

Auf die Sperr- und Bremsvorrichtung wirkt bei schwebender Maximallast ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1 + \varphi_t} \frac{1}{1 + \varphi_v} Q \cdot R \frac{z_2}{z_3} = \frac{1}{1,065} \frac{1}{1,09} 3500 \cdot 8,5 \frac{1}{7} = \sim 3660 \text{ kgcm}$$

ein. Die Sperrscheibe muss deshalb bei  $z = 12$  Zähnen und einem Verhältnis  $\frac{t_s}{b_s} = 1,33$  für  $k_b \leq 250 \text{ kg/qcm}$  nach Gl. 121, S. 88, eine Teilung

$$t_s \geq 3,75 \sqrt[3]{\frac{3660}{12 \cdot 250}} 1,33 \text{ oder } \geq 4,4 \text{ cm}$$

bekommen. Gewählt ist  $t_s = 15\pi = 47,124 \text{ mm}$ , so dass also der Radius und die Breite

$$r_s = \frac{15 \cdot 12}{2} = 90 \text{ mm}, \quad b_s = \frac{1}{1,33} 47 = \sim 35 \text{ mm}$$

wird.

Der Umschlingungswinkel des Bremsbandes an seiner Scheibe ist nicht ganz  $0,7\pi$ , der Brems scheibenradius  $r_b = 175 \text{ mm}$ . Für  $e^{u \cdot \alpha} = \sim 2$  wird dann nach Gl. 123, S. 89,

$$t = \frac{3660}{17,5} = \sim 209 \text{ kg},$$

$$T = 2 \cdot 209 = 418 \text{ kg}.$$

Da die Bandenden nach Art der Differentialbremsen an den Hebel anschliessen, so muss für  $a = 110$ ,  $b = 50$  und  $l = 200 \text{ mm}$  (Fig. 1b, Taf. 9) das Belastungsgewicht des letzteren nach Gl. 126, S. 90,

$$K = \frac{209 \cdot 110 - 418 \cdot 50}{200} = 10,45 \text{ kg}$$

ohne Berücksichtigung des Hebelgewichtes schwer sein. Die Bolzen für die Sperrkegel, sowie den Bremshebel berechnen sich, wie im 1. Beispiele gezeigt; der resultierende Druck auf den Drehbolzen des Bremshebels ist nach Fig. 1c, Taf. 9 580 kg.

Soll die Winde mit der Maximallast verschoben werden, so ist dazu nach Gl. 57, S. 39 bei einfachem Vorgelege eine Kraft

$$\mathfrak{F} = 0,109 (3500 + 500) \frac{1 + 4,5}{40} \frac{\mathfrak{z}_1}{\mathfrak{z}_1} = \sim 60 \frac{\mathfrak{z}_1}{\mathfrak{z}_1}$$

nötig, wenn das Eigengewicht der Winde zu  $G = 500 \text{ kg}$ , der Radius des Haspelradius zu  $a = 400 \text{ mm}$  und der Zapfendurchmesser zu  $d = 45 \text{ mm}$  angenommen wird. Für  $\mathfrak{z}_1 = 3\mathfrak{z}_1$  wird  $\mathfrak{F} = \sim 20 \text{ kg}$ , was noch 1 Arbeiter an der Haspelkette ausüben kann. Nimmt man weiter als Zähnezahlen

$$\mathfrak{z}_1 = 12 \text{ und } \mathfrak{z}_1 = 36,$$

so bestimmt sich mit  $M_d = 0,92 \mathfrak{F} \cdot a = 0,92 \cdot 20 \cdot 40 = \sim 740 \text{ kgcm}$  und  $z = \mathfrak{z}_1 = 12$  aus Gl. 118a auf S. 85 die erforderliche Teilung zu

$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{740}{12}} = 2,1 \text{ cm},$$

wofür  $t_1 = 7\pi = 21,99 \text{ mm}$  genommen ist. Damit folgt dann

$$r_1 = \frac{12 \cdot 7}{2} = 42 \text{ mm}, \quad \mathfrak{r}_1 = 3 \cdot 42 = 126 \text{ mm}, \quad b_1 = 2t_1 = \sim 45 \text{ mm}.$$

Die Haspelradwelle der Verschiebvorrichtung ist 30 mm stark gemacht; Gl. 119a, S. 86, verlangt für Flusseisen nur

$$d = 0,28 \sqrt[3]{20 \cdot 40} = \sim 2,6 \text{ cm}.$$

Bei gleichmässiger Verteilung von  $Q$  und  $G$  kommt auf jedes der vier Augen der beiden Laufradachsen ein Druck von  $0,25 (3500 + 500) = 1000 \text{ kg}$ . Unter Vernachlässigung des Zahndruckes am Rade  $\mathfrak{z}_1$ , der die Achse auch auf Biegung beansprucht, ist somit das auftretende Biegemoment annähernd

$$\mathfrak{M}_b = 1000 \cdot 7,2 = 7200 \text{ kgcm},$$

wenn 72 mm die Entfernung von Mitte Auge bis Mitte des

zugehörigen Laufrades ist. Das in die getriebene Laufradachse eingeleitete Drehmoment ist

$$\mathfrak{M}_d = 0,92 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 3 = \sim 2210 \text{ kgcm}.$$

Führt man diese Werte in die Gl. 120, S. 86, ein, so erhält man für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 7200 + 5 \sqrt{7200^2 + 2210^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600,$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{7412}{0,1 \cdot 600}} = \sim 4,97 \text{ cm}.$$

Die Ausführung zeigt  $d = 45 \text{ mm}$ , was mit Rücksicht auf die meist seltene Verschiebung der voll belasteten Winde und ungünstige Annahme des Biegemomentes (hinsichtlich des Hebelarmes von 72 mm) wohl noch zulässig sein dürfte.

Die Längs- und Querträger des Windgestelles sind [-Eisen, Normalprofil No. 20. Um zu kontrollieren, ob dieselben genügen, nehmen wir an, die beiden mittleren Längsträger hätten die ganzen Drucke der Trommelwelle aufzunehmen. In der Mitte des Zahnrades  $Z_2$  wirkt beim Heben der Maximallast der vertikal aufwärts gerichtete Zahndruck

$$D_2 = (1 + \varphi_t) \frac{Q \cdot R}{R_2} = 1,065 \frac{3500 \cdot 8,5}{44,1} = \sim 720 \text{ kg}.$$

Vertikal abwärts wirkt daselbst das Eigengewicht des Rades  $Z_2$  mit  $G = \sim 130 \text{ kg}$ . In der Mitte der Kettennuss greift bei Vernachlässigung des Eigengewichtes derselben die der Last  $Q = 3500 \text{ kg}$  entsprechende Kraft an. Man erhält hiermit nach den im Schnitt 1—1 der Fig. 1, Taf. 9 eingetragenen Hebelarmen als Belastung der beiden fraglichen [-Eisen

$$V_1 = \frac{3500 \cdot 105 - (720 - 130) (210 + 87,5)}{210} = \sim 914 \text{ kg}^1)$$

$$V_2 = 3500 + 130 - (914 + 720) = 1996 \text{ kg}.$$

Der letztere, als der grössere von beiden Drucken, belastet sein [-Eisen, wie aus dem Grundriss der Fig. 1 ersichtlich, in den Abständen 500 und 590 mm von den Quer[-Eisen. Das grösste Biegemoment ist also

$$1996 \frac{50 \cdot 59}{50 + 59} = \sim 54000 \text{ kgcm}.$$

Das [-Eisen Normalprofil No. 20 besitzt ein Trägheitsmoment bezüglich seiner horizontalen Schwerpunktsachse von  $1911 \text{ cm}^4$ . Durch die Ausbohrung des Steges für den Ansatz des Lagerauges (s. Fig. 1a, Taf. 9) wird dasselbe bei 8,5 mm Stegstärke auf

$$1911 - 0,85 \frac{11^3}{12} = 1816,7 \text{ cm}^4$$

vermindert. Das Widerstandsmoment beträgt

$$\frac{1816,7}{0,5 \cdot 20} = 181,67 \text{ cm}^3.$$

Damit ergibt sich die Beanspruchung des fraglichen [-Eisens unter den gemachten Voraussetzungen nur zu

$$\sigma_b = \frac{54000}{181,67} = \sim 297 \text{ kg/qcm}.$$

## § 27.

### Die Handwinden mit Zahnstange, Schraubenspindel und Doppeldruckkolben.

Die vorliegenden Winden werden hauptsächlich zum Hochdrücken schwerer Lasten verwendet. Ihre Hubhöhe ist nur klein und durch die Länge der Zahnstange, der Schraubenspindel und des Druckcylinders beschränkt,

1) Bei der Aufstellung der Momentengleichung ist die Reaktion einzuführen, also  $V_1$  und  $V_2$  entgegengesetzt gerichtet, wie in der Figur angegeben.

auch mit Rücksicht auf den gewünschten leichten Transport geboten, der möglichste Beschränkung aller Dimensionen und des Eigengewichtes verlangt. Desgleichen ist der Wirkungsgrad der Zahnstangen- und Schraubenwinden in der Regel nur gering und beträgt in vielen Fällen, bei den selbsthemmenden Schraubenwinden stets, weniger als 50 Prozent; bei Handwinden mit Druckkolben dagegen findet man Wirkungsgrade von 75 bis 80 Prozent. Die Hubgeschwindigkeit der Last endlich fällt ebenfalls sehr klein aus, und zwar ist sie am grössten bei Zahnstangen-, am kleinsten bei Druckkolbenwinden. Die letzteren hemmen den selbstthätigen Niedergang der Last durch ihre Druckwassersäule, während bei Schraubenwinden dies in der Regel die eigenen Bewegungswiderstände thun; Zahnstangenwinden bedürfen einer besonderen Stützvorrichtung für die gehobene Last.

a) Zahnstangenwinden.

Man bedient sich ihrer teils zum Heben von Wagen, Lokomotiven, schwerer Eisenteile usw., teils zum Bewegen der Wasserschützen und unterscheidet demgemäss Wagen- und Schützenwinden.

Die Ausführung der leicht transportablen Wagenwinden ist aus den Figuren auf Taf. 10 ersichtlich, von denen Fig. 2 einer Ausführung der Elsässischen Maschinenfabrik in Grafenstaden, Fig. 1 u. 3 einer solchen der Bielefelder Winden- und Werkzeugfabrik von Huck & Co. entspricht.

Der Schaft dieser Winden besteht jetzt meistens aus weichem Stahl- oder Holzkohleneisenblech, seltener aus Buchenholz, da Winden mit Holzschafft schwerer als solche mit Blechmantel für die gleiche Belastung ausfallen. Der Blechmantel wird aus einem Stück mit entsprechender Rundung der Kanten und ohne jede Winkelverbindung hergestellt. Der Holzschafft wird in den Kanten gebrochen und später geölt oder gestrichen. In jedem Falle wird dem Schaft unten eine Fussplatte eingesetzt, deren Spitzen das Ausgleiten der Winde verhüten sollen, wenn diese schräg gestellt wird. Eine Verbreiterung des Fusses (Fig. 3) verhindert auch das Umfallen der Winde bis zu einem gewissen Grade. Griffe am Schaft dienen zum Anheben der Winden.

Das Vorgelege ist für Lasten bis zu 3000 kg ein einfaches, für solche von 3000 bis 15000 kg ein doppeltes, für noch grössere ein dreifaches Zahnradvorgelege; an Stelle des einen Vorgeleges wird mitunter auch eine Schnecke mit Schneckenrad (Fig. 3) angeordnet. Das Material der Räder ist bestes Holzkohleneisen, das an den arbeitenden Stellen eingesetzt und gehärtet wird. Die kleinen Ritzel werden in ihre Wellen, die hier verstärkt sind, eingearbeitet und alle Verzahnungen auf Spezialmaschinen nach Teilscheibe sauber und genau hergestellt. Für grössere Lasten bildet man auch vielfach die Räder und Ritzel des der Zahnstange zunächst liegenden Vorgeleges nach Fig. 3 doppelt aus; die Ritzel  $z_2$  werden dabei um  $45^\circ$  gegeneinander versetzt. Durch diese doppelte Anordnung des Haupttriebwerkes wird im Verein mit dem wechselseitigen Eingriff der Ritzel ein

leichter und stossfreier Gang erzielt, auch bei grösserer Sicherheit der Druck auf die Lager gleichmässiger verteilt. Das ganze Windwerk wird weiter, um den Ein- und Ausbau desselben zu erleichtern, in zwei starken Blechen verlagert, die durch Schrauben am Schaft befestigt werden. An der Klauenseite dürfen die Wellenlager nicht vorstehen, damit der Lasthub durch sie nicht gestört wird. Eine leicht zu öffnende Klappe gestattet die bequeme Schmierung und Kontrolle des Vorgeleges. Die Zahnstange schliesslich wird aus demselben Material wie das Vorgelege hergestellt, auch in derselben Weise bearbeitet. Sie hat gewöhnlich Kopf- und Fussklaue, von denen jene drehbar, diese fest an der Stange sitzt. Die Form der Klauen wird sehr verschieden gewählt. Zur Führung der Zahnstange dienen ausser dem Schlitz im Schafte, der hier durch Flacheisen verstärkt wird, teils Hülsen  $k$ , teils Einsatzstücke  $k_1$ .

Die Schützenwinde in Fig. 3, Taf. 15, welche ebenfalls einer Ausführung der Elsässischen Maschinenfabrik entspricht, besitzt als Gestell ein gebogenes und geschweisstes Flacheisen, dem vorne und hinten ein Blech zur Aufnahme der Lager aufgesetzt ist. Gehalten werden diese Bleche durch 8 Vierkanteisen, die dem gebogenen Flacheisen angenietet und an ihren Enden mit Gewinde und Mutter versehen sind; vier dieser Eisen dienen zugleich zur Führung der Zahnstange. Das Windwerk ist in der vorher angegebenen Weise ausgebildet.

Die Verzahnung der Räder ist bei den vorliegenden Winden entweder eine reine Cykloidenverzahnung oder, was häufiger der Fall ist, eine gemischte Verzahnung, wie sie Fig. 3a, Taf. 15 für die Schützenwinde in Fig. 3 daselbst zeigt.

Dem Rollkreise der Trieblinge giebt man einen Radius  $\rho$ , der gleich dem halben Radius  $r$  des zugehörigen Teilkreises ist, also

$$\rho_1^1) = \frac{r_1}{2}, \quad \rho_2 = \frac{r_2}{2} \text{ usw.},$$

während bei den grossen Rädern der Teilkreis zugleich der Rollkreis ist. Man erhält dann für die Zahnkurve des Kopfes der Trieblinge eine Epicycloide  $mn$ , entstanden durch Rollen von  $R_1, R_2, \dots$  auf bzw.

$$r_1, r_2, \dots,$$

des Fusses der Trieblinge eine Radiale  $mp$ , des Kopfes des grossen Rades eine Epicycloide  $mn_1$ , entstanden durch Rollen von  $\rho_1^1), \rho_2, \dots$  auf bzw.  $R_1, R_2, \dots,$

des Fusses des grossen Rades eine Kurve  $mp_1$ , das sogenannte theoretische Lückenprofil<sup>2)</sup> der Zahnspitze des eingreifenden Ritzels.

Bei der Zahnstange, deren Teilkreisradius unendlich gross ist, ist die Zahnkurve der Köpfe durch eine gemeine Cykloide  $mn_1$ , entstanden durch Rollen von  $\rho$  auf einer Geraden,

1) In der Fig. 3a, Taf. 15 ist beim Ritzel  $r_1$  der Index  $1$  von  $\rho$  nicht eingetragen.

2) Siehe „Rebber & Pohlhausen, Berechnung und Konstruktion der Maschinen-Elemente“. 5. Auflage. Verlag der Polytechnischen Buchhandlung (R. Schulze), Mittweida.

während die Köpfe des eingreifenden Ritzels durch eine Evolvente  $m n$  des Kreises  $R$  zu begrenzen sind.

Für die **Berechnung** der vorliegenden Winden ist wieder die Gl. 50 auf S. 37 in der Form

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \dots \dots \dots 131$$

massgebend, aus welcher das erforderliche Übersetzungsverhältnis  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  des Rädervorgeleges berechnet werden kann, sobald die Grössen auf der rechten Seite in der weiter unten angegebenen Weise gewählt bzw. bestimmt sind.  $R$  bezeichnet hier den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels. Enthält das Vorgelege ausser den Stirnrädern noch eine Schnecke mit Schneckenrad, so entspricht  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  dem Produkt aus der Übersetzung des Räder- und Schneckenvorgeleges.

Der Lastarm  $R$  ist von der Teilung der Zahnstange abhängig. Man kann diese Teilung ebenso, wie auf S. 85 angegeben, berechnen, muss dabei aber besonders günstige Annahmen machen, die aus Rücksicht auf thunlichste Beschränkung der Dimensionen und des Gewichtes hier geboten erscheinen. Als Zahndruck tritt die Last  $Q$  auf. Greift sie an der Spitze der Zähne an, so gilt unter der Annahme, dass stets zwei Zähne im Eingriff sind und sich der Zahndruck stets gleichmässig auf zwei Zähne verteilt, die Beziehung

$$\frac{Q}{2} 0,6t = b \frac{(0,7t)^2}{6} k_b$$

mit  $0,6t$  als Zahnhöhe und  $0,7t$  als Stärke des Zahnfusses. Die Praxis gestattet für diese Rechnung Spannungen

$k_b \leq 2000 \text{ kg/qcm}$  für bestes Holzkohleneisen<sup>1)</sup>,  
so dass hiermit

$$t \geq 0,043 \sqrt{Q \frac{t}{b}} \dots \dots \dots 132$$

folgt. Das Verhältnis  $\frac{t}{b}$  beträgt 0,8 bis 1.

Ist die Fussklaue belastet, so wird die Zahnstange infolge des dann excentrischen Lastangriffes auf Zug und Biegung beansprucht. Bezeichnet

- $b$  die Breite,
- $h$  die Höhe des Stangenquerschnittes,
- $l$  den Abstand von Mitte Fussklaue bis Mitte Last,

so ist die grösste auftretende Spannung

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{Q}{b \cdot h} + 6 \frac{Q \cdot l}{b^2 \cdot h} = \frac{Q}{b \cdot h} \left(1 + 6 \frac{l}{b}\right).$$

Dieselbe nimmt bei den Ausführungen der Praxis oft Werte von  $6000 \text{ kg/qcm}$  und mehr an.

Mit Hilfe der Teilung  $t$  erhält man den Lastarm bzw. den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels, dessen Zähnezahl gewöhnlich  $Z = 4$  ist, aus

$$R = \frac{Z \cdot t}{2\pi}$$

<sup>1)</sup> Wobei wohl vorausgesetzt ist, dass die Winden äusserst selten für die angegebene Maximallast benutzt werden.

Die Betriebskraft  $P$  nimmt man hier recht hoch, und zwar bis zu  $40 \text{ kg}$  für 2 Arbeiter an; der Kraftarm bzw. Kurbelradius beträgt meistens  $a = 200$  bis  $300 \text{ mm}$ . Für den Verlustfaktor erhält man mit den auf S. 41 angegebenen Mittelwerten  $\varphi_v = 0,192$  für jede Vorgelege und  $\varphi_t = 0,17$  für die Lastwelle, deren Ritzel in die Zahnstange eingreift,

bei einfachem Rädervorgelege

$$1 + \varphi = 1,17 \cdot 1,192 = \sim 1,4, \quad \eta = 0,714,$$

bei doppeltem Rädervorgelege

$$1 + \varphi = 1,17 \cdot 1,192^2 = \sim 1,66, \quad \eta = 0,602,$$

bei dreifachem Rädervorgelege

$$1 + \varphi = 1,17 \cdot 1,192^3 = \sim 1,98, \quad \eta = 0,505.$$

Ist ausser dem Zahnradvorgelege noch eine Schnecke mit Schneckenrad vorhanden, so sind die vorstehenden Werte von  $1 + \varphi$  noch mit demjenigen  $1 + \varphi_s$  der Gl. 51 auf S. 38 zu multiplizieren, wobei der mittlere Steigungswinkel  $\alpha$  der Schnecke zu wählen ist.

Der berechnete Wert  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  ist entsprechend der Zahl

der Vorgelege in einzelne Faktoren zu zerlegen, und mit diesen folgt bei einer Zähnezahl  $z_1 = z_2 = z_3 = 4$  der Ritzel auch die Zähnezahl  $Z_1, Z_2$  bzw.  $Z_3$  der grossen Räder. Die Übersetzung eines Räderpaares beträgt gewöhnlich 2,5 bis 3,5, die Gangzahl der Schnecke  $m$  ist meistens gleich 1.

Bezüglich der Teilung der Vorgelegeräder ist zu bemerken, dass sich die Rechnung hier nur auf die grossen Räder zu beziehen braucht; die kleinen sind in die Wellen eingearbeitet, und eine Berechnung derselben ist deshalb kaum möglich. Unter der Annahme, dass der Zahndruck auch hier wieder an der Zahnschnecke, und zwar gleichmässig an zwei Zähnen, angreift, erhält man die Beziehung

$$\frac{1}{2} \frac{M_d}{r} 0,7t = b \frac{(0,55t)^2}{6} k_b,$$

wobei  $0,7t$  als Zahnhöhe und  $0,55t$  als Fussstärke der Zähne vorausgesetzt und  $M_d$  das Drehmoment,  $R$  der Teilkreisradius der eingreifenden Ritzel ist. Mit  $r = \frac{z \cdot t}{2\pi}$  und  $k_b \leq 1600 \text{ kg/qcm}$  folgt hieraus

$$t \geq 0,3 \sqrt[3]{\frac{M_d \cdot t}{z \cdot b}} \dots \dots \dots 133$$

Hierin ist zu setzen

$M_d = \frac{1}{1,192} P \cdot a = 0,84 P \cdot a$  und  $z = z_1$  für das grosse Rad des 1. Räderpaares,

$M_d = 0,84^2 P \cdot a \frac{z_1}{z_2} = 0,7 P \cdot a \frac{z_1}{z_2}$  und  $z = z_2$  für das grosse Rad des 2. Räderpaares usw.,

$$\frac{t}{b} = 0,8 \text{ bis } 1.$$

Da die vorliegenden Winden, ausgenommen diejenigen mit Schneckenvorgelege, nicht selbsthemmend sind, so bedürfen sie einer Stützvorrichtung, welche die Last schwebend erhält, sobald die Betriebskraft für den Lasthub aufhört zu wirken. Diese Vorrichtung besteht bei

den einfachen Winden in einer schmiedeeisernen Sperrscheibe mit Klinke, welche nach den auf S. 88 gemachten Angaben zu berechnen und zu konstruieren ist. Beim Niederlassen der Last muss die Sperrklinke ausgehoben und die Kurbel so stark zurückgehalten werden, dass der Niedergang unter dem Druck der Last möglichst gleichmässig erfolgt. Das Entgleiten der Kurbel aus den Händen des Bedienenden sowohl während des Aushebens der Klinke als auch während des Lastsenkens kann hier wieder zu recht bedenklichen Unglücksfällen führen. Es werden deshalb von den Fabriken vielfach Sicherheitsvorrichtungen angebracht, die man gewöhnlich als **Sicherheitsgesperre** bezeichnet; die Fig. 6 u. 7, Taf. 12 geben Beispiele derselben. Sie ermöglichen den Niedergang der Last durch Rückwärtsdrehen der Kurbel, ohne dass die Sperrklinke ausgehoben wird. Beim Loslassen der Kurbel soll die Last aber durch Kupplung der Sicherheitsvorrichtung mit der Kurbelwelle sofort gehemmt werden.

Bei dem Gesperre der Elsässischen Maschinenfabrik in Grafenstaden nach Fig. 7, Taf. 12 nimmt die Hülse A, welche mit ihrer 4kantigen Höhlung auf die Kurbelwelle gesteckt werden kann, aussen lose die Sperrscheibe S und davor mit Gewinde die Kurbelnabe B auf; der Stellring E verhütet das Abschrauben der Kurbel. Beim Heben der Last presst die Kurbelnabe die Sperrscheibe gegen den Rand der Hülse A und kuppelt erstere mit der Kurbelwelle. Diese Kupplung hält auch beim Stillstand der Last an und wird erst gelöst, wenn auf die Kurbel ein geringer Druck nach rückwärts ausgeübt wird. Die Last geht dann bei rückwärts gedrehter Kurbel nieder. Sobald aber diese Rückwärtsdrehung aufhört, wird die Sperrscheibe wieder festgeklemmt und die Last durch die stets eingreifende Sperrklinke gestützt. Die zuverlässige Wirkungsweise der Vorrichtung ist von der Sicherheit des Reibungsschlusses abhängig, der wieder durch die Beschaffenheit und sorgfältige Schmierung der reibenden Flächen bedingt ist.

Bei der Konstruktion der Bielefelder Winden- und Werkzeugfabrik von Huck & Co. in Fig. 6, Taf. 12 ist eine Spannfeder f mit ihrem einen Ende an der Kurbelwelle, mit ihrem anderen in der Kurbelnabe B befestigt. Beim Lastheben wird die Feder f zunächst angespannt und die Kurbelnabe B so weit gedreht, dass die Nocken e in die Linien der Sperrzähne der Scheibe S kommen. Beim Weiterdrehen der Kurbel gleitet dann die Klinke auf der Sperrscheibe. Aber auch beim Lastsenken, wo die Kurbel rückwärts gedreht wird, bleiben die Nocken e in der vorerwähnten Lage, da nun die hemmende Kraft an der Kurbel ebenfalls der niedergehenden Last entgegenwirkt. Sie drücken dann immer die Klinke  $k_1$  in dem Augenblicke, in welchem diese die Sperrscheibe S fangen will, in die Höhe und ermöglichen so den unbehinderten Niedergang der Last.

Erst wenn die Kurbel losgelassen wird oder der Hand des Arbeiters entgleitet, hört die Anspannung der Feder f auf und werden die Nocken e in die in der Figur angegebene Lage gebracht. Die Klinke  $k_1$  kann dann

unbehindert in den nächsten Zahn der Sperrscheibe eingreifen und die Last auffangen. Die Klinke  $k_2$  dient zum Einklinken von Hand, wenn dies während der Zeit, wo  $k_1$  ausgeschaltet ist, gewünscht wird.

### b) Schraubenwinden.

Sie finden die gleiche Verwendung wie die Zahnstangenwinden; ausserdem benutzt man sie aber auch als Nietwinden. Die Fabriken bauen sie meistens für Lasten von 2000 bis 20000 kg und Hubhöhen von 75 bis 350 mm je nach der Grösse der Last.

Bezüglich der **Ausführung** der einfachen Schraubenwinden ist zu bemerken, dass man nach der Form ihres Gestelles Dreifuss-, Flaschen- und Schlittenwinden (Fig. 2, 3 u. 4 bezw. 5, Taf. 13) unterscheidet. Der Dreifuss wird geschmiedet, die Flasche in Gusseisen oder schmiedbarem Guss gegossen, besser aber aus einem Stahlblech zusammengeschnitten; das Material des Schlittens in Fig. 5 ist schmiedbarer Guss oder Schmiedeeisen. Die Spindeln, welche die Last in einer drehbaren Kopfklaue aufnimmt, besteht jetzt meistens aus Stahl, seltener aus Schweiss- oder Flusseisen, die Mutter aus Bronze oder aus dem gleichen Material wie die Spindel. Zum Drehen der Spindel dient entweder ein einfacher Hebel, welcher durch den Spindelkopf gesteckt wird (Fig. 2 u. 4, Taf. 13) oder eine Ratsche mit Sperrklinken-Einrichtung (Fig. 5, Tafel 13). Im letzteren Falle nimmt der eine Arm der Klinke B, der durch eine Feder f mit Keilstück m angedrückt wird, die Sperrscheibe S und die Spindel beim Anziehen des Hebels mit, während er beim Zurückgehen desselben auf der Scheibe gleitet. Soll die Drehrichtung der Spindel geändert werden, so muss man den nicht im Eingriff stehenden Arm von B andrücken, damit die Schneide des Keilstückes m auf die andere Seite der Klinkenkante springt. Das Gewinde der Lastspindel ist stets eingängig, das der Verschiebespindel bei Schlittenwinden in der Regel zweigängig.

Eine besondere Ausführung zeigen die Schraubenwinden, welche in Fabriken zum Heben von Lokomotiven und grossen Kesseln benutzt werden. Sie bestehen aus vier Böcken, wie einer in Fig. 1, Taf. 13 nach einer Ausführung von Georg Lindner in Chemnitz wiedergegeben ist. Die Böcke werden paarweise einander gegenübergestellt, und auf die Muttern B zweier zusammengehöriger Böcke kommen die Enden eines Trägers (Fig. 1 a, Taf. 13) zu liegen; auf den beiden Trägern ruht die Last. Zur Auf- oder Abwärtsbewegung der Mutter B dient die vertikale Schraubenspindel, welche durch ein doppeltes Rädervorgelege und Handkurbeln angetrieben wird. Die Ständer, an denen die Lager der Vorgelegewellen befestigt sind, bestehen aus Eichen- oder Buchenholz. Die Mutter, welche an der Drehung verhindert sein muss, führt sich zwischen  $\perp$ -Eisen. Die maximale Belastung, für welche die Böcke gebaut werden, beträgt meistens 10000 oder 5000 kg, die Hubhöhe 1,4 bis 1,75 m, der Abstand von Mitte bis Mitte/Spindel zweier gegenüberstehender Böcke 3,5 m. Jetzt führt man die Böcke auch vielfach in Schmiedeeisen durch  $\perp$ -Eisen und Bleche aus

Bei der **Berechnung** einer Schraubenwinde sind zunächst die Abmessungen der Schraubenspindel zu bestimmen. Dieselbe wird auf Druck durch die Last  $Q$ , auf Verdrehen durch das auf sie ausgeübte Drehmoment beansprucht. Für die vorliegenden Winden dürfte es in den weitaus meisten Fällen hinreichen, bei der Berechnung nur die Druckbeanspruchung zu berücksichtigen und der Verdrehungsbeanspruchung durch eine genügend kleine zulässige Druckspannung gerecht zu werden; es ist dies auch mit Rücksicht auf die bei grösserer Länge der Spindel auszuschliessende Zerknickungsbeanspruchung geboten. Wir entnehmen deshalb den Kerndurchmesser  $2R_i$  der Schraubenspindel der Gleichung

$$(2R_i)^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q}{k} \dots \dots \dots 134$$

mit  $k \leq 400 \text{ kg/qcm}$  für Schweiss- und Flusseisen,  
 $k \leq 500 \text{ kg/qcm}$  für Flussstahl.

Die Gangtiefe  $t$  ist meistens gleich der halben Ganghöhe  $h$  und der mittlere Gewinderadius  $R$  unter dieser Voraussetzung

$$R = R_i + 0,5t = R_i + 0,25h.$$

Den Steigungswinkel  $\alpha$  der mittleren Schraubenlinie wählt man mit Rücksicht auf die gewünschte Selbsthemmung in der Regel kleiner als  $6^\circ$ . Vereinigt man nun die Beziehung

$$\text{tg } \alpha = \frac{h}{2R\pi}$$

mit der letzten Gleichung, so erhält man für einen gewählten Winkel  $\alpha$  und quadratischen Querschnitt der Gänge den mittleren Gewinderadius und Lastarm aus

$$R = R_i + 0,5 R \pi \cdot \text{tg } \alpha$$

zu

$$R = \frac{2R_i}{2 - \pi \cdot \text{tg } \alpha} \dots \dots \dots 135$$

Die Ganghöhe, welche man gewöhnlich noch in engl. Zollmass ausführt, ist dann

$$h = 2t = 2R\pi \cdot \text{tg } \alpha,$$

der äussere Gewindedurchmesser

$$2R_a = 2R_i + 2t.$$

Die Höhe  $H$  der Spindelmuttern muss so bemessen werden, dass die Pressung in den Gewindegängen  $100 \text{ kg/qcm}$  für Stahlspindeln und Stahl- oder Rotgussmuttern nicht übersteigt; es muss also

$$H \geq \frac{Q}{2R\pi \cdot t \cdot 100} h,$$

oder für  $h = 2t$ ,

$$H \geq 0,01 \frac{Q}{R\pi} \dots \dots \dots 136$$

werden. Für Spindeln aus Flusseisen und Muttern aus demselben Material oder Bronze ist  $H$  um ein Drittel grösser zu nehmen.

Nachdem die Verhältnisse der Spindel festgelegt sind, folgt bei gewähltem Kraftarm  $a$  die erforderliche Betriebskraft  $P$  oder umgekehrt bei gewähltem  $P$  die erforderliche Hebellänge  $a$  aus Gl. 62 auf S. 42, nämlich

$$P \cdot a = (1 + \varphi) Q \cdot R \cdot \text{tg } \alpha \dots \dots \dots 137$$

wobei die Werte von  $1 + \varphi$  der Gl. 63 auf S. 42 bzw. der hiernach für  $\rho = 6^\circ$  berechneten nachstehenden Tabelle zu entnehmen sind.

**Tabelle**

der Werte  $1 + \varphi = \frac{\text{tg}(\alpha + 6) + 0,03}{\text{tg } \alpha}$  und  $\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$   
 für Schraubenwinden.

	$\alpha = 3$	$4$	$5$	$6$	$7$	$8$	Grad
$1 + \varphi =$	3,6	2,92	2,56	2,31	2,13	1,99	
$\eta =$	0,278	0,342	0,391	0,433	0,469	0,503	

Bezüglich des Umsetzungsverhältnisses zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg gilt die Gl. 61 auf S. 42.

Für Lokomotiv-Hebeböcke nach Fig. 1, Taf. 13, wo die Betriebskraft durch ein doppeltes Vorgelege auf die Spindel einwirkt, ist die rechte Seite der Gl. 137 mit dem Übersetzungsverhältnis  $\left(\frac{z}{Z}\right)$  dieses Vorgeleges zu multiplizieren. Das letztere bestimmt sich also aus

$$\left(\frac{z}{Z}\right) = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \text{tg } \alpha \dots \dots \dots 138$$

mit  $\left(\frac{z}{Z}\right) = \frac{z_1}{z_1} \frac{z_2}{z_2}$  im vorliegenden Falle. Für  $1 + \varphi$  ist dabei der mit  $1,09^2$  im Mittel multiplizierte Wert der vorstehenden Tabelle einzuführen. Gl. 61 auf S. 42 lautet ferner hier

$$\frac{h}{s} = \frac{R}{a} \text{tg } \alpha \left(\frac{z}{Z}\right) \dots \dots \dots 139$$

**c) Handwinden mit Doppeldruckkolben.**

Die hydraulischen Winden mit Handbetrieb beruhen auf dem Prinzip der hydraulischen Presse. Gegenüber den Zahnstangen- und Schraubenwinden besitzen sie den Vorteil eines höheren Wirkungsgrades, verlangen dagegen eine weit sorgfältigere Behandlung und Instandhaltung, heben auch die Last langsamer als diese. Sie finden deshalb im allgemeinen bei uns weniger Anwendung, werden vielmehr nur dort zum Hochdrücken schwerer Lasten benutzt, wo ihnen die erforderliche Aufmerksamkeit in der Behandlung zu teil, sowie die nötige Vertrautheit mit derselben vorausgesetzt werden kann, wie namentlich im Eisenbahnwesen, bei grösseren Montagen usw.

Die **Ausführungen** der vorliegenden Winden zeigen in der Hauptsache zwei verschiedene Formen, die man als Hebeknechte und Daumenkräfte bezeichnet. Aus Fig. 6, Taf. 13 ist zunächst die Konstruktion und Einrichtung eines Hebeknechtes von der Akt.-Gesellschaft de Fries & Co. in Düsseldorf ersichtlich. Der Lastkolben  $A$  kommt mit seinem Cylinder  $B$  umgekehrt zur Verwendung, indem der Kolben hier feststeht und den Fuss der Winde bildet, während der Cylinder sich verschiebt und entweder in der angegossenen Fussklaue oder in dem Deckel des warm aufgezogenen Wasserbehälters  $C$  die Last aufnimmt. Der Kraftkolben  $S$  wird durch einen Handhebel bewegt, dessen Welle mit dem Daumen  $M$  in einen Schlitz des Kolbens greift.  $D$  ist der Pumpencylinder für den Kraftkolben. Beim Hoch-

gehen saugt der letztere das Wasser des Behälters C durch das horizontale Ventil V<sub>1</sub> (Fig. 6a) an, beim Niedergehen drückt er es durch das vertikale Ventil V<sub>2</sub> in den Cylinder B, wodurch dieser und die Last gehoben wird. Soll der Lastcylinder wieder heruntergehen, so wird durch Lösen der Schraube s<sub>1</sub>, welche vorher mit ihrer kegelförmigen Verlängerung eine horizontale und vertikale Öffnung im Cylinderdeckel abschliesst, das Wasser aus dem Cylinder in den Behälter zurückgelassen.

Das Material des Lastkolbens A ist Schmiedeeisen oder Stahlguss, das seines Cylinders Stahlguss. Der Behälter C besteht aus Gusseisen, der Kraftkolben S und dessen Cylinder aus Bronze. Der Cylinder B führt sich mit der Feder F in einer Nut des Lastkolbens A und ist so an einer Drehung verhindert. Als Hubbegrenzung dient eine kleine Öffnung x, durch welche das Wasser bei der zulässig höchsten Laststellung aus dem Cylinder treten kann. Der Lastkolben wird durch eine Ledermanschette, der Kraftkolben durch eine umgewickelte Lederschnur abgedichtet. Die Flüssigkeit, als welche reines Wasser oder bei niedriger Temperatur dieses mit Glycerin vermischt dient, kann durch die von der Schraube s<sub>2</sub> verschlossene Öffnung in den Behälter gefüllt werden; durch eine Öffnung in der Schraube s<sub>3</sub> kann Luft beim Pumpen eintreten. Zum Andrücken der Ventile V<sub>1</sub> und V<sub>2</sub> dienen Spiralfedern.

Während Hebeknechte, die auch oft mit Schlitten nach Art der Schraubenwinde in Fig. 5, Taf. 13 ausgestattet sind, für Lasten von 3000 bis 60000 kg gebaut werden, führt man die Daumenkräfte für weit grössere Lasten von 20000 bis 200000 kg aus. Die Einrichtung der letzteren ist aus Fig. 7, Taf. 13 zu ersehen, welche einer Ausführung von Fried. Krupp Grusonwerk in Magdeburg entspricht. Der Behälter C für die Druckflüssigkeit, in dem sich wieder der hier horizontal angeordnete Kraftkolben S mit dem Pumpencylinder D befindet, ist seitlich an dem Lastcylinder B befestigt. Der Lastkolben A, der durch eine Ledermanschette im Cylinder abgedichtet ist, vollführt ferner die Bewegung und nimmt die Last auf. Die Ausführung ist im übrigen die gleiche wie bei den Hebeknechten.

Zur **Berechnung** der Handwinden mit Druckkolben können die Gl. 38 bis 40 auf S. 33 dienen, wenn man die rechten Seiten der Gl. 38 u. 39 noch mit dem Verhältnis  $\frac{R}{a}$ , entsprechend der Umsetzung, die durch die Welle des Handhebels bewirkt wird, multipliziert. Man erhält dann

$$\frac{h}{s} = \frac{d^2 R}{D^2 a} \dots \dots \dots 140$$

und

$$P = (1 + \varphi) Q \frac{d^2 R}{D^2 a} \dots \dots \dots 141$$

wenn

- d den Durchmesser des Kraft-,
- D denjenigen des Lastkolbens,
- a die Länge des Handhebels,

R den horizontalen Abstand von Mitte Kraftkolben bis Mitte Hebelwelle bezeichnet. Für  $1 + \varphi$  ist in die obige Gleichung der Wert der Gl. 40, multipliziert mit einem die Widerstände der Hebelwelle und der Ventile berücksichtigenden Faktor, einzuführen. Schätzt man diesen Faktor auf 1,1 und setzt weiter je nach der Beschaffenheit der Lederdichtung  $\mu = 0,07$  bis  $0,1$ , so ergibt sich für den vorliegenden Fall

$$1 + \varphi = 1,1 \frac{1 + \frac{0,28}{d}}{1 - \frac{0,28}{D}} \text{ bis } 1,1 \frac{1 + \frac{0,4}{d}}{1 - \frac{0,4}{D}}$$

Die Ventile der vorliegenden Winden haben 4 bis 8 mm Durchmesser. Die Wandstärke des Lastcylinders muss der v. Bachschen Formel

$$D_a = D \sqrt{\frac{k_z + 0,4p}{k_z - 1,3p}}$$

genügen. D<sub>a</sub> ist der äussere Durchmesser des Cylinders,

$$p = \frac{Q}{D^2 \frac{\pi}{4}}$$

der Wasserdruck in kg/qcm. Durch Vereinigung beider Gleichungen ergibt sich auch

$$D_a = D \sqrt{\frac{k_z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} + 0,4Q}{k_z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} - 1,3Q}}$$

Für Stahlguss kann k<sub>z</sub> = 1200 kg/qcm gesetzt werden. Die Wandstärke des Wasserbehälters ist allein durch Herstellungsrücksichten bedingt.

**Beispiele.**

1. Es sind die Hauptverhältnisse der Wagenwinde in Fig. 2, Taf. 10 für 5000 kg Maximallast zu bestimmen.

Wir ermitteln, um den Lastarm R zu bekommen, zunächst die erforderliche Teilung der Zahnstange. Nach Gl. 132 auf S. 103 erhalten wir für  $\frac{t}{b} = 0,8$

$$t \geq 0,043 \sqrt{5000 \cdot 0,8} \text{ oder } \geq 2,72 \text{ cm,}$$

während die Ausführung  $t = 27 \text{ mm}$

zeigt. Die Zahnbreite ist

$$b = \frac{27}{0,8} = \sim 33 \text{ mm.}$$

Erhält das in die Zahnstange eingreifende Ritzel Z = 4 Zähne (in der Figur ist z und r anstatt Z bzw. R eingetragen), so wird dessen Teilkreisradius

$$R = \frac{4 \cdot 27}{2\pi} = 17,2 \text{ mm.}$$

Jetzt kann mit Hilfe der Gl. 131 auf S. 103, wenn die Betriebskraft P = 40 kg (2 Arbeiter), der Kurbelradius a = 210 mm und der Wert 1 + φ nach den Angaben auf S. 103 zu 1,66 angenommen wird, das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges bestimmt werden. Dasselbe ergibt sich zu

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,66 \frac{5000 \cdot 1,72}{40 \cdot 21} = \sim 17,$$

während die Ausführung, entsprechend den Zähnezahlen

$$z_1 = 4, Z_1 = 15, z_2 = 4, Z_2 = 17,$$

nur ein solches

$$\frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{15 \cdot 17}{4 \cdot 4} = 15,94$$

besitzt, das bei dem angeführten Werte von  $1 + \varphi$  für  $P \approx 42,5$  kg genügen würde.

Für die Teilung der beiden Räderpaare ergibt sich aus Gl. 133 auf S. 103 mit den dort angegebenen Werten von  $M_d$  und  $\frac{t}{b} = 1$

$$t_1 \geq 0,3 \sqrt[3]{0,84 \frac{42,5 \cdot 21}{4}}, \quad t_1 \geq 1,72 \text{ cm,}$$

$$t_2 \geq 0,3 \sqrt[3]{0,7 \frac{42,5 \cdot 21 \cdot 15}{4}}, \quad t_2 \geq 2,5 \text{ cm,}$$

während nach der Ausführung

$$t_1 = 17 \text{ mm, } b_1 = 17 \text{ mm, } r_1 = \frac{4 \cdot 17}{2\pi} = 10,8 \text{ mm,}$$

$$R_1 = \frac{15 \cdot 17}{2\pi} = 40,6 \text{ mm,}$$

$$t_2 = 21 \text{ mm, } b_2 = 21 \text{ mm, } r_2 = \frac{4 \cdot 21}{2\pi} = 13,4 \text{ mm,}$$

$$R_2 = \frac{17 \cdot 21}{2\pi} = 56,8 \text{ mm}$$

ist.

Die Beanspruchung der Zahnstange, wenn die Fussklaue die Maximallast trägt, bestimmt sich nach den Angaben auf S. 103 folgendermassen. Der Querschnitt der Stange hat  $b = 3,3$  cm Breite und  $h = 5,9$  cm Höhe, der Abstand von Mitte Stange bis Mitte Fussklaue ist  $l = 11$  cm, und somit wird

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{5000}{3,3 \cdot 5,9} \left(1 + 6 \frac{11}{3,3}\right) \approx 5393 \text{ kg/qcm.}$$

**2.** Wie berechnen sich die Verhältnisse des Lokomotivhebebockes in Fig. 1, Taf. 13 für 10000 kg Last?

Der Kerndurchmesser der stählernen Schraubenspindel folgt aus Gl. 134 auf S. 105, wenn man für  $k$  hier nur 400 kg/qcm mit Rücksicht auf die ungleichmässige Belastung bei nicht genau horizontaler Lage der beiden Träger zulässt, entsprechend

$$(2R_i)^2 \frac{\pi}{4} = \frac{10000}{400} = 25 \text{ qcm,}$$

zu

$$2R_i = 5,65 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt  $2R_i = 56 \text{ mm}$ .

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubenslinie sei weiter zunächst zu  $\alpha = 5^\circ$  angenommen. Bei quadratischem Querschnitt der Gewindgänge muss dann nach Gl. 135 auf S. 105 der mittlere Gewinderadius

$$R = \frac{56}{2 - \pi \cdot 0,0875} \approx 32,5 \text{ mm}$$

betragen. Hiermit ergibt sich eine Gangtiefe

$$t = 2R - 2R_i = 65 - 56 = 9 \text{ mm}$$

und eine Ganghöhe

$$h = 2t = 18 \text{ mm.}$$

Da aber letztere zur Zeit noch in engl. Zollen ausgedrückt zu werden pflegt, so dürfte es sich empfehlen,

$$h = \frac{3}{4} \text{ engl.} = 19 \text{ mm}$$

und

$$t = 0,5h = 9,5 \text{ mm,}$$

sowie

$$R = 0,5(56 + 9,5) = 32,75 \text{ mm,}$$

$$2R_a = 56 + 19 = 75 \text{ mm}$$

zu nehmen; der mittlere Steigungswinkel wird dann gemäss

$$\text{tg } \alpha = \frac{19}{2 \cdot 32,75 \pi} = 0,0923$$

$$\alpha = 5^\circ 17'.$$

Bei der höchsten Lage der Mutter, die aber wohl selten oder gar nicht bei voller Belastung vorkommt, bietet die

Spindel bei einer Gewindelänge  $L = 180$  cm, einem Trägheitsmoment  $J = \frac{\pi}{64} 5,6^4 = 48,275 \text{ cm}^4$  des Kernquerschnittes, einem

Dehnungskoeffizienten  $\alpha = \frac{1}{2200000}$  für Flussstahl nur eine

$$m = \frac{10 \cdot J}{Q \cdot L^2 \cdot \alpha} = \frac{10 \cdot 48,275 \cdot 2200000}{10000 \cdot 180^2} \approx 3,3 \text{ fache Sicherheit}$$

gegen Zerknicken.

Die Höhe der Mutter, deren Material ebenfalls Flussstahl sei, muss nach Gl. 136 auf S. 105

$$H \geq 0,01 \frac{10000}{3,275 \pi} \text{ oder } \geq \sim 10 \text{ cm}$$

sein. Die Ausführung zeigt

$$H = 155 \text{ mm.}$$

Um das Übersetzungsverhältnis des Vorgeleges zu ermitteln, nehmen wir die Betriebskraft  $P$  zu 30 kg (2 Arbeiter mit je 15 kg) an. Der Kurbelradius ist  $a = 37$  cm. Der Wert  $1 + \varphi$  kann, da der aus der Tabelle auf S. 105 für  $5^\circ 17'$  zu entnehmende Wert von  $\sim 2,5$  hier noch mit  $1,09^2$  zu multiplizieren ist,

$$1 + \varphi = 1,09^2 \cdot 2,5 = 2,97,$$

entsprechend einem Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{2,97} = 0,337,$$

gesetzt werden. Hiermit ergibt sich aus Gl. 138 auf S. 105

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 2,97 \frac{10000 \cdot 3,275}{30 \cdot 37} \cdot 0,0923 = 8,09,$$

während in der Ausführung

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{19 \cdot 55}{12 \cdot 9} = 9,676$$

ist, so dass also auch eine etwaige stärkere Belastung einer Spindel noch von den Arbeitern überwunden werden kann.

Die Räder und Wellen des Vorgeleges berechnen sich nach den Angaben im vorigen Paragraphen.

**3.** Der Hebeknecht in Fig. 6, Taf. 13 ist für  $Q = 20000$  kg Maximallast bestimmt. Es beträgt der Durchmesser des Kraftkolbens  $d = 1,9$  cm, derjenige des Lastkolbens  $D = 7,6$  cm, die Hebellänge  $a = 65$  cm, der Lastarm  $R = 3,3$  cm. Um wieviel hebt sich die Last in der Sekunde bei 25 m Kraftweg in der Minute, welches ist die voraussichtliche Betriebskraft  $P$  und welche Wandstärke muss der Lastcylinder bekommen?

Der Lasthub bestimmt sich aus Gl. 140 auf S. 106 für  $s = \frac{25}{60}$  m Kraftweg zu

$$h = \frac{25}{60} \frac{1,9^2}{7,6} \frac{3,3}{65} = 0,00132 \text{ m} = 1,32 \text{ mm/Sek.}$$

Die voraussichtliche Betriebskraft ist nach Gl. 141 auf S. 106 ausser von den Verhältnissen der Kolben und Hebelarme von dem Werte  $1 + \varphi$  abhängig. Setzen wir denselben gleich dem kleinsten der auf S. 106 angegebenen Grenzwerte, also

$$1 + \varphi = 1,1 \frac{1 + \frac{0,28}{1,9}}{1 - \frac{0,28}{7,6}} \approx 1,3,$$

entsprechend einem Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{1,3} = 0,77,$$

so ergibt sich

$$P = 1,3 \cdot 20000 \frac{1,9^2}{7,6} \frac{3,3}{65} = 82,5 \text{ kg.}$$

Die erforderliche Wandstärke des Lastcylinders

berechnet sich aus der hierfür auf S. 106 zuletzt angegebenen Gleichung mit  $k_z = 1200 \text{ kg/qcm}$ , da

$$D_a = 7,6 \sqrt{\frac{1200 \cdot 7,6^2 \frac{\pi}{4} + 0,4 \cdot 20000}{1200 \cdot 7,6^2 \frac{\pi}{4} - 1,3 \cdot 20000}} = \sim 10,2 \text{ cm}$$

wird, zu

$$\delta = 0,5 (10,2 - 7,6) = 1,3 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt  $\delta = 16 \text{ mm}$ .

### § 28.

#### Dampf-, Transmissions- und elektrische Winden.

Trommelwinden mit Elementarkraftbetrieb können entweder unmittelbar oder unter Einschaltung einer Transmission mit dem sie treibenden Motor verbunden sein. In jenem Falle dient der Motor allein den Zwecken der Winden, weshalb diese auch als Winden mit eigenem Motor bezeichnet werden, in diesem Falle hat der Motor in der Regel auch noch Arbeit für andere Zwecke zu liefern und die Winden werden neben anderen Maschinen durch einen Riementrieb von der Transmissionswelle des Motors angetrieben. Winden mit eigenem Motor nennen wir nach der Art des letzteren kurz Dampf- oder elektrische Winden, Winden mit Riemenantrieb kurz Transmissionswinden.

##### a) Ausführung.

**Dampfwinden** zunächst finden, wie schon auf S. 6 hervorgehoben, zur Zeit nur noch dort Anwendung, wo eine anderen Zwecken dienende Kesselanlage zur Verfügung steht. Es ist dies namentlich auf Grubenanlagen und Dampfschiffen der Fall, wenn zwar auch hier Winden mit elektrischem Antrieb mehr und mehr in Aufnahme kommen. Auf Gruben werden die Dampfwinden zum Einhängen von Maschinen- und anderen Teilen in den Schacht oder zum Ausbau des letzteren benutzt und führen vielfach den Namen Dampfkabel, auf den Dampfschiffen dienen sie vorzugsweise zum Lichten der Anker oder zum Verholen der Schiffe und werden demgemäss als Dampfankerwinde oder Dampfspill bezeichnet. Mitunter findet man auch Dampfwinden mit einem kleinen stehenden Kessel auf einem fahrbaren Untergestell montiert, in welcher Anordnung sie zu Hebezwecken von kürzerer Dauer und an wechselnden Stellen verwendet werden.

Hinsichtlich der allgemeinen Ausführung der Dampfwinden ist zu bemerken, dass die treibende Dampfmaschine mit Rücksicht auf den bei jeder Kurbellage möglichen Anlauf gewöhnlich eine Zwillingsmaschine mit unter  $90^\circ$  versetzten Kurbel ist. Zu der erforderlichen Umsteuerung dient meistens eine Koulisse mit einfachem Muschelschieber. Um die Dampfverluste, welche durch die Eintrittskondensation des Dampfes hervorgerufen werden, zu beschränken, versieht man die Dampfzylinder jetzt auch schon mit Dampfmantel. Die Wellen des Räder-vorgeleges laufen in nachstellbaren Rotgusschalen, die Zahnräder erhalten vielfach Winkelzähne mit Rücksicht auf geringen Verschleiss und geräuschlosen Gang. Als

Bremse verwendet man meistens Bandbremsen, die bei grösseren Lasten mit Holzklötzen versehen sind und durch eine Schraubenspindel angezogen werden.

Die besondere Ausführung einiger Dampfwinden ist aus den Figuren auf Taf. 14, sowie aus Fig. 85 des Textes zu ersehen.

Fig. 1, Taf. 14 zeigt zunächst einen Dampfkabel der Wilhelmshütte, Akt.-Gesellschaft für Maschinenbau und Eisengiesserei in Waldenburg i/Schles., deren die Firma viele in anerkannt guter Ausführung geliefert hat. Als Lastorgan dient ein Drahtseil. Dasselbe ist, um die für grosse Hubhöhen erforderliche sehr breite gewöhnliche Trommel zu vermeiden, abwechselnd um zwei cylindrische Reibungstrommeln mit je 7 Rillen geschlungen und wird daselbst durch die Reibung gehalten, sobald die Spannung im ablaufenden Trum die auf S. 83 bestimmte Grösse

$$S_2 \geq Q \frac{1}{e^{\mu \cdot \pi \cdot x}}$$

hat; gewöhnlich genügt hierzu das Eigengewicht von einigen Metern Seil. Gegenüber der einfachen konoidischen Reibungstrommel bieten die vorliegenden Trommeln den Vorteil, dass der starke Verschleiss des Seiles, der bei jener durch die erforderliche achsiale Verschiebung hervorgerufen wird, hier geringer ausfällt. Die grossen Zapfendrucke, welche die Seilspannungen in den einzelnen Windungen der cylindrischen Reibungstrommeln erzeugen würden, sind durch zwei genau cylindrisch abgedrehte Scheiben  $m$  aufgehoben, welche neben den Trommeln sitzen und sich gegen entsprechende Zwischenscheiben  $m_1$  der vorhergehenden Vorgelegewelle legen. Das Vorgelege selbst ist ein 3faches. Alle Zahnräder sind doppelt vorhanden und in Stahlguss hergestellt. Die Bandbremse ist als Summenbremse mit gleichen Hebelarmen ausgebildet, um gleich stark nach beiden Drehrichtungen bremsen zu können. Das Gestell der Winde ist bis auf die Flächen, welche zur Befestigung des Untersatzes für die Cylinder und Führungen dienen, sowie einiger Bolzenaugen, völlig symmetrisch zu der vertikalen Mitte zwischen den Trommeln gestaltet.

In Fig. 2, Taf. 14 ist weiter eine Dampfankerwinde der Guten Hoffnungshütte in Oberhausen dargestellt. Lose auf der Trommelwelle sitzen hier zwei Kettennüsse  $A$ , die auch Spillkränze genannt werden. Von ihnen ist die eine von der Bug-, die andere von der Notankerkette umschlungen. Soll eine Kettennuss behufs Einholen der zugehörigen Kette von auswärts (Lichten des Ankers) in dem einen oder behufs Aufwinden dieser Kette aus dem im Schiffe befindlichen Kettenkasten in dem anderen Sinne gedreht werden, so muss sie mit dem zugehörigen Zahnrade  $Z_2$ , welches der Trommelwelle aufgekeilt ist, gekuppelt werden. Das geschieht dadurch, dass mit Hilfe der Schraubenmutter  $B$ , deren Arme durch aufgesteckte Hebel verlängert werden können, ein angegossener Bremsring mit konisch abgedrehtem Rotgussfutter  $C$  in den entsprechend ausgebohrtem Kranz des Rades  $Z_2$  gepresst wird. Um eine Rückwärtsdrehung