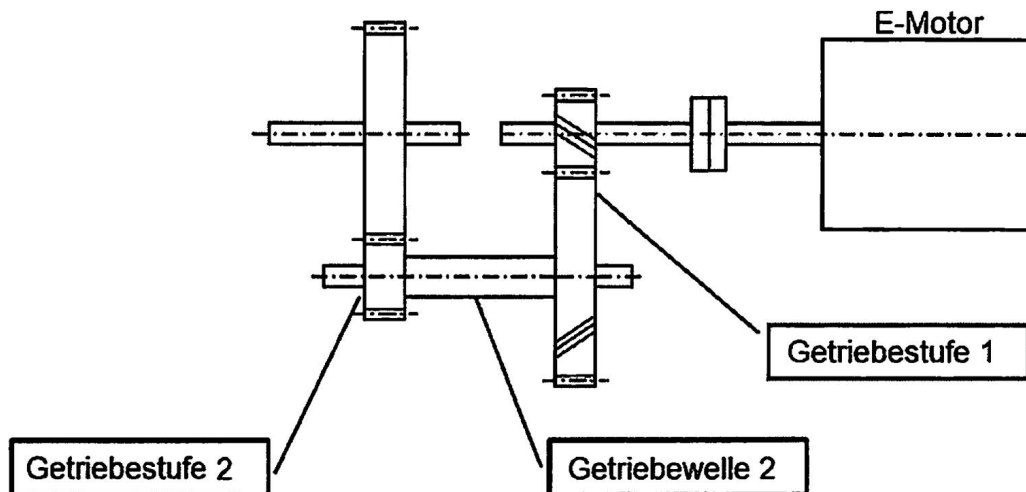
3.3 Berechnen Sie die tatsächlich erforderliche Leistung des Elektromotors. 3,0

¹ Im Original ist die Schreibweise „20.000 h“ verwendet. Warum ich sie nicht übernehme, steht im Lösungsvorschlag.



3.4 Das Stirnradgetriebe besteht aus zwei Stufen.

5,0



Skizze: 2-stufiges Zahnradgetriebe

Entwerfen Sie eine mögliche Wellenlagerung für die im Arbeitsblatt 1 dargestellte Getriebewelle 2 unter Benennung der verwendeten Bauteile.

Berücksichtigen Sie eine Fest- / Loslagerung und die Axialkräfte der Schrägverzahnung.

3.5 Das erste Zahnrad der Getriebestufe 1 soll mit einer Passfeder DIN 6885-B auf der Antriebswelle gefügt werden.

5,0

Gehen Sie hierbei von folgenden Daten aus:

$P_{E-Motor}$	=	5,5 kW
d_{Welle}	=	30 mm
p_{zul}	=	48 N/mm ²
T_{azul}	=	40 N/mm ²

Dimensionieren Sie die Passfeder.

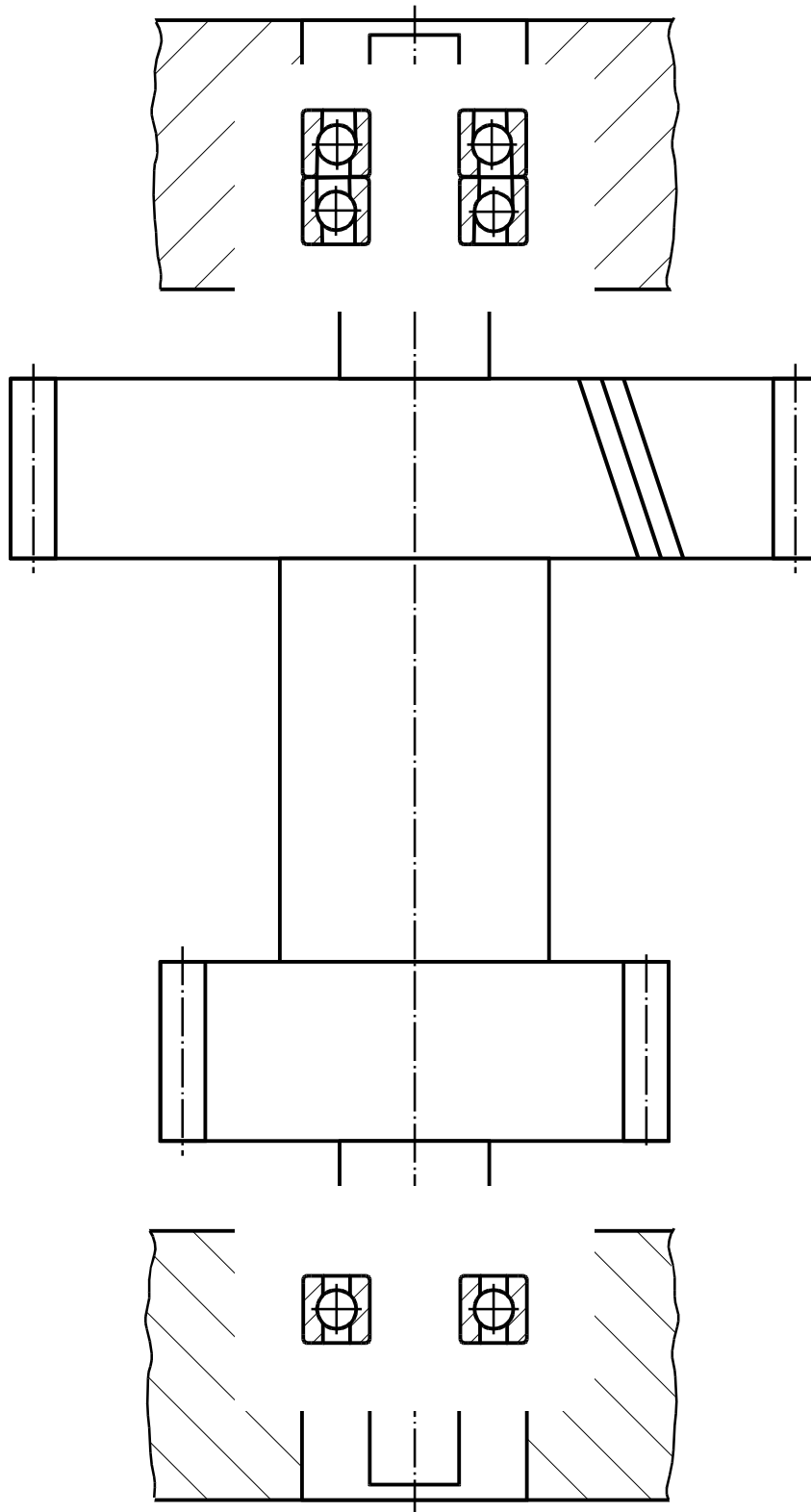
Benennen Sie diese normgerecht.

40,0



Arbeitsblatt 1

Zu Aufg. 3.4 Wellenlagerung Getriebewelle 2





Lösungsvorschläge

tgtm-special

Statik (12 P): Benannte BG freimachen; Auflagerkräfte;

Festigkeit (9 P): IPB-Profil gegen Biegung; Passfeder gegen Flächenpressung und Scherung

ME (10 P): Wälzlager prüfen; Wellenlagerung entwerfen mit Fest- und Loslager, Punkt- und Umfangslast, axialer Sicherung

Getriebe (9 P): ungewöhnliche Nummerierung

1 Schienensegment

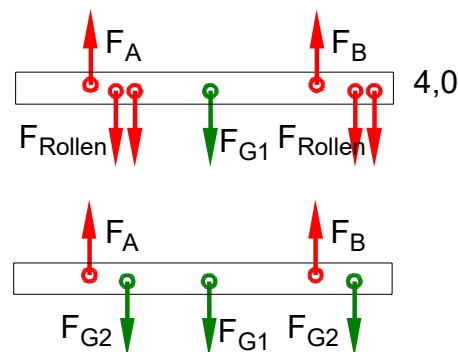
1.1 Lageskizze des freigemachten Schienensegments :

Hinweis 1: Für die Berechnung der Auflagerkräfte ist die Lageskizze eines Schienensegmentes weniger geeignet, da erst die Rollenkräfte ermittelt werden müssten.

Deshalb wird zur Berechnung die Lageskizze des Schienensegments um beide Laufwagen mit Lasten erweitert.

Annahme 2: F_{G1} liegt mittig zwischen den Lagern A und B.

Annahme 3: Das Zugseil überträgt keine Kräfte auf Laufwagen oder Lasten.



$$M_A = 0 = -F_{G2} \cdot l_2 - F_{G1} \cdot \frac{l_0}{2} + F_B \cdot l_0 - F_{G2} \cdot (l_2 + l_3) \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_{G2} \cdot l_2 + F_{G1} \cdot l_0 / 2 + F_{G2} \cdot l_2 + l_3}{l_0} = \frac{3 \text{ kN} \cdot 3 \text{ m} + 5,2 \text{ kN} \cdot 12 \text{ m} / 2 + 3 \text{ kN} \cdot (3 + 10) \text{ m}}{12 \text{ m}} = 6,6 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = +F_A - F_{G2} - F_{G1} + F_B - F_{G2} \Rightarrow$$

$$F_A = +F_{G1} + 2 \cdot F_{G2} - F_B = +5,2 \text{ kN} + 2 \cdot 3 \text{ kN} - 6,6 \text{ kN} = 4,6 \text{ kN}$$

1.2 I-Träger : $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S235)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 282 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\rightarrow [\text{EuroTabM}] \text{ „Biegebeanspruchung“})$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow \sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{282 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 188 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{20 \text{ kNm}}{188 \text{ N/mm}^2} = 106,4 \text{ cm}^3$$

Gewählt: I-Profil DIN 1025 – S235 – IPB 120 oder Euronorm 53-62: HE 120 B mit $W_x = 144 \text{ cm}^3$ (\rightarrow [EuroTabM] „DIN 1025“ oder „IPB-Träger“).

Hinweis 4: Jede Lösung muss, soweit sinnvoll, normgerecht dargestellt sein, z.B. mit Einheiten und Formelzeichen nach DIN 1304. Hier ist gemeint, dass das gewählte Profil normgerecht bezeichnet werden soll.

2 Hängeförderer

2.1 Hinweis 5: Lageskizze statt Zeichnung genügt, siehe rechts.²

2.2 Hinweis 6: Hier sind alle Kräfte auf die Achsen bezogen.

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha = 3 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 1,50 \text{ kN}$$

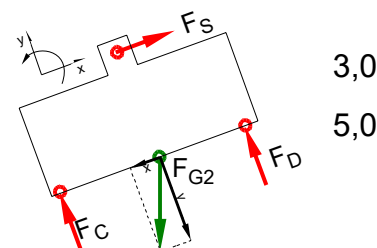
$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha = 3 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ = 2,60 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{CIS} = 0 = -F_{Gy} \cdot \frac{l_5}{2} - F_{Gx} \cdot l_4 + F_D \cdot l_5 \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_{Gy} \cdot \frac{l_5}{2} - F_{Gx} \cdot l_4}{l_5} = \frac{2,6 \text{ kN} \cdot \frac{240 \text{ mm}}{2} + 1,5 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm}}{240 \text{ mm}} = 2,55 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_S - F_{Gx} \Rightarrow F_S = F_{Gx} = 1,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_C - F_{Gy} + F_D \Rightarrow F_C = F_{Gy} - F_D = 2,6 \text{ kN} - 2,55 \text{ kN} = 0,05 \text{ kN}$$



2 Die Skizze ist flacher gezeichnet als im Technikscha, damit man leichter erkennt, dass α bei F_{G2y} liegt.



Die Durchmesser d_R der Laufräder spielen keine „Rolle“, da Normalkräfte auf Räder (hier: F_C und F_D) immer auch durch den Mittelpunkt des Rades wirken.

2.3 Rillenkugellager

Schritt 1: Drehzahl

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow$$

$$n_R = \frac{v_{max}}{\pi \cdot d_R} = \frac{0,5 \text{ m/s}}{\pi \cdot 80 \text{ mm}} = 1,99 \text{ s}^{-1} = 119,4 \text{ min}^{-1}$$

Schritt 2: Radialkraft

Ist hier gegeben mit $F_r = 1,3 \text{ kN}$

Schritt 3: Dynamisch äquivalente Belastung P (reine Radialbelastung $\rightarrow x = 1$ und $y = 0$;))

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a = 1 \cdot F_r + 0 \cdot F_a = 1 \cdot 1,3 \text{ kN} = 1,3 \text{ kN}$$

Schritt 4: Dynamische Tragzahl C

aus der Wälzlager-tabelle für 6204: $C = 10 \text{ kN}$

Schritt 5: Verhältnis dynamischer Tragzahl C zu äquivalenter Belastung P

$$\frac{C}{P} = \frac{10 \text{ kN}}{1,3 \text{ kN}} = 7,7$$

Schritt 6: Nominelle Lebensdauer

Entweder aus der Leitertafel ($L_{10h} \approx 64\,000 \text{ h}$) oder

mit der Zahlenwertgleichung³ und $p = 3$ für Wälzlager (\rightarrow Formelsammlung)

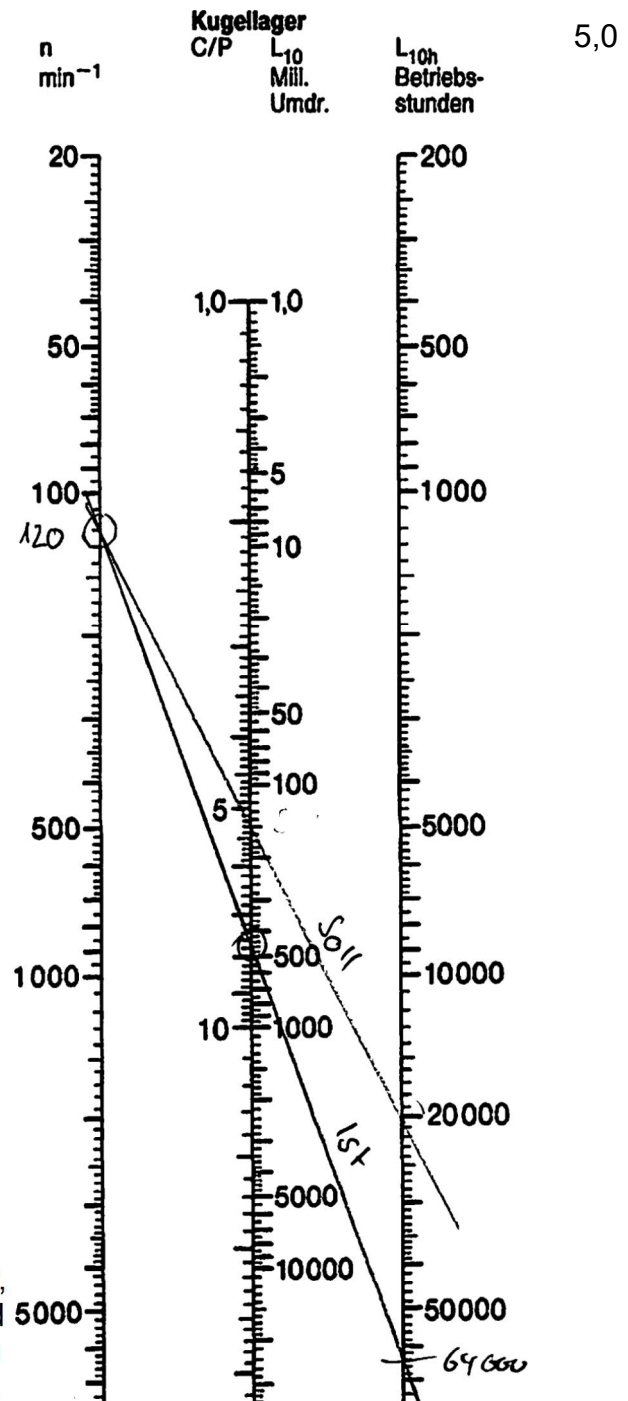
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 119,4 [\text{min}^{-1}]} \cdot \left(\frac{10 [\text{kN}]}{1,3 [\text{kN}]} \right)^3 = 63535 [\text{h}]$$

Das ermittelte L_{10h} reicht für die geforderte nominelle Lebensdauer aus, unabhängig davon, ob man die Schreibweise „20.000 h“ als „20 000 h“ oder „20,000 h“ interpretiert.

Hinweis 7: In der Originalaufgabe wurde die Schreibweise „20.000 h“ für „20 000 h“ verwendet, die im Maschinenbau bisher nicht üblich war⁴, und die ich wegen der Verwechslungsgefahr zwischen Punkt und Komma auch nicht verbreiten möchte⁵.

In BWL ist die Verwechslungsgefahr vermutlich nicht gegeben, weil Währungen praktisch immer 2 Nachkommastellen haben, die man kaum mit den 3 Stellen eines Tausenderblocks verwechseln kann.

- 3 In Zahlenwertgleichungen ist die Umrechnung der Einheiten "eingebaut", deshalb müssen die Werte in der richtigen Einheit [hier in eckigen Klammern] eingesetzt werden, dürfen aber nicht mehr umgerechnet werden.
- 4 Im Maschinenbau verwendet man bisher die Schreibweise mit Leerstelle („20 000 h“ für „20000 h“) gemäß Duden: „Ganze Zahlen aus mehr als drei Ziffern können von der Endziffer aus durch Zwischenräume in dreistellige Gruppen gegliedert werden“ (\rightarrow [Duden 2006], S.100, „ \rightarrow Zahlen und Ziffern“).
- 5 In Zeichnungen für den Weltmarkt werden auch US-Normen verwendet, und dort bedeuten „20.000 mm“ eben nicht „20 m“, sondern „20 mm“.





3 Antrieb

Hinweis 8: Die Angaben „Vorderansicht“ und „Draufsicht“ in der Skizze des Antriebs sollte man als freundliches Entgegenkommen werten und nicht als Aufforderung, die Projektionsmethoden nicht mehr zu lernen.

3.1 Gesamtübersetzung

3,0

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n_{Trommel} = \frac{v_{Seil}}{\pi \cdot d_2} = \frac{0,5 \text{ m/s}}{\pi \cdot 0,25 \text{ m}} = 0,637 \text{ s}^{-1} = 38,2 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{750 \text{ min}^{-1}}{38,2 \text{ min}^{-1}} = 19,6$$

3.2 Durchmesser der getriebenen Flachriemenscheibe

3,0

$$i_{ges} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_{Flach} \Rightarrow i_{Flach} = \frac{i_{ges}}{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3} = \frac{19,6}{3,5 \cdot 3,5 \cdot 1} = 1,60$$

$$i_{Flach} = \frac{d_{2Flach}}{d_1} \Rightarrow d_{2Flach} = d_1 \cdot i_{Flach} = 100 \text{ mm} \cdot 1,60 = 160 \text{ mm}$$

3.3 Motorleistung

3,0

$$\eta_{ges} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,85 \cdot 0,94 \cdot 0,90 \cdot 0,95 = 0,683$$

$$P_{Seil} = F_{Seil} \cdot v_{Seil} = 7,5 \text{ kN} \cdot 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3,75 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_{Seil}}{\eta_{ges}} = \frac{3,75 \text{ kW}}{0,683} = 5,5 \text{ kW}$$

Hinweis 9: Üblicherweise werden in Getriebeaufgaben Getriebe, Zahnräder und Riemenscheiben in der Reihenfolge des Kraftflusses nummeriert. Wenn also der Durchmesser der treibenden Riemenscheibe d_1 heißt, wäre der Durchmesser der getriebenen Scheibe d_2 . In Aufgabe 3 ist dies nicht so und auch die unterschiedlichen Indices i_3 und η_2 für das gleiche Kegelradgetriebe sind eher ungewöhnlich. Natürlich führt das bei den Lösungen zu Verwechslungen und daraus sollte man mindestens zwei Schlussfolgerungen ziehen.

- Wahllose Nummerierungen, Bezeichnungen usw. sind vorhersehbare Fallstricke (= Fehlerquellen) bei jeder Form der Arbeit. Wer die Wahl hat und systematisch vorgeht, reduziert also seine Fehlerquote, auch im Berufsleben.
- Wenn man keine Wahl hat, sollte man eine alte Schülerregel beherzigen:
Wer Aufgaben sorgfältig liest, hat Vorteile...



3.4 Fest-/Loslager

5,0

Die beiden Schrägkugellager (2) sind für große Axialkräfte, also für das Festlager geeignet und müssen in der Nabe und auf der Welle axial festgelegt werden.

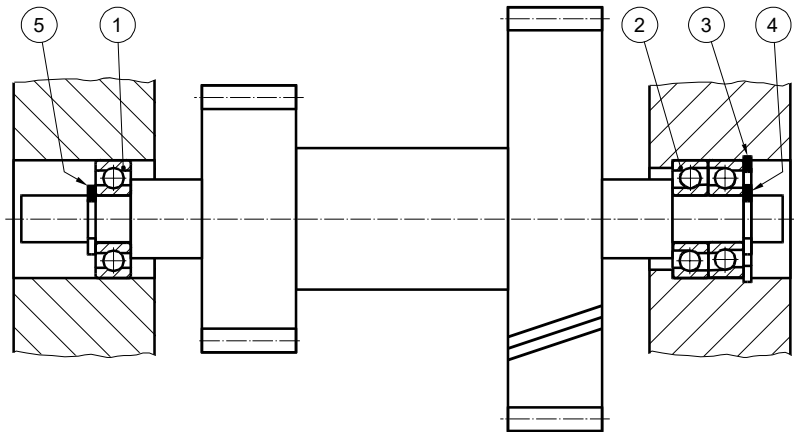
Das Rillenkugellager (1) kann zwar nur kleine axiale Kräfte aufnehmen, aber das schließt aus, dass es axiale Bewegungen durch Wärmeausdehnung usw. „in sich“ aufnehmen kann,

wie z.B. manche Zylinderrollenlager. Die axiale Beweglichkeit muss durch einen lockeren Lagersitz (= Spielpassung) realisiert werden.

Zwischen Rikula und Welle darf die Spielpassung nicht liegen, weil sich Welle und Radialkraft relativ zueinander bewegen (= Umfangslast). Deshalb neigt der innere Laufring des Lagers zum Wandern und Fressen auf der Welle und das muss durch einen festen Sitz verhindert werden.

Die Spielpassung muss also zwischen Rikula und Nabe gelegt werden. Die Art der Passung erkennt man in einer Zeichnung ohne Bemaßung zwar nicht, aber sichtbar wird, dass das Rikula (1) Raum für axiale Bewegungen in der Nabe hat.

Zur axialen Sicherung werden hier Absätze auf der Welle und in der Nabe und Sicherungsringe für Naben (3) bzw. für Wellen (4, 5) verwendet. Ob die Sicherungsringe (3, 4) den axialen Kräften standhalten können, muss ein Schüler mangels Erfahrung nicht wissen. Auf den Sicherungsring (5) kann man ggfs. verzichten, wenn das Rikula (1) mit einer ausreichend festen Übermaßpassung fixiert ist.



3.5 Passfeder

5,0

Maße einer Passfeder DIN 6885-B für Wellen $\varnothing 30$ (\rightarrow [EuroTabM] „Passfeder“):
 $b = 8 \text{ mm}$; $h = 7 \text{ mm}$; $t_1 = 4 \text{ mm}$

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_t = \frac{P_{E-Mot}}{2\pi \cdot n_M} = \frac{5,5 \text{ kW}}{2\pi \cdot 750 \text{ min}^{-1}} = 70,0 \text{ Nm}$$

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_{Pass} = \frac{2 \cdot M_t}{d} = \frac{2 \cdot 70,0 \text{ Nm}}{30 \text{ mm}} = 4,67 \text{ kN}$$

Gegen Scherung:

$$\tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{S} \Rightarrow S_{erf} = \frac{F_{Pass}}{\tau_{azul}} = \frac{4,67 \text{ kN}}{40 \text{ N/mm}^2} = 116,7 \text{ mm}^2$$

$$S = l \cdot b \Rightarrow l_{erf} = \frac{S_{erf}}{b} = \frac{116,7 \text{ mm}^2}{8} = 14,6 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_{Pass}}{p_{zul}} = \frac{4,67 \text{ kN}}{48 \text{ N/mm}^2} = 97,3 \text{ mm}^2$$

$$A = l \cdot (h - t_1) \Rightarrow l_{erf} = \frac{A_{erf}}{h - t_1} = \frac{97,3 \text{ mm}^2}{7 \text{ mm} - 4 \text{ mm}} = 32,4 \text{ mm}$$

Gewählt: DIN 6885 – B – 8x7x36 mit $l = 36 \text{ mm}$