

Ein Parallelkettentrieb K soll durch ein Klinkenschaltwerk schrittweise bewegt werden. Dazu wird der Antriebszylinder 2 in  $A_0$  gelenkig im Gestell 1 gelagert. Fährt nun die Kolbenstange 3 aus, so führt der Klinkenhebel 4, an dem sie in B angelenkt ist, den Schaltwinkel  $\psi$  um seinen Drehpunkt  $B_0$  aus, und die Klinke 5, die am Klinkenhebel 4 gelenkig befestigt ist, dreht das Klinkenrad 6 und damit die Kettenräder 7 um den gewünschten Schaltwinkel  $\psi$ . An der Antriebswelle ist eine pneumatisch betätigte Indexierung 8 und am Antriebszylinder 2 eine Hubverstellung vorzusehen, um einen genauen Schaltwinkel  $\psi$  zu ermöglichen.

Gegebene Daten:

1. Schaltwinkel $\psi$ in $^\circ$	2. Zugkraft je Kette in N
24   30   36   40   45   48   60	300   350   400   450   500   550   600
<del>X</del>	<del>X</del>
3. Schalttakte in $\text{min}^{-1}$	4. Kettenabstand b in mm
10   12   15   18   22   25   30	200   250   300   350   400   450   500
<del>X</del>	<del>X</del>

Verlangt:

- Nachrechnung der Rollenkette ... B x 350 DIN 8187,
- Ermittlung der Zähnezahlen des Klinkenrades, der Kettenräder und des Indexrades,
- Auswahl des Antriebszylinders, evtl. Tandemzylinder,
- Dimensionierung der Antriebswelle,
- Lagerauswahl,
- Gestaltung der Antriebsseite mit allen erforderlichen Ansichten und Schnitten im Maßstab 1: 1. Als Gestell ist ein geschraubter Rahmen vorzusehen. Die Ketten sind in Gleitschienen abzustützen.

K

a) Nachrechnung der Rollenkette

$$F_{\text{Zul}} = \frac{F_{\text{Bruch}}}{\nu} \geq F_{\text{Uke}}$$

$$\Leftrightarrow F_{\text{Bruch}} \geq \nu \cdot F_{\text{Uke}}$$

$F_{\text{Uke}}$  Umfangskraft am Kettenrad (Teilkreis)  
 $\cong$   
 Zugkraft je Kette

$\nu = 8$  bei gleichmäßiger Belastung

$\nu = 11$  bei leicht stoßweiser Belastung

$\nu = 15$  bei stark stoßweiser Belastung

geg:  $F_{\text{Uke}} = 450 \text{ N}$

mittlere Stöße  $\Rightarrow$  gewählt:  $\nu = 12$

$$F_{\text{Bruch}} \geq 12 \cdot 450 \text{ N} = 5400 \text{ N}$$

gewählt: (Roloff S. 187)

Rollenkette DIN 8187 - 06B - 1 x 350

mit Bruchkraft  $F_{\text{Bruch}} = 9100 \text{ N} > 5400 \text{ N}$

b) Ermittlung der ZähnezahlenKettenrad

geg: Schaltwinkel  $\gamma = 60^\circ$   
 kleinste Zähnezahl  $Z_{kmin} = 28$   
 (wegen Polygoneffekt)

$$\text{Schalttakts pro Umdrehung } i_t = \frac{360^\circ / \text{Umdr.}}{60^\circ / \text{Schalttakt}} = \frac{360^\circ \cdot \text{Schalttakt}}{\text{Umdreh.} \cdot 60^\circ} = 6 \frac{\text{Schalttakts}}{\text{Umdrehung}}$$

$$\text{Schaltzähnezahl } Z_{ske} \text{ (Kettenrad) gewählt: } 6 \frac{\text{Zähne}}{\text{Schalttakt}}$$

$$\begin{aligned} \text{Zähnezahl } Z_{ke} \text{ (Kettenrad)} &= i_t \cdot Z_{ske} = 6 \frac{\text{Schalttakts}}{\text{Umdrehung}} \cdot 6 \frac{\text{Zähne}}{\text{Schalttakt}} \\ &= 36 \frac{\text{Zähne}}{\text{Umdrehung}} > 28 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \text{Teilkreis-}\phi \text{ } d_{pk} = 109,29 \text{ mm (für Ketten-Nr. 06 B)}$$

$$\text{Drehzahl } n = 12 \frac{\text{Schalttakts}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ Umdrehung}}{6 \text{ Schalttakts}} = 2 \frac{\text{Umdrehungen}}{\text{min}}$$

Wlinderad

Zähnezahl pro Umdrehung	Zähnezahl pro Schalttakt
36	6
72	12
24	4
18	3
12	2 ← gewählt
6	1

Faktor
1
2
0,8
0,5
0,33
0,166

36

1

6

72

2

12

24

0,8

4

18

0,5

3

12

0,33

2

6

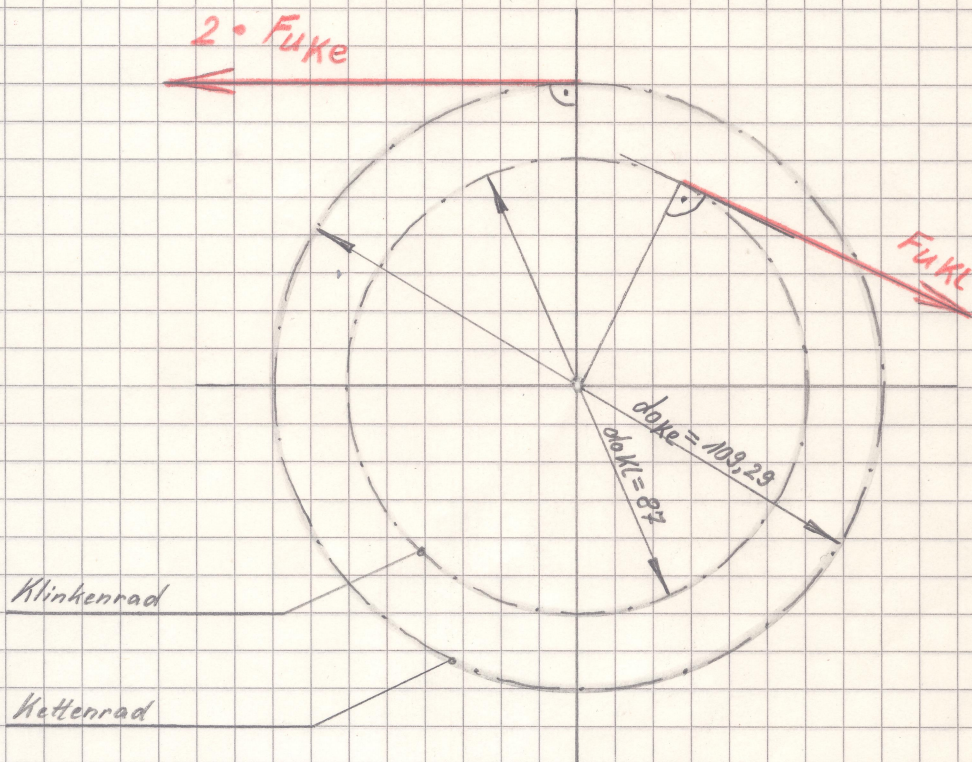
0,166

1

Indexrad

6 Teilungen

(entsprechend Anzahl Schalttakts pro Umdrehung)

Berechnung der Umfangskraft  
am Klinkenrad  $F_{uKl}$ 

$$2 F_{uKe} \cdot \frac{1}{2} d_{0Ke} = F_{uKl} \cdot \frac{1}{2} d_{0Kl}$$

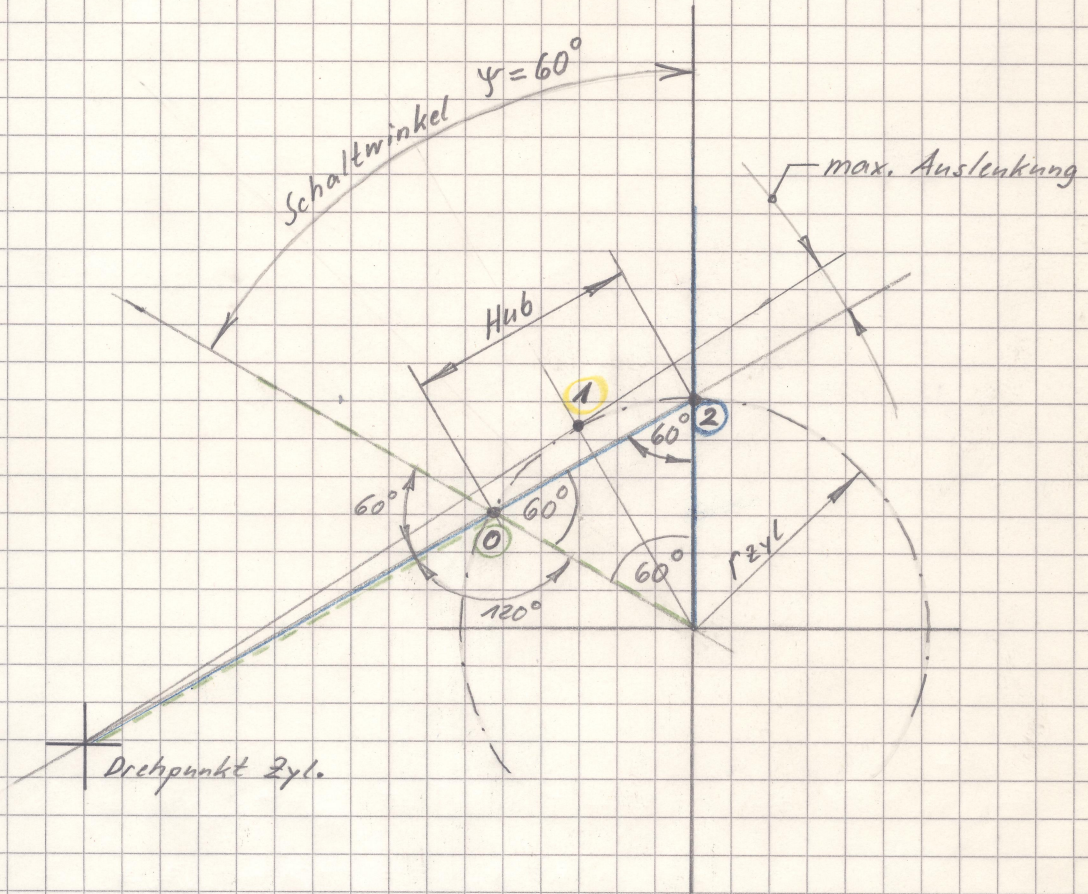
$$\Leftrightarrow F_{uKl} = \frac{2 \cdot F_{uKe} \cdot d_{0Ke}}{d_{0Kl}}$$

$$F_{uKl} = \frac{2 \cdot 450 \text{ N} \cdot 109,29 \text{ mm}}{87 \text{ mm}} = \underline{\underline{1131 \text{ N}}}$$



c) Anwahl des Antriebszylinders

Bestimmung von Hublänge u. Angriffswinkel  $\epsilon$



0... Anfangsstellung

1... Zwischenstellung

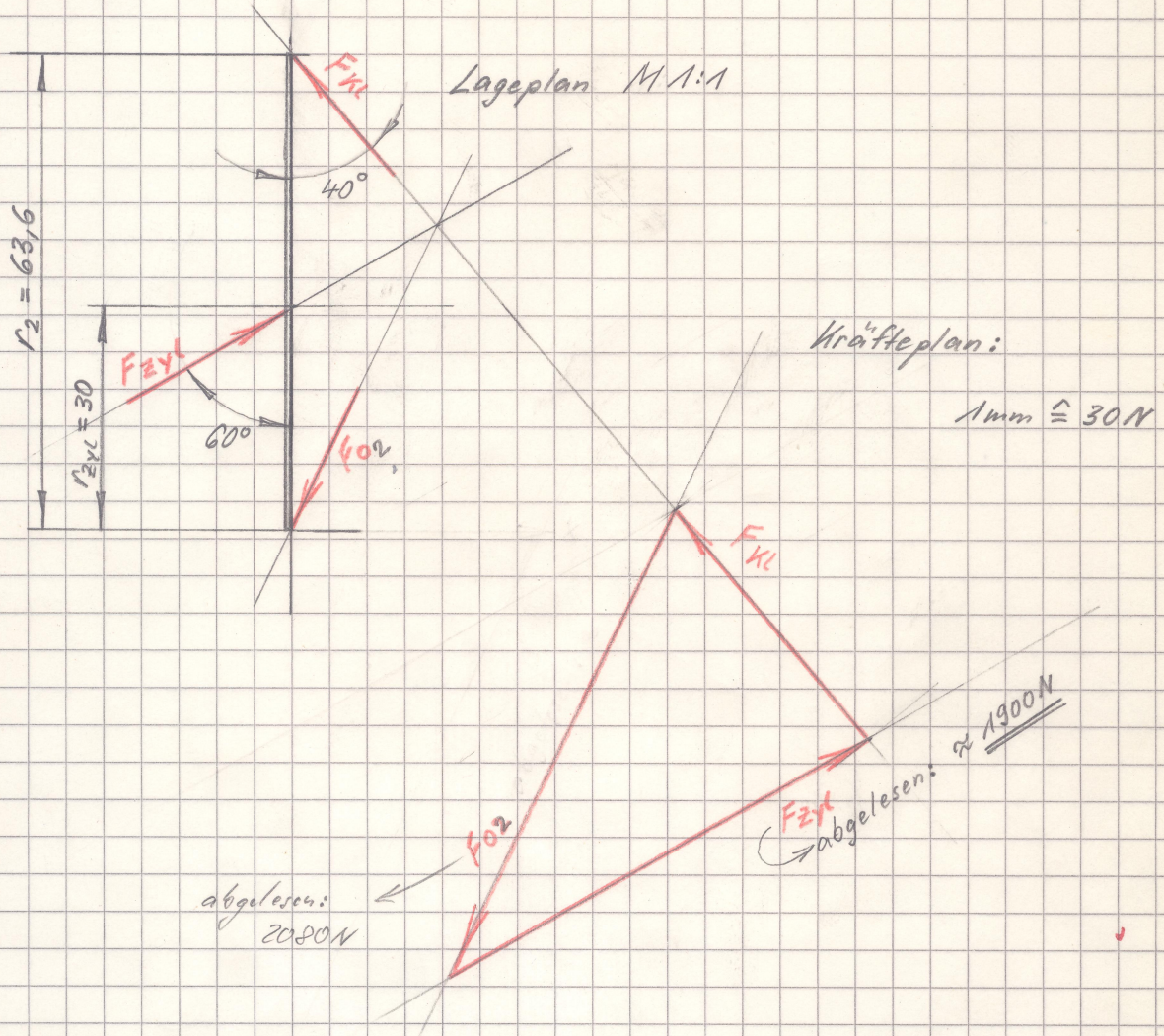
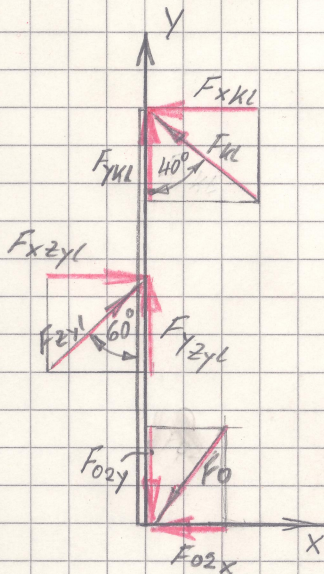
2... Endstellung

$$\epsilon_{\text{min, ist}} = 60^\circ > 50^\circ = \epsilon_{\text{min, soll}}$$

gleichseitiges Dreieck  $\Rightarrow$  Hublänge =  $r_{\text{Zyl.}} = 30 \text{ mm}$

Ermittlung der Zylinderkraft

(zeichnerisch; 3 KV)

(rechnerisch; Komponentenzersetzung  $\rightarrow$  Momentengleichung)

$$F_{yKL} = F_{KL} \cdot \cos 40^\circ = 1204 \text{ N} \cdot \cos 40^\circ = 922 \text{ N}$$

$$F_{xKL} = F_{KL} \cdot \sin 40^\circ = 1204 \text{ N} \cdot \sin 40^\circ = 774 \text{ N}$$

$$F_{xZYL} = \frac{r_2 \cdot F_{yKL}}{r_{ZYL}} = \frac{63,6 \cdot 774 \text{ N}}{30} = 1641 \text{ N}$$

$$F_{ZYL} = \frac{F_{xZYL}}{\sin 60^\circ} = \frac{1641 \text{ N}}{\sin 60^\circ} = \underline{\underline{1895 \text{ N}}}$$

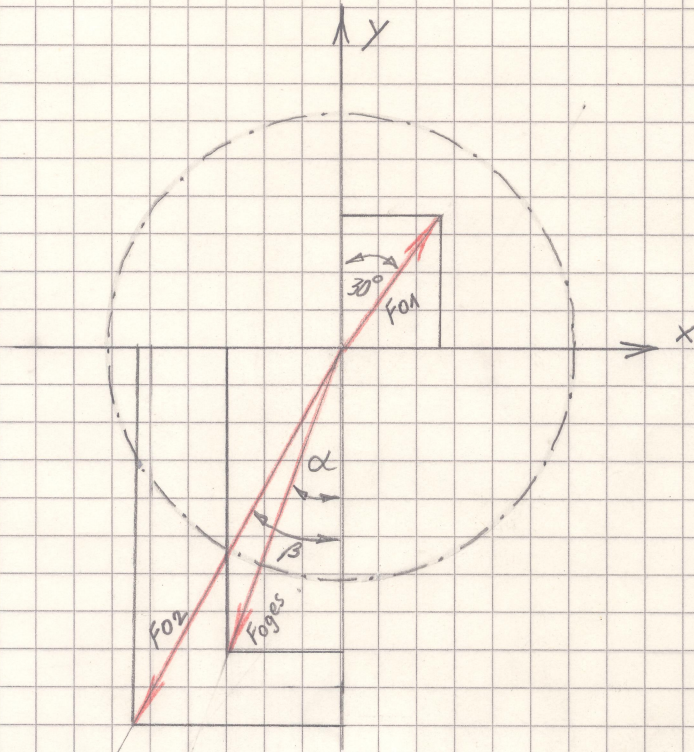
$$F_{yZYL} = F_{ZYL} \cdot \cos 60^\circ = 1895 \text{ N} \cdot \cos 60^\circ = 947 \text{ N}$$

gewählt: Tandemzylinder DTC-50

mit... Kolben- $\varnothing$  50mm

Hublänge 1... 400 (erford. 30mm)

Schubkraft 2060N (erford. 1895N)

Ermittlung von  $F_{ges}$  am Klinkenrad  
(rechnerisch)

$$F_{02x} = F_{x2yl} - F_{xkl} = 1641 \text{ N} - 774 \text{ N} = 867 \text{ N} \wedge \vec{F}_{02x} < 0$$

$$F_{02y} = F_{y2yl} + F_{ykl} = 947 \text{ N} + 922 \text{ N} = 1869 \text{ N} \wedge \vec{F}_{02y} < 0$$

$$F_{01x} = F_{01} \cdot \sin 30^\circ = 412 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ = 206 \text{ N}$$

$$F_{01y} = F_{01} \cdot \cos 30^\circ = 412 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 357 \text{ N}$$

$$F_{gesx} = F_{01x} + F_{02x} = 206 \text{ N} + (-867 \text{ N}) = -661 \text{ N}$$

$$F_{gesy} = F_{01y} + F_{02y} = 357 \text{ N} + (-1869 \text{ N}) = -1512 \text{ N}$$

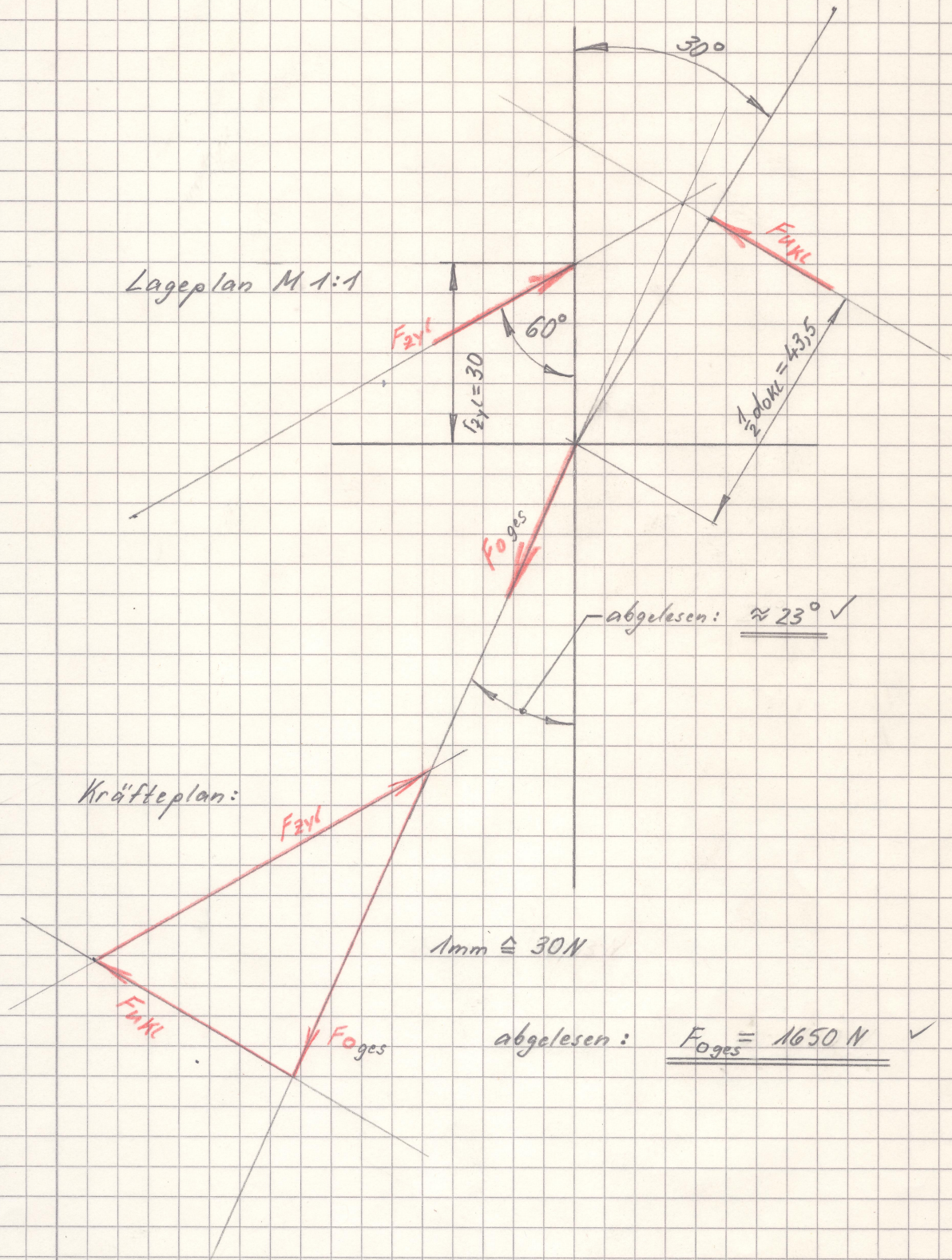
$$|F_{ges}| = \sqrt{661^2 + 1512^2} \text{ N} = \underline{\underline{1650 \text{ N}}}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{F_{gesx}}{F_{gesy}}\right) = \underline{\underline{23,6^\circ}}$$

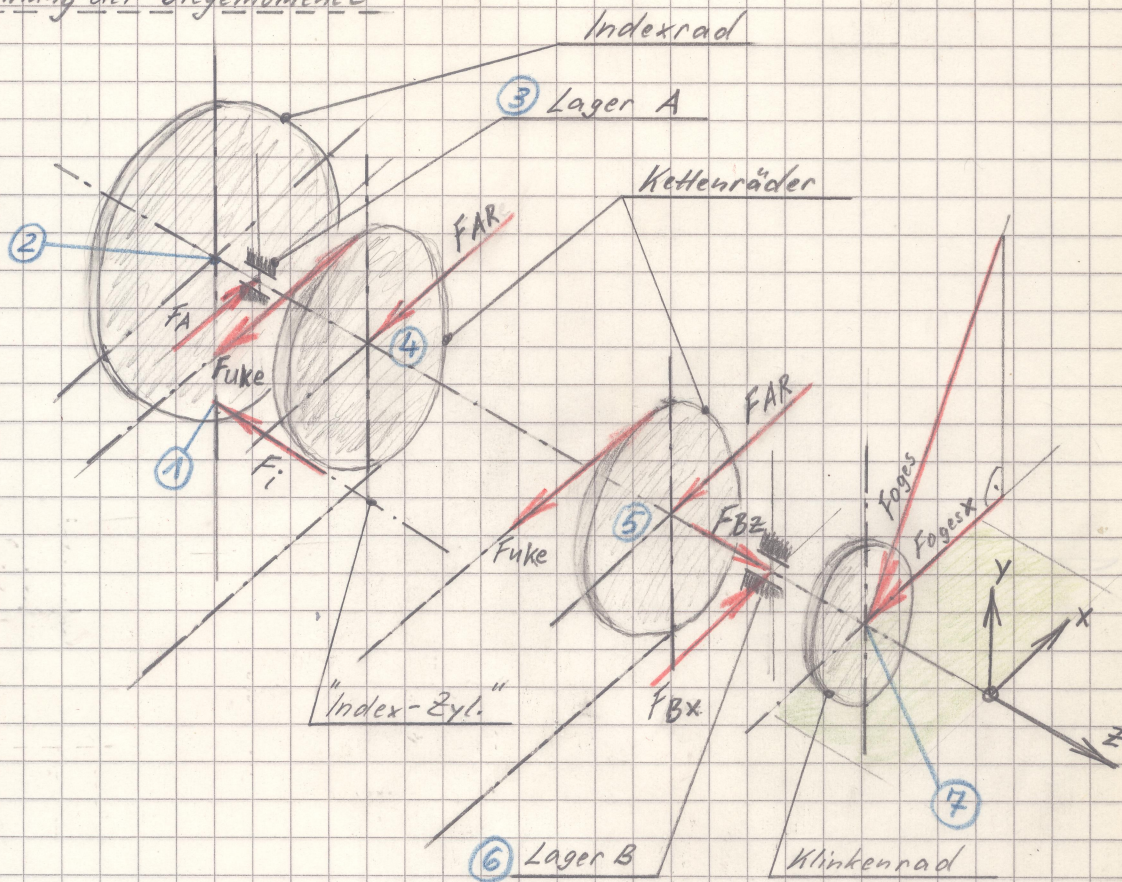


Ermittlung von  $F_{ges}$  am Klinkenrad

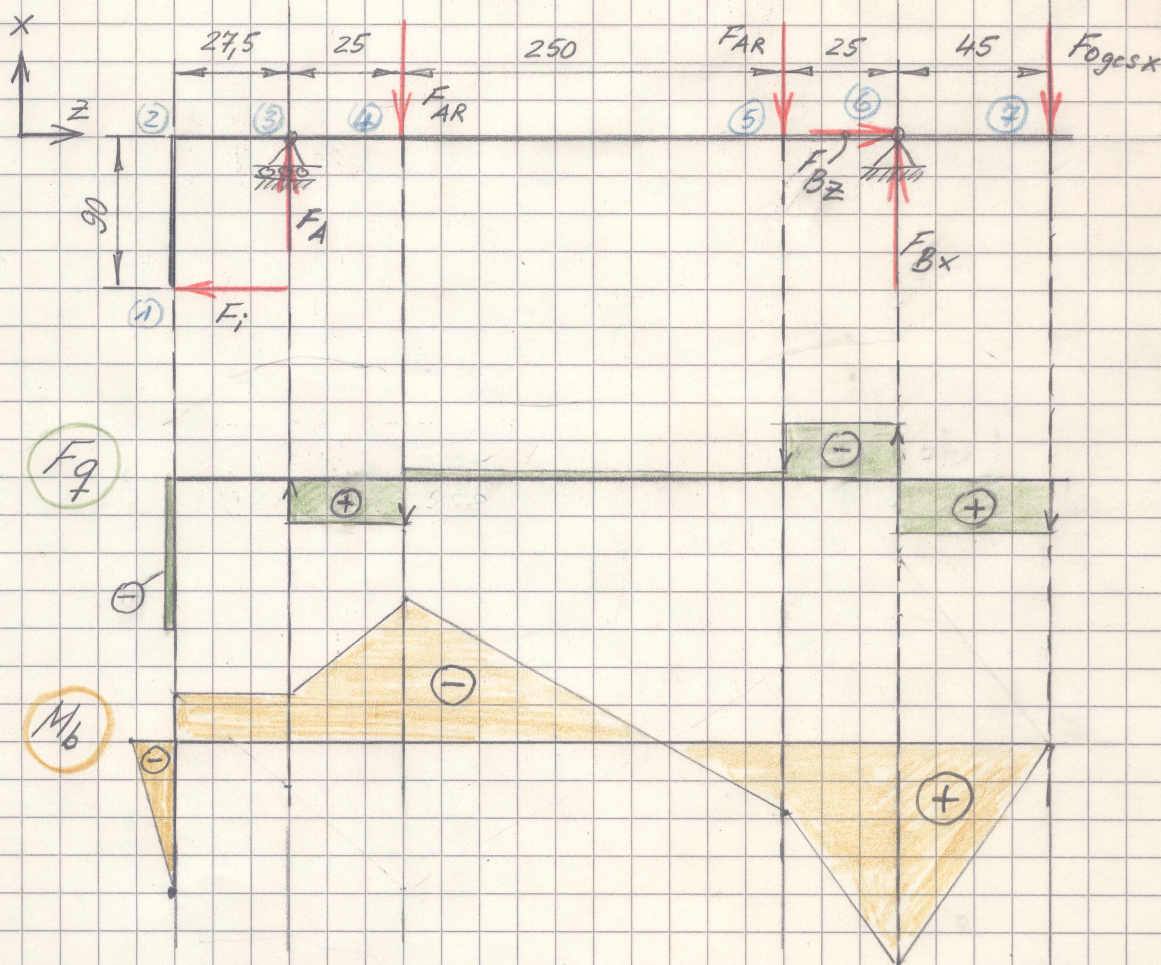
(zeichnerisch; 3KV)



Ermittlung der Biegemomente



X-Z - Ebene:



Ermittlung der Biegemomente

Näherung: (vergleichsweise Zahnriemen)

$$F_{AR} \approx 1,5 F_n = 1,5 \cdot F_{nke} = 1,5 \cdot 450 \text{ N} = \underline{\underline{675 \text{ N}}}$$

$$F_i = 58 \text{ N} \quad (\text{gewählt: Zyl-}\phi 12)$$

$$\sum F_z = 0: F_i + F_{Bz} = 0 \Leftrightarrow F_{Bz} = F_i = \underline{\underline{58 \text{ N}}}$$

$$\sum M_{(3)} = 0:$$

$$90 F_i + 25 F_{AR} + 275 F_{AR} - 300 F_{Bx} + 345 F_{ogesx} = 0$$

$$90 \cdot 58 \text{ N} + 25 \cdot 675 \text{ N} + 275 \cdot 675 \text{ N} - 300 F_{Bx} + 345 \cdot 661 \text{ N} = 0$$

$$\Leftrightarrow \frac{435765 \text{ Nmm}}{300 \text{ mm}} = F_{Bx} = \underline{\underline{1453 \text{ N}}}$$

$$\sum F_x = 0:$$

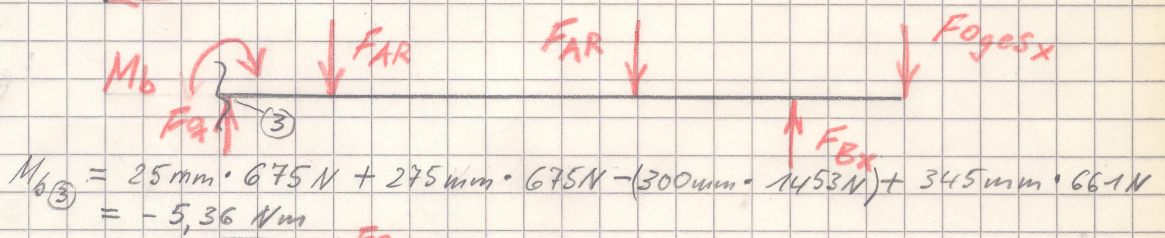
$$2 F_{AR} + F_{ogesx} - F_{Bx} - F_A = 0$$

$$\Leftrightarrow 1350 \text{ N} + 661 \text{ N} - 1453 \text{ N} - F_A = 0$$

$$\Leftrightarrow F_A = \underline{\underline{558 \text{ N}}}$$

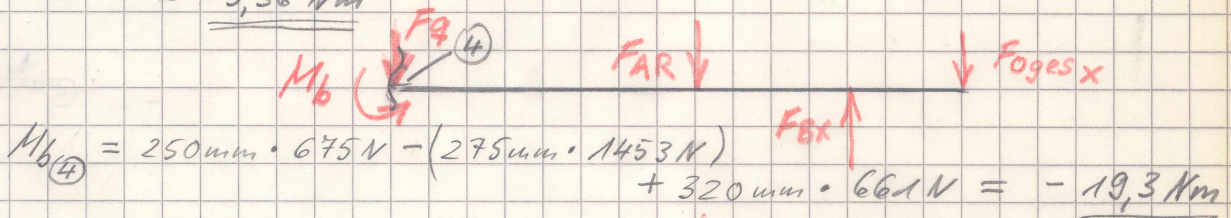
$$M_{b(1)} = 0$$

$$M_{b(2)} = -58 \text{ N} \cdot 90 \text{ mm} = \underline{\underline{-5,22 \text{ Nm}}}$$

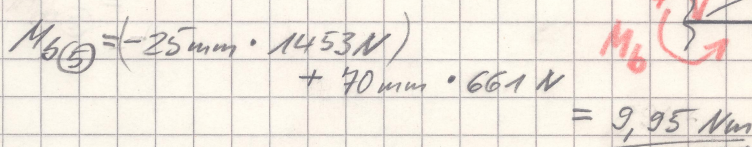


$$M_{b(3)} = 25 \text{ mm} \cdot 675 \text{ N} + 275 \text{ mm} \cdot 675 \text{ N} - (300 \text{ mm} \cdot 1453 \text{ N}) + 345 \text{ mm} \cdot 661 \text{ N}$$

$$= \underline{\underline{-5,36 \text{ Nm}}}$$

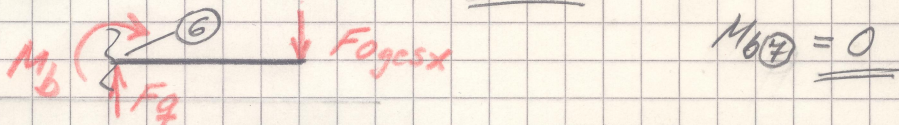


$$M_{b(4)} = 250 \text{ mm} \cdot 675 \text{ N} - (275 \text{ mm} \cdot 1453 \text{ N}) + 320 \text{ mm} \cdot 661 \text{ N} = \underline{\underline{-19,3 \text{ Nm}}}$$



$$M_{b(5)} = (-25 \text{ mm} \cdot 1453 \text{ N}) + 70 \text{ mm} \cdot 661 \text{ N} = \underline{\underline{9,95 \text{ Nm}}}$$

$$M_{b(6)} = 45 \text{ mm} \cdot 661 \text{ N} = \underline{\underline{29,7 \text{ Nm}}}$$



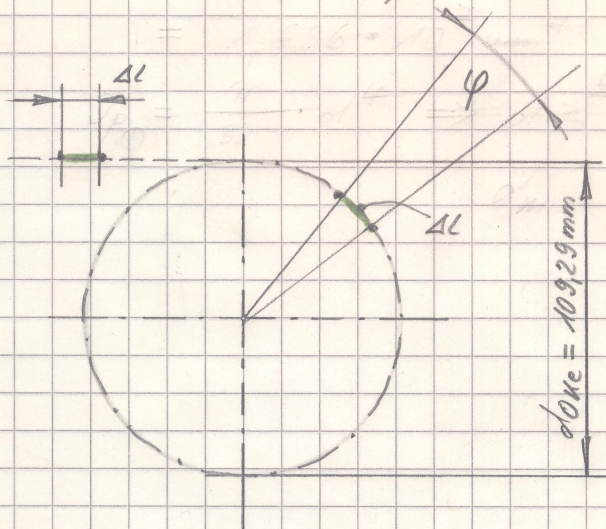
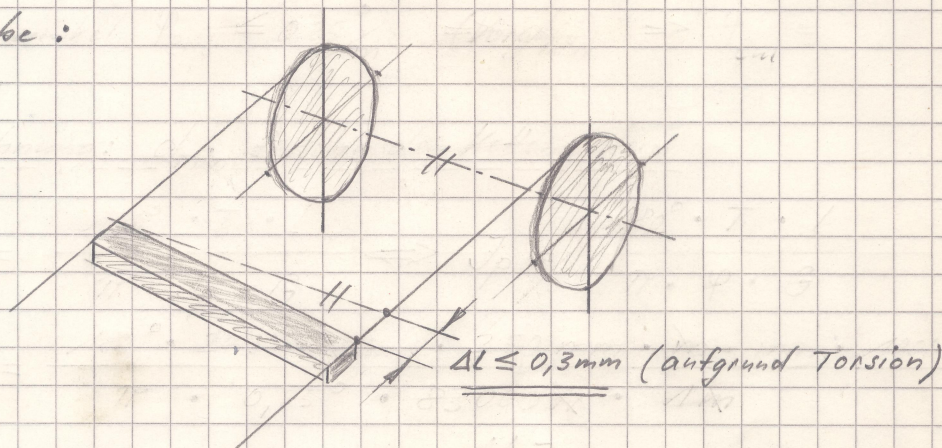
$$M_{b(7)} = 0$$

Berechnung: Torsionsmoment

$$T = F \cdot L_w \quad \wedge \quad F = F_{\text{Nke}} = 450 \text{ N} \quad \wedge \quad L_w = 0,5 d_{\text{Nke}} = 54,6 \text{ mm}$$

$$T = 450 \text{ N} \cdot 54,6 \text{ mm} = \underline{\underline{24,57 \text{ Nm}}}$$

Vorgabe:



$$U = d \cdot \pi = 109,29 \text{ mm} \cdot \pi = 343,34 \text{ mm}$$

$$\frac{\Delta L}{U} = \frac{\varphi}{360^\circ}$$

$$\Leftrightarrow \varphi = \frac{\Delta L \cdot 360^\circ}{U}$$

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{0,3 \text{ mm} \cdot 360^\circ}{343,34 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,32^\circ}}$$

$$\varphi = \frac{180^\circ \cdot T \cdot L}{\pi \cdot J_p \cdot G} \quad \Leftrightarrow \quad J_p = \frac{180^\circ \cdot T \cdot L}{\pi \cdot \varphi \cdot G}$$

$$J_p = \frac{180^\circ \cdot 24570 \text{ Nm} \cdot 250 \text{ mm} \cdot \text{mm}^2}{\pi \cdot 0,32^\circ \cdot 81000 \text{ N}}$$

$$= 13578 \text{ mm}^4$$

$$J_{p\text{⊙}} = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \quad \Rightarrow \quad d_{\text{min}} = \sqrt[4]{\frac{J_p \cdot 32}{\pi}}$$

$$d_{\text{min}} \geq \sqrt[4]{\frac{13578 \text{ mm}^4 \cdot 32}{\pi}} = \underline{\underline{19,3 \text{ mm}}}$$

Berechnung der Vergleichsmomente u. zul. Kerndurchmesser

$$M_V = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} (d_o \cdot T)^2}$$

$$\left. \begin{array}{l} 1 \text{ } \alpha \text{ wechselnd} \\ 1 \text{ } \sigma_b \text{ wechselnd} \end{array} \right\} \alpha_o \approx 1$$

$$\Rightarrow M_V = \sqrt{M_b^2 + 0,75 T^2}$$

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{10 M_V}{\sigma_{bzul}}}$$

Werkstoff: geröhrt 42CrMo4

$$\sigma_{bzul} = 480 \frac{N}{mm^2}$$

$$\nu \approx 3,5$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{480}{3,5} = 137 \frac{N}{mm^2}$$

am Indexrad: (Stelle ②)

$$M_{V②} = \sqrt{5,22^2 + 0,75 \cdot 24,57^2} = 21,91 \text{ Nm}$$

$$d_{k②} \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 21,9 \cdot 1000 \text{ Nmm}^3}{137 \text{ N}}} = \underline{\underline{11,7 \text{ mm}}}$$

am Lager A: (Stelle ③)

$$M_{V③} = \sqrt{536^2 + 0,75 \cdot 24,57^2} = 21,94 \text{ Nm}$$

$$M_{V③} \approx M_{V②} \Rightarrow d_{k③} \geq \underline{\underline{11,7 \text{ mm}}} = d_{k② \text{ min}}$$

am linken Kettenrad: (Stelle ④)

$$M_{V④} = \sqrt{19,3^2 + 0,75 \cdot 24,57^2} = 28,7 \text{ Nm}$$

$$d_{k④} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 28,7 \cdot 1000 \text{ Nmm}^3}{137 \text{ N}}} = 12,8 \text{ mm}$$

vergl.  $d_{\text{min}} = 19,3 \text{ mm}$ 

am rechten Kettenrad: (Stelle ⑤)

$$M_{V⑤} = \sqrt{9,95^2 + 0,75 \cdot 24,57^2} = 23,5 \text{ Nm}$$

$$d_{k⑤} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 23,5 \cdot 1000 \text{ Nmm}^3}{137 \text{ N}}} = 12 \text{ mm}$$

wegen  
Verstell  $\neq$   $\varphi_{\text{max}}$   
(Torsion)

am Lager B: (Stelle ⑥)

$$M_{V⑥} = \sqrt{29,7^2 + 0,75 \cdot 24,57^2} = 36,5 \text{ Nm}$$

$$d_{k⑥} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 36,5 \cdot 1000 \text{ Nmm}^3}{137 \text{ N}}} = \underline{\underline{13,9 \text{ mm}}}$$

am Klinkenrad: (Stelle ⑦)

$$M_{V⑦} = \sqrt{0 + 0,75 \cdot 24,57^2} = 21,3 \text{ Nm}; \quad d_{k⑦} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 21,3 \cdot 1000 \text{ Nmm}^3}{137 \text{ N}}} = \underline{\underline{11,6 \text{ mm}}}$$

Lager für Kettenräder:

Anlegung nach Lager B, da hier größere Belastung.

> Rillenkugellager <

Lager nicht bekannt  $\Rightarrow X = Y = 1$

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

angenommen

$$= 1 \cdot 58 \text{ N} + 1 \cdot 1453 \text{ N} = 1511 \text{ N}$$

Festlegung  $L_h$ :

Vermendung des Parallelkettenstrahls für Fördereinrichtung einer Transsterstraße.

2-Schichtbetrieb; 10 Jahre Nutzungsdauer

$$L_h = \frac{260 \text{ Arbeitstage} \cdot 15 \text{ h} \cdot 10 \text{ Jahre}}{\text{Jahr} \cdot \text{Tag}} = 39000 \text{ h}$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot 60 \cdot L_h}{10^6}}$$

$$C = 1511 \text{ N} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 60 \text{ min} \cdot 39000 \text{ h}}{\text{min} \cdot \text{h} \cdot 10^6}} = 2,5 \text{ kN}$$

gewählt: Lager 6000  $\Rightarrow$  MR: 10;  $C = 4,55 > 2 \text{ kN}$   
 $C_0 = 1,7 \text{ kN}$

Nachrechnung:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1,453 \text{ kN}}{1,7 \text{ kN}} = 0,86 \Rightarrow e = 0,44$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1453 \text{ N}}{58 \text{ N}} = 25 > e \Rightarrow X = 0,56; Y = 1$$

$$P_{\text{act.}} = 0,56 \cdot 58 \text{ N} + 1 \cdot 1453 \text{ N} = 1486 \text{ N} < P_{\text{angenommen}}$$

Lagerabmessungen:

6000

$d = 10$

aber:  $d_{\text{Kug.}} \geq 13,9$   
(Wellen- $\phi$ )

$d \geq 13,9 \text{ mm}$

wegen zusätzlicher Sicherheit: gewählt 6004  
 $d = 20; D = 42; B = 12$

Nachrechnung der Lagerbohrsen  
im Schwenkhebel

(Anlegung: Flächenpressung)

$$p = \frac{F}{A_{\text{proj}}} \leq p_{\text{zul.}} = 20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0,7$$

{ Bolzenwerkstoff: St 50  
 { Bohrerwerkstoff: CuSn 12Pb  
 ↗ schwellende Belastung

am Schwenkhebeldrehpunkt:

gewählt: DIN 1850 - G 28 x 32 x 20

$$p = \frac{0,5 \cdot F_{02}}{A_{\text{proj.}}} = \frac{0,5 \cdot 2080 \text{ N}}{20 \text{ mm} \cdot 28 \text{ mm}} = 1,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

am Zylinderangriffspunkt:

gewählt: DIN 1850 - G 10 x 12 x 10

$$p = \frac{0,5 \cdot F_{\text{Zyl.}}}{A_{\text{proj.}}} = \frac{0,5 \cdot 1895 \text{ N}}{10 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} = 9,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Klinkenlagerung:

gewählt: DIN 1850 - G 12 x 16 x 10

$$p = \frac{0,5 \cdot F_{\text{Kl.}}}{A_{\text{proj.}}} = \frac{0,5 \cdot 1204 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} = 5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$