Bei der wirklichen Maschine hat die Betriebskraft nicht nur den Widerstand der Last, sondern auch denjenigen zu überwinden, den die Getriebe, Führungsteile, Lastorgane u. s. w. infolge von Reibung oder Seilsteifigkeit ihrer Bewegung entgegensetzen. Man bezeichnet diese letztgenannten Widerstände als die eigenen Bewegungswiderstände oder Nebenhindernisse des Hebezeuges. Bei ihrer Berücksichtigung muss natürlich die Betriebskraft der Lasthebemaschine grösser als diejenige P_0 der reibungslos gedachten Maschine sein, und zum Unterschiede von dieser letzteren nennen wir sie die Betriebskraft der wirklichen Maschine oder kurz die wirkliche Betriebskraft. Bezeichnen wir sie mit P und setzen die Arbeit, welche zur Überwindung der Nebenhindernisse aufzuwenden ist, gleich $\varphi \cdot P_0 \cdot s$, so folgt

$$P \cdot s = Q \cdot h + \varphi \cdot P_0 \cdot s = P_0 \cdot s + \varphi \cdot P_0 \cdot s$$

oder

$$\mathbf{P} = (1 + \varphi)\, \mathbf{P}_0 \quad \ldots \ldots \quad \text{III}$$

wobei φ der Verlustfaktor des Hebezeuges genannt werden soll. Das Verhältnis der beiden Betriebskräfte

$$\eta = \frac{\mathbf{P}_0}{\mathbf{P}} = \frac{\mathbf{1}}{1 + \varphi} \quad \ldots \ldots \quad \text{IV}$$

ist der Wirkungsgrad des Hebezeuges. Derselbe ist bekanntlich stets kleiner als 1. Bei der Berechnung einer Hebemaschine wird er gewöhnlich in der Weise bestimmt, dass man sich die Maschine in ihre einzelnen Elemente oder Elementargetriebe zerlegt denkt und nun den Wirkungsgrad für diese letzteren ermittelt, ein Verfahren, dass nach Wissen des Verfassers zuerst von Professor Gustav Herrmann im Jahrgang 1879 der deutschen Bauzeitung angewandt wurde. Wirken dann diese einzelnen Elemente, wie schon weiter oben angeführt, so aufeinander, dass immer das nachfolgende durch das vorhergehende angetrieben wird, die Betriebskraft des ersteren also stets die Last des letzteren bildet, so gilt, wenn $\varphi', \varphi'', \varphi''' \ldots$ der erwähnte Verlustfaktor, $\eta', \eta'', \eta''' \ldots\ldots$ der Wirkungsgrad der einzelnen Elemente ist, für das ganze Hebezeug die Beziehung

$$\left.\begin{array}{l} \mathbf{1} + \varphi = (\mathbf{1} + \varphi')(\mathbf{1} + \varphi'')(\mathbf{1} + \varphi''') \ldots\ldots \\ \eta = \eta' \cdot \eta'' \cdot \eta''' \ldots\ldots \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad \text{V}$$

Die Leistung, welche von der Betriebskraft aufzuwenden ist, um die Last Q mit der Geschwindigkeit w in m/Sek. zu heben, beträgt in PS

$$\mathbf{N} = (\mathbf{1} + \varphi) \frac{\mathbf{Q} \cdot \mathbf{w}}{\mathbf{75}} = \frac{\mathbf{1}}{\eta} \frac{\mathbf{Q} \cdot \mathbf{w}}{\mathbf{75}} \quad \ldots \ldots \quad \text{VI}$$

Sind die eigenen Bewegungswiderstände eines Hebezeuges so gross, dass die Last nicht sinkt, sondern schwebend erhalten wird, wenn auch die Betriebskraft im Sinne des Lasthubes zu wirken aufhört, so bezeichnet man es als selbsthemmend oder selbstsperrend. Diese Eigenschaft tritt ein, sobald für das Lastsenken die Arbeit der Nebenhindernisse gleich oder grösser als die Arbeit der Last, sobald also nach den obigen Bezeichnungen

$$\varphi \cdot P_0 \cdot s \overline{\gtrless} Q \cdot h$$

wird. Zum Niederlassen der Last bedarf es dann einer mit Q gleichgerichteten Kraft, welche die Differenz der genannten Arbeiten leistet. Da $Q \cdot h$ gemäss Gl. I gleich $P_0 \cdot s$ ist, so folgt aus der vorstehenden Bedingung für die Selbstsperrung

$$\varphi \cdot P_0 \cdot s \overline{\gtrless} P_0 \cdot s,$$

oder

$$\varphi \overline{\gtrless} 1,$$

und es fällt, vorausgesetzt, dass dieselben Nebenhindernisse, die den Niedergang hemmen, auch während des Hochganges der Last in der Maschine auftreten, für den letzteren nach Gl. IV der Wirkungsgrad

$$\eta \leq \frac{1}{1+1} \text{ oder } \eta \leq \frac{1}{2}$$

aus. Das heisst: Bei allen Hebemaschinen, welche durch die eigenen Bewegungswiderstände selbsthemmend sind, dienen mindestens 50 % der Betriebsarbeit zur Überwindung der Nebenhindernisse, und diese gehen also für den eigentlichen Zweck der Maschine verloren.

Bei allen Hebezeugen, bei denen die eigenen Bewegungswiderstände nicht die zur Selbsthemmung erforderliche Grösse haben, muss natürlich die Last durch eine besondere Stützvorrichtung oder durch eine Kraft hochgehalten werden, welche im Verein mit diesen Nebenhindernissen der Last das Gleichgewicht hält. Eine solche Kraft ist auch zum Niederlassen der Last erforderlich, wenn diese nicht mit beschleunigter Bewegung heruntergehen soll, es sei denn, dass durch eine sogenannte Bremsvorrichtung die Energie vernichtet wird, welche auf eine Beschleunigung der Bewegung hinwirkt.

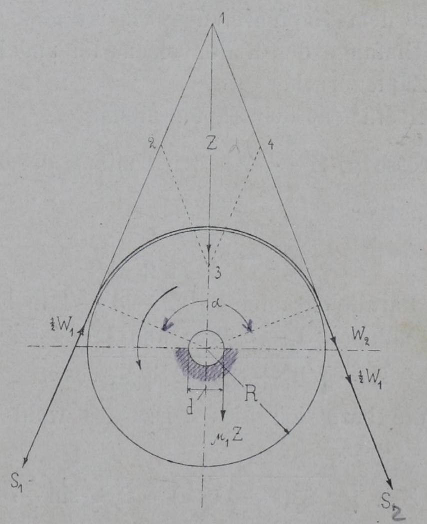
§ 11.

Die einfachen Rollen.

a) Die eigenen Bewegungswiderstände der Rolle.

Fig. 17 des Textes zeigt eine drehbare Rolle, über welche ein gespanntes Zugkraft- oder Lastorgan (Seil, Kette) in der angedeuteten Richtung bewegt werden soll. Es sei

Fig. 17.



Δ die Seil- oder Ketteneisenstärke (bei Gall'schen Gelenkketten der Bolzendurchmesser),

R der Rollenradius (bis Mitte Seil oder Kette),

d der Durchmesser des Bolzens, auf welchem sich die Rolle dreht,

α der Umschlingungswinkel des Seiles oder der Kette an der Rolle,

S_2 die Spannung im auflaufenden,

S_1 diejenige im ablaufenden Seil- oder Kettentrum.

Die Spannung S_1 im ablaufenden Trum hat ausser der Spannung S_2 noch die Nebenhindernisse zu überwinden, welche sich der Drehung der Rolle entgegensetzen. Diese bestehen:

1. aus dem Widerstande W_1, den das Seil oder die Kette dort hervorrufen, wo sie sich auf die Rolle legen und von derselben abtreten und aus der geraden Richtung in die gekrümmte oder umgekehrt übergehen müssen. Man bezeichnet diesen Widerstand bei den Seilen als Seilsteifigkeit, bei den Ketten als Gliederreibung. Setzen wir

$$W_1 = \sigma \cdot S_2,$$

so wird

für Hanfseile nach den Versuchen von Eytelwein, die sich auf festgeschlagene Seile bezogen, mit Δ und R in cm

$$\sigma = 0{,}18 \frac{\Delta^2}{R}$$

angegeben, während für lose geschlagene Seile, wie sie meistens bei Hebezeugen verwendet werden, σ sehr verschiedene Angaben findet. Als passenden Mittelwert, der nur bei neuen Seilen um 20 bis 30% höher sein kann, dürfte sich

$$\sigma = 0{,}1 \frac{\Delta^2}{R}$$

empfehlen;

Für Ketten wird gewöhnlich

$$\sigma = 0{,}2 \frac{\Delta}{R}$$

gesetzt, während

für Drahtseile jegliche Angaben, die nur durch entsprechende Versuche zu ermitteln sind, fehlen. Wir nehmen hier σ ebenso gross wie bei Ketten an.

2. aus dem Zapfenreibungswiderstande. Derselbe greift am Umfange des Rollenbolzens an und hat, wenn

Z der Zapfendruck,

μ_1 der Koefficient der Zapfenreibung

ist, die Grösse $\mu_1 \cdot Z \frac{d}{2}$. An den Umfang der Rolle versetzt, beträgt er

$$W_2 = \mu_1 \cdot Z \frac{d}{2R}.$$

Nach dem Parallelogramm 1 — 2 — 3 — 4 in Fig. 17 des Textes ist nun mit $1-2 = S_1$ und $1-4 = S_2$

$$Z = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2\,S_1 \cdot S_2 \cdot \cos\alpha},$$

oder für die bezüglich dieses Druckes wohl statthafte Annahme $S_1 = S_2$

$$Z = \sqrt{2\,S_2^2 (1 - \cos\alpha)} = 2\,S_2 \cdot \sin\frac{\alpha}{2},$$

und somit

$$W_2 = \mu_1 \cdot S_2 \frac{d}{R} \sin\frac{\alpha}{2}.$$

Setzen wir die ganzen Nebenhindernisse an der Rolle

$$W_1 + W_2 = \varphi_0 \cdot S_2,$$

so folgt die Spannung im ablaufenden Trum zu

$$S_1 = S_2 + W_1 + W_2 = (1 + \varphi_0)\,S_2,$$

wobei mit Δ, R und d in cm

für Hanfseile

$$\varphi_0 = 0{,}1 \frac{\Delta^2}{R} + \mu_1 \frac{R}{d} \sin\frac{\alpha}{2},$$

für Drahtseile und Ketten

$$\varphi_0 = 0{,}2 \frac{\Delta}{R} + \mu_1 \frac{d}{R} \sin\frac{\alpha}{2}$$

zu setzen ist. Für die meisten Fälle der Praxis dürfte es ferner genügen, solche Werte von φ_0 zu benutzen, die sich unter Annahme mittlerer Werte von R und d ergeben, nämlich

für Hanfseile mit $R = 4\,\Delta$, $d = \Delta$, $\mu_1 = 0{,}1$ und Δ in cm

$\alpha = 90^0 \ldots\ldots \varphi_0 = 0{,}025\,(\Delta + 0{,}7)$,

$\alpha = 180^0 \ldots\ldots \varphi_0 = 0{,}025\,(\Delta + 1)$,

für Drahtseile und Ketten mit $d = 3{,}3\,\Delta$ und $\mu_1 = 0{,}1$

bei kleinem Rollenradius ($R = 10\,\Delta$ für Ketten)

$\alpha = 90^0 \ldots\ldots \varphi_0 = 0{,}04$,

$\alpha = 180^0 \ldots\ldots \varphi_0 = 0{,}05$,

bei grossem Rollenradius ($R = 20\,\Delta$ für Ketten)

$\alpha = 90^0 \ldots\ldots \varphi_0 = 0{,}03$,

$\alpha = 180^0 \ldots\ldots \varphi_0 = 0{,}04$.

Wir merken uns das Vorstehende leicht in der folgenden Weise:

Bei einer Rolle ist die Spannung im ablaufenden Seil- oder Kettentrum

$$\mathbf{S_1 = (1 + \varphi_0)\,S_2} \quad \ldots\ldots \quad 1$$

bei Hanfseilen (Δ in cm) und

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 90^0 \text{ um } \varphi_0 = \mathbf{2{,}5\,(\Delta + 0{,}7)} \text{ Prozent} \\ \alpha = 180^0 \text{ um } \varphi_0 = \mathbf{2{,}5\,(\Delta + 1)} \text{ Prozent} \end{array}\right\} \quad . \quad 2a$$

bei Drahtseilen und Ketten

mit kleinem Rollenradius und

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 90^0 \text{ um } \varphi_0 = \mathbf{4} \text{ Prozent} \\ \alpha = 180^0 \text{ um } \varphi_0 = \mathbf{5} \text{ Prozent} \end{array}\right\} \quad \ldots \quad 2b$$

mit grossem Rollenradius und

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 90^0 \text{ um } \varphi_0 = \mathbf{3} \text{ Prozent} \\ \alpha = 180^0 \text{ um } \varphi_0 = \mathbf{4} \text{ Prozent} \end{array}\right\} \quad \ldots \quad 2c$$

grösser als die Spannung S_2 im auflaufenden Trum.

Bei sehr kleinen Rollenradien, wie sie bei manchen Flaschenzügen vorkommen, ist für Ketten und Drahtseile mit $\alpha = 180^0$ sogar $\varphi_0 = \mathbf{6}$ Prozent zutreffend.

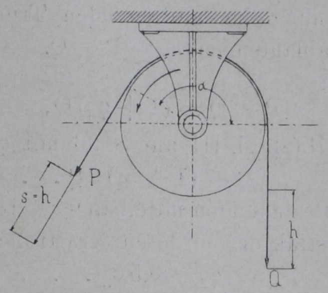
b) Die feste Rolle.

Seil- oder Kettenrollen, welche beim Heben oder Senken der Last nur eine drehende Bewegung vollführen und sich nicht mit der Last oder Kraft verschieben, bezeichnet man als feste Rollen. Sie dienen gewöhnlich nur zur Führung des Zugkraft- oder Lastorganes, wenn dieses seine Richtung ändern soll, und werden deshalb vielfach als Führungs- oder Leitrolle bezeichnet; als eigentliches Hebezeug kommen sie, da sie keine Umsetzung zwischen Kraft und Last bewirken, selten zur Verwendung.

Wie aus Fig. 18 des Textes ersichtlich, legen hier Kraft und Last in derselben Zeit den gleichen Weg zurück ($s = h$) und bewegen sich mit derselben Geschwindigkeit ($c = w$). Das Umsetzungsverhältnis der festen Rolle ist somit nach Hauptgl. II auf S. 22

$$\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{c}} = \mathbf{1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3$$

Fig. 18.



und die Betriebskraft der reibungslos gedachten Rolle gemäss Hauptgl. I auf S. 22

$$P_0 = Q.$$

Die wirkliche Betriebskraft ist nach Hauptgl. III für $\varphi = \varphi_0$

$$\mathbf{P = (1 + \varphi_0)\, Q} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4$$

und es muss der Verlustfaktor φ_0 gleich dem Werte der Gl. 2a bis 2c sein, da nach der Figur die Spannung im auflaufenden Trum $S_2 = Q$, diejenige im ablaufenden $S_1 = P$ ist.

Der Wirkungsgrad der festen Rolle bestimmt sich nach Hauptgl. IV auf S. 23 zu

$$\eta_0 = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{1 + \varphi_0}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5$$

und beträgt z. B. für eine Kettenrolle von kleinem Radius bei 180^0 Umschlingungswinkel ($\varphi_0 = 0{,}05$ oder 5 Prozent)

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0{,}05} = \sim 0{,}952 \text{ oder } 95{,}2 \text{ Prozent.}$$

Der Verlust an Betriebskraft, den die Nebenhindernisse an der Rolle hervorrufen, ist

$$P - P_0 = P\left(1 - \frac{P_0}{P}\right) = P\,(1 - \eta_0) = P\,\frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0},$$

also das

$$1 - 0{,}952 = 0{,}048 \text{fache oder } 4{,}8 \text{ Prozent}$$

dieser Kraft in dem angeführten Falle.

c) Die lose Lastrolle.

Während das Gestell der festen Rolle seine Lage beim Lastheben oder Lastsenken nicht ändert, folgt dasjenige der losen Rolle den Bewegungen der Last. Es ist zu diesem Zweck in das Zugkraft- oder Lastorgan eingehangen, das nach Fig. 19 des Textes mit seinem einen Ende festgelegt ist, während an dem anderen, freien Ende die Betriebskraft angreift. Die Last hängt am Gestell der Rolle, die man wohl auch als Hakenrolle bezeichnet, da sie meistens in Verbindung mit einem Haken vorkommt.

Hebt sich die Last in Fig. 19 um das Stück h, so muss die Betriebskraft, da die beiden Enden des Zugkraftorganes um dieses Stück zu verkürzen sind, eine Strecke $s = 2h$ zurücklegen. Das Umsetzungsverhältnis der losen Lastrolle ist also nach Hauptgl. II auf S. 22

$$\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{c}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6$$

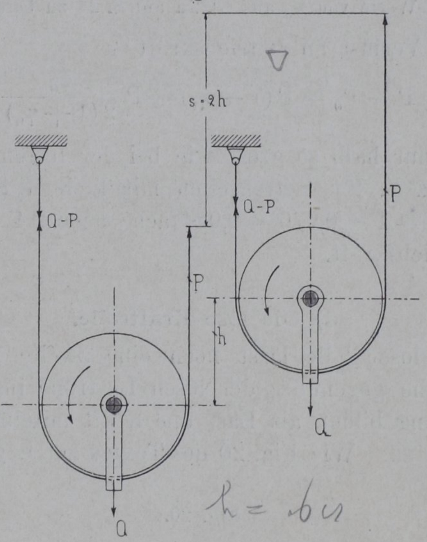
und die Last bewegt sich halb so schnell wie die Betriebskraft. Da die letztere bei der reibungslos gedachten Maschine aber nach Hauptgl. I auf S. 22

$$P_0 = \frac{Q}{2}$$

beträgt, so bewirkt die lose Lastrolle eine Steigerung der Betriebskraft unter entsprechender Verminderung von deren Geschwindigkeit.

Die Spannung im auflaufenden Seil- oder Kettenende

Fig. 19.



muss nach Fig. 19, wenn die Summe der Vertikalkräfte Null werden soll, $S_2 = Q - P$ betragen; die Spannung im ablaufenden Ende ist $S_1 = P$. Nach Gl. 1 auf S. 24 ergiebt sich somit die Beziehung

$$P = (1 + \varphi_0)\,(Q - P),$$

während aus Hauptgl. III auf S. 23 für $\varphi = \varphi_1$ mit dem obigen Werte von P_0

$$\mathbf{P = (1 + \varphi_1)\,\frac{Q}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7$$

folgt. Durch Vereinigung dieser beiden Gleichungen ergiebt sich der Verlustfaktor der losen Lastrolle zu

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_0}{2 + \varphi_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8$$

während für den Wirkungsgrad derselben nach Hauptgl. IV auf S. 23

$$\eta_1 = \frac{\mathbf{1 + 0{,}5\,\varphi_0}}{\mathbf{1 + \varphi_0}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9$$

folgt. Für φ_0 kommen hierbei nur die Werte der Gl. 2a bis 2c auf S. 24 in Betracht, welche sich auf einen Umschlingungswinkel $\alpha = 180^0$ beziehen.

$(1 + \varphi_0)(Q - P) = (1 + \varphi_1)\,\frac{Q}{2}$

Für Kettenrollen und, der früheren Annahme gemäss, auch für Drahtseilrollen ergiebt sich

bei kleinen Rollenradien ($\varphi_0 = 0{,}05$ oder 5 Prozent)

$$\varphi_1 = \frac{0{,}05}{2 + 0{,}05} = \sim 0{,}025 \text{ oder } 2{,}5 \text{ Prozent,}$$

$$\eta_1 = \frac{1 + 0{,}025}{1 + 0{,}05} = 0{,}976 \text{ oder } 97{,}6 \text{ Prozent,}$$

bei grossen Rollenradien ($\varphi_0 = 0{,}04$ oder 4 Prozent)

$$\varphi_1 = \frac{0{,}04}{2 + 0{,}04} = \sim 0{,}02 \text{ oder } 2 \text{ Prozent,}$$

$$\eta_1 = \frac{1 + 0{,}02}{1 + 0{,}04} = 0{,}981 \text{ oder } 9{,}81 \text{ Prozent,}$$

und wir merken uns: falsch — 98·1 %

Die wirkliche Betriebskraft der losen Lastrolle ist bei Ketten und Drahtseilen um 2,5 bezw. 2 Prozent grösser als die halbe Last.

Bei Hanfseilen ist φ_1 in jedem Falle nach Gl. 8 und dem Werte von φ_0 aus Gl. 2a auf S. 24 zu berechnen.

Der Verlust an Betriebskraft

$$P - P_0 = P(1 - \eta_1) = P\frac{\varphi_0}{2(1 + \varphi_0)}$$

ist hier nur halb so gross wie bei der festen Rolle und beträgt z. B. für Kettenrollen mit kleinen Radien das

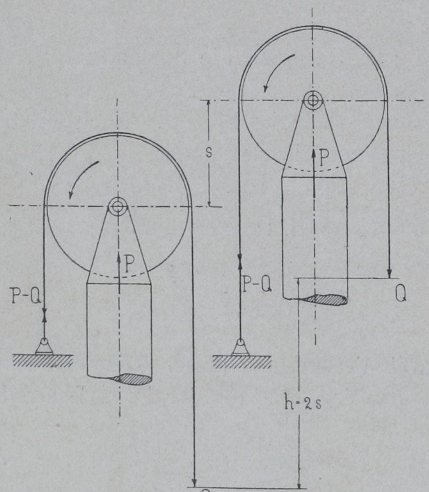
$$1 - \eta_1 = 1 - 0{,}976 = 0{,}024 \text{fache oder } 2{,}4 \text{ Prozent}$$

der Betriebskraft.

d) Die lose Kraftrolle.

Die lose Rolle lässt noch eine zweite Anordnung zu, welche gegenüber der losen Lastrolle insofern eine Umkehrung bildet, als Last und Kraft miteinander vertauscht sind. Wie Fig. 20 des Textes zeigt, greift dann

Fig. 20.



die Kraft am Gestell der Rolle an, während die Last am freien Seil- oder Kettenende hängt.

Geht hier die Last um die Strecke h in die Höhe, so braucht die Kraft, da der Hub h sich auf zwei Trume verteilt, nur einen Weg $s = \frac{h}{2}$ zurückzulegen.

Das Umsetzungsverhältnis der losen Kraftrolle ist also

$$\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{c}} = \mathbf{2} \quad \ldots\ldots \quad 10$$

d. h. die Last bewegt sich doppelt so schnell wie die Kraft. Bei der reibungslos gedachten Rolle würde die letztere nach Hauptgl. I auf S. 22

$$P_0 = 2Q$$

betragen. Durch die lose Kraftrolle wird also unter entsprechender Abnahme der Betriebskraft die Geschwindigkeit der letzteren bis auf das Doppelte gesteigert.

Die Spannung im auflaufenden Trum ist $S_2 = Q$, diejenige im ablaufenden $S_1 = P - Q$. Nach Gl. 1 auf S. 24 ist somit

$$P - Q = (1 + \varphi_0)Q,$$

während aus Hauptgl. III auf S. 23 mit $\varphi = \varphi_2$

$$\mathbf{P = (1 + \varphi_2)2Q} \quad \ldots\ldots \quad 11$$

folgt. Beide Beziehungen miteinander vereinigt, ergeben für den Verlustfaktor der losen Kraftrolle den Wert

$$\varphi_2 = \mathbf{0{,}5}\varphi_0 \quad \ldots\ldots \quad 12$$

während der Wirkungsgrad nach Hauptgl. IV auf S. 23

$$\eta_2 = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{1 + 0{,}5}\varphi_0} \quad \ldots\ldots \quad 13$$

ist.

Bestimmt man φ_2 und η_2 für Ketten- und Drahtseilrollen, so erhält man

bei kleinen Rollenradien ($\varphi_0 = 0{,}05$ oder 5 Prozent)

$$\varphi_2 = 0{,}025 \text{ oder } 2{,}5 \text{ Prozent,}$$

$$\eta_2 = 0{,}9756 \text{ oder } 97{,}56 \text{ Prozent,}$$

bei grossen Rollenradien ($\varphi_0 = 0{,}04$ oder 4 Prozent)

$$\varphi_2 = 0{,}02 \text{ oder } 2 \text{ Prozent,}$$

$$\eta_2 = 0{,}9805 \text{ oder } 98{,}05 \text{ Prozent.}$$

Die Werte von φ_2 sind also dieselben wie die (allerdings abgerundeten) Werte der losen Lastrolle, und die für diese aufgestellte Regel lautet hier:

Die wirkliche Betriebskraft der losen Kraftrolle ist bei Ketten und Drahtseilen um 2,5 bezw. 2 Prozent grösser als die doppelte Last.

Bei Hanfseilen ist φ_2 in jedem Falle nach Gl. 12 und dem Werte von φ_0 aus Gl. 2a auf S. 24 zu berechnen.

Der Verlust an Betriebskraft beträgt hier

$$P - P_0 = P(1 - \eta_2) = P\frac{\varphi_0}{2 + \varphi_0},$$

ist also kleiner wie bei der festen Rolle und grösser wie der der losen Lastrolle. Bei Kettenrollen mit kleinen Radien würde er z. B. das

$$1 - \eta_2 = 1 - 0{,}9756 = 0{,}0244 \text{fache oder } 2{,}44 \text{ Prozent}$$

der Kraft P sein.

Für den Niedergang der Last wirkt die Last treibend und die Kraft hindernd. Es tauschen also Kraft und Last miteinander, und die lose Lastrolle wird zur losen Kraftrolle und umgekehrt. Bezeichnet man die Kraft für den Niedergang mit P′, so erhält man

für die lose Lastrolle aus Gl. 11, wenn man in derselben P durch Q, Q durch P′ und φ_2 durch φ_1' ersetzt, die Beziehung

$$P' = \frac{1}{1 + \varphi_1'}\frac{Q}{2} \quad \ldots\ldots \quad 7a$$

mit

$$\varphi_1' = 0{,}5\varphi_0 \quad \ldots\ldots \quad 8a$$

nach Gl. 12,

für die lose Kraftrolle, wenn man entsprechend mit Gl. 7 verfährt,

$$P' = \frac{1}{1 + \varphi'_2} 2\,Q \quad \ldots\ldots \quad 11a$$

mit

$$\varphi'_2 = \frac{\varphi_0}{2 + \varphi^0} \quad \ldots\ldots \quad 12a$$

nach Gl. 8.

§ 12.

Die Rollenzüge.

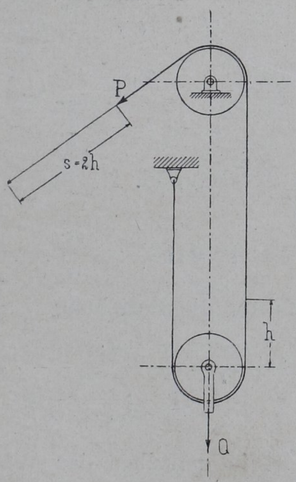
Eine Vereinigung mehrerer Rollen, um welche zur Bildung eines Hebezeuges ein gemeinsames Zugkraft- oder Lastorgan geschlungen ist, bezeichnet man als Rollenzug. Die gebräuchlichen Anordnungen eines solchen lassen sich trennen in:

a) Rollenzüge mit Einzelrollen.

Jede der Rollen eines solchen Zuges besitzt ein eigenes Gestell und dreht sich auf einem besonderen Bolzen. Dabei sind sämtliche Rollen hintereinandergeschaltet, sodass die erste Rolle ihre Bewegung auf die zweite, diese dieselbe auf die dritte Rolle u. s. w. überträgt und die Last einer jeden Rolle die Betriebskraft für die nächstfolgende bildet. Für den ganzen Rollenzug gilt dann der auf S. 22 angeführte Satz bezüglich des Umsetzungsverhältnisses und die Hauptgl. V bezüglich des Verlustfaktors oder Wirkungsgrades.

Beispiele für die vorliegenden Rollenzüge findet man bei Dreh- und Laufkranen. Fig. 21 des Textes zeigt eine bei Drehkranen übliche Anordnung, welche aus einer

Fig. 21.



festen und einer losen Lastrolle besteht. Da die erstere nach Gl. 3 auf S. 25 ein Übersetzungsverhältnis gleich 1, die letztere nach Gl. 6 auf S. 25 ein solches gleich $\frac{1}{2}$ besitzt, so muss für die Vereinigung beider Rollen

$$\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{c}} = 1 \cdot \frac{1}{2} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}} \quad \ldots\ldots \quad 14$$

und demnach die Betriebskraft der reibungslosen Rollen

$$P_0 = \frac{Q}{2}$$

sein. Die wirkliche Betriebskraft beträgt nach Hauptgl. III auf S. 23

$$\mathbf{P} = (\mathbf{1} + \varphi)\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{2}} \quad \ldots\ldots \quad 15$$

mit

$$\mathbf{1} + \varphi = (\mathbf{1} + \varphi_0)(\mathbf{1} + \varphi_1) \quad \ldots\ldots \quad 16$$

unter

φ_0 den Verlustfaktor der festen Rolle nach Gl. 2a bis c auf S. 24,

φ_1 denjenigen der losen Lastrolle nach Gl. 8 auf S. 25 verstanden.

Für Kettenrollen mit kleinen Radien ermittelte sich z. B., wenn man den Umschlingungswinkel der Kette an der festen Rolle zu 180^0 annimmt,

$$\varphi_0 = 0{,}05 \text{ und } \varphi_1 = \frac{\varphi_0}{2 + \varphi_0} = 0{,}025,$$

so dass also für den Rollenzug in Fig. 21

$$(1 + \varphi) = 1{,}05 \cdot 1{,}025 = 1{,}07625$$

oder

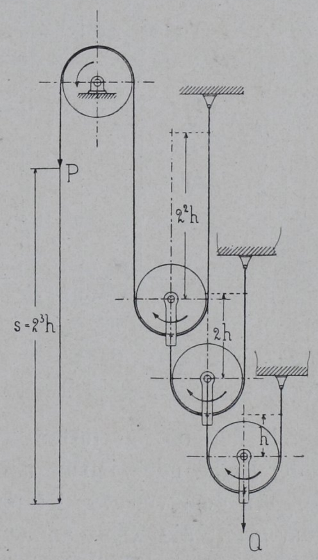
$$\varphi = \sim 0{,}076 \text{ bezw. } 7{,}6 \text{ Prozent}$$

wird. Der Wirkungsgrad des Zuges ist

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{1}{1{,}076} = \sim 0{,}93.$$

Für die in Fig. 22 des Textes dargestellte Rollenzuganordnung, die aus n losen Lastrollen und einer festen

Fig. 22.



Rolle besteht und unter dem Namen „Potenz-Flaschenzug“ bekannt ist, ergiebt sich auf entsprechende Weise das Umsetzungsverhältnis

$$\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{c}} = 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdots\cdots \frac{1}{2} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2^n}} \quad \ldots \quad 17$$

die Betriebskraft der reibungslos gedachten Rollen

$$P_0 = \frac{Q}{2^n},$$

die wirkliche Betriebskraft

$$\mathbf{P} = (\mathbf{1} + \varphi)\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{2^n}} \quad \ldots\ldots \quad 18$$

mit