

Im vierten Abschnitt wird der Unterteil der Form nach Auflockerung der Sandes endgültig hergestellt. Das Ziehen der Arme verdeutlicht Skizze 5. Auf zwei Linealen L , die wegen der von der Nabe zum Kranze abnehmenden Armstärke schwach verjüngt sind, wird die Schablone B geführt, welche die dem kleinsten Armquerschnitte entsprechende elliptische Form hat. An der Nabe entsteht dann ein links daneben in größerem Maßstabe dargestellter, auf den mittleren Strecken geradlinig, im übrigen durch vier Ellipsenbogen begrenzter Querschnitt. Skizze 6 zeigt schließlich die zum Guß fertige Form, rechts längs eines Armes geschnitten, links längs der Teilfuge, in welche Sprengplatten S eingelegt sind.

B. Drahtseiltriebe.

Drahtseiltriebe kommen für sehr bedeutende Achsabstände in Betracht, seien aber nur kurz behandelt, da sie seit der Einführung der elektrischen Kraftverteilung ihre frühere große Bedeutung verloren haben und seltener ausgeführt werden.

1. Transmissionsdrahtseile.

Sie setzen sich aus zahlreichen Drähten zusammen, die zunächst in Gruppen um je eine Hanfeinlage oder auch um einen weichen Eisendraht, die Seele, zu geschlossenen Litzen schraubenförmig zusammengedreht werden. Diese werden wiederum um eine Hanfseele herum spiralförmig, meist aber unter entgegengesetztem Drall zusammengeschlagen und so zum Seil vereinigt. Der Zweck der Seelen ist, allen tragenden Drähten die gleiche Länge zu geben und dadurch deren gleichmäßige Beanspruchung zu sichern. Hanfseelen werden mit Fett oder Teer getränkt und schmieren und schützen die Seile von innen her.

Für die Drähte kommt weicher oder hartgezogener Flußstahl in Frage; letzterer insbesondere für Entfernungen von mehr als 50 m zwischen den Scheiben, um das übermäßige Längen der Seile durch ihr Eigengewicht zu vermeiden. Im Freien laufende Seile werden aus verzinktem Draht hergestellt. Die Bruchfestigkeit von schwedischem Holzkohleneisendraht beträgt etwa 5000, von Tiegelgußstahldraht 12000, von ver-

Zusammenstellung 163. Transmissionsdrahtseile. Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim.

Seildurchmesser	Nutzkraft	Für übliche Seilscheibendurchmesser			Für kleine Seilscheibendurchmesser		
		$D \lesseqgtr 175 d$		Ungef. Seilgewicht	$D \lesseqgtr 150 d$		Ungef. Seilgewicht
		Zahl	Dicke		Zahl	Dicke	
		der Drähte im Seil		der Drähte im Seil		der Drähte im Seil	
d mm	kg	z	δ mm	g_0 kg/m	z	δ mm	g_0 kg/m
9	50	36	1,0	0,26	—	—	—
10	60	42	1,0	0,31	—	—	—
11	70	36	1,2	0,38	48	1,0	0,36
12	85	42	1,2	0,45	54	1,0	0,40
13	100	36	1,4	0,51	60	1,0	0,45
14	120	42	1,4	0,61	64	1,0	0,48
15	140	48	1,4	0,70	72	1,0	0,55
16	160	42	1,6	0,79	64	1,2	0,69
18	180	48	1,6	0,91	72	1,2	0,79
20	210	48	1,8	1,15	80	1,2	0,88
22	240	54	1,8	1,30	80	1,4	1,20
24	270	60	1,8	1,46	88	1,4	1,33
26	300	60	2,0	1,80	80	1,6	1,56
28	330	66	2,0	2,00	88	1,6	1,73
30	365	72	2,0	2,20	80	1,8	1,98
32	400	—	—	—	88	1,8	2,19
34	445	—	—	—	96	1,8	2,41
37	500	—	—	—	96	2,0	2,97

zinken Drähten 10 bis 11 000 kg/cm². Die Seilstärken d liegen meist zwischen 9 und 30 mm Durchmesser, die Drahtstärke δ zwischen 0,8 und 2 mm. Letztere ist neben der Art des Schrages maßgebend für die Biegsamkeit der Seile und für die Wahl des Scheibendurchmessers D , der mindestens das 1000fache, besser noch das 1500fache der Drahtstärke betragen soll:

$$D \geq 1500 \delta. \quad (705)$$

Wenn daher dünne Drähte in bezug auf die Scheibenabmessungen günstig sind, so ist andererseits zu beachten, daß sie rascher abgenutzt werden, das Seil also geringere Lebensdauer hat.

Im Verhältnis zum Seildurchmesser d wird $D \geq 150 d$, vielfach $D = 175 d$ genommen. Abmessungen von Transmissionsseilen der Firma Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim, enthält Zusammenstellung 163.

Zur Verbindung der Enden durch Spleißen sind 5 bis 6 m Seil erforderlich. Die Hanfseelen werden herausgeschnitten, die Litzen stufenweise gekürzt und ihre Drähte auf je 1 m Länge derartig ineinander geflochten, daß der Außendurchmesser der Spleißstelle gleich dem Seildurchmesser wird und keine Drahtenden vorstehen.

2. Kraft- und Spannungsverhältnisse beim Drahtseiltriebe.

Die sehr niedrige Dehnungszahl der verwandten Werkstoffe erhöht die Steifigkeit des Triebes und schließt unter Berücksichtigung der starken Spannungsänderungen, die durch Temperaturwechsel hervorgebracht werden, kurze Achsabstände aus. Praktisch pflegt man selten unter $e = 25$ m zu gehen. Da die Seile nur am Grunde der Rillen aufliegen, wird die Umfangskraft lediglich durch Reibung übertragen. Mangels näherer Versuche über den Einfluß der einzelnen Betriebsverhältnisse pflegt man mit einer Reibungszahl $\mu = 0,25$ zu rechnen und dementsprechend das Spannungsverhältnis bei der üblichen halben Umschlingung der Scheiben:

$$\frac{S'_1}{S'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = e^{\mu \omega} = e^{0,25 \cdot \pi} = 2,2 \quad (706)$$

anzunehmen.

3. Durchbildung der Drahtseiltriebe.

100 bis 120 m können durch einen Trieb überbrückt werden. Erst bei noch größeren Abständen schaltet man Zwischenstellen mit zweirilligen Scheiben nach Abb. 2141 ein, während Tragrollen nach Abb. 2140, sofern irgendmöglich, vermieden werden sollten, weil die Seile infolge der auf ihnen eintretenden Abbiegung in entgegengesetzter Richtung rasch schleifßen. Die Scheiben pflegen durchweg gleich groß, die Übersetzung also gleich 1 : 1 genommen zu werden, da anderenfalls die großen Scheiben zu bedeutende Abmessungen bekommen und zu schwer ausfallen. Etwa nötige Übersetzungen müssen durch andere Mittel, anschließende Riemen-, Seil- oder Zahnradtriebe verwirklicht werden. Eine weitere Voraussetzung einwandfreien Arbeitens von Drahtseiltrieben ist praktisch gleichförmige Belastung. Stoßweiser und unregelmäßiger Betrieb erzeugt unruhigen Lauf oder oft heftige Schwingungen, die zum Abfallen der Seile führen können.

Bei kleineren Leistungen wählt man die Seilgeschwindigkeit gewöhnlich niedrig, zwischen 6 und 10 m/sek, bei größeren steigert man sie etwa verhältnismäßig der Belastung bis zu 25 m/sek. Die Grenze der Leistungsfähigkeit der Drahtseiltriebe ist, da man immer auf ein Seil angewiesen ist, nach Zusammenstellung 163 durch:

$$N = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{500 \cdot 25}{75} = 165 \text{ PS}$$

gegeben. Als weiterer Anhalt kann dienen, daß die Scheiben 100 bis 120 Umdrehungen in der Minute machen sollen.

Für den ruhigen Lauf ist die sorgfältige Aufstellung der Scheiben in genau der gleichen Ebene und die wagrechte Lage der Achsen äußerst wichtig. Geschränkte Triebe oder

Richtungsänderungen durch Leitrollen sind also ausgeschlossen und durch Einschalten eines Kegelradtriebes zu umgehen. Schon das Eintreiben von Keilen kann schädlich wirken, weshalb man sich meist auf das Festklemmen der Naben unter Verwendung von Federn beschränkt oder Tangentkeile benutzt. Die Scheiben müssen genau rund laufen und sorgfältig ausgewuchtet sein. Die bei großen Achsentfernungen sehr bedeutenden und beim Betrieb stark wechselnden Durchhänge, die 3 bis 6% der Spannweite betragen können, vgl. Zahlenbeispiel 11, bestimmen die Lage der Scheiben über dem Gelände oder über den Schutznetzen und damit die Höhe der Tragpfeiler oder Stützen. Günstig ist, das ziehende Trum unten anzuordnen. Schräge Triebe sind wegen der geringeren Wirkung des Durchhanges unvorteilhaft. Um Unfälle zu vermeiden, müssen über begangenen Stellen Schutzvorrichtungen in Form von Drahtgittern, Netzen, Blech- und Holzrinnen angebracht werden, die das Seil beim Reißen oder Abfallen auffangen.

Zum Schutz gegen Rost werden die Seile mit Seilfirnis bestrichen und während des Betriebes etwa monatlich mit Drahtseilfett (Nr. 28 der Richtlinien [XV, 19]) geschmiert. Bei ständigem Lauf und guter Wartung kann die Lebensdauer eines Transmissionsdrahtseiles zu 2 bis 3 Jahren angenommen werden.

4. Berechnung der Drahtseile.

Es liegt nahe, von der zu übertragenden Umfangskraft $U = \frac{75N}{v}$ ausgehend, unter Beachtung der vorstehend gegebenen Gesichtspunkte für die Geschwindigkeit und die Drehzahlen der Scheiben ein geeignetes Seil nach den Listen der in Betracht kommenden Firmen auszuwählen und aus der Vorspannung den beim Auflegen des Seiles einzuhaltenden Durchhang zu ermitteln. Diese bisher allgemein übliche Berechnungsart gibt bei kurzen Achsabständen leichte Triebe, die aber sehr geringen Durchhang haben müssen und gegen Längungen des Seils durch den Betrieb und durch die Wärme empfindlich sind.

Richtiger ist es, nach dem Vorschlage von Felten und Guilleaume, Carlswerk in Köln-Mülheim, das Seilgewicht so zu berechnen, daß es die zur Übertragung der Umfangskraft U nötige Reibung bei mäßigem Durchhang erzeugt. Die Firma geht von 2% Durchhang, bezogen auf den Achsabstand a und Scheibendurchmessern $D = 175 d$ aus und läßt die Drehzahl der Scheiben 120 bis 130 in der Minute nicht überschreiten. Als Reibungszahl benutzt sie der Sicherheit wegen den niedrigen Wert $\mu = 0,16$ gegenüber dem sonst üblichen von 0,25. Neue Seile pflegen in Rücksicht auf die zu Beginn des Betriebs stets auftretenden Längungen mit 1,5% Durchhang aufgelegt zu werden.

Die im ziehenden Trum wirkende freie Kraft S'_1 steht nach der Eytelweinschen Formel (660), sofern man $S'_2 = S'_1 - U$ einführt, mit der Umfangskraft U in der Beziehung:

$$S'_1 = U \frac{e^{\mu \omega}}{e^{\mu \omega} - 1},$$

die unter der Annahme, daß $\frac{9}{10}$ des halben Umfangs umspannt werden, daß also $\omega = 0,9 \pi$ ist,

$$S'_1 = 2,75 U$$

gibt. Andererseits folgt aus dem Durchhang $y_a = 0,02 a$ und dem Gewicht g_0 des laufenden Meters Seil, das im Mittel $g_0 = 0,30 d^2$ beträgt:

$$S'_1 = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot y_a} = 6,25 g_0 \cdot a = 1,875 d^2 \cdot a. \quad (707)$$

Durch Gleichsetzen der beiden Werte wird:

$$U = 0,682 d^2 \cdot a$$

oder der zur Übertragung von U nötige Seildurchmesser:

$$d \approx 1,2 \sqrt{\frac{U}{a}}. \quad (708)$$

Ist die Leistung N in Pferdestärken bei n Umdrehungen in der Minute gegeben, so erhält man mit:

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot D \cdot n} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot 175d \cdot n} = 818 \frac{N}{d \cdot n},$$

den Seildurchmesser in Zentimetern:

$$d = 10,5 \sqrt{\frac{N}{v \cdot a}} \quad \text{oder} \quad d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}}, \quad (709)$$

wobei der Wellenabstand a in Metern einzusetzen ist.

Die Rechnung führt, wie die unten stehenden Beispiele zeigen, bei kleinen Achsabständen zu stärkeren Seilen und größeren Scheibendurchmessern als die erste Art, aber zu einem viel sichereren und zuverlässigeren Betrieb bei mäßigem Verschleiß. Beträchtliche Achsabstände verlangen dagegen verhältnismäßig dünne Seile.

Bei der Berechnung der Formänderungen und der Biegebeanspruchung dürfen nicht die vollen für Stahl üblichen Werte der Elastizitätszahl eingesetzt werden, weil die schraubenförmig gewundenen Drähte das Seil als Ganzes wesentlich nachgiebiger machen. Nach dem Vorschlage von Bach berücksichtigt man diesen Umstand durch eine Berichtigungszahl β , so daß:

$$\sigma_b = \beta \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} \quad (710)$$

wird. β ist außer vom Baustoff von der Art des Schlages des Seiles abhängig; für Transmissionsseile fand Bach [XXVI, 2] im Durchschnitt $\beta = \frac{3}{8}$. Vielfach bezeichnet man den Wert $\frac{\alpha}{\beta} = \alpha'$, der zwischen $\frac{1}{700000}$ bis $\frac{1}{800000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ liegt, kurz als Dehnungszahl der Drahtseile.

Die große Festigkeit und die mäßigen Längenänderungen, die die Seile beim Betriebe erfahren, gestatten mit hohen Beanspruchungen zu rechnen und begründen die günstigen Wirkungsgrade η , die Seiltriebe

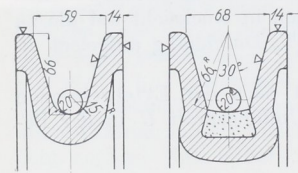
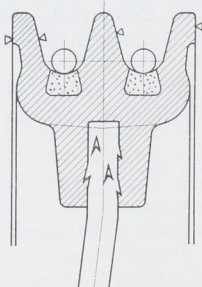


Abb. 2157 bis 2159. Rillenformen an Drahtseilscheiben.



bei großen Achsentfernungen aufweisen. η erreicht bei sorgfältiger Ausführung an einfachen Trieben 96 bis 97⁰/₀; für Zwischenstellen zieht man je 1,5⁰/₀ ab.

Konstruktive Durchbildung der Scheiben. Rillenformen zeigen die Abb. 2157 bis 2159. Läßt man das Seil unmittelbar auf dem gußeisernen Kranz aufliegen, so dreht man den Grund zweckmäßigerweise so aus, daß das Seil auf einem Drittel seines Um-

fangs gestützt wird. Besser ist es, die Rillen zur Vergrößerung der Reibung und zur Schonung des Seiles mit quer dazu gestellten Lederscheiben, Abb. 2158 und auch nach Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, mit Pappel- oder Weidenholzstücken auszufüttern, die mit Leinölfirnis durchtränkt, so in die Rinne von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt eingetrieben werden, daß die Fasern in der Scheibenebene liegen. Zum Einsetzen des Holzes ist die Rinne an einer Stelle erweitert; die letzten Stücke werden verleimt oder durch Keile oder ein-

geschraubte Leisten gehalten. Abb. 2160 und 2161 geben die Ausführung von Heckel, Saarbrücken, D. R. G. M. Nr. 13412, wieder, bei der einzelne Lederscheiben in einer offenen Rinne auf einer Litze aufgereiht sind, deren Enden an zwei Scheibenarmen verspannt werden. Die doppelrillige Form, Abb. 2159, für eine Zwischenstelle bestimmt, gibt die Kraft des einen Seils an das andere weiter. Auf ausgefütterten Scheiben brauchen die Seile nicht so stark vorgespannt zu werden wie auf gußeisernen.

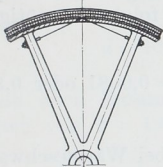
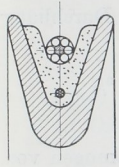


Abb. 2160 und 2161. Drahtseilscheibe mit Lederauskleidung. Heckel, Saarbrücken.

Kleinere Räder werden gewöhnlich ganz aus Gußeisen hergestellt; größere bestehen vielfach aus gußeisernen Kränzen und Naben, aber schmiedeisernen Armen aus Rund- oder Flacheisen. Die ersteren werden meist eingegossen, Abb. 2162 und 2163, die letzteren auch durch Schrauben angeschlossen.

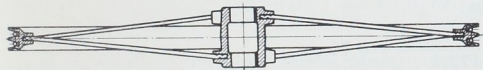
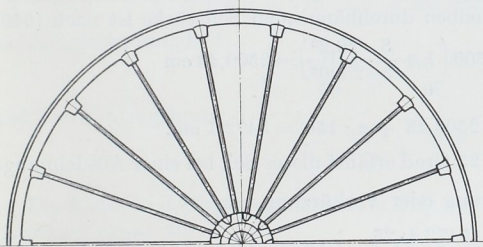


Abb. 2162. Drahtseilscheibe.

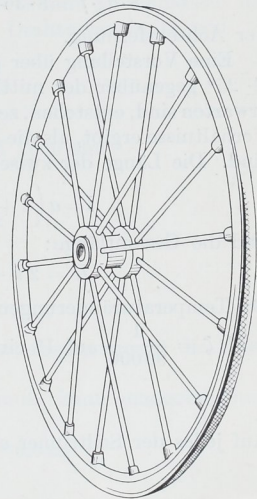


Abb. 2163. Drahtseilscheibe.

5. Berechnungsbeispiele.

Beispiel 10. $N = 8 \text{ PS}_0$ sind auf $a = 25 \text{ m}$ Entfernung durch ein Drahtseil zu übertragen.

a) Berechnung nach der üblichen Art.

Gewählt: $v = 10 \text{ m/sek}$ Laufgeschwindigkeit.

Umfangskraft U :

$$U = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{10} = 60 \text{ kg}.$$

Seil nach Zusammenstellung 163; Durchmesser $d = 10 \text{ mm}$, aus $z = 42$ Drähten von $\delta = 1 \text{ mm}$ Durchmesser bestehend.

Seilscheibendurchmesser: $D = 1500 \delta = 1500 \cdot 1,0 = 1500 \text{ mm}$.

Drehzahl der Welle:

$$n = \frac{60 v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10}{\pi \cdot 1,5} = 127; \text{ zulässig.}$$

Drahtquerschnitt:

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 42 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,330 \text{ cm}^2.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{60}{0,330} = 182 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' D} = \frac{0,1 \cdot 700\,000}{150} = 466 \text{ kg/cm}^2.$$

Flichspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{7,8}{10} \cdot \frac{10^2}{9,81} = 7,96 \text{ kg/cm}^2.$$

Wenn bei der kleinen Achsentfernung die Vorspannung gleich der doppelten Nutzs-
pannung $\sigma_v = 2 \sigma_n = 364 \text{ kg/cm}^2$ genommen wird, so folgt der nötige Durchhang
aus Formel (707), wenn $S'_1 = \sigma_v \cdot f$ eingeführt wird:

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot \sigma_v \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 364 \cdot 0,33} = 0,202 \text{ m}, \text{ d. s. } \frac{0,202}{25} = 0,0081 \text{ oder } 0,81 \%$$

der Achsentfernung.

Eine Vorstellung über die Spannungsänderungen, die bei Wärmeschwankungen von
 $\pm 25^\circ$ gegenüber der mittleren Temperatur, wie sie bei Betrieben im Freien sicher zu
erwarten sind, entstehen, zeigt die folgende Rechnung, die allerdings insofern zu ungünstige
Verhältnisse ergibt, als die Formänderungen der Welle und der Räder außer acht gelassen
sind. Die Länge der zwischen den Scheiben durchhängenden Seilstücke ist nach (649):

$$l = a \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{y^2}{a^2} \right) = 2500 \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{20,2^2}{2500^2} \right) = 2500,43 \text{ cm}$$

und die Gesamtlänge:

$$L = 2l + \pi D = 2 \cdot 2500,43 + \pi \cdot 150 = 5472,1 \text{ cm}.$$

Bei Temperaturänderungen von $t = \pm 25$ Grad erfährt dieses Seil bei einer Ausdehnungs-
zahl $\zeta = \frac{1}{90\,000}$ auf 1° eine Verlängerung oder Verkürzung um:

$$\lambda = L \cdot t \cdot \zeta = \frac{5472,1 \cdot 25}{90\,000} = 1,52 \text{ cm}.$$

Auf jedes der Seiltrümer entfällt davon:

$$\lambda' = \frac{1,52 \cdot 2500,43}{5472,1} = 0,70 \text{ cm};$$

sie nehmen mithin bei der Erwärmung die Länge:

$$l' = 2500,43 + 0,70 = 2501,13 \text{ cm}$$

an und haben nach (649) einen Durchhang:

$$y'_a = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot a (l' - a)} = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot 2500 (2501,13 - 2500)} = 32,6 \text{ cm oder } 0,326 \text{ m},$$

dem eine Spannung von:

$$\sigma'_v = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 y'_a \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 0,326 \cdot 0,33} = 225 \text{ kg/cm}^2$$

entspricht. Diese hat also um 139 kg/cm^2 abgenommen, während das Verhältnis zwischen
Vor- und Nutzs-pannung auf:

$$\frac{\sigma'_v}{\sigma_n} = \frac{225}{182} = 1,24$$

sinkt und der Betrieb wesentlich unsicherer wird.

Bei der Erniedrigung der Temperatur um 25° gegenüber der mittleren wird $l'' = l - \lambda'$
 $= 2500,43 - 0,70 = 2499,73 \text{ cm}$ kleiner als die Achsentfernung, so daß die Verkürzung
nicht mehr allein durch den Durchhang ausgeglichen werden kann, sondern sich
teilweise in Spannung umsetzen muß. Rechnet man überschlagweise die gesamte Ver-
ringerung in Spannung um, so ergibt sich als oberer Grenzwert:

$$\sigma'' = \frac{\varepsilon}{\alpha'} = \frac{\lambda'}{l \cdot \alpha'} = \frac{0,70 \cdot 700\,000}{2500} = 196 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit steigt die Vorspannung auf $364 + 196 = 560 \text{ kg/cm}^2$ und der Achsdruck auf das 6,2 fache der Umfangskraft.

Das Beispiel zeigt, daß ein nach der üblichen Art bemessener Drahtseiltrieb bei geringer Achsentfernung gegen Wärmeschwankungen recht empfindlich ist.

b) Berechnung nach Felten und Guilleaume.

Bei $n = 127$ Umdrehungen in der Minute, wie oben, wird der Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{8}{25 \cdot 127}} = 1,44 \text{ cm}.$$

Wählt man nach Zusammenstellung 163 ein Seil von 15 mm Durchmesser mit $z = 48$ Drähten von $\delta = 1,4$ mm Durchmesser und einem Drahtquerschnitt von

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 48 \cdot \frac{\pi}{4} 0,14^2 = 0,739 \text{ cm}^2,$$

so wird der Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 1,5 = 262,5 \text{ cm oder rund } 2600 \text{ mm},$$

die Seilgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D \cdot n}{60} = \frac{\pi 2,6 \cdot 127}{60} = 17,3 \text{ m/sek}$$

und die Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{17,3} = 34,5 \text{ kg}.$$

Die Nutz- und Biegespannungen im Seil werden geringer, dagegen nimmt die Fliehspannung etwas zu.

Die Vorspannkraft, mit der das Seil aufgelegt werden muß, kann genügend genau aus:

$$S_v = \frac{S'_1 + S'_2}{2} = \frac{2,75 + 1,75}{2} \cdot U = 2,25 U = 76,6 \text{ kg}$$

berechnet werden, der eine Vorspannung von:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{76,6}{0,739} = 104 \text{ kg/cm}^2$$

und ein Durchhang nach (707):

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot S_0} = \frac{0,70 \cdot 25^2}{8 \cdot 76,6} = 0,714 \text{ m}$$

oder 2,86% der Achsentfernung entspricht.

Wärmeschwankungen von $\pm 25^\circ$ verändern die Vorspannkraft nur wenig; bei der Erwärmung fällt sie auf 71,8 kg, bei der Abkühlung steigt sie auf 81,5 kg, so daß ein recht sicherer und zuverlässiger Betrieb entsteht.

Zahlenbeispiel II. 100 PS sind bei $a = 80$ m Achsabstand und $n = 100$ Umdrehungen in der Minute zu übertragen.

Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{100}{80 \cdot 100}} = 2,46 \text{ cm}.$$

Gewählt: Seil von $d = 24$ mm Durchmesser mit 60 Drähten von 1,8 mm Durchmesser, $f = 1,52 \text{ cm}^2$ Drahtquerschnitt und $g_0 = 1,46 \text{ kg/m}$ Eigengewicht.

Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 24 = 4200 \text{ mm}.$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 4,2 \cdot 100}{60} = 22,0 \text{ m/sek}.$$

Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 100}{22} = 341 \text{ kg}.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{341}{1,53} = 223 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' \cdot D} = \frac{0,18 \cdot 700000}{420} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{9,5 \cdot 22^2}{10 \cdot 9,81} = 46,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Größe von γ folgt unter der Annahme, daß nur die Drähte, nicht aber die Seele tragen, aus dem Gewicht eines 1 m langen Seilstücks von 1,46 kg, auf das im vorliegenden Falle 153 cm^3 Draht entfallen:

$$\gamma = \frac{1,46}{153} \cdot 1000 = 9,5 \text{ kg/dm}^3.$$

Vorspannkraft:

$$S_v = 2,25 U = 2,25 \cdot 341 = 767 \text{ kg}.$$

Vorspannung:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{767}{1,53} = 501 \text{ kg/cm}^2.$$

Durchhang während der Ruhe:

$$y_a = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S_0} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 767} = 1,53 \text{ m}.$$

Annähernd bekommt man die freie Spannung im ziehenden Trum aus:

$$\sigma'_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} = 501 + 111,5 = 612,5 \text{ kg/cm}^2,$$

im gezogenen aus:

$$\sigma'_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2} = 501 - 111,5 = 389,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Die genauere Untersuchung an Hand der Durchhangkurve und der Kennlinie, die auf ganz ähnliche Weise wie bei Riemen und Hanfseiltrieben mit $\alpha' = \frac{1}{700000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ und $\gamma = 9,5 \text{ kg/dm}^3$ aufgezeichnet wurden, gibt übrigens fast genau die gleichen Werte.

Bei der Belastung nehmen die beiden Seilträger recht verschiedene Durchhänge an:

das ziehende:

$$y_{a_1} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_1} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 931} = 1,26 \text{ m},$$

das lose:

$$y_{a_2} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_2} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 592} = 1,97 \text{ m}.$$

Eine Erwärmung des Seils um 25^0 läßt die Spannung im ruhenden Triebe auf 442, also um 59 kg/cm^2 sinken, bei der Abkühlung um 25^0 auf 594, also um 93 kg/cm^2 steigen. Schwankungen, die ohne wesentlichen Einfluß auf den Betrieb sind.

Berechnungsbeispiel 12. In Abb. 2164 ist der Seilscheibenkranz des auf Seite 1238 durchgerechneten Beispiels 9 mit einem Riementriebe derselben Hauptabmessungen und Leistung in Vergleich gestellt. Außer den 12 in der Rechnung angenommenen Seilen sind zur Sicherheit zwei weitere vorgesehen, so daß die Scheibe 14 rillig ist. Die Umfangskraft beträgt:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 590}{25} = 1770 \text{ kg}.$$

Ein einfacher Riemen erhielt nach Abb. 2058 bei $k_n = 14,5 \text{ kg/cm}$ eine zu große Breite:

$$b' = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{14,5} = 122 \text{ cm},$$

während der Doppelriemen mit $k_n = 26 \text{ kg/cm}$:

$$b = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{26} = 68 \text{ cm}$$

breit werden muß, vgl. Abb. 2165. Für einen Stahlbandantrieb gab die Eloesser Kraftband-Gesellschaft lediglich an, daß zur Unterbringung der in dem Falle

nötigen zwei Bänder eine Scheibenbreite von 170 mm ausreicht. Der Vergleich ergibt, daß im vorliegenden Falle der Seiltrieb am breitesten, der Stahlbandtrieb am schmalsten ausfällt. In bezug auf das Gewicht der Scheiben bestehen jedoch geringere Unterschiede, weil die Stahlbänder kräftige Kränze verlangen. Entscheidend müssen die Anlagekosten, die, was das Übertragungsmittel anlangt, beim Seiltrieb am kleinsten sind, und der Wirkungsgrad sein, soweit nicht besondere Umstände, wie die Abgabe der Leistung an mehrere Wellenstränge oder örtliche Verhältnisse, maßgebend werden.

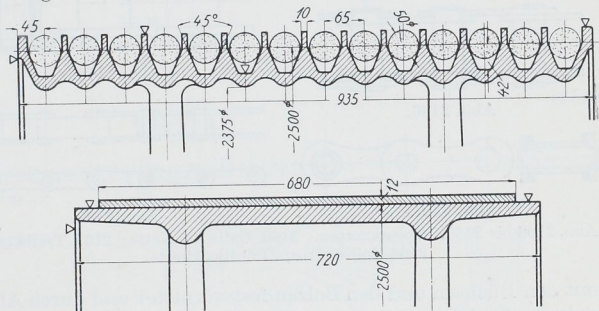


Abb. 2164 und 2165. Vergleich zwischen Seil- und Riementrieb für 590 PS Leistung bei $v = 25 \text{ m/sek}$ Umfangsgeschwindigkeit.

Siebenundzwanzigster Abschnitt.

Kettentriebe.

Bei Kettentrieben wird die Kraft mittelbar durch eine Kette von einem Rade auf das andere übertragen, wobei die Räder mit Zähnen versehen sind, die in die Kettenlieder eingreifen, so daß eine sichere und verhältnismäßige Übertragung von der einen Welle zur andern zustande kommt. Gegenüber Zahnrädern bieten Kettentriebe den Vorteil, auch bei größeren Achsabständen anwendbar zu sein; im Vergleich mit Riemen- und Seiltrieben weisen sie geringere Achsdrücke auf und sind unempfindlich gegen Feuchtigkeit und Wärme. Selbst bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und in staubigen und schmutzigen Betrieben bewähren sie sich gut und finden häufig in der Fördertechnik, an Fahrrädern, im Werkzeugmaschinen- und Kraftwagenbau Anwendung.

Zusammenstellung 164. Rollenketten von A. Stotz, Stuttgart (vgl. Abb. 2168).

Zulässige Belastung	kg	100	150	200	300	400	500	750	1000	1500
Teilung	mm	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Weite zwischen den Platten	„	14	16	18	20	22	25	30	35	45
Äußerer Rollendurchmesser	„	9	12	15	17	18	20	23	26	28
Bolzendurchmesser	„	5	8	10	11	12	14	17	18	20
Laschenbreite	„	14	18	22	24	26	30	35	38	41
Laschenstärke	„	2	3	3	4	4	5	6	6	8
Ganze Breite der Kette	„	28	32	36	40	46	52	62	68	90
Gewicht des laufenden Meters	kg/m	1,25	2	2,75	3,50	3,70	5	7	8,40	12,50