

Andererseits haben wir nach Hauptgl. III auf S. 23 zu setzen

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q}{2} \left(1 - \frac{z}{Z}\right) \dots 28$$

so dass sich durch Vereinigung dieser Gleichungen für P

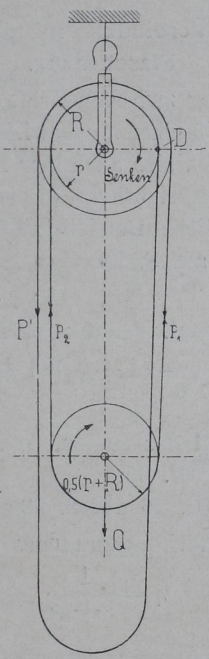
$$1 + \varphi = \frac{1}{1 + 0,5 \varphi_0} \frac{(1 + \varphi_0)^2 - \frac{z}{Z}}{1 - \frac{z}{Z}} \dots 29$$

ergibt. Annähernd ist auch

$$\varphi = \frac{2 \varphi_0}{1 - \frac{z}{Z}} \dots 30$$

Beim Senken der Last wirkt die Last Q treibend und die Kraft P' hindernd, wenn der Rollenzug nicht selbsthemmend ist. Die Rollen drehen sich dann so, wie in Fig. 26 des Textes angedeutet. Nach dem der Gl. 1

Fig. 26.



beigegebenen Satze auf S. 24 ist nun für die untere lose Lastrolle

$$P_2 = (1 + \varphi_0) P_1,$$

so dass mit

$$P_1 + P_2 = Q$$

$$P_1 = \frac{Q}{2 + \varphi_0} \text{ und } P_2 = (1 + \varphi_0) \frac{Q}{2 + \varphi_0}$$

folgt. Für die obere feste Rolle ist nach demselben Satze

$$\left(P' + P_2 \frac{r}{R}\right) (1 + \varphi_0) = P_1$$

oder mit den vorstehenden Werten von P1 und P2, sowie

$$\text{mit } \frac{r}{R} = \frac{z}{Z}$$

$$P' = \frac{Q}{2 + \varphi_0} \left\{ \frac{1}{1 + \varphi_0} - (1 + \varphi_0) \frac{z}{Z} \right\} \dots 31$$

Der Flaschenzug wird selbsthemmend, sobald P' gleich

Null oder negativ (entgegengesetzt gerichtet, wie in Fig. 26 angegeben) wird, und das wiederum ist nach der vorstehenden Beziehung für P' bei

$$\frac{1}{1 + \varphi_0} \leq (1 + \varphi_0) \frac{z}{Z}$$

oder

$$(1 + \varphi_0)^2 \geq \frac{Z}{z} \dots 32$$

der Fall. Zum Senken der Last ist dann in dem bei D ablaufenden Kettentrum eine nach unten gerichtete Kraft P' auszuüben.

Der Wirkungsgrad des vorliegenden Flaschenzuges für den Lasthub ist $\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$ und bei Selbsthemmung,

wie auf S. 23 allgemein nachgewiesen, kleiner als $\frac{1}{2}$.

Für φ_0 gleich 0,05 lautet Gl. 32

$$1,05^2 \geq \frac{Z}{z} \text{ oder } Z \leq \frac{z}{1,1}$$

Nimmt man $z = 10$ und $Z = 1,1 \cdot 10 = 11$, so ist nach Gl. 29

$$1 + \varphi = \frac{1}{1,025} \frac{1,05^2 - \frac{10}{11}}{1 - \frac{10}{11}} = \sim 2,05$$

und

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{1}{2,05} = 0,4878.$$

Da die obere Doppelrolle in ihrer kleineren Hälfte meistens Radien erhält, die kleiner als die 10 fache Ketten-eisenstärke sind, so wird auch vielfach

$$\varphi_0 = 0,06 \text{ oder } \varphi_0 = 6 \text{ Prozent}$$

im vorliegenden Falle gesetzt.

§ 13.

Der Treibkolben.

In den meisten Hebezeugen mit Druckwasserbetrieb wirkt die Druckflüssigkeit vermittelst eines Treibkolbens in einem Hubmotor auf die Last ein. Derselbe ist gewöhnlich einfachwirkend, und der Kolben wird in ihm, je nachdem der Cylinder ausgebildet ist, durch eine Ledermanschette oder Stopfbuchse mit Baumwollpackung gegen das Druckwasser abgedichtet. Ledermanschetten kommen jetzt meistens nur bei kleinen Kolben vor, während Baumwollpackungen für grössere Durchmesser gebräuchlich sind, da sie sich besser durchfetten lassen und deshalb der Kolbenbewegung einen geringeren Widerstand entgegensetzen. Der Treibkolben kann entweder unmittelbar die Last tragen oder vermittelst eines umgekehrten Faktoren-Flaschenzuges auf dieselbe einwirken; das letztere geschieht stets dann, wenn eine Beschränkung des Kolbenhubes oder Steigerung der Geschwindigkeit geboten ist. Ausserdem kommt der Treibkolben in doppelter Anordnung mit verschiedenem Durchmesser bei Hebezeugen vor, die das Prinzip der hydraulischen Presse zur Umsetzung zwischen Kraft und Last verwenden. Wir unterscheiden deshalb:

a) Treibkolben mit unmittelbarem Lastangriff.

Kraft und Last legen hier in derselben Zeit die gleichen Wege zurück. Es ist also das Umsetzungsverhältnis

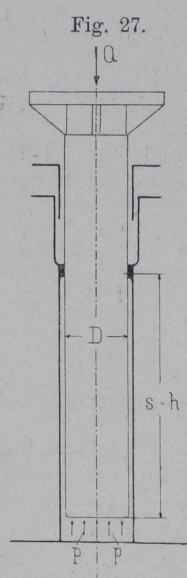
$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = 1 \dots \dots \dots 33$$

und die Betriebskraft des reibungslos gedachten Kolbens nach Hauptgl. I auf S. 22

$$P_0 = Q.$$

Als Nebenhindernisse kommt hauptsächlich der Reibungswiderstand der Kolbendichtung in Betracht. Derselbe kann nach H. Lang¹⁾ als unabhängig von der Höhe der Ledermanschette bzw. Stopfbuchspackung angesehen und

$$W = \mu \cdot D \pi \cdot p$$



gesetzt werden, wenn nach Fig. 27 des Textes
 D den Kolbendurchmesser in cm,
 p den Überdruck der Flüssigkeit in kg/qcm,
 μ den Reibungskoeffizienten
 bezeichnet. Es folgt dann für die wirkliche Betriebskraft die Beziehung

$$P = P_0 + W = Q \left(1 + \frac{W}{Q} \right),$$

während nach Hauptgl. III auf S. 23 mit $\varphi = \varphi_d$

$$P = (1 + \varphi_d) Q \dots \dots \dots 34$$

ist. Durch Vereinigung dieser zwei Werte ergibt sich

$$\varphi_d = \frac{W}{Q} = \frac{\mu \cdot D \pi \cdot p}{Q}$$

Gestatten wir uns mit Rücksicht auf die Unsicherheit, welche beim Entwurf hinsichtlich der Wahl von μ herrscht, in dem gefundenen Werte $Q = D^2 \frac{\pi}{4} p$ zu setzen, während eigentlich $P = D^2 \frac{\pi}{4} p$ ist, so folgt

$$\varphi_d = 4 \frac{\mu}{D} \dots \dots \dots 35$$

1) S. „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“, 17. Aufl., Teil I, S. 213. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin.

Der Reibungskoeffizient ist von der Beschaffenheit des Kolbens und der Dichtung abhängig. Nach H. Lang¹⁾ beträgt

für Baumwolle oder Hanf, lose oder geflochten, in heissem Talg getränkt, Kolben glatt, Buchse nicht fest angepresst, also Packung noch elastisch, gewöhnliche Abmessungen — selbst noch nach Monaten —

$$\mu = 0,06 \text{ bis } 0,11,$$

für Baumwolle oder Hanf, schwierige Verpackung (schwere Stopfbuchse, ungünstige Lage u. s. w.)

$$\mu \text{ bis } 0,25,$$

für Lederstulp-Dichtung

weiches Leder, gute Ausführung $\mu = 0,03$ bis $0,07$, hartes, stark lohgares Leder $\mu = 0,10$ bis $0,13$,

ungünstige Anlage (rauer Kolben, schmutziges Wasser u. s. w.) μ bis $0,20$.

Für den Wirkungsgrad des Treibkolbens gilt wieder die

$$\text{Beziehung } \eta_d = \frac{1}{1 + \varphi_d}$$

b) Treibkolben in Verbindung mit einem hydraulischen Flaschenzug.

Eine Umsetzung zwischen Kraft und Last wird hier allein durch den Flaschenzug bewirkt. Die Gl. 24 und folgende, S. 29 gelten also auch hier für das Umsetzungsverhältnis und die Betriebskraft des reibungslosen Mechanismus. Die wirkliche Betriebskraft desselben beträgt nach Hauptgl. III auf S. 23

$$P = (1 + \varphi) n \cdot Q \dots \dots \dots 36$$

wobei gemäss Hauptgl. V auf S. 23

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_d) (1 + \varphi_h) \dots \dots \dots 37$$

zu setzen ist, unter

n die Gesamtzahl der Rollen,

φ_d den Wert der Gl. 35,

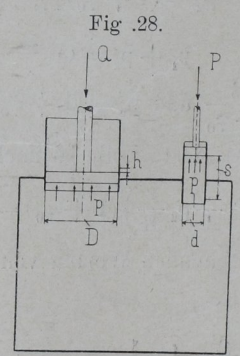
$1 + \varphi_h$ den der Gl. 26 auf S. 29

verstanden. Der Wirkungsgrad des Mechanismus ist

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$$

c) Doppeltreibkolben der hydraulischen Presse.

Die Kraft greift an dem kleinen, die Last an dem grossen Kolben in Fig. 28 des Textes an, wo der



gemeinschaftliche Cylinder beider durch ein die Druckflüssigkeit enthaltendes Gefäss angedeutet ist. Bezeichnet

d den Durchmesser des kleinen,
 D den des grossen Kolbens in cm,
 so presst der erstere, sobald er um das Stück s in das
 gefüllte Gefäss gedrückt wird, eine Wassermenge $d^2 \frac{\pi}{4} s$
 unter den grossen Kolben, hebt diesen also um eine
 Strecke h, welche durch die Beziehung

$$D^2 \frac{\pi}{4} h = d^2 \frac{\pi}{4} s$$

bestimmt ist. Hieraus ergibt sich ein Umsetzungs-
 verhältnis

$$\frac{h}{s} = \frac{d^2}{D^2} \dots \dots \dots 38$$

womit nach Hauptgl. I auf S. 22 für die Betriebskraft
 der reibungslos gedachten Kolben

$$P_0 = Q \frac{d^2}{D^2}$$

folgt. Als Nebenhindernisse sind wieder vorwiegend die
 Reibungswiderstände der beiden Kolben zu betrachten.
 Ist p der Druck der Flüssigkeit auf das qcm der beiden
 Kolbenflächen, so beträgt die Reibung des kleinen Kolbens
 nach den Angaben unter a)

$$W_1 = \mu \cdot d \pi \cdot p$$

und die des grossen Kolbens

$$W_2 = \mu \cdot D \pi \cdot p.$$

Es ist nun ferner

$$P = d^2 \frac{\pi}{4} p + W_1 = d^2 \frac{\pi}{4} p + \mu \cdot d \pi \cdot p,$$

$$Q = D^2 \frac{\pi}{4} p - W_2 = D^2 \frac{\pi}{4} p - \mu \cdot D \pi \cdot p,$$

während nach Hauptgl. III auf S. 23

$$P = (1 + \varphi) Q \frac{d^2}{D^2} \dots \dots \dots 39$$

wird. Aus der Vereinigung der letzten drei Gleichungen
 folgt dann

$$1 + \varphi = \frac{1 + 4 \frac{\mu}{d}}{1 - 4 \frac{\mu}{D}} \dots \dots \dots 40$$

Für μ gelten auch hier die unter a) angeführten Werte.

§ 14.

Die Trommelwinden.

Hebezeuge, welche die an einem Seil oder einer
 Kette hängende Last mittelst Drehung einer Trommel
 hochwinden, bilden die Hauptvertreter der Lasthebe-
 maschinen mit rotierender Kraftübertragung. Sie finden
 sowohl für Hand- als auch für motorischen Antrieb Ver-
 wendung und sind im letzteren Falle allein dazu geeignet,
 die von einem rotierenden Motor geleistete Arbeit in
 einer Hebemaschine zum Heben von Lasten nutzbar zu
 machen. Für kleinere Lasten werden sie oft ohne be-
 sonderes Vorgelege ausgeführt, meist ist aber zwischen
 Last- und Kraftwelle zur Vergrösserung der Übersetzung
 ein Rädervorgelege eingeschaltet; dasselbe kann durch

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

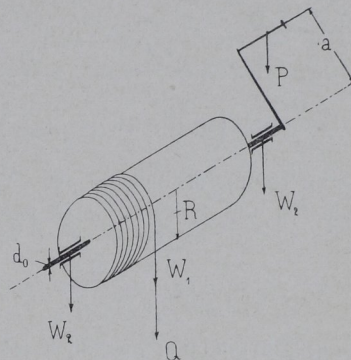
Zahn-, Reibungsräder oder Schnecke und Schneckenrad
 gebildet werden.

Zur Berechnung der Trommelwinden benutzen wir
 die Hauptgl. Ia, IIa, III bis VI auf S. 22 bzw. 23 und
 unterscheiden dabei:

a) Trommelwinden ohne Vorgelege.

In der gewöhnlichen Anordnung (Fig. 29 des Textes)
 bestehen dieselben aus einer doppelt gelagerten Welle,
 welche zwischen den Lagern die Trommel, ausserhalb
 derselben die Kurbel oder das Haspelrad zum Angriff
 der Betriebskraft trägt. Da Last- und Kraftwelle zu-

Fig. 29.



sammenfallen, so muss die Winkelgeschwindigkeit beider
 gleich ($\omega_w = \omega_c$), also nach Hauptgl. IIa auf S. 22

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R}{a} \dots \dots \dots 41$$

sein, wobei R der Trommelradius, a der Hebelarm der
 Kraft ist. Weiter folgt aus Hauptgl. Ia auf S. 22 die
 Betriebskraft der reibungslos gedachten Maschine zu

$$P_0 = \frac{Q \cdot R}{a}$$

und somit die wirkliche Betriebskraft nach Hauptgl. III
 auf S. 23, wenn φ hier mit φ_t bezeichnet wird, zu

$$P = (1 + \varphi_t) \frac{Q \cdot R}{a} \dots \dots \dots 42$$

Der Verlustfaktor φ_t ist von den Nebenhindernissen
 abhängig. Dieselben bestehen

1. in dem Widerstande W_1 , den das Seil oder die
 Kette beim Auflegen auf die Trommel dadurch verur-
 sachen, dass sie aus der geraden in die gekrümmte
 Richtung übergehen müssen. Auf S. 24 wurde dieser
 Widerstand bei einer Rolle, wo er an der Auf- und Ab-
 laufstelle des Lastorganes auftritt, im ganzen zu σ mal
 der Spannung im auflaufenden Trum ermittelt. Die
 letztere ist hier gleich der Last Q, und der fragliche
 Widerstand kann, weil er bei einer Trommel nur an der
 Auflaufstelle des Seiles oder der Kette wirksam ist,

$$W_1 = 0,5 \sigma \cdot Q$$

gesetzt werden. Dabei beträgt nach den Angaben auf
 S. 24

$$\text{für Hanfseile } \sigma = 0,1 \frac{\Delta^2}{R} \quad (\Delta \text{ und } R \text{ in cm),}$$