

# **Badische Landesbibliothek Karlsruhe**

**Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe**

## **Der Maschinenbau**

**Redtenbacher, Ferdinand**

**Mannheim, 1862**

Eiserne Winde mit einfacher Uebersetzung

[urn:nbn:de:bsz:31-270970](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-270970)

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:

$$P = \frac{5000}{0.85 \times 2 \times 3} = 980 \text{ Kilgr.}$$

Für diese Zugkraft wird (nach Resultate Seite 38) der Durchmesser des Seiles  $d = 3.5$  Centimeter. Ferner wird

$$d = 0.12 \sqrt{\frac{5000}{2}} = 6 \text{ Centimeter, } f = 0.1, \quad k = 1.05$$

Die Formel (11) gibt demnach:

$$D = \frac{0.26 \times 3.5^2 + 2 \times 0.1 \times 6}{0.05} = 87 \text{ Centimeter}$$

Der Rollendurchmesser fällt daher sehr gross aus. Derselbe würde nur 30 Centimeter, wenn man sich mit einem Güteverhältniss von 0.63 begnügt.

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  $a$  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:

$$Q = P \frac{R}{r} \frac{k}{w} \dots \dots \dots (1)$$

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  $36 \times 32$  . . . . . = 1152 Kilgcentm.

Torsionsmoment der Axe der Seilwelle  $5 \times 1152$  = 5760 „

Durchmesser der Kurbelaxe (Result. Seite 50) . . . . . 3 Centm.

Durchmesser der Axe der Seilwelle . . . . . 5.2 „

Relative Grösse des Zahnrades . . . . . 6

Halbmesser dieses Rades  $6 \times 5.2$  . . . . . 31.2 „

Halbmesser des Getriebes  $\frac{31.2}{5}$  . . . . . 6.24 „

Zahnbreite für  $d$  und  $h$  ( $\frac{\beta}{\alpha} = 5$ , Eisen auf Eisen) =  $1.212 \times 5.2 = 6.3$

Anzahl der Zähne .  $\left\{ \begin{array}{l} \text{von } d \dots \dots \dots = 70 \\ \text{von } h \dots \dots \dots = 14 \end{array} \right.$

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  $r$  und  $t$  die Spannungen, welche in den Enden des Bremsbandes

vorhanden sein müssen, wenn die Last durch das Bremsen frei hängend erhalten werden soll.  $e$  den Halbmesser der Bremsrolle.  $w$  den Halbmesser der Seilwelle.  $L$  und  $l$  die Schenkellängen des Bremshebels.  $p$  den Druck gegen das Ende des Schenkels  $L$ .  $\sigma$  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  $t$ :

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

Hieraus folgt:

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

Für die zu berechnende Winde ist:

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

und dürfen wir ferner annehmen:

$$f = 0.2, \quad \frac{\sigma}{e} = \frac{2}{3} \frac{2 e \pi}{e} = 4.188, \quad f \frac{\sigma}{e} = 0.8376$$

$$\frac{f \frac{\sigma}{e}}{e^{f \frac{\sigma}{e}} - 1} = \frac{0.8376}{2.718} = 2.307, \quad e = 24, \quad \frac{L}{l} = 5$$

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 Reibungscoefficient 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 konstruktiven 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 $\frac{422}{\frac{1}{20} 4350}$ . . . . .	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 $2.3 \times 0.72$ . . . . .	= 1.66 „
Querschnitt eines Armes am Drehungspunkt:	

$$\left(\frac{p}{\delta p}\right) = 90, \quad \left(\frac{h}{b}\right) = 2, \quad \dots \quad h = 5.2 \times 0.72 = 3.7 \text{ „}$$

$$b = \frac{1}{2} h = 1.9 \text{ „}$$

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-Übersetzung.

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