

Ketten

20% weniger Bruchkraft bei gekröpft Glied

1" = 16B (TB 17-1) Abmessungen

Rollenketten $L = X \cdot p$

Gliederzahl

Teilung

Polygoneffekt Kettengeschw. ändert sich periodisch + wirksamer Raddurchmesser ab $z \geq 19$ unbedeutend

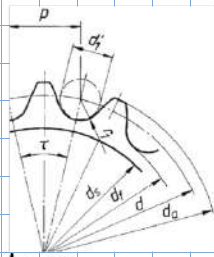
Teilungswinkel τ

$$\tau = \frac{360^\circ}{z}$$

Teilungswinkel
Teilkreisdurchmesser
Zahnezahl
Teilung

Teilkreisdurchmesser

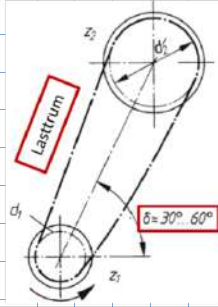
$$d = \frac{p}{\sin(\frac{\tau}{2})} = \frac{p}{\sin(\frac{180^\circ}{z})}$$



Kettendurchhang f max 3% von Achsabstand a
 $a = 30 \dots 50 \times p$ Teilung

Wartung & Schmierung nötig

Mindest Zahnezahl $z \geq 19$



Übersetzung

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Leistungsdiagramm TB 17-3

Umfangsgeschw

$$v_u = \frac{\pi \times p \times n}{60 \times 1000 \times \sin(\frac{180^\circ}{z})}$$

$$P = F \cdot v = M \cdot \omega$$

$$P = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_z \text{ in 1/min}$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n_z}{60}$$

$$P_D = P_A$$

$$f_1 = \left(\frac{19}{z}\right)^{1,08}$$

$$f_2 = 0,45 \left(\frac{a}{p}\right)^{0,215}$$

- P_1 Antriebsleistung; es ist auch $P_1 = P_2/\eta$, wenn für die verlangte Abtriebsleistung ein durchschnittlicher Wirkungsgrad des Kettengetriebes $\eta = 0,98$ angenommen wird
 K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach TB 3-4b
 f_1 Faktor zur Berücksichtigung der Zahnezahl nach TB 17-5
 f_2 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Achsabstände; Werte nach TB 17-6
 f_3 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Kettengliedform; $f_3 = 0,8$ bei Ketten mit gekröpftem Verbindungsglied, sonst $f_3 = 1$
 f_4 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der von der Kette zu überlaufenden Räder. Mit n Kettenrädern wird $f_4 = 0,9^{(n-2)}$; für das normale Kettengetriebe mit $n = 2$ wird $f_4 = 1$
 f_5 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der von $L_h = 15000h$ abweichenden Lebensdauer; $f_5 \approx (15000/L_h)^{1/3}$
 f_6 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Umweltbedingungen, Werte nach TB 17-7 $f_6 = 0,9$
 $(f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6) = 1$ für Übersichtsrechnungen

Angenäherte Gliederzahl X_0 bei 2 Kettenrädern Geg. Zahnezahl und Achsabstand
 a_0 wählen das X_0 gerade wird

$$X_0 \approx 2 \times \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi}\right)^2 \times \frac{p}{a_0}$$

Tatsächlicher Wellenabstand a

$$a = \frac{p}{4} \times \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \times \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

p Teilung in mm
 z_1, z_2 Zahnezahlen der Kettenräder
 X_0 Angenäh. Gliederzahl der Kette
 X Angenäh. Gliederzahl der Kette
 a_0 Angenäh. Achsabstand in mm
 a Tatsächl. Achsabstand in mm

Relativer Durchhang Normaler Durchhang 1...3% Nicht eingelaufen 4% von a

$$f_{rel} = \frac{f}{l_T} ; f_{rel} = \frac{f}{l_T} \times 100 [\text{in}\%]$$

f_{rel} Relativer Durchhang
 f Durchhang in mm
 l_T Länge des gespannten Trums in mm

Fliehzug Muss bei Kettengesch. $v > 7m/s$ berücksichtigt werden

$$F_z = q \times v^2$$

F_z Fliehzug in N
 q Längen-Gewicht der Kette in kg/m nach RM-TB, 17-1
 v Kettengeschwindigkeit in m/s

Stütz Zug F_s waagrechte Lage

$$F_s \approx \frac{F_G \times l_T}{8 \times f} = \frac{q \times g \times l_T}{8 \times f_{rel}}$$

F_s Stütz Zug in N
 F_G Gewichtskraft des Kettenrums in N
 q Längen-Gewicht der Kette in kg/m
 g Erdbeschleunigung in m/s^2
 l_T Länge des gespannten Trums in m
 f_{rel} Relativer Durchhang
 f Durchhang in mm

Stütz Zug geneigte Lage

$$\psi = \delta - \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \times a}\right)$$

$$F_{s0} \approx q \times g \times l_T \times (F'_s + \sin \psi)$$

$$F_{su} \approx q \times g \times l_T \times F'_s$$

Wellenbelastung F_w waagrechte Lage

$$F_w \approx F_t \times K_A + 2 \times F_s$$

Wellenbelastung geneigte Lage

$$F_{w0} \approx F_t \times K_A + 2 \times F_{s0}$$

$$F_{wu} \approx F_t \times K_A + 2 \times F_{su}$$

F_{s0} Stütz Zug am oberen Kettenrad in N
 F_{su} Stütz Zug am unteren Kettenrad in N
 F'_s Spezifischer Stütz Zug nach RM-TB, 17-4
 δ Neigung des Kettengetriebes in $^\circ$
 ψ Neigungswinkel in $^\circ$

Res. Betriebskraft

$$F_{ges} = F_t \times K_A + F_z + F_s \text{ } F_{s0} \text{ wenn geneigt!}$$

Schmierung 17-8

$$v = \omega r = \pi \cdot d \cdot n$$

Zahnriemen

RM, S. 674 (T-Profil)

$$P' = K_A \times P_{nenn}$$

$$P_{nenn} = M \times \omega = \frac{M \times \pi \times n}{30}$$

Riemenlänge L_d

$$L'_d = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'}$$

$$d_{dk} = \frac{z_k \times p}{\pi} ; d_{dg} = \frac{z_g \times p}{\pi}$$

$$z'_R = \frac{L'_d}{p}$$

$$L_d = p \times z_R$$

Riemenzähnezahlen z_R

Scheibenzähnezahl z_1/z_2 TB 16-19b

Riemenprofil	Teilung p mm	Zahnhöhe h_z mm	Länge L_d mm	Scheibenzähnezahl z_{min}	z_{max}	Mindestzähnezahl bei Gegenbiegung
T 2,5	2,5	0,7	120...1475	10	114	11
T 5	5	1,2	100...1500	10	114	12
T 10	10	2,5	260...4780	12	114	15
T 20	20	5,0	1260...3620	15	114	20

Bis 30 Zähne (Kleinräder) und $v \leq \max. 7 \text{ m/s}$ üblicherweise aus **unlegiertem Stahl** bis $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$, erhöhte Festigkeit (z.B. S355, S335, C35E, C45E, u.ä.)
 Bei höheren Geschwindigkeiten wird eine **Wärmebehandlung** empfohlen:
 • Vergütungsstähle C35E, C45E, 42CrMo4, u.ä.
 • Einsatzstähle C15E, 15Cr3, 16MnCr5, u.ä.
 • Härte 450 ... 640 HV30
 Bei $z > 30$ genügen bei „normalen“ Geschwindigkeiten **Grauguss** (z.B. EN-GJL-200), **Sphäroguss** (z.B. EN-GJS-400) oder **Stahlguss**; bei **höheren** Geschwindigkeiten **vergüteter Stahl**.
 Je nach Anwendung können auch **Kunststoffe** (PA oder POM), **NE-Metalle** oder **saurebeständige Stähle** zum Einsatz kommen.

max Drehmoment $T(M)_{\max}$ **Massgebend ist grössere Riemenbreite**

$$b \geq \frac{T_{\max}}{z_k \cdot z_e \cdot T_{\text{spez}}} \quad z_e \leq 12$$

$$z_e = \frac{z_k \times \beta^\circ_k}{360^\circ} = \frac{z_k}{180^\circ} \times \arccos\left(\frac{p(z_g - z_k)}{2\pi \times e}\right)$$

Umfangskraft F_t $V = \pi \cdot d_d \cdot n$ in m/s

$$F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{v} = \frac{K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{(d_d/2) \cdot \frac{n}{60}}$$

Riemenbreite wählen mit b und F_t TB 16-19c

Riemenprofil	4	6	10	16	25	32	50	75	100	150
T2.5	39	65	117	195	312	403	-	-	-	-
T5	-	150	300	510	870	1100	1800	2730	3660	-
T10	-	-	-	1200	2000	2700	4300	6600	8800	13400
T20	-	-	-	-	4750	7750	12000	16000	24500	-

Vorspannkraft F_{tr}

$$F_v = 4 \times m \times l_T^2 \times f^2$$

f Frequenz der Schwingung in Hertz
 m Masse des Riemens je Meter Länge in kg/m
 l_T Schwingungsfähige Trumlänge in m
 F_v Trumkraft in N

Eigenfrequenz **Riemen TB 16-19 (Synchroflex)**

$$f = \sqrt{\frac{F_v}{4 \times m \times l_T^2}}$$

Wahl des Riemens TB 16-18

TS	AT5	XL (Zoll)	5M (HTD)	5M (Omega)	RPP5	SSM (STD)
5 mm	5 mm	5,08 mm	5 mm	5 mm	5 mm	5 mm

Endgültiger Wellenabstand e

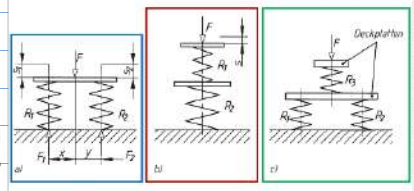
$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{gk} + d_{ak}) + \sqrt{\left[\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{gk} + d_{ak})\right]^2 - \frac{(d_{gk} - d_{ak})^2}{8}}$$

Mindestriemenbreite b aus P' : $P_{\text{spez}}, T(M)_{\text{spez}}$ TB 16-20

$$b \geq \frac{P'}{z_k \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} = \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{z_k \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} \quad \frac{b}{\text{mm}} \quad \frac{K_A \cdot z_k \cdot z_e}{1} \quad \frac{P_{\text{nenn}}}{\text{kW}} \quad \frac{P_{\text{spez}}}{\text{kW/mm}} \quad \frac{T_{\max}}{\text{Nm}} \quad \frac{T_{\text{spez}}}{\text{Nm/mm}}$$

z_e muss $\leq 12 \rightarrow 12$

P_{spez} TB 16-20b



Parallelschaltung: $R_{\text{ges}} = R_1 + R_2$
 Reihenschaltung: $\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$
 Gemischtschaltung: $\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}$

Feder

Reibungsarbeit RM341

$$W_R = W_B - W_E$$

W_R Reibungsarbeit (Hysteresis) in J [Nm]
 W_B Belastungsarbeit in J (aufgenommene Arbeit)
 W_E Entlastungsarbeit in J (verfügbare Arbeit)
 K gerechnete Kennlinie

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} \quad V = \frac{F \cdot s}{2} = \frac{R \cdot s^2}{2} \quad \text{RM339}$$

Grobauslegung des Drahtdurchmessers RM365

Außendurchmesser D_1 vorgegeben: $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_1}$
 Innendurchmesser D_2 vorgegeben: $d \approx k_2 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_2 + k_3}$

Federwirkungsgrad

$$\eta_F = \frac{\text{verfügbare Arbeit}}{\text{aufgenommene Arbeit}} = \frac{W_E}{W_B} < 1$$

Kleinste zul. Federlänge

$$L_{\min} = L_c + S_0 \quad \text{bzw.} \quad L_{\min} = L_c + S_1$$

Länge Feder Unbelastet

$$L_0 = s_c + L_c = s_{\text{un}} + L_c + S_0 \quad \text{bzw.} \quad L_0 = s_c + L_c = s_{\text{un}} + L_c + S_1$$

Gesamtzahl der Windungen RM362

kaltgeformten Druckfedern $n_t = n + 2$ mit $n \geq 2$ Ende immer .5
 warmgeformten Druckfedern $n_t = n + 1,5$ mit $n \geq 3$...4,5,5,5...

Schubspannungsnachweis - statisch

Zustand 1,2 (H, 0): $\tau_{1,2}(H,0) = \frac{F_{1,2}(H,0) \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{\text{zul}}$
 Blockzustand c: $\tau_c = \frac{F_c \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{\text{zul}}$ MPa

F, F_c Federkraft bzw. Federkraft bei Blocklänge L_c
 D Drahtdurchmesser
 d Drahtdurchmesser
 τ_{zul} zulässige Schubspannung für kaltgeformte Federn (TB 10-1)
 τ_{zul} zulässige Schubspannung bei Blocklänge L_c (TB 10-1); für warmgeformte Federn τ_{zul} Werte nach TB 10-1b.

Schubspannungsnachweis dynamisch

korrigierte Schubspannung $\tau_{k1,2} = k \cdot \tau_{1,2} \leq \tau_{k0}$
 korrigierte Hubspannung $\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{k1} \leq \tau_{kh}$

Summe der Mindestabstände

bei statischer Beanspruchung
 für kaltgeformte Federn $S_0 = [0,0015 \cdot (D^2/d) + 0,1 \cdot d] \cdot n$
 für warmgeformte Federn $S_0 = 0,02 \cdot (D + d) \cdot n$
 bei dynamischer Beanspruchung
 für kaltgeformte Federn $S_0' \approx 1,5 \cdot S_0$
 für warmgeformte Federn $S_0' \approx 2 \cdot S_0$

Zug

Anz federnde Windungen

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot (F - F_0)}$$

Gesamtzahl der Windungen

$$n_t = \frac{L_K}{d} - 1 \quad \text{bei geg. Länge}$$

Länge Unbelasteter Federkörper (Zug)

$$L_K \approx (n_t + 1) \cdot d_{\max} \quad \text{bzw.} \quad L_0 \approx L_K + 2 \cdot L_H$$

Federrate

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F - F_0}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Federkraft

$$F = \frac{G d^4 s}{8 D^3 n} + F_0$$

Federweg

$$s = \frac{8 D^3 n (F - F_0)}{G d^4}$$

Innere Vorspannkraft

$$F_0 = F - R \cdot s = F - \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Max. Innere Vorspannkraft

$$F_{0\text{zul}} = \alpha \cdot \tau_{\text{zul}} \cdot \frac{\pi/16 \cdot d^3}{D/2}$$

Federungsarbeit

$$W = \frac{(F + F_0) \cdot s}{2}$$

Schubspannung bei F

$$\tau = \frac{F \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{\text{zul}}$$

Schubspannung bei F_0

$$\tau_0 = \frac{F_0 \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{0\text{zul}}$$

Korrigierte Schubspannung

$$\tau_k = k \tau$$

Zulässige Schubspannung

$$\tau_{\text{zul}} = 0,45 \cdot R_m$$

Die vorhandene maximale Spannung τ_k beim größten Federweg s_{un} wird der zulässigen Spannung gleichgesetzt. Um jedoch Relaxation zu vermeiden, sollte in der Praxis nur 80 % dieses Federweges ausgenutzt werden.

Schubmodul in N/mm²
 G Schubmodul in N/mm²
 D Drahtdurchmesser in mm
 d Drahtdurchmesser in mm
 n mittlere Windungszahl
 n_t Anzahl der federnden (wirksamen) Windungen
 $n \geq 3$

V. Federndes Seilchen mit $V = (F^2 - F_0^2) / (4 \cdot R)$ mit der Drahtlänge $l = D \cdot n$
 G Schubmodul in N/mm²
 F Drahtspannung in N/mm²
 F_0 Drahtspannung in N/mm²
 R Federkraft in N/mm
 n Federweg in mm
 n_t Federweg in mm
 n Federweg in mm
 n_t Federweg in mm