

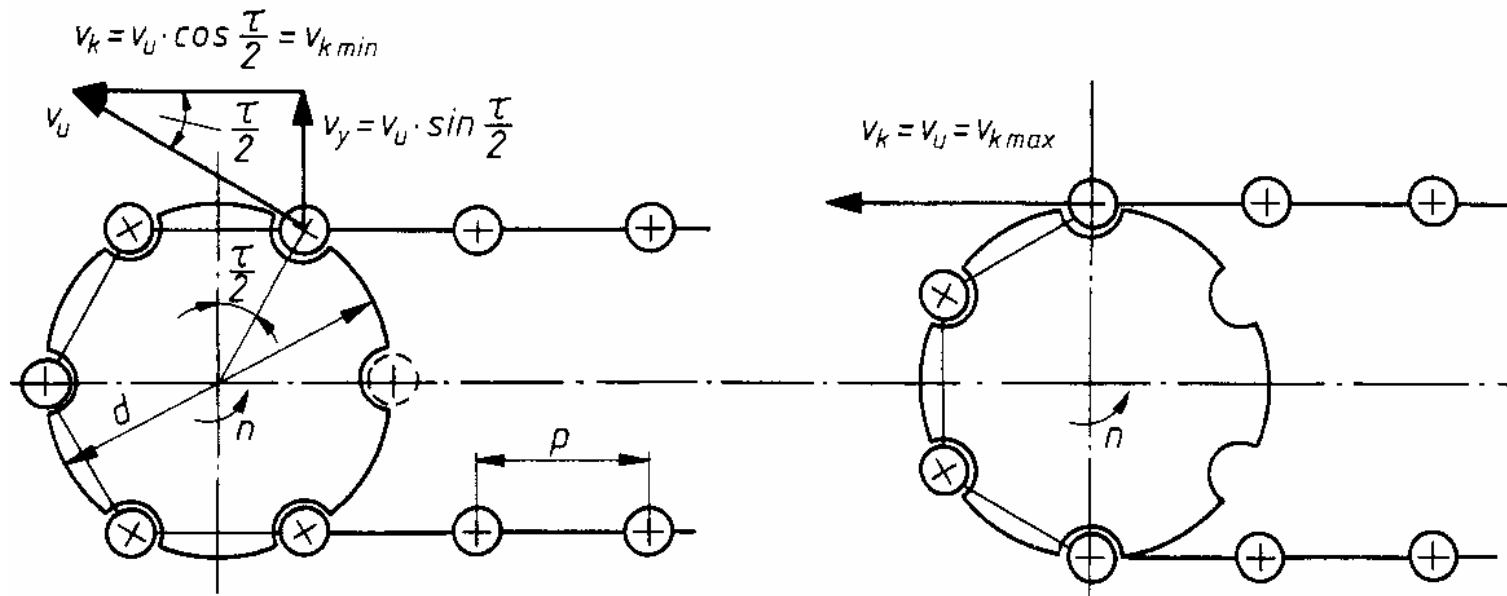
Kettentriebe gehören zu den Zugmitteltrieben und bestehen aus metallischen Glieder, die gelenkig miteinander verbunden sind

Vorteile:

- formschlüssige und schlupffreie Leistungsübertragung
- konstante Übersetzung
- geringe Lagerbelastung
- Unempfindlichkeit gegen hohe Temperaturen, Feuchtigkeit und Schmutz
- geringer Bauraum
- kleine Umschlingungswinkel

Nachteile:

- unelastische, starre Kraftübertragung
- nur parallele Wellen
- teurer als Riementrieb
- schwingungsanfällig
- Wartungsaufwand
- Übersetzung $i < 10$
- Polygoneffekt



Kette umschlingt die Räder in Form eines Vielecks

⇒ Durchmesser schwankt zwischen $d_{\max} \triangleq d$ und $d_{\min} \triangleq d \cdot \cos(\tau/2)$

⇒ Kettengeschwindigkeit schwankt zwischen $v_{\max} = v$ und $v_{\min} = v \cdot \cos(\tau/2)$

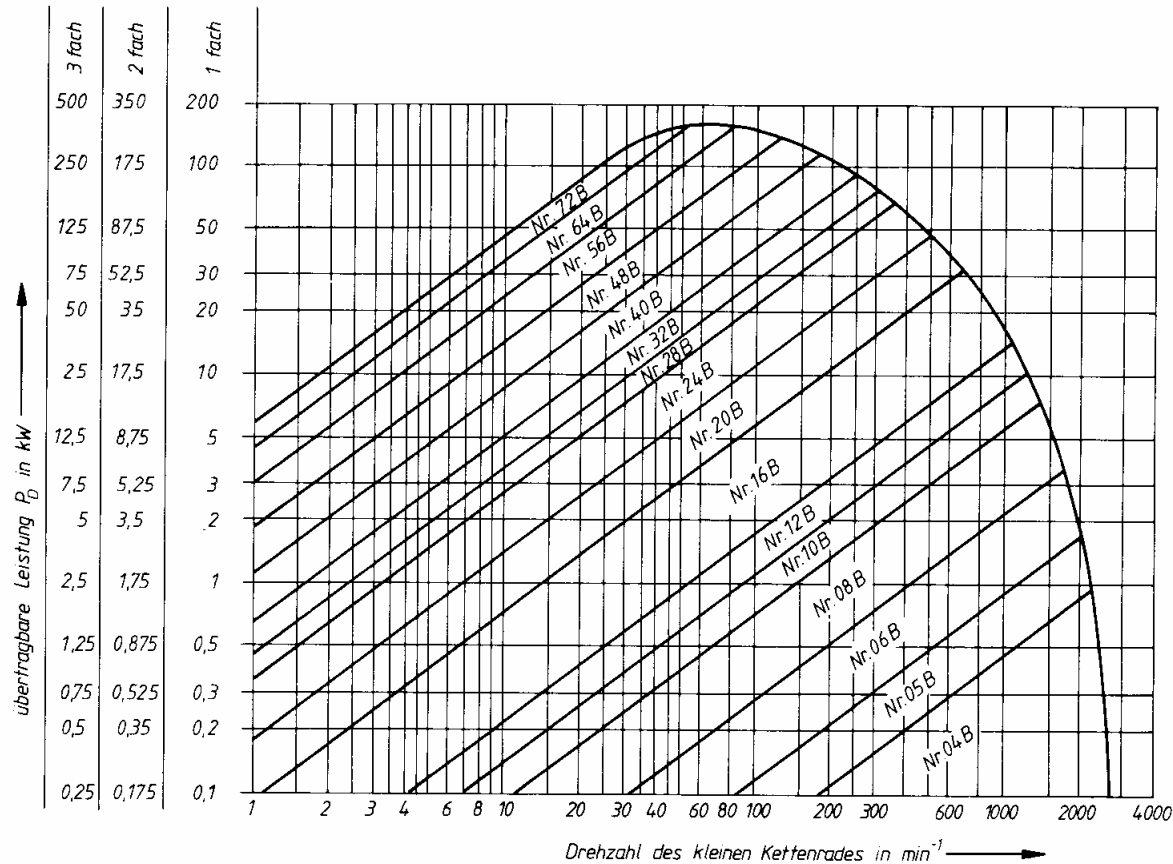
Polygoneffekt: Ungleichförmigkeit der Kettengeschwindigkeit

Rollenketten nach DIN 8187

Maße in mm

Ketten-Nr. Reihe		p	b ₁	b ₂	d ₁	e	g ₁	k	Einfach-Rollenkette (1)				Zweifach-Rollenkette (2)				Dreifach-Rollenkette (3)			
									a ₁	Bruchkraft ¹⁾ N	Ge- lenk- fläche cm ²	Ge- wicht kg/m ≈	a ₂	Bruchkraft ¹⁾ N	Ge- lenk- fläche cm ²	Ge- wicht kg/m ≈	a ₃	Bruchkraft ¹⁾ N	Ge- lenk- fläche cm ²	Ge- wicht kg/m ≈
1	2		min.	max.	max.		max.	max.	max.	min.			max.	min.			max.	min.		
05 B	03	5	2,5	4,15	3,2	–	4,1	2,5	7,4	2 000	0,06	0,08	–	–	–	–	–	–	–	–
	04	6	2,8	4,1	4	–	5	2,9	7,4	3 000	0,07	0,12	–	–	–	–	–	–	–	–
06 B	8	3	4,77	5	5,64	7,11	3,1	8,6	4 600	0,11	0,18	14,3	8 000	0,22	0,36	19,9	11 400	0,33	0,54	
08 B	9,525	5,72	8,53	6,35	10,24	8,26	3,3	13,5	9 100	0,28	0,41	23,8	17 300	0,55	0,78	34	25 400	0,83	1,18	
10 B	12,7	7,75	11,3	8,51	13,92	11,81	3,9	17	18 200	0,50	0,70	31	31 800	1,00	1,35	44,9	45 400	1,50	2,0	
12 B	15,875	9,65	13,28	10,16	16,59	14,73	4,1	19,6	22 700	0,67	0,95	36,2	45 400	1,34	1,85	52,8	68 100	2,02	2,8	
	19,05	11,68	15,62	12,07	19,46	16,13	4,6	22,7	29 500	0,89	1,25	42,2	59 000	1,78	2,5	61,7	88 500	2,68	3,8	
	16 B	25,4	17,02	25,45	15,88	31,88	21,08	5,4	36,1	58 000	2,10	2,7	68	110 000	4,21	5,4	99,9	165 000	6,32	8
	20 B	31,75	19,56	29,01	19,05	36,45	26,42	6,1	43,2	95 000	2,95	3,6	79,7	180 000	5,91	7,2	116,1	270 000	8,86	11
	24 B	38,1	25,4	37,92	25,4	48,36	33,4	6,6	53,4	170 000	5,54	6,7	101,8	324 000	11,09	13,5	150,2	484 000	16,64	21
	28 B	44,45	30,99	46,58	27,94	59,56	37,08	7,4	65,1	200 000	7,40	8,3	124,7	381 000	14,81	16,6	184,3	571 000	22,21	25
	32 B	50,8	30,99	45,57	29,21	58,55	42,29	7,9	67,4	260 000	8,11	10,5	126	495 000	16,23	21	184,5	743 000	24,34	32
	40 B	63,5	38,1	55,75	39,37	72,29	52,96	10,2	82,6	360 000	12,76	16	154,9	680 000	25,52	32	227,2	1 000 000	38,28	48
	48 B	76,2	45,72	70,56	48,26	91,21	63,88	10,5	99,1	560 000	20,63	25	190,4	1 000 000	41,26	50	281,6	1 600 000	61,89	75
	56 B	88,9	53,34	81,33	53,98	106,6	77,85	11,7	114,6	850 000	27,91	35	221,2	1 600 000	55,82	70	330	2 350 000	83,73	105
	64 B	101,6	60,96	92,02	63,5	119,98	90,17	13	130,9	1 100 000	36,25	60	250,8	2 100 000	72,5	120	370,7	3 100 000	108,75	180
	72 B	114,3	68,58	103,81	72,39	136,27	103,63	14,3	147,4	1 400 000	46,17	80	283,7	2 700 000	92,34	160	420	4 000 000	138,5	240

Leistungsdiagramm nach DIN 8195 für Rollenketten nach DIN 8187



Anmerkung: Die oberen Begrenzungslinien gelten für Kettentriebe mit $z_1 = 19$ Zähnen, $X = 100$ Gliedern, Übersetzung $i = 3$ und $t_h = 15\,000$ Betriebsstunden

Die Linien im Leistungsdiagramm stellen die obere Grenze für den Kettentrieb dar.

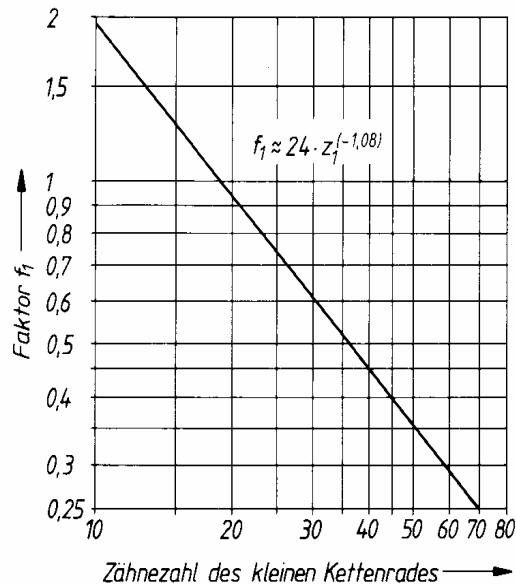
$$P_D = \frac{c_B \cdot P_1 \cdot f_1}{(f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6)}$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta}$$

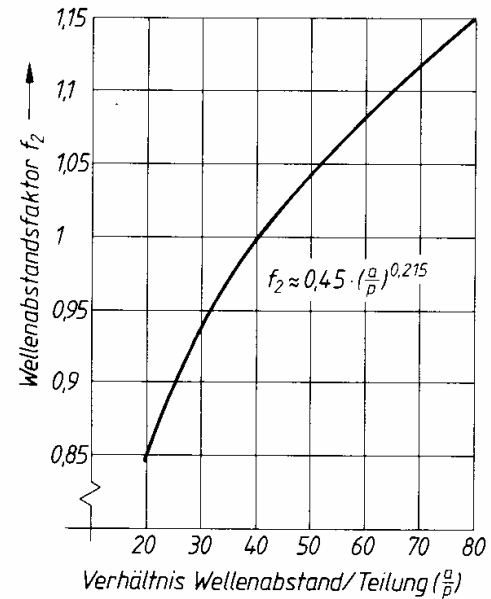
P_D	Diagrammleistung
P_1	Antriebsleistung
c_B	Betriebsfaktor zur Berücksichtigung der Betriebsbedingungen
f_1	Faktor zur Berücksichtigung der Zähnezahls des kleinen Kettenrades
f_2	Faktor zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Wellenabstände
f_3	Faktor zur Berücksichtigung der Kettengliedform
f_4	Faktor zur Berücksichtigung der überlaufenden Kettenräder
f_5	Faktor zur Berücksichtigung der Lebensdauer
f_6	Faktor zur Berücksichtigung der Umweltbedingungen

Art der Maschine bzw. des Bauteiles (Beispiele)	Kennzeichnende Arbeitsweise	Art der Stöße	Betriebsfaktor c_B
Elektrische Maschinen, Turbinen, Gebläse, Schleifmaschinen	gleichförmig umlaufende Bewegungen	leicht	1,0 ... 1,1
Brennkraftmaschinen, Kolbenverdichter, Hobelmaschinen, Stoßmaschinen	hin- und hergehende Bewegungen	mittel	1,2 – 1,5
Pressen, Steinbrecher, Walzenstände	hin- und hergehende, stoßhafte Bewegungen	stark	1,6 ... 2,0
Hämmer, Steinbrecher, Walzenstände	schlagartige Bewegungen	sehr stark	2 ... 3,5

Zähnezahlfaktor



Wellenabstandsfaktor



Faktor zur Berücksichtigung der Kettengliedform f_3

Ketten mit gekröpftem Verbindungsglied	$f_3 = 0,8$
ansonsten	$f_3 = 1,0$

Faktor zur Berücksichtigung der überlaufenden Räder f_4

$$f_4 = 0,9^{(n-2)} \quad n \text{ Anzahl der Kettenräder}$$

Faktor zur Berücksichtigung der Lebensdauer f_5

$$f_5 = \left(\frac{15000}{L_h} \right)^{1/3} \quad \text{nur bei einer von } L_h = 15000 \text{ h abweichenden Lebensdauer}$$

Umweltbedingungen	f_6
Staubfrei und beste Schmierung	1
Staubfrei und ausreichende Schmierung	0,9
Nicht staubfrei und ausreichende Schmierung	0,7
Nicht staubfrei und Mangelschmierung	0,5 für $v \leq 4$ m/s 0,3 für $v = 4 \dots 7$ m/s
Schmutzig und Mangelschmierung	0,3 für $v \leq 4$ m/s 0,15 für $v = 4 \dots 7$ m/s
Schmutzig und Trockenlauf	0,15 für $v \leq 4$ m/s

günstigster Wellenabstand liegt bei

$$a = (30 \dots 50) \cdot p$$

angenäherte Gliederzahl

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

p	Kettenteilung
X	Gliederzahl der Kette (auf gerade Zahl aufrunden)
z_1, z_2	Zähnezahlen der Kettenräder

tatsächlicher Wellenabstand

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

Addition der Teillängen

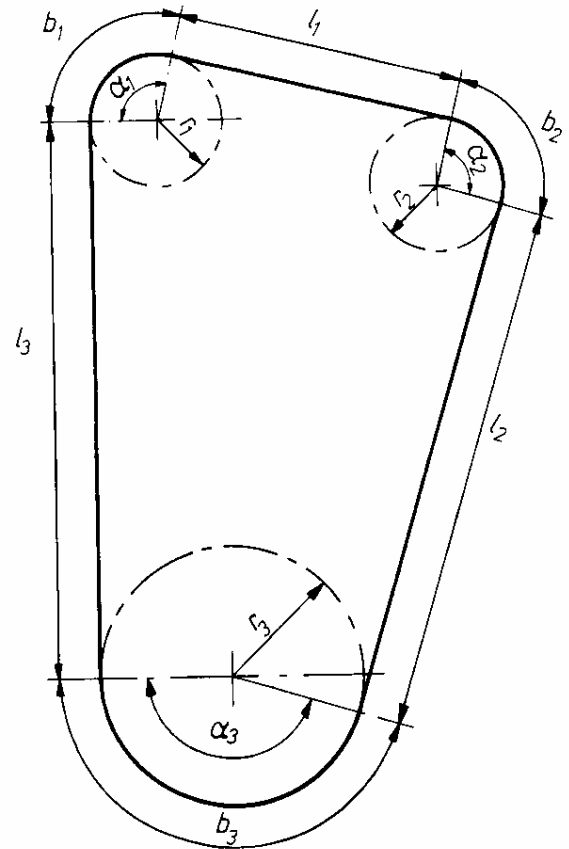
$$L = l_1 + l_2 + \dots + b_1 + b_2 + \dots$$

erforderliche Gliederzahl der Kette

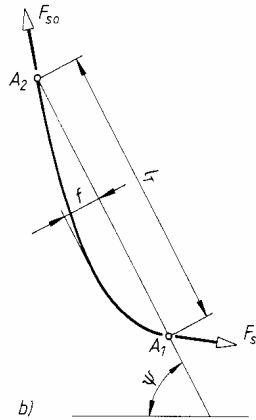
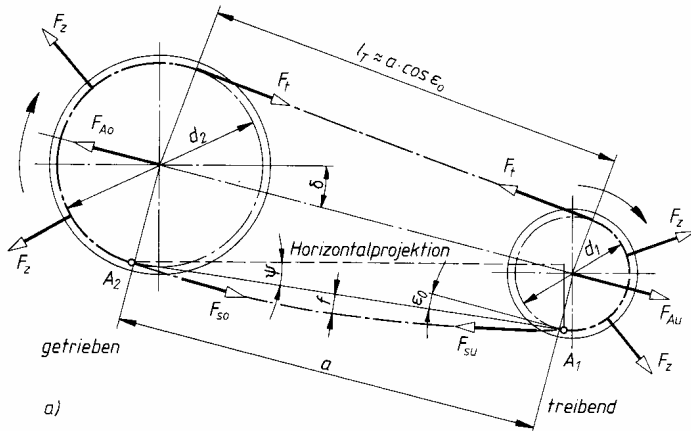
$$X = \frac{L}{p}$$

l_1, l_2	Teillängen
b_1, b_2	Bogenlängen

$$b_x = \frac{d_x}{2} \cdot \alpha_x$$



Durchhang des Kettentrums

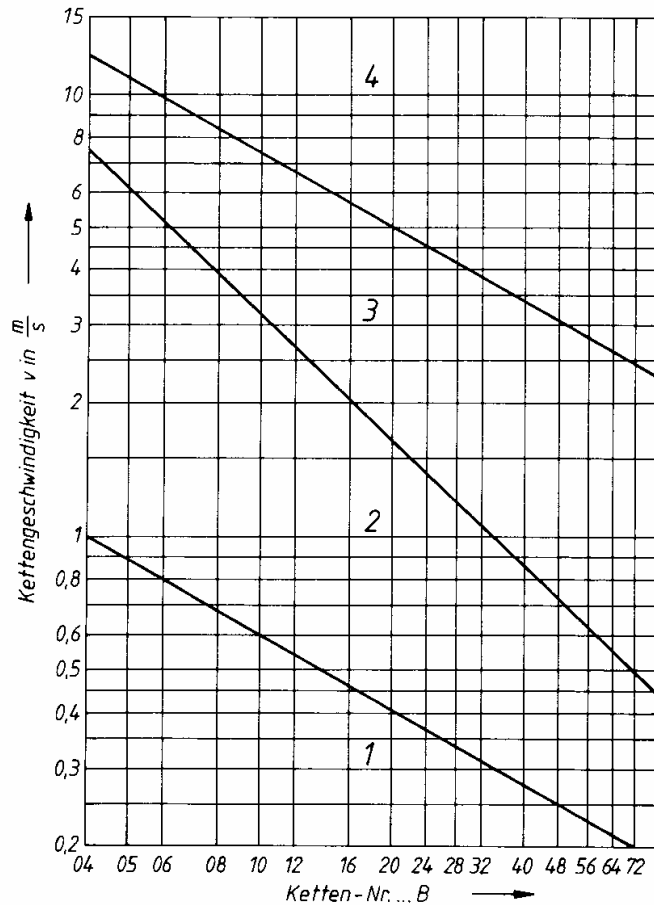


Der Durchhang f des Leertrums ist der Abstand des am weitesten durchhängenden Kettengliedes von der geraden Verbindung der beiden Aufhängepunkte.

$$f_{rel} = \frac{f}{l_t}; \quad f_{rel}^* = \frac{f}{l_t} \cdot 100 \text{ [in \%]}$$

Sollte im Normalfall 1...3% betragen, um zusätzliche Kettenbelastungen zu vermeiden

f	Durchhang des Leertrums
l_t	Länge des gespannten Leertrums



Kettengeschwindigkeit

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

- 1 Ölzufuhr durch Ölkanne oder Pinsel
- 2 Tropfschmierung
- 3 Ölbad oder Schleuderscheibe
- 4 Druckumlaufschmierung, gegebenenfalls mit Filter und Ölkühler

- Kettenzugkraft F_t
im Lasttrum; wird im Betriebszustand von zusätzlichen Kräften überlagert, die sich aus der Eigenart des Kettentriebes ergeben.
- Fliehzug F_z
ist Gegenkraft zur Fliehkraft im Last- und Leertrum und darf ab Kettengeschwindigkeiten $v > 7\text{m/s}$ nicht mehr vernachlässigt werden
- Stützzug F_s
muss besonders bei größeren Kettenteilungen und längeren , nicht abgestützten Trums beachtet werden
- Wellenbelastung F_w
- resultierende Betriebskraft F_{ges}
im Lasttrum

Kettenzugkraft F_t

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$$

P_1	Antriebsleistung
v	Kettengeschwindigkeit
T_1	Antriebsmoment
d_1	Teilkreisdurchmesser des Antriebsrades

Fliehzug F_z

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

q	Längen-Gewicht der Kette nach DIN 8187
v	Kettengeschwindigkeit

Stützzug F_s

(bei $\Psi \approx 0^\circ$, d.h. bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums)

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

F_G	Gewichtskraft des Kettentrumms
f	Durchhang der Kette
f_{rel}	relativer Durchhang

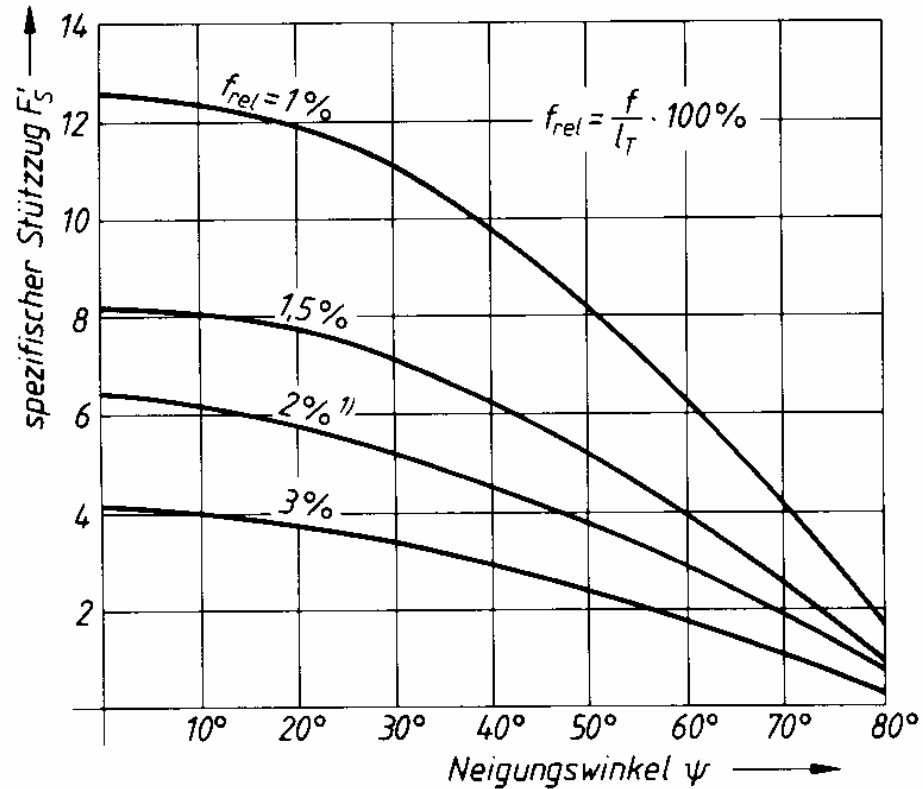
Stützzug F_s

(bei $\Psi > 0^\circ$, d.h. bei geneigter Lage des Leertrums)

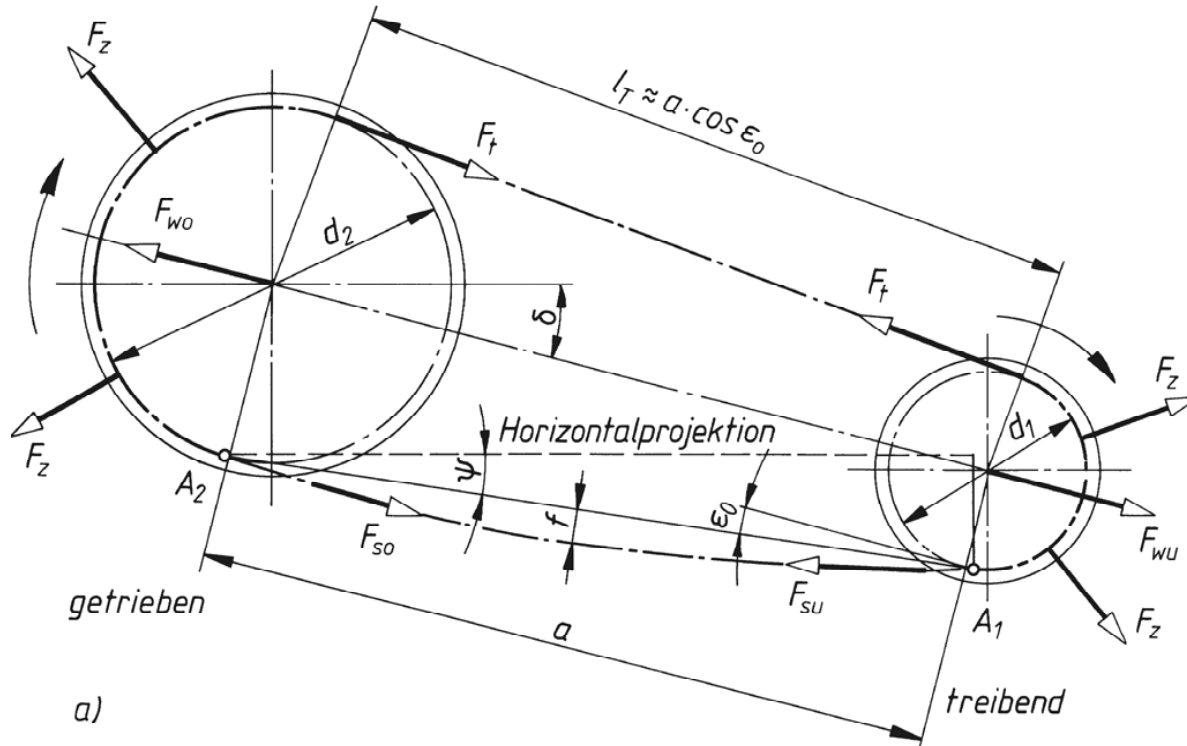
$$F_{so} \approx q \cdot g \cdot l_T \cdot (F'_s + \sin \Psi)$$

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

F_{so}	Stützzug am oberen Kettenrad
F_{su}	Stützzug am unteren Kettenrad
F'_s	spezifischer Stützzug
Ψ	Neigungswinkel



1) normaler Durchhang



Trumneigungswinkel $\epsilon_0 = \arcsin\left(\frac{(d_2 - d_1)}{2 \cdot a}\right)$

Wellenbelastung F_W

(bei $\Psi \approx 0^\circ$, d.h. bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums)

$$F_W \approx F_t \cdot c_B + 2 \cdot F_S$$

Wellenbelastung F_W

(bei $\Psi > 0^\circ$, d.h. bei geneigter Lage des Leertrums)

$$F_{W0} \approx F_t \cdot c_B + 2 \cdot F_{S0}$$

$$F_{Wu} \approx F_t \cdot c_B + 2 \cdot F_{Su}$$

resultierende Betriebskraft F_{ges}

(bei $\Psi \approx 0^\circ$, d.h. bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums)

$$F_{ges} = F_t \cdot c_B + (F_z + F_S)$$

resultierende Betriebskraft F_{ges}

(bei $\Psi > 0^\circ$, d.h. bei geneigter Lage des Leertrums)

$$F_{ges} = F_t \cdot c_B + (F_z + F_{So})$$