Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1862

Winden

urn:nbn:de:bsz:31-270970

Winden von Holz.

Der Kreuzhaspel.

Fig. 2 und 3, Tafel XXVI. Das Gerüst dieses Haspels besteht aus einem Grundrahmen a und zwei verstrebten Säulen b. In diese ist eine mit Zapfen versehene hölzerne Welle c eingelegt, durch welche vier hölzerne unter gleichen Winkeln gegen einander gestellte Arme d gesteckt sind. Am Umfang der Welle ist in einen Ring ein Seil eingehängt oder eingeknüpft, das sich beim Drehen der Welle um dieselbe aufwickelt, wodurch die direkt oder indirekt an dem Seil hängende Last gehoben wird. Wird der Haspel gebraucht, um eine Last aus einem Schacht oder Brunnen aufzuziehen, so überbaut man denselben mit einer Brücke, stellt den Haspel darauf, hängt die Last an das Seil und lässt die Welle durch Arbeiter, welche die Hebel anfassen, ruckweise drehen. Mehr als vier Arbeiter können nicht wohl angestellt werden. Die Last, welche gehoben werden kann, ist daher nicht gross. Nennt man:

Q die Last. N die Anzahl der Arbeiter. p die Kraft, mit welcher im Mittel ein Arbeiter gegen einen Hebel drückt. w den Halbmesser der Welle. l die Länge eines Hebelarms, so ist, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse (Steifheit des Seiles, Axenreibung):

$$Q = N p \frac{l}{w}$$

für $p = 16$ Kilg. $N = 4$, $l = 1^m$, $w = 0{\cdot}125$, wird $Q = 512$ Kilg.

Sollen vermittelst eines solchen Haspels Gegenstände auf ein Baugerüst geschafft werden, so stellt man den Haspel unten auf den Boden, belastet ihn mit Steinen, bringt aber auf dem Gerüste eine Rolle an, leitet das Seil von der Haspelwelle weg nach der Rolle, schlingt es um dieselbe herum und bringt an das frei herabhängende Seilende einen Haken an, an welchen die Last gehängt wird.

Der Kurbelhaspel.

Fig. 4, Tafel XXVI. Das Gerüst ist wie bei dem vorhergehenden Haspel. Statt der Arme sind aber die Zapfen der Welle länger und ist die Verlängerung kurbelförmig umgebogen. Die Kurbelrichtungen müssen einen rechten Winkel bilden, weil jeder

Arbeiter nur nach horizontaler Richtung, nicht aber nach vertikaler Richtung gegen eine Kurbel drücken kann. An jede Kurbel können höchstens zwei Arbeiter gestellt werden, und gleichzeitig sind also auch nur zwei Arbeiter thätig. Es ist hier

$$Q = \frac{1}{2} N p \frac{l}{w}$$

wenn durch l der Kurbelhalbmesser und durch N die Gesammtzahl der an den Haspel gestsellten Arbeiter bezeichnet wird.

Für $N = 4$, $p = 16$, $l = 36^{cm}$, $w = 12^{cm}$ wird

$$Q = 96 \text{ Kilg.}$$

Hier ist zu bemerken, dass der Kurbelhalbmesser bei Winden 36 bis höchstens 40 Centimeter betragen soll, damit die Hin- und Herschwingungen des Körpers den Arbeitern nicht zu belästigend werden.

Das Spillenrad.

Fig. 5, Tafel XXVI. Hier ist die Seilwelle mit einem oder mit mehreren Rädern versehen, an deren Seiten oder Umfangsflächen Griffe (Spillen) angebracht sind, die von den Arbeitern angefasst werden. Bringt man in verschiedenen Höhen Stehbretter an, so können an einem solchen Spillenrad gleichzeitig viele Arbeiter wirken, und da der Halbmesser des Rades sehr gross genommen werden kann, so können dann mit einer solchen Winde sehr grosse Lasten gehoben werden. Diese Winde wird sehr häufig bei Bohrarbeiten, wie sie beim Bergbau vorkommen, gebraucht, und wird dann „Förder"- oder „Aufsäuberungsrad" genannt.

Das Laufrad.

Fig. 6, Tafel XXVI. Diese Winde unterscheidet sich von der vorhergehenden durch die Einrichtung des Rades. Dieses hat hier zwei ringförmige Kränze (ähnlich wie ein oberschlächtiges Wasserrad) und zwischen denselben sind im Zickzack Bretter befestigt, die bei a und b eine horizontale Lage haben. Die Arbeiter stellen sich entweder innerhalb des Rades auf bei a, oder ausserhalb bei b und treiben dasselbe durch ihr Gewicht. Allein da hierbei leicht Beschädigungen oder selbst Verunglückungen eintreten können, so ist diese Maschine mit Recht ausser Gebrauch gekommen.

Der Tummelbaum.

Fig. 7, Tafel XXVI. Das Gerüst besteht aus zwei durch vier verstrebte Säulen c verbundenen Balkenkreuzen a und b. In der Mitte steht eine Welle, die oben und unten mit Zapfen versehen ist, in einer Höhe von 1·3 Meter über dem Boden 4, 6 bis 8 Arme d und oben einen sogenannten Seilkorb e trägt. Das Seil wird durch eine Rolle f fortgeleitet. Das untere Kreuz wird mit Brettern belegt, auf welchen die Arbeiter um die Welle herum schreiten, während sie gleichzeitig gegen die Arme d drücken. Wird diese Maschine in ziemlich grossen Dimensionen ausgeführt und mit vielen Armen d versehen, so können an derselben allerdings gleichzeitig ziemlich viele (12 bis 16) Arbeiter thätig sein, allein das Missliche ist nun, dass die Thätigkeit des Einzelnen nicht controlirt werden kann, weil jeder eine Stellung annehmen kann, wie wenn er stark drückte, ohne es wirklich zu thun.

Die Erdwinde.

Fig. 8, Tafel XXVI. Diese ist eine Art Tummelbaum. Die Axe geht über das Gerüst hinaus und ist daselbst mit vier langen Druckhebeln versehen, an welchen die Arbeiter drücken, während sie im Kreise um die Welle herumgehen. Diese Winde wird vorzugsweise bei Flussbauten benützt, um Gegenstände aus dem Fluss ans Ufer zu ziehen. Die Winde muss in diesem Falle durch Belastung mit Steinen gegen das Umstürzen, und durch Pflöcke, welche vor die Winde in den Boden getrieben werden, gegen Verschiebung geschützt werden.

Alle diese Winden lassen sich überall leicht herstellen, kosten wenig, sind aber voluminiös, schwerfällig, nicht leicht transportabel und geben in der Regel keine grosse Zugkraft. Als Hilfsmaschinen bei kleinen Bauten aller Art werden sie verwendet und leisten da gute Dienste. Für grössere Bauten, oder wenn überhaupt grössere bedeutendere Zwecke verfolgt werden sollen, werden eiserne Winden angewendet, deren Einrichtung und Construktion in Folgendem erklärt wird.

Flaschenzüge.

Die Einrichtung der Flaschenzüge ist bekannt. Gewöhnlich befinden sich die Rollen einer und derselben Flasche neben einander und drehen sich frei auf einer und derselben Axe. Bei dem zum

Behufe der Theorie dargestellten Flaschenzug, Fig. 9 und 10, Tafel XXVI., sind dagegen die Rollen einer und derselben Flasche über einander gestellt, und jede ist mit einer besonderen Drehungsaxe versehen. Wenn das Seil nicht steif, sondern vollkommen biegsam wäre, und wenn keine Zapfenreibungen statt fänden, müssten in allen Theilen des Seiles gleich starke Spannungen herrschen, wäre demnach die Spannung P am freien Seilende gleich $\frac{Q}{2\,n}$, wobei n die Anzahl der Rollen einer Flasche bezeichnet. Wegen dieser Seilsteifheit und Zapfenreibungen muss dagegen die Seilspannung im Beharrungszustand der Bewegung von Innen nach Aussen wachsen, denn durch die Differenz der Spannungen zweier unmittelbar auf einander folgenden Seilstücke muss die Steifheit des Seiles und die Axenreibung an der Rolle, welche die Seilstücke berühren, überwunden werden.

Nennt man:

δ den Durchmesser des Seiles,
d den Durchmesser des Zapfens oder der Axe, an welcher die Reibung statt findet,
D den Durchmesser der Rolle,
} in Centimetern,

f den Reibungscoeffizienten für die Axen- oder Zapfenreibung,
n die Anzahl aller Rollen einer Flasche,
Q die zu hebende Last,
P die Kraft am freien Ende des Seiles,
T die Spannung am innersten an die unbewegliche Flasche befestigten Seilstücke,
T_1 T_2 . . . . die Spannungen in den folgenden Seilstücken,
k das Verhältniss der Spannungen zweier unmittelbar aufeinander folgenden Seilstücke,

so findet man leicht, dass annähernd

$$k = 1 + 0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2\,f\,\frac{d}{D} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

demnach für je zwei Seilstücke constant ist, vorausgesetzt, dass wir uns einen Flaschenzug mit gleich grossen Rollen denken, und dass die Axen oder Zapfen, an welchen Reibungen statt finden, von gleicher Grösse sind. Dann ist aber:

$$\left.\begin{array}{llll} & T_1 & = k\,T & \\ & T_2 & = k\,T_1 & = k^2\,T \\ & T_3 & = k\,T_2 & = k^3\,T \\ & T_4 & = k\,T_3 & = k^4\,T \\ & \ldots & \ldots & \ldots \\ & T_{2n-1} & = k\,T_{2n-2} & = k^{2n-1}\,T \\ P = & T_{2n} & = k\,T_{2n-1} & = k^{2n}\,T \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

Nun ist aber offenbar

$$Q = T + T_1 + T_2 + \ldots\ldots + T_{2n-1} \quad \ldots \quad (3)$$

demnach findet man wegen (2):

$$Q = T\left(1 + k + k^2 + \ldots\ldots + k^{2n-1}\right) = T\,\frac{k^{2n}-1}{k-1} \quad \ldots \quad (4)$$

Die letzte der Gleichungen (2) gibt:

$$T = \frac{P}{k^{2n}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Führt man diesen Werth in (4) ein, so folgt:

$$Q = P\,\frac{k^{2n}-1}{k^{2n}\,(k-1)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

$$\frac{Q}{2\,n\,P} = \frac{k^{2n}-1}{2\,n\,k^{2n}\,(k-1)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Dieser Ausdruck (7) bestimmt das Güteverhältniss eines Flaschenzuges.

Gewöhnlich ist k nur wenig von der Einheit verschieden. Setzt man in diesem Falle

$$\left.\begin{array}{l} \zeta = 0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2f\,\frac{d}{D} \\ k = 1 + \zeta \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

so wird:

$$\frac{Q}{2\,n\,P} = \frac{(1+\zeta)^{2n} - 1}{2\,n\,(1+\zeta)^{2n}\,\zeta} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (9)$$

Entwickelt man die Potenzen nach der Binomialformel und vernachlässiget die Glieder, welche zweite und höhere Potenzen von ζ enthalten, so findet man:

$$\frac{Q}{2\,n\,P} = \frac{1}{1 + 2\,n\,\zeta} = (1 - 2\,n\,\zeta) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (10)$$

Dieser Annäherungsausdruck für das Güteverhältniss eines Flaschenzuges zeigt deutlicher als der genaue, dass das Güteverhältniss mit der Anzahl der Rollen abnimmt, dass es also für die Verwendung einer Kraft nicht vortheilhaft ist, die Rollenzahl zu gross zu nehmen. Diese wird auch selten grösser als $n = 3$ genommen, und man zieht es vor, zur Hebung von sehr grossen Lasten lieber mehrere Flaschenzüge, von denen jeder mit einer geringeren Anzahl Rollen versehen ist, anzuwenden, statt eines einzigen mit sehr vielen Rollen.

Die folgende Tabelle ist vermittelst der genaueren Formel (7) berechnet und zeigt, wie das Güteverhältniss mit k und n abnimmt.

Resultate 4te Auflge pag. 105.

n	Güteverhältniss für		
	k = 1·05	k = 1·10	k = 1·15
2	0·88	0·79	0·75
3	0·85	0·73	0·63
4	0·81	0·66	0·56

Die aufgestellten Gleichungen können auch gebraucht werden, um die Dimensionen eines Flaschenzuges so zu bestimmen, dass derselbe bei einer gewissen gegebenen Rollenzahl ein gewisses Güteverhältniss gibt. Ist nämlich n und $\frac{Q}{2\,n\,P}$ gegeben, so kann vermittelst obiger Tabelle oder aus (7) durch Annäherung k bestimmt werden, und dann bestimmt sich der Werth von D vermittelst

$$D = \frac{0{\cdot}26\;\delta^2 + 2\,f\,d}{k - 1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (11)$$

Es sei z. B. ein Flaschenzug mit $n = 3$ Rollen in einer Flasche anzuordnen, der ein Güteverhältniss 0·85 gibt und eine Last von 5000 Kilogrammen heben soll, dann ist:

$$P = \frac{5000}{0{\cdot}85 \times 2 \times 3} = 980 \text{ Kilgr.}$$

Für diese Zugkraft wird (nach Resultate Seite 38) der Durchmesser des Seiles $\delta = 3{\cdot}5$ Centimeter. Ferner wird

$$d = 0{\cdot}12 \sqrt{\frac{5000}{2}} = 6 \text{ Centimeter}, f = 0{\cdot}1, \quad k = 1{\cdot}05$$

Die Formel (11) gibt demnach:

$$D = \frac{0{\cdot}26 \times 3{\cdot}5^2 + 2 \times 0{\cdot}1 \times 6}{0{\cdot}05} = 87 \text{ Centimeter}$$

Der Rollendurchmesser fällt daher sehr gross aus. Derselbe würde nur 30 Centimeter, wenn man sich mit einem Güteverhältniss von 0·63 begnügte.

Wenn die Flaschenzüge der Einwirkung der Witterung ausgesetzt sind, und die zu hebenden Lasten gross sind, nimmt man Ketten statt Seile. Dann müssen aber die Rollen zur Aufnahme der Kettenglieder eine Furche erhalten.

Eiserne Winden.

Eiserne Winde mit einfacher Uebersetzung.

Fig. 11 und 12, Tafel XXVI. Das Gestell besteht aus zwei dreieckigen Schilden a, die durch drei schmiedeeiserne Traversen b verbunden sind. Zwischen den Schilden befinden sich 1) eine Axe c, an welcher ein Zahnrad d, eine Seilwelle e und eine Bremsrolle f befestigt sind; 2) eine Axe g mit einem Getriebe h und zwei Kurbeln k. Für die Bremsrolle ist ein Bremsband und ein Bremshebel angebracht. Die Axe g ist verschiebbar, so dass h in d eingreift oder nicht eingreift.

Nennt man:

Q die Last am Seil. P die Summe der Kräfte, welche gleichzeitig auf die Kurbeln einwirken und die Axe g drehen. r den Halbmesser von h. R den Halbmesser von d. w den Halbmesser der Seilwelle. k den Halbmesser einer Kurbel, so hat man, wenn alle Nebenhindernisse vernachlässigt werden:

$$Q = P \frac{R}{r} \frac{k}{w} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Nehmen wir an, dass im Ganzen vier Arbeiter wirken, dass aber, wegen der rechtwinkligen Stellung der Kurbeln gleichzeitig doch nur zwei Arbeiter drücken, so können wir setzen:

$$P = 2 \times 16 = 32, \quad \frac{R}{r} = 5, \quad \frac{k}{w} = \frac{36}{9} = 4$$

und dann wird:

$$Q = 32 \times 5 \times 4 = 640 \text{ Kilg.}$$

Berechnen wir vermittelst der in den Resultaten zusammengestellten Regeln die wesentlichsten Dimensionen einer solchen Winde für eine Last von 640 Kilogrammen.

Wir erhalten:

Durchmesser des Seiles für 640 Kilogramme Last (Resultate Seite 38)	2·9 Centm.
Torsionsmoment der Kurbelaxe 36×32 . . .	$=$ 1152 Kilgcentm.
Torsionsmoment der Axe der Seilwelle 5×1152	$=$ 5760 „
Durchmesser der Kurbelaxe (Result. Seite 50)	3 Centm.
Durchmesser der Axe der Seilwelle	5·2 „
Relative Grösse des Zahnrades	6
Halbmesser dieses Rades $6 \times 5{\cdot}2$	31·2 „
Halbmesser des Getriebes $\frac{31{\cdot}2}{5}$	6·24 „
Zahnbreite für d und h $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 5\right.$, Eisen auf Eisen$\left.\right)$	$= 1{\cdot}212 \times 5{\cdot}2 = 6{\cdot}3$
Anzahl der Zähne . von d	$=$ 70
Anzahl der Zähne . von h	$=$ 14

Der Druck, welchen ein Zapfen der Seilwellenaxe auszuhalten hat, fällt am grössten aus, wenn das Seil entweder ganz aufgewickelt, oder wenn es ganz abgewickelt ist, und beträgt in diesen beiden Fällen (abgesehen vom Gewicht der Theile d e *f*) annähernd 640 Kilogramme. Der Durchmesser eines Zapfens ist demnach (Seite 48 der Resultate) . . . . . . 3 Centm.

Nun ist noch die Bremse zu bestimmen. Wegen der zum Bremsen erforderlichen Kraft ist es nicht gleichgültig, nach welcher Richtung die Seilaufwicklung statt findet. Es ist die Disposition Fig. 13, Tafel XXVI. der Disposition Fig. 14 vorzuziehen, weil bei ersterer die durch den Bremshebel hervorzubringende Spannung kleiner ausfällt, als bei letzterer. Nennen wir für die Disposition Fig. 13 T und t die Spannungen, welche in den Enden des Bremsbandes vorhanden sein müssen, wenn die Last durch das Bremsen frei hängend erhalten werden soll. ϱ den Halbmesser der Bremsrolle. w den Halbmesser der Seilwelle. L und l die Schenkellängen des Bremshebels. p den Druck gegen das Ende des Schenkels L. σ die Bogenlänge, längs welcher das Band die Rolle berührt. f den Reibungscoefficienten zur Berechnung der Reibung zwischen Rolle und Band, so hat man zur Bestimmung der kleinsten Werthe von T und t:

$$\left.\begin{aligned} T\varrho &= t\varrho + Q w \\ T &= t\, e^{f\frac{\sigma}{\varrho}} \\ t &= p\,\frac{L}{l} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2)$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} t &= Q\,\frac{w}{\varrho}\,\frac{1}{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}} - 1} \\ T &= Q\,\frac{w}{\varrho}\,\frac{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}}}{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}} - 1} \\ p\,\frac{L}{l} &= Q\,\frac{w}{\varrho}\,\frac{1}{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}} - 1} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (3)$$

Für die zu berechnende Winde ist:

$$Q = 640, \quad w = 9$$

und dürfen wir ferner annehmen:

$$f = 0{\cdot}2, \quad \frac{\sigma}{\varrho} = \frac{\frac{2}{3}\, 2\,\varrho\,\pi}{\varrho} = 4{\cdot}188, \quad f\,\frac{\sigma}{\varrho} = 0\,8376$$

$$e^{f\frac{\sigma}{\varrho}} = 2{\cdot}718^{0{\cdot}8376} = 2\,307, \quad \varrho = 24, \quad \frac{L}{l} = 5$$

dann findet man:

$$t = 640 \, \frac{9}{24} \, \frac{1}{2{\cdot}307 - 1} = 183, \quad T = 183 \times 2{\cdot}307 = 422,$$

$$p = \frac{1}{5} \, 183 = 36 \text{ Kilg.}$$

Dabei ist allerdings der Reibungscoeffizient ziemlich gross angenommen worden, was aber auch zulässig und sachgemäss ist, denn derlei Winden können nie sorgfältig rein gehalten werden, sind dem Staub ausgesetzt und überdies ist es für eine Bremsrolle nicht angemessen, wenn ihr Umfang zu glatt gemacht wird.

Nachdem nun t, T und p bestimmt sind, ergeben sich nach unseren construktiven Regeln:

Durchmesser des Zapfens, welcher die Spannung T auszuhalten hat (Seite 48 der Resultate) . . . . 2·5 Centm.

Durchmesser des Zapfens für die Spannung t . . . 1·7 „

Querschnitt des Bremsbandes $\dfrac{422}{\frac{1}{20}\,4350}$ . . . 2 Quadratcentm.

Dicke des Bandes . . . . 0·3 Centm.

Breite desselben . . . . 7 „

Zur Bestimmung des Bremshebels hat man nach der Regel Seite 76 der Resultate:

Durchmesser eines Zapfens für den Druck $p = 36$ Kilg. 0·72 Centm.

Durchmesser des Drehungszapfens $2{\cdot}3 \times 0{\cdot}72$ . . $= 1{\cdot}66$ „

Querschnitt eines Armes am Drehungspunkt:

$$\left(\frac{p}{\delta_p}\right) = 90, \quad \left(\frac{h}{b}\right) = 2, \; . \; . \; . \quad \begin{array}{ll} h = 5{\cdot}2 \times 0{\cdot}72 & = 3{\cdot}7 \text{ „} \\ b = \frac{1}{2}\, h \;\; . \; . & = 1{\cdot}9 \text{ „} \end{array}$$

Es muss noch bemerkt werden, dass die Länge der Seilwelle durch die Länge des aufzuwickelnden Seiles bestimmt wird. Die für die Thätigkeit der Arbeiter vortheilhafteste Höhe der Kurbelaxe über dem Boden wäre circa die Achselhöhe der Arbeiter, allein diese Höhe macht die Winde zu hoch.

Die verschiedenen Detailabmessungen und namentlich jene für die Schilde findet das Gefühl leicht heraus, wenn einmal die berechneten Abmessungen aufgetragen und das darauf Bezügliche dargestellt ist.

Eiserne Winde mit Doppel-Uebersetzung.

Fig. 15 u. 16, Tafel XXVI. Diese Winde ist mit drei Axen versehen. An a befindet sich die Seilwelle, ein grosses Zahnrad b und eine

Bremsrolle c. An a_1 ist ein in b eingreifendes Getriebe d und ein Zahnrad e angebracht. a_2 ist mit zwei Kurbeln und mit einem in e eingreifenden Getriebe f versehen.

Nennt man Q die zu hebende Last. P die senkrecht gegen die Kurbeln wirkende Kraft. k den Halbmesser einer Kurbel. w den Halbmesser der Seilwelle. R, r, R_1, r_1 die Halbmesser von b, d, e, f, so hat man, wenn man auch hier die Nebenhindernisse vernachlässigt,

$$Q = P \frac{R}{r} \frac{R_1}{r_1} \frac{k}{w} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Nehmen wir wiederum

$$P = 2 \times 16 = 32 \text{ Kilg. } \frac{R}{r} = 6, \quad \frac{R_1}{r_1} = 5, \quad \frac{k}{w} = \frac{39}{12}$$

so wird:

$$Q = 32 \times 6 \times 5 \times \frac{39}{12} = 3120 \text{ Kilgr.}$$

Nun ist:

Torsionsmoment der Axe a_2	39×32	$= 1248$	Kilgcm.
" " " a_1	1248×5	$= 6240$	"
" " " a	6240×6	$= 37440$	"
Durchmesser der Axen (Res. S. 50)	a_2	$= 3$	Centm.
	a_1	$= 5{\cdot}4$	"
	a	$= 9{\cdot}7$	"
Relative Grösse des Rades b		$= 6$	
Halbmesser dieses Rades	$6 \times 9{\cdot}7$	$= 58{\cdot}2$	"
Zahnbreite $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 5\right)$	$1{\cdot}212 \times 9{\cdot}7$	$= 11{\cdot}7$	"
Anzahl der Zähne von b		$= 72$	
Halbmesser des Getriebes d,	$\frac{58{\cdot}2}{6}$	$= 9{\cdot}7$	"
Anzahl der Zähne desselben	$\frac{72}{6}$	$= 12$	
Relative Grösse des Rades e		$= 5$	
Halbmesser von e,	$5 \times 5{\cdot}4$	$= 27{\cdot}0$	"
Anzahl der Zähne		$= 55$	
Zahnbreite	$1{\cdot}328 \times 5{\cdot}4$	$= 7{\cdot}2$	"
Halbmesser des Getriebes f,	$\frac{27}{5}$	$= 5{\cdot}4$	"
Anzahl der Zähne	$\frac{55}{5}$	$= 11$	

Zur Bestimmung der Abmessungen der Bremse dienen auch hier die Gleichungen Seite 447:

$$\left.\begin{aligned}
t &= Q\,\frac{w}{\varrho}\,\frac{1}{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}}-1}\\
T &= Q\,\frac{w}{\varrho}\,\frac{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}}}{e^{f\frac{\sigma}{\varrho}}-1}\\
p &= \frac{1}{L}\,t
\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Allein es wird in dem vorliegenden Falle schwer halten, durch praktisch annehmbare Dimensionen es dahin zu bringen, dass die Last von 3120 Kilogrammen schwebend erhalten werden kann. Machen wir einen Versuch und nehmen wir:

$$Q = 3120,\quad \frac{w}{\varrho} = \frac{12}{48} = \frac{1}{4},\quad f = 0{\cdot}2,\quad \frac{\sigma}{\varrho} = \frac{\frac{3}{4}\,2\,\varrho\,\pi}{\varrho} = 4{\cdot}7$$

$$f\,\frac{\sigma}{\varrho} = 0{\cdot}2 \times 4{\cdot}7 = 0{\cdot}94 \text{ oder nahe } f\,\frac{\sigma}{\varrho} = 1,\quad \frac{1}{L} = \frac{1}{10}$$

dann wird:

$$t = 3120\,\frac{1}{4}\,\frac{1}{2{\cdot}718 - 1} = 454,\quad T = 454 \times 2{\cdot}718 = 1234 \text{ Kilg.}$$

$$p = \frac{454}{10} = 45 \text{ Kilg.}$$

Die Bremsung ist also bei den angenommenen Verhältnissen doch noch möglich.

Nun erhalten wir ferner:

Durchmesser des Zapfens für den Druck T	. . . .	4·2 Centm.
„ „ „ „ „ „ t	. . . .	2·6 „
„ „ „ „ „ „ p	. . . .	0·8 „
Durchmesser des Drehungszapfens für den Winkelhebel $3{\cdot}2 \times 0{\cdot}8$	. . . .	2·56 „
Querschnitt des Hebels am Drehungszapfen gemessen $\left(\text{Res. S.78, } \frac{p}{\vartheta_p} = \frac{100}{0{\cdot}8} = 125,\ \frac{h}{b} = 2\right)$ Höhe $5{\cdot}5 \times 0{\cdot}8$		$= 4{\cdot}4$ „
Dicke . . .		$= 2{\cdot}2$ „
Querschnitt des Bremsbandes $\frac{1234}{\frac{1}{20}\,4350}$	. . .	$= 5{\cdot}6$ Quadrcm.
Dicke des Bandes		$= 0{\cdot}5$ Centm.
Breite		$= 11{\cdot}2$ „

Damit eine solche Winde sowohl für leichtere als für schwerere Lasten gut gebraucht werden kann, ist es gut, sie so einzurichten, dass sie mit einer oder mit zwei Räderübersetzungen arbeiten kann. Zu diesem Behufe versieht man die Axe a_2 noch mit einem zweiten (in der Figur nicht verzeichneten) Getriebe g von der Grösse des Getriebes d und befestigt dasselbe an eine Stelle der Axe a_2 so, dass g in b nicht eingreift, wenn *f* in e eingreift. Macht man nun die Axe a_2 verschiebbar, so kann man machen 1) dass g in b, dagegen *f* in e nicht eingreift, und dann wirkt die Winde mit einer Uebersetzung, 2) dass *f* in e, dagegen g in b nicht eingreift, und dann hat man eine Winde für grosse Lasten mit zwei Uebersetzungen. Schliesslich muss noch bemerkt werden, dass für eine Last von 3120 Kilogrammen kein Seil genommen werden kann, sondern eine Kette genommen werden muss. Der Durchmesser des Ketteneisens ist (nach Resultate, Seite 40) 1·6 Centimeter. Damit die Kettenglieder, wenn sie sich auf die Welle legen, nicht verdrückt werden, muss die Welle zur Aufnahme der stehenden Kettenglieder mit einer schraubenförmigen Furche versehen werden.

Derlei Winden mit zwei Räderübersetzungen werden selten gebraucht. Sie fallen zu schwerfällig aus, und die Lasten, welche mit denselben gehoben werden können, sind doch nicht bedeutend. Winden mit drei Uebersetzungen werden gar nicht gebraucht. Sind die zu hebenden Lasten so gross, dass sie mit einer Winde mit einer oder mit zwei Uebersetzungen nicht gehoben werden können, so wendet man mehrere solche Winden an, oder man benutzt Flaschenzüge und Winden.

Friktions-Winden.

Wenn die aufzuwickelnden Ketten oder Seile sehr lang sind (was insbesondere der Fall ist, wenn Flaschenzüge angewendet werden), fallen die Ketten- oder Seilwellen ebenfalls sehr lang aus. Man kann in solchen Fällen statt der im Vorhergehenden behandelten Winden sogenannte Friktionswinden gebrauchen.

Fig. 17 und 18, Tafel XXVI. stellt eine solche Winde vor. Die Winde hat drei Axen a_1 a_2 a_3. Mit a_1 ist eine Seiltrommel b_1 und ein Zahnrad c_1 verbunden. Mit a_3 eine Seiltrommel b_3 und ein Zahnrad c_3. a_2 ist mit zwei Kurbeln und mit einem in c_1 und c_3 gleichzeitig eingreifenden Getriebe c_2 versehen.

Um mit dieser Winde einen Widerstand nach der Richtung T durch einen langen Weg zu überwinden, wickelt man das Seil mehrmals um die beiden Seiltrommeln, lässt das Ende t durch einen Arbeiter A anspannen und lässt die Kurbeln durch andere Arbeiter B nach einer Richtung drehen, bei welcher sich das Seilende T stets auf-, das Seilende t dagegen stets abwickelt. Dabei bleiben die Stellen, wo die Auf- und Abwicklungen der Seile T und t stattfinden, immer die gleichen, und wenn der Arbeiter A das Seil stets stark genug spannt, während er fort und fort die Stücke, welche sich abwickeln, auf den Boden fallen lässt, so entsteht durch die im Seil herrschende Spannung am Umfang der Seiltrommeln eine Reibung, welche bewirkt, dass das Seil durch die Trommeln stets mitgenommen wird. Eine solche Friktionswinde ist gleichsam ein umgekehrter Flaschenzug.

Nennt man: T und t die beiden Seilspannungen. w den Halbmesser einer Seiltrommel. k den Halbmesser einer Kurbel, an welcher die Arbeiter B wirken. P die Kraft, mit welcher die Arbeiter gegen die Kurbeln drücken. R die Halbmesser der Räder c_1 c_3. r den Halbmesser des Getriebes c_2, so hat man, vorausgesetzt, dass man einstweilen die Nebenhindernisse (Steifheit des Seiles und Axenreibung) vernachlässiget,

$$T = t + P \frac{R}{r} \frac{k}{w} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Damit aber das Seil auf den Trommeln nicht gleitet, muss zwischen T und t nachstehende Bedingung erfüllt sein:

$$T = t\, e^{f \frac{\sigma}{w}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

wobei f den Reibungscoeffizienten für die Reibung zwischen Seil und Trommel und σ die Summe der Bogenlängen bedeutet, längs welchen das Seil die *beiden* Trommeln berührt.

Aus diesen Gleichungen findet man:

$$\left.\begin{aligned} P &= T \frac{r}{R} \frac{w}{k} \frac{e^{f \frac{\sigma}{w}} - 1}{e^{f \frac{\sigma}{w}}} \\ t &= T \frac{1}{e^{f \frac{\sigma}{w}}} \\ T &= P \frac{R}{r} \frac{k}{w} \frac{e^{f \frac{\sigma}{w}}}{e^{f \frac{\sigma}{w}} - 1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Es sei z. B.:

$$P = 2 \times 16,\ \frac{R}{r} = 5,\ \frac{k}{w} = \frac{39}{13} = 3,\ f = 0{\cdot}28,$$

$$\frac{\sigma}{w} = \frac{3 \times 2\, w\, \pi}{w} = 18{\cdot}8 \text{ (drei volle Umwindungen),}$$

dann wird:

$$e^{f\frac{\sigma}{w}} = 2{\cdot}718^{5{\cdot}264} = 193$$

$$T = 32 \times 5 \times 3\ \frac{193}{193 - 1} = 480$$

$$t = \frac{480}{193} = 2{\cdot}5 \text{ Kilgr.}$$

Das ablaufende Seil braucht also nur sehr wenig gespannt zu werden.

Diese Berechnung einer Friktionswinde mit Vernachlässigung aller Nebenhindernisse ist wohl für kleine Winden genügend, allein wenn derartige Winden in grossem Maassstabe anzuordnen sind, lohnt es sich wohl der Mühe, die Rechnung möglichst genau durchzuführen, daher wollen wir die Berechnung mit Berücksichtigung der Nebenhindernisse folgen lassen.

Nehmen wir an, die verschiedenen Seilspannungen seien gerade so gross, dass ein Glitschen des Seiles auf den Rollen nicht eintritt. Es seien:

$t\ t_1\ t_2 \ldots\ldots t_{2n} = T$ diese Spannungen in den einzelnen Seilstücken.

n die Zahl, welche angibt, wie oftmal das Seil um jede der beiden Seilwellen geschlungen ist.

$\lambda = e^{f\pi}$ wobei $e = 2{\cdot}718$ die Basis der natürlichen Logarithmen,

π die Ludolph'che Zahl,

f der Reibungscoeffizient für die Reibung des Seiles auf den Rollen,

f_1 der Reibungscoeffizient zur Berechnung der Zapfenreibungen,

δ der Durchmesser des Seiles in Centimetern,

d der Durchmesser der Zapfen an der Seilwelle,

$D = 2\,w$ der Durchmesser der Seilwelle.

Wenn alle Spannungen die kleinsten Werthe haben, bei welchen ein Gleiten derselben auf den Trommeln nicht eintritt, so ist:

$$t_1 = \lambda t,\ t_2 = \lambda t_1 = \lambda^2 t,\ t_3 = \lambda t_2 = \lambda^3 t \ldots\ldots t_{2n} = T = \lambda^{2n} t\ . \quad (1)$$

Die an den Kurbeln wirkende Kraft P hat nicht nur die Spannungsdifferenz $t_{2n} - t = T - t$, sondern auch die Zapfenreibungen und Steifheitswiderstände zu überwinden. Daher hat man:

$$P\frac{R}{r}\frac{k}{w} = t_{2n} - t + f_1\frac{d}{D}\left[\left(t + t_1\right) + \left(t_1 + t_2\right) + \left(t_2 + t_3\right) \ldots + t_{2n-1} + t_{2n}\right)\right]$$

$$+ 0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D}\left(t + t_1 + \ldots . + t_{2n-1}\right)$$

oder

$$P\frac{R}{r}\frac{k}{w} = t_{2n} - t + 2\left(t + t_1 \ldots + t_{2n-1}\right) f_1\frac{d}{D} + \left(t_{2n} - t\right) f_1\frac{d}{D}$$

$$+ 0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D}\left(t + t_1 \ldots + t_{2n-1}\right)$$

$$P\frac{R}{r}\frac{k}{w} = \left(t_{2n} - t\right)\left(1 + f_1\frac{d}{D}\right) + \left(0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2 f_1\frac{d}{D}\right)\left(t + t_1 + \ldots t_{2n-1}\right)$$

Allein es ist vermöge (1):

$$t + t_1 + \ldots . + t_{2n-1} = t\left(1 + \lambda + \lambda^2 + \lambda^3 + \ldots \lambda^{2n-1}\right) = \frac{\lambda^{2n} - 1}{\lambda - 1}\,t$$

demnach erhält man:

$$P\frac{R}{r}\frac{k}{w} = \left(t_{2n} - t\right)\left(1 + f_1\frac{d}{D}\right) + \left(0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2 f_1\frac{d}{D}\right)\frac{\lambda^{2n} - 1}{\lambda - 1}\,t$$

oder weil $t_{2n} = T = t\,\lambda^{2n}$ ist:

$$P\frac{R}{r}\frac{k}{w} = T\,\frac{\lambda^{2n} - 1}{\lambda^{2n}}\left[1 + f_1\frac{d}{D} + \left(0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2 f_1\frac{d}{D}\right)\frac{1}{\lambda - 1}\right]. \quad (2)$$

Dieser Ausdruck stimmt mit dem früher aufgestellten überein, wenn man in demselben diejenigen Glieder verschwinden lässt, welche die Axenreibung und Seilsteifheit ausdrücken. Der Einfluss von n auf den Werth von P liegt in dem Quotienten $\frac{\lambda^{2n} - 1}{\lambda^{2n}}$. Dieser Werth ist kleiner als die Einheit, nähert sich aber sehr bald dieser Grenze, so wie n gleich 2, 3, 4 … gesetzt wird. Hieraus sieht man, dass die zur Ueberwältigung eines gewissen Widerstandes T an den

Kurbeln erforderliche Kraft bei einer grösseren Anzahl von Umwindungen etwas grösser ist als bei einer kleineren Anzahl. Eine grössere Anzahl von Umwindungen vermehrt also die zur Ueberwindung des Widerstandes T erforderliche Kraft nur wenig, vermindert dagegen die Seilspannung t, was die Thätigkeit des Arbeiters, welcher diese Spannung hervorzubringen hat, erleichtert.

Es sei:

$$T = 1248 \text{ Kilgr}, \quad d = 6, \quad \delta = 4, \quad D = 36$$

$$f_1 = 0{\cdot}1, \quad f = 0{\cdot}28, \quad \frac{R}{r} = 5, \quad \frac{k}{w} = \frac{36}{18} = 2, \quad n = 3$$

so wird $\lambda = 2{\cdot}718^{0{\cdot}28 \times 3{\cdot}14} = 2{\cdot}408$ und:

$$1 + f_1 \frac{d}{D} + \left(0{\cdot}26 \, \frac{\delta^2}{D} + 2 f_1 \frac{d}{D}\right) \frac{1}{\lambda - 1} = 1{\cdot}122$$

$$P = \frac{1}{5} \times \frac{1}{2} \times 1248 \times \frac{2{\cdot}408^{6} - 1}{2{\cdot}408^{6}} \, 1{\cdot}122 = 140 \text{ Kilg.}$$

Die zum Treiben erforderliche Kraft ist in dem vorliegenden Falle im Verhältniss 1·122:1 grösser, als wenn keine Nebenhindernisse zu bewältigen wären.

Krahne.

Ein Krahn ist ein mit einer oder mehreren Winden versehenes, um eine vertikale Axe drehbares Gerüst, vermittels welchem Lasten von einem Ort nach einem anderen gebracht werden, vorausgesetzt, dass die beiden Orte innerhalb der Peripherie eines gewissen Kreises liegen. Nach der Aufstellungsweise können die Krahne in drei Klassen eingetheilt werden. 1) Krahne für geschlossene Lokalitäten, Magazin-Krahne. 2) Freistehende Krahne, Quai-Krahne zur Bedienung der Schiffe. 3) Transportable Krahne, Eisenbahnkrahne. Wir werden mehrere derselben beschreiben und dann ihre Construktion erklären.

Einfacher Magazinkrahn.

Fig. 1, Tafel XXVII. Das Drehgerüste besteht aus drei Balken a, b, c. a bildet eine Säule, sie ist oben und unten mit Zapfen versehen. Der obere g wird durch ein Lager gehalten, das an der Decke