

Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, Modell WD8, gewählt worden, der bei $n = 500$ Umdrehungen in der Minute die berechnete Leistung hat.

Für das Übersetzungsverhältnis des Schnecken-triebes ist Gl. 143 b auf S. 116 massgebend. Dieselbe verlangt, da nach ihr mit R in m

$$\left(\frac{Z_1}{m}\right) = \frac{0,175 \pi \cdot 500 \cdot 60}{30 \cdot 28} = \sim 20$$

wird, bei $m = 2$

$$Z_1 = 40$$

Zähne für das Schneckenrad.

Um dem letzteren ein genügendes Zahnfeld zu sichern,

hat man zunächst das Verhältnis $\frac{b}{t}$ von Breite der Zähne am Fusse zu Teilung nach den Angaben auf S. 75 festzusetzen. Aus Gl. 113 a daselbst erhalten wir mit $x = 2,2$, entsprechend $Z_1 = 40$, und

$$\frac{r_1}{t} = \frac{m}{2\pi \cdot \text{tg } 17^\circ} = \frac{2}{2\pi \cdot 0,3057} = \sim 1,04,$$

$$\text{tg } \gamma = \frac{2,2}{1,04 + 0,6} = \frac{2,2}{1,64} = \sim 1,34,$$

oder

$$\gamma = \sim 53^\circ,$$

sowie hiermit aus Gl. 113 b

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot 53}{90} (1,04 + 0,33) = \sim 2,5.$$

Nun folgt mit $k < 30$ aus Gl. 144 auf S. 116 die erforderliche Teilung des Schneckenrades, da das von ihm zu übertragende Drehmoment

$M_d = (1 + \varphi_1) Q \cdot R = 1,05 \cdot 800 \cdot 17,5 = 14700$ kgcm ist, zu

$$t \geq \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 14700}{40 \cdot 30} \frac{1}{2,5}} \text{ oder } t \geq 3,14 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung besitzt das Rad sogar eine Teilung

$$t = 36,5 \text{ mm}$$

und also einen Teilkreisradius von

$$R_1 = \frac{40 \cdot 36,5}{2\pi} = 232,5 \text{ mm,}$$

eine Zahnbreite am Fusse von

$$b = 2,5 \cdot 36,5 = \sim 95 \text{ mm.}$$

Bei der Schnecke ist die Ganghöhe

$$m t = 2 \cdot 36,5 = 73 \text{ mm} = 2 \frac{7}{8} \text{ engl.}$$

Der mittlere Schneckenradius muss

$$r_1 = \frac{m t}{2\pi \cdot \text{tg } \alpha} = \frac{73}{2\pi \cdot 0,3057} = \sim 38 \text{ mm}$$

betragen, ist aber in der Ausführung

$$r_1 = 40 \text{ mm,}$$

sodass der mittlere Steigungswinkel α etwas kleiner als 17° wird.

Die Motor- und Schneckenwelle haben in der sie verbindenden Kupplung eine Stärke von 45 mm. Diese genügt der Gl. 145 auf S. 117, welche für Flussstahl als Material nur

$$d = 0,28 \sqrt[3]{\frac{71620}{500} \frac{8}{500}} = \sim 3 \text{ cm}$$

Durchmesser verlangt, vollständig.

Die Schneckenwelle wird durch das oben berechnete Moment

$$M_d = 14700 \text{ kgcm}$$

auf Verdrehung beansprucht. Gl. 145 verlangt hierfür einen Durchmesser der Flussstahlwelle von

$$d = 0,28 \sqrt[3]{14700} = \sim 6,86 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist die Welle am oberen Ende 75 mm, zwischen den Lagern 85 mm dick und dürfte deshalb hinreichend stark sein.

Die Maximallast übt nach den Angaben auf S. 117 einen achsialen Druck auf die Schneckenwelle von annähernd

$$D_0 = \frac{M_d}{r_1 \cdot \text{tg } (\alpha + \rho)},$$

oder mit $\rho = 6^\circ$ und

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{8}{500} = \sim 1146 \text{ kgcm,}$$

$$D_0 = \frac{1146}{4 \cdot 0,4245} = \sim 675 \text{ kg.}$$

Das Kugellager zur Aufnahme dieses Druckes besteht aus 2 Laufringen mit je 10 Kugeln von 15 mm Durchmesser. Eine Kugel darf nach S. 117 mit

$$p = 30 \cdot 1,5^2 \text{ bis } 50 \cdot 1,5^2 = 67,5 \text{ bis } 112,5 \text{ kg}$$

belastet werden. Mit dem kleinsten Werte ergäben sich also unter der Annahme, dass der Druck D sich gleichmässig auf die Kugeln eines Ringes verteilt,

$$z = \frac{675}{67,5} = 10 \text{ Kugeln.}$$

§ 29.

Die Winden für Druckwasser- und Druckluftbetrieb.

Bei Gruppenanlagen von Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb, wie sie namentlich für grössere Hafenanlagen gebräuchlich sind, kommen als einfache Hebezeuge Winden mit Hubmotoren und Spills mit Kurbelmotoren vor. Jene, die wir kurz als hydraulische Winden bezeichnen, werden zum Ein- und Ausspeichern der Waren benutzt, diese, die wir hydraulische Spills nennen, dienen zum Verholen der Schiffe und Rangieren der Eisenbahnwagen. Die bei Pressluftanlagen verwendeten Luftdruckwinden sind auch in der Regel einfache Hubmotoren. Sie sind namentlich in Giessereien und Werkstätten mit Druckluftanlage gebräuchlich und ermöglichen das Heben von Schmelzriegeln, Formkästen, Gussstücken oder das Aufringen von schweren Arbeitsstücken auf die Arbeitsmaschinen usw. in einfacher und bequemer Weise. Luftdruckwinden mit Kurbelmotoren werden meist wie Dampfwinden ausgebildet. Wir beschränken deshalb hier unsere Betrachtungen auf die erwähnten drei Hebezeugarten, nämlich auf:

a) Hydraulische Winden.

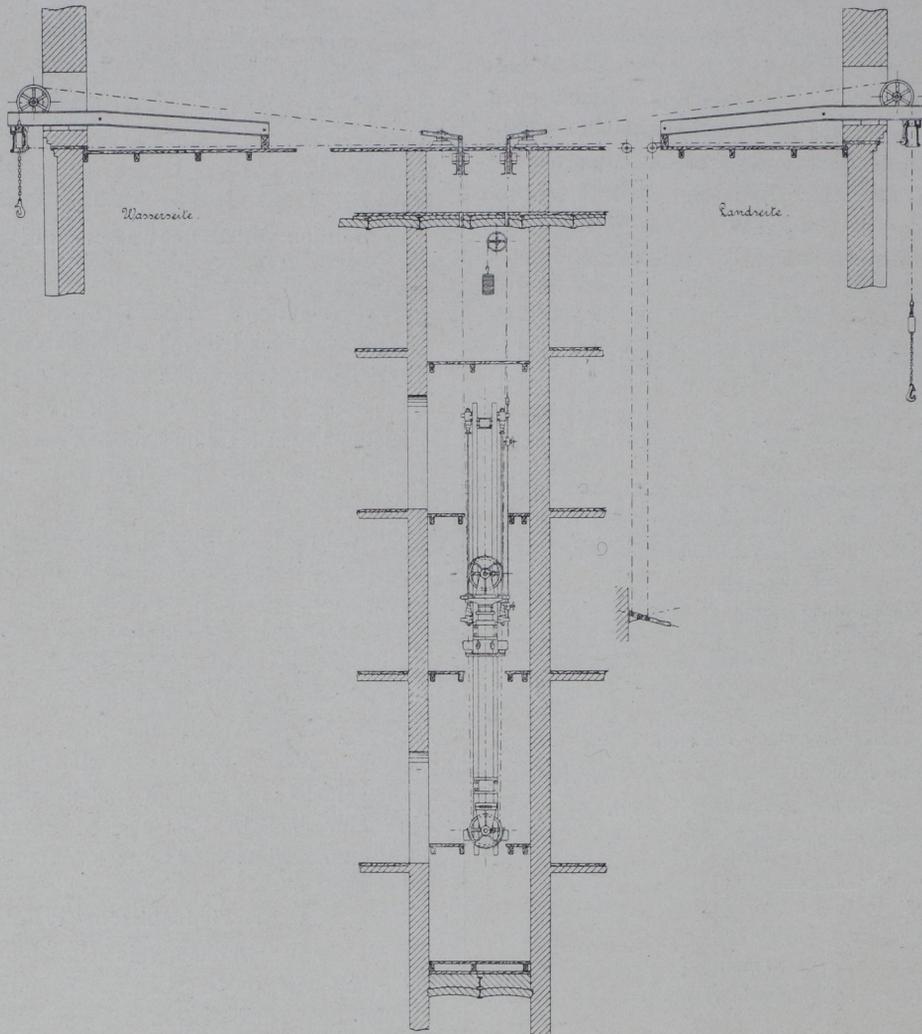
Da der Druckkolben keine Umsetzung zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg ermöglicht, so verbindet man ihn bei den vorliegenden Winden stets mit einem umgekehrten oder hydraulischen Flaschenzuge. Die Umsetzung desselben ist, wie auf S. 29 gezeigt, von der gesamten Rollenzahl n des Zuges abhängig und hier höchstens eine 10 fache; die Lastgeschwindigkeit ist dabei gleich der n fachen Kraft- oder Kolbengeschwindigkeit.

Fig. 96 auf S. 126 zeigt zunächst die allgemeine Ausführung und Anordnung einer hydraulischen Winde mit einfachem Tauchkolben nach C. Hoppe in Berlin. Die Winde wird entweder schrägliegend im Dachgeschoss des Lagerspeichers oder auch wie in der Figur vertikal in einem besonderen Schacht aufgestellt; im letzteren Falle kann die Winde, da sie im abgeschlossenen Raum liegt, besser gegen Frost geschützt werden als im ersteren, wo einerseits bei eintretender Undichtheit oder

sogar Rohrbruch eine Beschädigung der Waren in den darunter liegenden Räumen, wenn diese nicht durch undurchlässige Decken gegen das Dachgeschoss abgegrenzt sind, zu befürchten ist, andererseits sich aber die billigste Anordnung der Seilführung und Steuerzüge ergibt. Der Tauchkolben wirkt treibend nach oben und trägt an seinem Kopfe die losen Kraftrollen des hydraulischen Flaschenzuges, dessen feste Rollen an dem unteren Cylinderdeckel verlagert sind. Zur Führung des Plungers dienen ausser der Stopfbuchse noch zwei Rundeisen, welche von

erforderliche Einstellung des Schiebers kann durch Steuerseile oder feste Steuergestänge von jeder Etage aus bewirkt und so die gewünschte Bewegung der Last eingeleitet und reguliert werden. Die Geschwindigkeit, mit welcher nämlich hier die Last gehoben oder gesenkt wird, ist ausser von der Grösse der Last von der Eröffnung des Einlasskanales I abhängig. Bei derselben Kanaleröffnung fällt die Hubgeschwindigkeit der Last um so kleiner aus, je grösser die Last ist. Beim Lastsenken, wo die Last und das Kolbengewicht das Wasser aus dem

Fig. 96.



entsprechenden Augen des oberen Rollenkopfes umfasst werden. Vermittelst einer später erklärten Umschaltvorrichtung kann ferner die Winde je nach Bedarf an zwei Seiten — Land- und Wasserseite der Speicheranlagen an Häfen — zum Heben und Senken von Lasten benutzt werden. Als Steuerung dient gewöhnlich ein einfacher Muschelschieber mit zwei Kanälen, wie ihn z. B. Fig. 4, Taf. 37 für einen hydraulischen Drehkran zeigt. Vom Kanal I führt eine Leitung zum Cylinder, der Kanal II schliesst an die Ablassleitung. Beim Heben der Last tritt das Druckwasser aus dem Schieberkasten durch den Kanal I und seine Leitung unter den Tauchkolben, beim Senken fliesst es durch I, den Schieber und II wieder ab. Die

Cylinder treiben, findet dagegen das Umgekehrte statt; hier geht bei derselben Kanaleröffnung die Last um so langsamer nieder, je kleiner die Last ist. Durch passende Kanaleröffnungen kann also bei zweckentsprechenden Dimensionen des Einlasskanales die Lastgeschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade immer geregelt werden.

Hydraulische Winden mit einfachem Tauchkolben haben den grossen Nachteil, dass immer die gleiche Druckwassermenge aufgewendet werden muss, gleichgiltig, ob der leere Haken oder die grösste Last zu bewegen ist. Um den Wasserverbrauch zu beschränken, hat man hauptsächlich zwei Wege eingeschlagen. Nach dem einen sucht man den Druckwasserbedarf, der jeweilig zu hebenden

Lastgrösse anzupassen, indem man den Winden Kolben für mehrere Laststufen giebt. Bei Speicherwinden hat dieses Mittel, so vorteilhaft es sich auch im Kranbetriebe erwiesen hat, nicht nur wegen der geringeren Einfachheit des ganzen Hebezeuges, sondern namentlich auch mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes wenig Anwendung gefunden¹⁾. Gute Erfahrungen dagegen hat man im Speicherbetriebe mit einer Windenkonstruktion des Herrn Maschineninspektor Eilert²⁾ in Hamburg gemacht, welcher den zweiten Weg eingeschlagen hat, indem er an Stelle des Plungerkolbens einen Scheibenkolben benutzt. Fig. 1, Taf. 18 zeigt die Gesamtanordnung einer solchen Winde.

K ist der Scheibenkolben, dessen einseitige Kolbenstange bedeutend verstärkt ist. Beim Heben der Last geht der Kolben nach unten, beim Senken nach oben. Der Schieber Spiegel des einfachen Muschelschiebers enthält hier, den beiden Seiten eines Scheibenkolbens entsprechend, drei Kanäle I, II und III. Dieselben sind durch die Leitungen a, b, c, d, e in geeigneter Weise teils mit dem Cylinder, teils mit dem Behälter B verbunden, in welchen das aus dem Cylinder tretende Wasser fliesst. R₁ und R₂ sind zwei Rückschlagventile in den erwähnten Leitungen, welche sich unter dem Drucke des aus dem Schieberkasten oder dem Cylinder kommenden Wassers schliessen, dagegen beim Ansaugen des Behälterwassers durch den Scheibenkolben öffnen. Die Wirkungsweise der Winde ist dabei die folgende.

Dem Heben des leeren Hakens, welches durch das Eigengewicht des Kolbens und unteren Rollenkopfes bewirkt wird, entspricht die Schieberstellung No. 1 in Fig. 1, Taf. 18. Der Schieber schliesst dann den Kanal I und verbindet die Kanäle II und III miteinander. Infolgedessen gelangt kein Druckwasser aus dem Schieberkasten in den Cylinder, sondern beim Niedergehen des Kolbens tritt das Wasser von der unteren Seite des letzteren durch b, II, den Schieber nach III und von hier durch c nach B, während die obere Kolbenseite aus B durch c, R₁ und a Wasser ansaugt.

Beim Heben der Last nimmt der Schieber die Stellung No. 2 ein. Er öffnet dann den Kanal I dem Druckwasser, das durch a über den Kolben strömt und diesen, unterstützt durch dessen Eigengewicht, niederdrückt. Der Schieber verbindet ferner die Kanäle II und III, so dass das Wasser von der unteren Kolbenseite wie im vorigen Falle nach B gehen kann.

In der Ruhstellung der Last sind gemäss der Schieberstellung No. 3 die Kanäle I und II geschlossen, so dass weder Wasser in den Cylinder noch aus demselben treten kann.

Für das Senken der Last gilt die Stellung No. 4. Der Schieber schliesst den Kanal II, so dass der Kolben mit seiner unteren Seite Wasser aus dem Behälter B durch c, d, R₂, e und b ansaugt. Das Wasser der oberen

Kolbenseite wird durch a, I, den Schieber, III, c nach B geleitet.

Beim Senken des leeren Hakens endlich muss der Schieber die in No. 5 angegebene Stellung einnehmen. Bei ihr ist der Kanal II dem Druckwasser des Schieberkastens geöffnet, das durch b unter die schmale Ringfläche der unteren Kolbenseite gelangt. Das Wasser der oberen Kolbenseite geht wie bei der vorigen Schieberlage zum Behälter B.

Man ersieht aus dem Vorstehenden, dass nur zum Heben der Last und zum Senken des leeren Hakens Druckwasser gebraucht wird. Das Senken der Last und Heben des leeren Hakens dagegen erfolgt ohne Druckwasserverbrauch allein durch das Abwasser des Behälters B. Für Speicheranlagen, wo jede Last, die in den Speicher gehoben wird, auch später wieder aus demselben gesenkt werden muss, fällt also bei der vorliegenden Winde die Füllung des Cylinders fort, welche beim einfachen Tauchkolben nötig ist, um das zum Senken von Lasten erforderliche Hochziehen des leeren Hakens zu bewirken. Der an Stelle dessen tretende Druckwasserverbrauch für das Senken des leeren Hakens bei der Eilert'schen Winde ist viel geringer, und es haben sich hieraus bis zu 40 Prozent Ersparnis an Druckwasser gegenüber den Winden mit einfachem Tauchkolben ergeben. Die nachstehende Tabelle, welche der Verfasser einer freundlichen Zuschrift des Herrn Maschineninspektor Eilert in Hamburg verdankt, lässt die Verhältnisse erkennen, unter denen die betreffenden Winden jetzt arbeiten.

Belastung des Windehakens in kg	Druck auf die obere Kolbenfläche in Atm.		Druck auf die untere Ringfläche in Atm.		1 m Plungerhub wurde durchlaufen in Sek.		Haken-geschwindigkeit in m/Sek.	
	Heben	Senken	Heben	Senken	Heben	Senken	Heben	Senken
1173	49	39 bis 40	1	0	20	—	0,5	über 1,5
1023	45	35,5	2,5	0	14	—	0,715	—
923	40	31,5 bis 32	3,7	0	11	—	0,91	—
leerer Haken	0	7,5	4	46	10	13,5	1	0,74

Wirkungsgrad der Winde beim Heben der Maximallast (s. Gl. 154, S. 130) für n=9+1=10, D=18,5, D₁=16,5 cm, p₀=50 kg/qcm

$$\eta = \frac{1173 \cdot 10}{50 (2 \cdot 18,5^2 - 16,5^2) \frac{\pi}{4}} = 0,724.$$

Aus Fig. 1, Taf. 18 ist auch die Umschaltvorrichtung zu erkennen, vermittelt welcher die Winde sowohl von der Land- als auch von der Wasserseite zum Heben und Senken von Lasten benutzt werden kann. Dieselbe besteht aus zwei Glocken G, in welche die Belastungsgewichte der Haken in ihrer höchsten Lage treten, und zwei Seilzügen, die mit ihrem einen Ende an mit Federn F versehene Riegel der Glocken, mit ihrem anderen an zwei zu entgegengesetzten Seiten des Drehpunktes liegende Stellen eines Hebels H anschliessen. Je nach der Einstellung dieses Hebels wird nun der eine Riegel angezogen und das Belastungsgewicht dieser Seite (in der Figur die rechte) zum Heben und Senken frei gegeben, während

1) S. hierüber „Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure“, Jahrgang 1892, S. 333.

2) S. auch dessen Aufsatz in der „Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure“, Jahrgang 1894, S. 1262.

der andere Riegel, angedrückt durch seine Feder, unter das zugehörige Belastungsgewicht greift und es bezw. das anschliessende Seilende des hydraulischen Flaschenzuges festhält (in der Figur die linke Seite).

Fig. 2, 2a, b und c zeigen die Eilert'sche Winde im Detail.

Bezüglich der Ausführung der einzelnen Teile von hydraulischen Winden ist das Folgende zu bemerken.

Das Material des Kolbens, der stehend und mit verlorenem Kopf gegossen wird, ist Gusseisen. Um die Lage des Kernes besser zu sichern, werden beide Enden des Kolbens offen gehalten. Der Schluss an dem freien Ende erfolgt nach Fig. 2, Taf. 37 durch eine mit Blei eingestemte Scheibe. In Fig. 2a, Taf. 18 ist dem betreffenden Kolbenende der konische Kopf einer schmiedeeisernen Schraube S mit Hilfe von eingestemten quadratischen Kupferringen eingesetzt. Die Bronzemutter der Schraube hält dabei den Deckel T und die Dichtung des Scheibenkolbens, welche aus Baumwollzöpfen mit über- und untergelegten, federnd aufgeschnittenen Kupferringen z besteht. Das andere Ende des Kolbens kann bei den einfachen Plungern offen bleiben, in Fig. 2a, Taf. 18 dagegen, wo die Entwässerung der oberen Kolben- seite (s. weiter unten) durch den Kolben vor sich geht, ist ein dichter Abschluss nötig. Derselbe wird durch zwei Stücke bewirkt, von denen das äussere t_2 mit Gewinde gegen das innere t_1 gepresst wird; das letztere dichtet durch Gummiring ab. Die Befestigung des unteren Rollenkopfes am Kolben geschieht in Fig. 2, Taf. 18 durch Keil, in Fig. 2, Taf. 37 durch Aufpressen und Eintreiben eines stählernen Bolzens. In jedem Falle wird der Kolben sauber abgedreht und auf der Polierbank abgeschliffen, damit der Durchmesser über die ganze Kolbenlänge genau gleich und die Oberfläche möglichst glatt wird. Zur Führung des Kolbens dienen ausser der Stopfbuchse des Cylinders bei den vorliegenden Winden in der Regel noch zwei Rundeisen, die am Gestell der Winde und deren Befestigungsbalken gehalten und von ausgebuchsten Augen des verschiebbaren Rollenkopfes umfasst werden. Bufferfedern an den Enden dieser Stangen mildern etwa auftretende Stösse.

Für den Cylinder gilt bezüglich des Materiales und des Gusses dasselbe wie beim Kolben; Dichtheit des Gusses ist hier vor allen Dingen erforderlich. Ausgebohrt braucht der Cylinder nur bei Scheibenkolben zu werden. An dem einen Ende ist dem Cylinder der Packungsbehälter für die Stopfbuchse angegossen. Als Packungsmaterial für dieselbe hat sich Baumwolle am besten bewährt. Sie wird in passend abgeschnittenen Zöpfen eingelegt und dann mit Paraffin getränkt. Der Grundring aus Bronze darf natürlich nicht fehlen. In ihn muss der Kolben bei seiner Endstellung 15 bis 30 mm eintreten, damit sich keine Schmutzkruste an diesem bildet. Ein Entwässerungs- und Entlüftungsventil ist an jedem Cylinder vorzusehen; das erstere muss an der tiefsten, das letztere an der höchsten Stelle sitzen (v_1 und v_2 in Fig. 2, Taf. 37), wo der Cylinder horizontal liegt. Bei Scheibenkolben sind diese Ventile für jede Kolben- seite anzuordnen. In Fig. 2

und 2a, Taf. 18 sind die Stellen, an denen sie angebracht sind, mit v_3 und v_4 für die untere Kolben- seite bezeichnet; für die obere sitzt das Entlüftungsventil in v_1 , während das Wasser dieser Seite, das durch die Löcher x und y der Scheibe T bezw. Schraube S in die Höhlung des Kolbens tritt, durch v_2 abfliessen kann.

Die Nuten der Seilrollen sind, wie schon bei den Drahtseilen bemerkt, auf's Sauberste auszdrehen und im Profil dem Seil möglichst einzupassen, ohne dass dieses sich beim Einlegen klemmt. Um das Aus- und Abtreten der Seile von den Rollen zu verhüten, werden Blechkappen (Fig. 2, Taf. 18) angeordnet, welche den äusseren Rollenkranz umfassen und an den Ab- und Auflaufstellen der Seile bis auf 2 bis 3 mm an diese herantreten. Ferner sind in Fig. 2, Taf. 18, um Verschlingungen vorzubeugen, die zwischen den Rollenköpfen nebeneinander laufenden Seilenden in zwei Holzbelägen b_1 , b_2 geführt, von denen der eine fest am Cylinder, der andere mit dem unteren Rollenkopf verschiebbar angebracht ist. Die Rollennaben werden hier stets ausgebucht und sitzen drehbar auf ihrem Bolzen. Für Schmierung wird durch Fettbüchsen, welche den Enden des Bolzens eingeschraubt sind, gesorgt. Da bei nur einer Buchse an jedem Ende und nur einem Längskanal aber das Fett gewöhnlich nur an die Naben der äusseren Rollen gelangt, so sieht Eilert nach Fig. 2b, Taf. 18 für jede Rollennabe eine besondere Buchse mit besonderer Schmiernut vor.

Als Steuerungsorgan werden bei hydraulischen Winden meistens einfache Muschelschieber verwendet (s. Fig. 4, Taf. 37 und Fig. 2c, Taf. 18). Sie werden wegen des starken Verschleisses in harter Phosphorbronze gegossen und durch eine Schieberstange aus Deltametall auf einem Schieberspiegel bewegt, welcher, um den Verschleiss allein in ihn zu legen, in weicherer Bronze als der Schieber gegossen und zur leichteren Auswech- selung im Schiebergehäuse mit Papierzwischenlage als Abdichtung durch Schrauben befestigt ist. Das Schiebergehäuse besteht aus Rotguss. Damit der Schieber nicht abklappen kann, ist in Fig. 2c, Taf. 18 noch eine Platte P dem Schieberkasten eingeschraubt. Diese, sowie der Schieberspiegel ist rund gehalten, um sie und alle Teile, in oder auf denen sie befestigt sind, möglichst auf der Drehbank fertig stellen zu können. Zur seitlichen Führung des Schiebers dienen zwei Lappen, welche angeschraubt sind, damit sie die Bearbeitung des Schiebers nicht hindern. Die Höhlung im Schieber ist auszurunden, um dem austretenden Wasserstrom möglichst wenig Widerstand entgegenzusetzen. Ebenso ist das Mündungsrohr für das Druckwasser im Schieberkasten so zu legen, dass dieses Wasser möglichst unbehindert und auf dem kürzesten Wege zur Eintrittsöffnung im Schieberspiegel gelangen kann. Zur dauernden Abdichtung zwischen Schieber und Schieberspiegel genügen 3 mm und mehr. Der Schieberspiegel steht zweckmässig im Schieberkasten etwas vor. Die Kanalöffnungen in ihm werden rechteckig, oft auch, um einen allmählichen Kanalschluss zu erreichen, dreieckig gehalten. Zu gleichem Zweck feilt man auch wohl die äusseren und inneren Abschlusskanten des Schiebers in

ihrer Mitte etwa 2 mm tief und 5 mm breit an. Die äusseren Kanten des Schiebers sollen bei dessen Endlagen über den Schieberspiegel hinaustreten, damit kein Grat angeschliffen wird. Für Schmierung des Schiebers ist natürlich bestens Sorge zu tragen. Wie aus Fig. 4, Taf. 37 und Fig. 2c, Taf. 18 ersichtlich, wird das Fett der Schmierbüchse durch besondere kleine Kanäle in Löcher oder Rinnen des Schieberspiegels gepresst. Da das Schmieren aber nur in den Betriebspausen und bei abgestelltem Druckwasser geschehen kann, so muss während der übrigen Zeit die Öffnung der Schmierbüchse nach dem Schiebergehäuse hin geschlossen sein. Hierzu dient in Fig. 4, Taf. 37 die Spitze am Gewindezapfen der Schmierbüchse, während in Fig. 2c, Taf. 18 hierfür eine besondere Spindel mit einem zweiten, kleineren Handrade vorgesehen ist.

Zur weiteren Armatur des Steuerapparates gehören noch ein Entwässerungsventil v_5 und ein Entlüftungsventil v_6 , von denen jenes wieder im tiefsten, dieses im höchsten Punkte des Schiebergehäuses sitzen muss; ferner eine Cirkulationsvorrichtung v_8 , durch welche der Schieberkasten mit dem Ablassrohr in Verbindung gesetzt werden kann, um durch mässigen Abfluss des Druckwassers der Frostgefahr bei längeren Betriebspausen vorzubeugen; endlich ein Sicherheits- oder Stossventil v_9 , welches sich unter dem Drucke des im Cylinder befindlichen Wassers nach dem Schieberkasten öffnet, sobald infolge von Wasserstössen, wie sie namentlich bei zu schnellem Umsteuern entstehen, im Cylinder ein höherer Druck als im Schieberkasten herrscht. Bei v_7 kann schliesslich ein Manometer eingeschraubt werden.

Zur Bewegung des Schiebers dient ein Steuerhebel, dessen Arme gewöhnlich eine Übersetzung von 1:20 haben und der durch Steuerzüge oder Seile von verschiedenen Stellen aus bewegt werden kann. Einstellbare Knaggen k einer Stange Z (Fig. 2, Taf. 18) bewirken eine selbstthätige Ausrückung der Steuerung für die Endlagen des Kolbens.

Bei der **Berechnung** einer hydraulischen Winde handelt es sich in erster Linie um die Bestimmung des Kolbendurchmessers und der Kanalquerschnitte im Schieberspiegel.

Beim einfachen Tauchkolben zunächst gilt für das Heben der Last die Beziehung 36 auf S. 32. Ist nun

- p_0 der Wasserdruck im Schieberkasten,
- p derjenige im Cylinder,
- $p_x = p_0 - p$ der Druckverlust zwischen beiden in kg/qcm,
- D der Plungerdurchmesser in cm,
- G_s das Gewicht des Hakengeschirres,
- G dasjenige des Plungers inkl. seines Rollenkopfes und unter Berücksichtigung seines Auftriebes in kg,

so lautet die Gl. 36 mit $1 + \varphi = (1 + \varphi_d)(1 + \varphi_h)$, $Q + G_s$ anstatt Q und unter Beachtung des vom Wasserdruck mit zu überwindenden Plungergewichtes G hier

$$p \cdot D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi_d)(1 + \varphi_h) n(Q + G_s) + G.$$

Der Faktor $(1 + \varphi_d)$ berücksichtigt die Stopfbuchsen-

reibung, die beim Entwurf zu schätzen ist. Setzt man dieselbe gleich W , so wird

$$p \cdot D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi_h) n(Q + G_s) + W + G \quad 146$$

$1 + \varphi_h$ ist der durch Gl. 26, S. 29 gegebene Verlustfaktor des hydraulischen Flaschenzuges, einschliesslich etwaiger Leitrollen. n die Gesamtzahl der Rollen des Flaschenzuges unter Beachtung des auf S. 29 hierzu Bemerkten.

Aus Gl. 146 kann der Kolbendurchmesser D berechnet werden, sobald der Druckverlust p_x , das Gewicht G_s und G , sowie der Widerstand W an Hand entsprechender Ausführungen geschätzt sind. p_x beträgt beim Heben der Maximallast ungefähr $0,05p_0$ bis $0,12p_0$, und zwar um so mehr, je grösser p_0 . G_s ist bei ausgeführten Winden, die bis zu 1000 kg Last heben, 50 bis 70 kg, G kann zu $\sim Q$ bis $0,9Q$ bei der ersten Berechnung angenommen werden. W endlich betrug an einer Winde der Hamburger Freihafen-Gesellschaft von 190 mm Plungerdurchmesser und 50 kg/qcm Betriebsdruck 140 kg.

Beim Senken der Last, wo der Plunger durch sein Gewicht und die Last niedergezogen wird, gilt, wenn p_x' den Druck des austretenden Wassers unter dem Kolben bezeichnet, die Beziehung

$$G + \frac{n(Q + G_s)}{1 + \varphi_h'} = p_x' \cdot D^2 \frac{\pi}{4} + W \quad 147$$

wobei $1 + \varphi_h'$ soweit der Flaschenzug in betracht kommt, durch die Gl. 26a, S. 30, gegeben ist. Für das Senken des leeren Hakens gilt die vorstehende Gleichung mit $Q = 0$. Ist der Cylinder schräg angeordnet, so ist in Gl. 146 u. 147 für G die in die Cylinderachse fallende Komponente des Plungergewichtes einzuführen.

Von den Kanälen im Schieberspiegel ist nur der Eintrittskanal hier zu bestimmen; der Austrittskanal wird ebenso gross oder grösser gemacht. Die Geschwindigkeit v des Wassers in dem Eintrittskanal steht zu dem stattfindenden Druckverlust p_x in der bekannten Beziehung

$$p_x = \zeta \frac{v^2}{20g}$$

v ist hierin in m/Sek., p_x in kg/qcm einzusetzen, $g = 9,81 \cdot \zeta$ bezeichnet den Widerstandskoeffizienten für den Weg des Wassers vom Schieberkasten bis zum Kolben.

Weiter muss das hinter den Kolben tretende oder das von diesem verdrängte Wasservolumen $F \cdot c$ (mit

$F = D^2 \frac{\pi}{4}$ als Kolbenquerschnitt und c als Kolbengeschwindigkeit) gleich dem in derselben Zeit durch den Eintrittskanal fliessenden, also

$$xf \cdot v = F \cdot c$$

sein, unter xf den Eröffnungsquerschnitt verstanden.

Den Querschnitt f ermittelt man bei Winden mit einfachem Plunger aus der beim Senken des leeren Hakens gewünschten Kolbengeschwindigkeit c' , die gewöhnlich grösser oder doch wenigstens ebenso gross als die Hubgeschwindigkeit der Maximallast sein soll. Der Kanal ist beim Senken des leeren Hakens ganz geöffnet. Man verfährt dabei in der Weise, dass man aus Gl. 147

mit dem für den Hub der Maximallast aus Gl. 146 berechneten Kolbendurchmesser D die unter dem Kolben erforderliche Wasserpressung p_x' ermittelt, womit sich dann aus den beiden oben angeführten Gleichungen für die Wassergeschwindigkeit im Kanal und dessen Querschnitt

$$\left. \begin{aligned} v' &= \sqrt{\frac{20 \cdot 9,81 \cdot p_x'}{\zeta}} = \sim 14 \sqrt{\frac{p_x'}{\zeta}} \\ \text{bezw.} \quad f &= \frac{F \cdot c'}{v'} \end{aligned} \right\} \quad 148$$

ergibt. Lang¹⁾ fand durch Versuche an einer Winde der Hamburger Freihafen-Gesellschaft

$$\zeta = 4,66 \text{ bis } 1,5,$$

je nachdem der Kanal voll oder nur zum 4. Teile eröffnet war.

Mit dem erhaltenen f hat man die Verhältnisse für den Hub der Maximallast zu prüfen, auch zu kontrollieren, mit welcher Geschwindigkeit die Maximallast bei ganz geöffnetem Kanal niedergeht, wenn dies bei unachtsamer Bedienung einmal vorkommen sollte. Besonderer Einstellung des Schiebers durch Probieren an der ausgeführten Winde bedarf es in jedem Falle.

Bei der Eilertschen Winde mit Scheibenkolben gilt für den Hub der Maximallast die Gl. 146 ebenfalls, wenn der Gegendruck auf der unteren Seite vernachlässigt werden kann. Für das Senken des leeren Hakens, wo hier Druckwasser unter den Kolben kommt und der Plunger zu heben ist, gilt die Beziehung

$$p'(D^2 - D_1^2) \frac{\pi}{4} + \frac{n \cdot G_s}{1 + \varphi_h} = G + W \quad 149$$

mit $p' = p_0 - p_x'$ als Wasserdruck unter dem Kolben und D_1 als Durchmesser der verstärkten Kolbenstange.

Von den beiden Einlasskanälen wird man den grösseren, der zur oberen Kolbenseite führt, für das gewählte p_x beim Heben der Maximallast, wo der Kanal ganz geöffnet sein kann, in der Weise bestimmen, dass man zunächst v und dann f aus Gl. 148 berechnet. Der kleinere Kanal der unteren Kolbenseite ist so zu bemessen, dass die hindernde Pressung des hier austretenden Wassers beim Hub der grössten Last möglichst gering ist.

Über die Berechnung der weiteren Teile einer hydraulischen Winde ist hier noch das Folgende zu bemerken.

Die grösste Spannung in der Kette oder dem Seil des hydraulischen Flaschenzuges, von welcher die Ketten- bzw. Seilstärke abhängig ist, tritt im festliegenden Trum auf und beträgt nach den Angaben auf S. 29

$$S = (1 + \varphi_0)^n (Q + G_s).$$

Jede Leitrolle, über welche sich die Kette oder das Seil bewegt, vergrößert diesen Wert natürlich um das $(1 + \varphi_0)$ fache. φ_0 kann gleich 1,04 für 180° und gleich

1,03 für 90° Umschlingungswinkel bei den hier üblichen Rollenradien gesetzt werden.

Die Rollenbolzen sind auf Biegung und Flächenpressung zu berechnen. Ist

d der Durchmesser,

l_1 der Abstand von Mitte bis Mitte Auge,

l derjenige zwischen den Augen dieser Bolzen,

so gilt nach der Biegefestigkeit die Beziehung

$$(1 + \varphi_h) n (Q + G_s) \frac{l_1}{8} = 0,1 d^3 \cdot k_b \quad 150$$

während die Rücksicht auf die Flächenpressung diejenige

$$(1 + \varphi_h) n (Q + G_s) = l \cdot d \cdot p \quad 151$$

erfüllt wissen will. Stahlbolzen und ausgebuchte Rollen lassen $k_b \leq 1200$ und $p \leq 75$ kg/qcm zu.

Die Wandstärke δ der Cylinder ist nach der auf S. 106 angeführten Beziehung zu berechnen, welche mit D_i als innerem Cylinderdurchmesser

$$\delta = 0,5 D_i \left(\sqrt{\frac{k_z + 0,4 p}{k_z + 1,3 p}} - 1 \right) \quad 152$$

lautet. Für Gusseisen kann $k_z = 200$ bis 300 kg/qcm gesetzt werden. Ein Zuschlag zur berechneten Wandstärke ist mit Rücksicht auf etwaige Mängel des Gusses geboten.

Die Wandstärke des Plungers ist so zu wählen, wie es die Herstellung und das Gewicht desselben verlangen. Die Festigkeit (Zerknicken und Druck) liefert für gusseiserne Plunger in der Regel zu geringe Wandstärken.

Der Wirkungsgrad einer hydraulischen Winde mit einfachem Plungerkolben ergibt sich, weil $p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} c$ die aufgewandte, $Q \cdot w$ die nutzbar geleistete Arbeit ist, zu

$$\eta = \frac{Q \cdot w}{p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} c} = \frac{Q \cdot n}{p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4}} \quad 153$$

mit $n = \frac{W}{c}$. Für die Eilertsche Winde mit Scheibenkolben ist nicht nur die Last durch das Druckwasser zu heben, sondern auch der leere Haken durch dasselbe zu senken. Hier ist also

$$\eta = \frac{Q \cdot w}{p_0 \left\{ D^2 \frac{\pi}{4} + (D^2 - D_1^2) \frac{\pi}{4} \right\} c} = \frac{Q \cdot n}{p_0 \left(2 D^2 - D_1^2 \right) \frac{\pi}{4}} \quad 154$$

wenn D_1 , wie oben, den Durchmesser der Kolbenstange bezeichnet.

b) Hydraulische Spills.

Die allgemeine **Einrichtung** eines solchen zeigen die Fig. 3, 2a u. 2b, Taf. 17 nach einer Ausführung von Fried. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg.

A sind die drei horizontal angeordneten Cylinder, welche mit ihren drei einfachwirkenden Kolben und Schubstangen auf den gemeinsamen Kurbelzapfen Z der vertikalen Spilltrommel wirken. In der unteren Verlängerung ist diesem Zapfen ein zweiter, kleinerer Zapfen z eingesetzt, der bei seiner Drehung die Steuer-

1) S. „Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure“, Jahrgang 1893, S. 1323.

scheibe K durch ein Vierkant mitnimmt und in der folgenden Weise den Wasserein- und -austritt für die Cylinder bewirkt.

Das Druckwasser tritt bei I ein und gelangt durch die Rohrstücke b, b₁ und b₂ in ein Absperrventil V, das durch einen Tritt auf den Stempel s geöffnet werden kann, beim Nachlassen des Trittes sich aber vermittelt einer Feder von selbst wieder schliesst. Aus dem Ventil V leiten die Rohrstücke c und d das Druckwasser in einen gekrümmten Rohrzapfen R, der excentrisch der oben erwähnten Steuerscheibe K eingesetzt ist. Die Scheibe K hat nun (s. Fig. 2b) zwei Schlitze k₁ und k₂, welche sich bei einer Drehung der Scheibe und des mitgenommenen Rohrzapfens über die Mündungen der drei Cylinderkanäle k in der als Schieberspiegel dienenden Platte S bewegen; die letztere ist mit dem Stück N der zusammengegrossenen Cylinder durch Schrauben verbunden. Durch den Schlitz k₁ gelangt das Druckwasser aus dem Rohrzapfen R in die Kanäle k hinter die Kolben, durch den Schlitz k₂ tritt es wieder aus, und zwar in das Innere des Stückes M. Von hier kann es durch die Leitung e, f₂, f₁, f, II die Maschine verlassen.

Zur dichten Anpressung der Steuerscheibe K auf ihren Spiegel und des unteren Flansches vom Rohrzapfen R gegen den Boden des Gehäuses M dient eine Blattfeder F. Die ganze Steuerung mit den Lagern der Trommelwelle sitzt an einer Platte B, welche mit den Rohrzapfen b₂ und f₂ in den Lagern h um 180° drehbar ist. Die Lager gehören einem in das Fundament eingelassenen Rahmen C an. Beim Gebrauch des Spills steht die Platte B mit dem Rahmen C durch die Schrauben m in fester Verbindung, und liegt die Maschine dann geschützt unterhalb der genannten Platte. Um die Maschine für eine Reparatur zugänglich zu machen, werden die Schrauben m gelöst und die Platte B wird um 180° gekippt.

Bei der **Berechnung** eines hydraulischen Spills ist nach Gl. 42, S. 33, die Kraft an der vertikalen Trommelwelle

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{a}$$

zu setzen, wenn

R den Trommelradius,

a den Kurbelradius

bezeichnet. Berücksichtigt man weiter noch die Verluste im Kurbelmechanismus der Druckcylinder, sowie die Wasser- und Druckverluste in der Steuerung und der Rohrleitung, setzt also

$$P = p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4}$$

mit p₀ als Betriebsdruck in kg/qcm,

D als Cylinderdurchmesser in cm,

so ergibt sich mit 1 + φ als Verlustfaktor für die ganze Maschine

$$p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{a}$$

und hieraus als erforderlicher Cylinderquerschnitt

$$D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{p_0 \cdot a} \quad 155$$

1 + φ dürfte zwischen 2 bis 1,42, der Wirkungsgrad η der Spills also zwischen 0,5 bis 0,7 betragen. Für die Verhältnisse in Fig. 3 u. 2a, Taf. 17, mit

$$D = 11,5 \text{ cm}, p_0 = 75 \text{ kg/qcm}, Q = 1000 \text{ kg}, R = 208 \text{ mm}, a = 40 \text{ mm}$$

ergibt sich z. B.

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{Q \cdot R}{p_0 \cdot a} \frac{1}{D^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{1000 \cdot 208}{75 \cdot 4 \cdot 11,5^2 \frac{\pi}{4}} = \sim 0,67.$$

Als **Nachteil** der vorstehenden Spills machen sich namentlich Wasserverluste infolge nicht Dichthaltens der Schieberplatte und anderer Umstände, wie sie aus dem Einstellen der Steuerung hervorgehen, geltend. Wo elektrische Energie zur Verfügung steht oder leicht zu beschaffen ist, verwendet man deshalb jetzt lieber Spills mit elektrischem Antrieb, die sich durch längere Lebensdauer und geringere Betriebskosten auszeichnen.

c) Luftdruckwinden.

Die allgemeine **Ausführung** und Wirkungsweise dieser Winden in ihrer einfachsten Gestalt ist die folgende. Der Hubcylinder enthält einen Scheibenkolben, dessen nach unten durch eine Stopfbuchse tretende Kolbenstange den Lasthaken trägt. Soll die Last gehoben werden, so lässt man die komprimierte Luft durch ein Ventil, das durch Handrad und Kette bedient werden kann, unter den Kolben. Beim Senken der Last strömt die unter dem Kolben befindliche Luft über denselben, was durch Drehen des Ventils in entgegengesetzter Richtung wie vorhin bewirkt werden kann. Zur Regulierung der Geschwindigkeit beim Lastheben und -senken dient auch nur dieses Ventil; die Regulierung ist deshalb keine vollkommene und zeigt bei ruckweisem Arbeiten plötzliches Emporschnellen und selbstthätiges Zurückgehen des belasteten Kolbens als grossen Übelstand. Zur Abhilfe versieht man die Luftdruckhebezeuge jetzt vielfach mit besonderer Reguliervorrichtung. Die sogenannten Ridgway-Präcisions-Lufthebezeuge, deren Vertretung für Deutschland Chas. G. Eckstein in Berlin hat, besitzen eine der vollkommensten Reguliervorrichtungen, eine Ölbremse, deren Einrichtung aus Fig. 3, Taf. 18 zu erkennen ist.

Gegenüber der gewöhnlichen Ausführung ist die Kolbenstange K hier hohl, während der auf dem Cylinder sitzende Kopf als Ölreservoir dient. Dieses steht durch das Rückschlagventil v₁ und das Regulierventil v₂ mit einem Rohr k in Verbindung, das in die hohle Kolbenstange ragt. Bei der Inbetriebsetzung wird das Reservoir mit Öl durch die verschliessbare Öffnung s gefüllt und der Kolben bis zu seinem Hubende aus dem Cylinder gezogen. Das Ventil v₁ lässt dann das Öl in das Rohr k und die Kolbenstange K treten, verwehrt dem in beiden Teilen befindlichen Öl aber den Rücktritt in das Reservoir. Sobald nun Pressluft unter den Kolben gelassen wird, setzt das Öl in der Kolbenstange der Bewegung einen Widerstand entgegen, und der Kolben kann erst hochgehen, wenn durch Zug an der Handkette des Ventiles v₂ dieses geöffnet wird. Dabei ist die Grösse

der Eröffnung des Ventiles für die Geschwindigkeit massgebend, mit welcher der belastete oder unbelastete Kolben sich hebt und das Öl in das Reservoir zurücktritt. Senkt sich der Kolben, so füllt auch das Öl durch das Rückventil v_1 den früher eingenommenen Raum wieder aus.

Das Lufteinlassventil V ist bei den vorliegenden Hebezeugen nicht unter, sondern über dem Kolben angebracht. Der Raum unter dem Kolben steht also fortwährend mit dem Kompressor in Verbindung und befindet sich stets unter vollem Druck, während das Ventil V nur die Luft über dem Kolben ein- und austreten lässt. Strömt Luft über den Kolben, so stehen beide Kolbenseiten unter gleicher Pressung, und der Kolben wird infolge des grösseren Druckquerschnittes der oberen Seite bei entsprechender Ventilstellung v_2 nach unten gedrückt. Zugleich wird das Öl aus dem Reservoir unter Druck in die hohle Kolbenstange K und das Rohr k gepresst.

Für die **Berechnung** der Druckluftwinden gilt die Beziehung

$$p_0 \cdot F = (1 + \varphi) (Q + G_s) \dots 156$$

worin p_0 der Betriebsdruck (meistens 5 bis 6 kg/qcm Überdruck),

F der nutzbare Kolbenquerschnitt in qcm,

G_s das Eigengewicht des Kolbens usw.

ist. $1 + \varphi$ beträgt 1,1 bis 1,2, entsprechend einem Wirkungsgrad von 0,9 bis 0,83.

Beispiel.

Für 850 kg Nutzlast und 50 kg/qcm Betriebsdruck ist eine hydraulische Winde mit einfachem Plungerkolben und 10 rolligem Flaschenzug zu berechnen. Die Maximallast soll mit 0,8 m/Sek. Geschwindigkeit gehoben werden.

Zur Bestimmung des Kolbendurchmessers D benutzen wir die Gl. 146 auf S. 129, indem wir schätzungsweise

den Druckverlust $p_x = 0,01 \cdot p_0 = 0,01 \cdot 50 = 5 \text{ kg/qcm}$, also die Pressung hinter dem Kolben

$$p = p_0 - p_x = 50 - 5 = 45 \text{ kg/qcm},$$

das Gewicht des Hakengeschrirres $G_s = 55 \text{ kg}$,

das Gewicht des Plungers, abzüglich des mittleren Auftriebes von 40 kg, $G = 800 \text{ kg}$,

die Stopfbuchsenreibung $W = 160 \text{ kg}$

setzen. Der Wert $1 + \varphi_h$, einschliesslich der Verluste zweier Leitrollen von 90° Umschlingungswinkel, ergibt sich aus Gl. 26, S. 29, mit $\varphi_0 = 0,04$ und $n = 10$ bzw. Gl. 2c, S. 24, mit $\varphi_0 = 0,03$ zu

$$1 + \varphi_h = 1,03^2 \frac{1,04}{10 \cdot 0,04} (1,04^{10} - 1) = \sim 1,324.$$

Alsdann folgt aus Gl. 146

$$D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1}{45} \{ 1,324 \cdot 10 (850 + 55) + 160 + 800 \},$$

$$D^2 \frac{\pi}{4} = \sim 290 \text{ qcm},$$

$$D = 19,2 \text{ cm},$$

wofür rund

$$D = 190 \text{ mm}$$

genommen werden kann.

Soll das Senken des leeren Hakens mit derselben Geschwindigkeit erfolgen, mit welcher die Maximallast gehoben wird, so erhält man aus Gl. 147 für $1 + \varphi_h' = 1 + \varphi_h = 1,324$ und $Q = 0$

$$p_x' = \frac{1}{19 \frac{\pi}{4}} \left(800 + \frac{10 \cdot 55}{1,324} - 160 \right) = 3,72 \text{ kg/cm}$$

als erforderlichen Gegendruck des Wassers unter dem Kolben. Dieser Gegendruck veranlasst nach Gl. 148, S. 130, für $\zeta = 4,5$ eine Wassergeschwindigkeit

$$v' = 14 \sqrt{\frac{3,72}{4,5}} = \sim 12,75 \text{ m/Sek.}$$

in dem für den Austritt ganz geöffneten Eintrittskanal. Der Querschnitt des letzteren muss also, da der Kolben mit

$$c' = \frac{v'}{m} = \frac{0,8}{10} = 0,08 \text{ m/Sek.}$$

niedergehen soll,

$$f = \frac{19 \frac{\pi}{4} \cdot 0,08}{12,75} = \sim 1,75 \text{ qcm}$$

erhalten, dem man durch eine rechteckige Öffnung von 8 mm Breite und 22 mm Länge genügen kann.

Der beim Heben der Maximallast angenommene Druckverlust $p_x = 5 \text{ kg/qcm}$ setzt nach Gl. 148 eine Wassergeschwindigkeit von

$$v = 14 \sqrt{\frac{5}{4}} = \sim 15,65 \text{ m/Sek.}$$

für $\zeta = 4$ im Kanal voraus, und diese wiederum bedingt eine eine Eröffnung des letzteren um nur

$$8 \frac{12,75}{15,65} = \sim 6,6 \text{ mm.}$$

Bei voller Eröffnung des Kanales ginge demnach, die Richtigkeit von ζ vorausgesetzt, die Maximallast mit mehr als 0,08m hoch.

Würde beim Senken der Maximallast der Kanal infolge unachtsamer Bedienung ganz für den Auslass geöffnet werden, so ergäbe sich, genau wie oben gezeigt, die folgende Geschwindigkeit. Es wäre dann

$$p_x' = \frac{1}{19 \frac{\pi}{4}} \left(800 + \frac{10 (850 + 55)}{1,324} - 160 \right) = 26,38 \text{ kg/qcm}$$

$$v' = 14 \sqrt{\frac{26,38}{4,5}} = \sim 33,9 \text{ m/Sek.},$$

$$c' = \frac{f \cdot v'}{F} = \frac{1,76 \cdot 33,9}{19 \frac{\pi}{4}} = 0,21 \text{ m/Sek.}$$

und also die Lastgeschwindigkeit

$$w' = 10 \cdot 0,21 = 2,1 \text{ m/Sek.}$$

Die grösste Spannung im Lastorgan beträgt

$$S = 1,03^2 \cdot 1,04^{10} (850 + 55) = \sim 1420 \text{ kg.}$$

Für Tiegelgusstahldraht von $K_z = 13500 \text{ kg}$ Zugfestigkeit muss bei einem Verhältnis

$$\frac{\delta}{R} = \frac{1}{400}$$

die Bruchlast des Seiles nach der Tabelle auf S. 48

$$mS = 6,75 \cdot 1420 = 9585 \text{ kg}$$

sein. Diese besitzt das von Th. & W. Smith in Hamburg nach der Tabelle auf S. 46 gefertigte Seil (Konstruktion C) von 10650 kg Bruchlast und

$$\delta = 0,76 \text{ mm Drahtstärke}$$

bei

$$\Delta = 16 \text{ mm Durchmesser.}$$

Für den Rollenradius ergibt sich dann

$$R = 0,76 \cdot 400 = \sim 300 \text{ mm.}$$

Der Rollenbolzen ist nach Gl. 150 u. 151, S. 130, zu berechnen. Gibt man jeder Rolle eine Nabellänge von 50 mm, so wird bei 5 nebeneinander sitzenden Rollen der Abstand $l = 5 \cdot 50 = 250 \text{ mm}$. Der Abstand von Mitte bis Mitte Auge

kann zu $l_1 = 300$ mm angenommen werden. Für $k_b = 1200$ kg/qcm verlangt dann die Festigkeit nach Gl. 150 einen Bolzendurchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,324 \cdot 10 (850 + 55) 30}{8 \cdot 0,1 \cdot 1200}} = \sim 7,2 \text{ cm} = \mathbf{72 \text{ mm}},$$

mit dem sich aus Gl. 151 eine Flächenpressung von nur

$$p = \frac{1,324 \cdot 10 (850 + 55)}{7,2 \cdot 25} = 66,6 \text{ kg/qcm}$$

ergiebt.

Die Cylinderwandstärke folgt aus Gl. 152, S. 130, für $D_1 = 21,5$ cm, $p = p_0 = 50$ und $k_z = 200$ kg/qcm zu

$$\delta = 0,5 \cdot 21,5 \left(\sqrt{\frac{200 + 0,4 \cdot 50}{200 - 1,3 \cdot 50} - 1} \right) = 2,97 \text{ cm},$$

welche aus Herstellungsrücksichten zweckmässig auf $\delta = \mathbf{35 \text{ mm}}$ zu erhöhen ist. Dem Plunger wird man, um das erforderliche Gewicht desselben zu erzielen, mindestens 55 mm Wandstärke geben müssen.

Der Wirkungsgrad der Winde ist schliesslich nach Gl. 153, S. 130, beim Heben der Maximallast für $\frac{w}{c} = n = 10$

$$\eta = \frac{850 \cdot 10}{50 \cdot 19 \cdot \frac{2}{4} \pi} = \mathbf{0,6}.$$