Setzt man

$$\varphi_0' = 0{,}04,\ \varphi_0 = 0{,}05,\ f = 0{,}05 \text{ cm},\ \mu_1 = 0{,}1,$$

so erhält man

$$\mathfrak{M} = \sim \frac{\mathfrak{R}}{10\,\mathfrak{D}} \left\{ Q\,(0{,}63\,\mathfrak{D} + 1 + 1{,}5\,\mathfrak{d}) + G\,(1 + \mathfrak{d}) \right\} \quad . \quad 59$$

Sonstige Widerstände, welche sich der Verschiebung des Wagens entgegenstellen, wird man, da sie sich durch Rechnung kaum ermitteln lassen, durch einen Zuschlag zu dem Werte $\mathfrak{M}$ der vorstehenden Gleichung berücksichtigen müssen.

§ 16.
Die Zahnstangenwinden.

Bei kleinen, leicht transportablen Hebezeugen mit rotierender Kraftübertragung verwendet man an Stelle der Trommel eine Zahnstange mit Ritzel. Die Fig. 41 des Textes lässt die allgemeine Anordnung solcher Zahn-

Fig. 41.

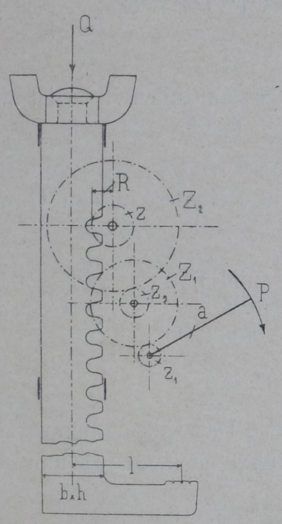
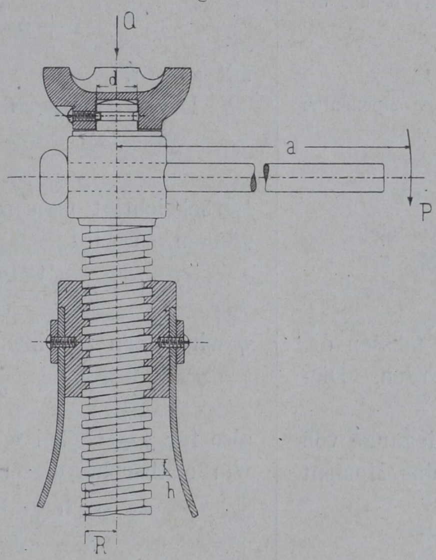


Fig. 42.



stangenwinden erkennen. Die Last ruht auf der Zahnstange, während das Ritzel derselben unter Einschaltung eines Rädervorgeleges von der Betriebskraft gedreht wird.

Bezeichnet man den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels mit R, so gelten die Gl. 49 u. 50 auf S. 37 ohne weiteres auch für die vorliegenden Winden. Nur der Verlustfaktor φ der letztgenannten Gleichung bedarf hier einer neuen Bestimmung. Für ihn gilt, wenn

φ_z der Verlustfaktor für die Ritzelwelle der Zahnstange,
$\varphi_v', \varphi_v'' \cdots$ derjenige für die übrigen Wellen

ist, die Beziehung

$$\left.\begin{array}{l} \text{bei einfachem Vorgelege} \\ \qquad \mathbf{1 + \varphi = (1 + \varphi_z)\,(1 + \varphi_v')} \\ \text{bei doppeltem Vorgelege} \\ \qquad \mathbf{1 + \varphi = (1 + \varphi_z)\,(1 + \varphi_v')\,(1 + \varphi_v'')} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 60$$

u. s. w. Die Zähnezahl der Zahnstange Z ist unendlich gross, die der Ritzel gewöhnlich 4. Hiermit ergiebt sich dann aus Gl. 47 auf S. 35, wenn man noch wegen der sorgfältigen Bearbeitung der Zähne

$$\xi = 0{,}33\,\frac{1}{4} = 0{,}0825,$$

sowie $\frac{d}{2r} = 0{,}7$, $\frac{r}{a} = 0{,}25$ und $\mu_1 = 0{,}1$ setzt, für φ_z der Mittelwert

$$\varphi_z = 0{,}0825 + 0{,}1 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}25$$

oder

$$\boldsymbol{\varphi_z = 0{,}17} \text{ bezw. } \mathbf{17} \text{ Prozent} \quad . \quad . \quad . \quad 60\text{a}$$

während für $\varphi_v = \varphi_v' = \varphi_v'' \cdots$ mit $Z = 16$ im Mittel und denselben Verhältnissen $\frac{d}{2r}$ und $\frac{r}{a}$

$$\varphi_v = 0{,}33 \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{16} \right) + 0{,}1 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}25$$

oder

$$\boldsymbol{\varphi_v = 0{,}192} \text{ bezw. } \mathbf{19{,}2} \text{ Prozent} \quad . \quad . \quad . \quad 60\text{b}$$

folgt.

§ 17.
Die Schraubenwinden.

Schraubenspindel und -mutter bewirken eine Umsetzung der rotierenden Bewegung in die geradlinige.

Fig. 43.

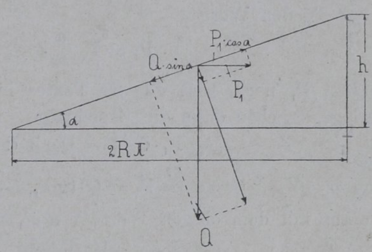
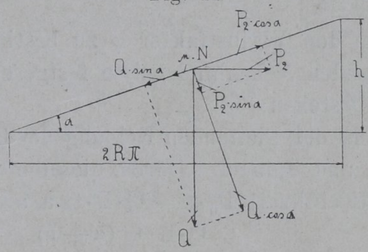


Fig. 44.



Bei Schraubenwinden benutzt man diese Umsetzung zum Heben der Last. Die Kraft dreht dabei gewöhnlich die Schraubenspindel, auf welcher die Last ruht, während die Mutter an der Drehung verhindert wird (s. Fig. 42 des Textes). Seltener ist die umgekehrte Anordnung, bei welcher die Mutter gedreht wird, während die Spindel sich nur geradlinig bewegen kann.

Die Kraftübertragung an der Spindel erfolgt nun, wie weiter unten gezeigt ist, genau so, als ob die Vertikallast Q von der nach dem Gewinde versetzten Horizontalkraft P eine der mittleren Schraubenlinie entsprechende schiefe Ebene hinaufgeschoben würde. Bei einer Umdrehung der Spindel legt also, wenn

R den mittleren Gewinderadius,
h die Ganghöhe des Gewindes,
α den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie

bezeichnet, die Last den Weg h in vertikaler, die Kraft P einen solchen $2\,R\,\pi$ in horizontaler Richtung zurück, und das Verhältnis dieser beiden Wege ist gleich dem Quotienten $\frac{\omega_w}{\omega_c}$ in Hauptgl. IIa auf S. 22. Gleichzeitig