

$$t_1 \geq \sim 1,75 \text{ cm}$$

liefert, wobei eine Zahnweite $b_1 = 2t_1 = 3,5 \text{ cm}$ vorausgesetzt ist. Bei der in der Zeichnung angegebenen Breite $b_1 = 40 \text{ mm}$ dürfte eine Teilung

$$t_1 = 5,4 \pi = 16,965 \text{ mm}$$

wohl noch als zulässig erachtet werden. Mit ihr ergeben sich die Teilkreisradien des Vorgeleges zu

$$r_1 = \frac{8 \cdot 5,4}{2} = 21,6 \text{ mm}$$

und

$$R_1 = \frac{30 \cdot 5,4}{2} = 81 \text{ mm.}$$

Bei $c = \frac{25}{60}$ Meter Kraftgeschwindigkeit hebt sich die Last

$$w = c \frac{1}{2Z} \frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1} = \frac{25}{60} \frac{1}{2 \cdot 12} \frac{11,1}{13} \frac{8}{30} = \sim 0,004 \text{ oder } 4 \text{ mm/Sek.}$$

§ 25.

Die Räder-Flaschenzüge.

Dieselben bestehen aus einer Räderwinde mit Kettennuss, -trommel oder Daumenrolle, welche vermittelt Querhaupt und Haken in der bei den Flaschenzügen üblichen Weise an jedem festen Punkte aufgehängt werden kann. Zum Antrieb des Vorgeleges dient ein Haspelrad mit Zugkette. Nur bei leichteren Zügen nimmt die Lastkette unmittelbar die Last auf, sonst benutzt man hierzu eine lose Rolle, wobei die Kette am Gestell der Winde befestigt wird und nach Umschlingung der Rolle zur Trommel, Nuss oder Daumenrolle geht.

Je nachdem die Räderwinde ein Schnecken- (Schrauben-) oder Zahnradvorgelege besitzt, unterscheidet man Schrauben- und Zahnrad-Flaschenzüge. Die bekanntesten sind die folgenden.

a) Schrauben-Flaschenzüge mit Kettennuss oder Daumenrolle und Drucklager.

Sie finden wegen der vielen Vorzüge ihrer Konstruktion, der genauen Ausführung ihrer Teile auf Spezialmaschinen bei Verwendung besten Materiales die grösste Benutzung von allen Räder-Flaschenzügen. Die Schneckenwinde ist meistens mit einer losen Lastrolle in der oben angedeuteten Weise vereinigt, nur bei Zügen für 500 kg und weniger Last fällt die lose Rolle fort. Die Lastkette ist für gewöhnlich eine kalibrierte Gliederkette mit Kettennuss; nur bei Lasten von 10000 kg und mehr verwendet man wohl auch eine Gall'sche Gelenkkette, die über eine Daumenrolle läuft. Der Schnecken- (Schrauben-)trieb sichert eine sanfte Bewegungsübertragung und liefert bei äusserster Beschränkung der Dimensionen eine grosse Übersetzung. Er gestattet ferner in einfachster Weise die Anbringung einer Bremse, welche die Last schwebend erhält und als Drucklager bezeichnet wird, da sie durch den achsialen Druck, den die Last auf die Schnecke und Schneckenwelle ausübt, zur Wirkung kommt. Erst die zweckmässige Konstruktion dieses Drucklagers, wie sie von E. Becker in Berlin gegeben wurde, sicherte den vorliegenden Zügen ihre grosse Verbreitung. Sie ermöglichte nämlich, ohne dass die einfache und gedrängte Form der letzteren gestört wurde, die

Anwendung steilgängiger Schnecken, welche für sich allein nicht selbsthemmend sind und deshalb für den Lasthub einen weit günstigeren Wirkungsgrad (60 bis 65 Prozent) liefern als die bei fehlender Bremse erforderlichen Schnecken mit geringer Steigung, welche durch die eigenen, auch während des Lasthubes zu überwindenden Nebenhindernisse die Selbsthemmung bewirken und darum den Wirkungsgrad des Zuges bis auf mindestens 50 Prozent beschränken.

Über die gebräuchliche Ausführung der Schrauben-Flaschenzüge ist mit Hinweis auf die Figuren der Taf. 6 das Folgende zu bemerken.

Das Gestell der Schneckenwinde wurde früher in Stahl- oder Temperguss gegossen (Fig. 1); jetzt wird es allgemein in Schweisseisen hergestellt (Fig. 2). Es besteht im letzteren Falle aus zwei Hauptschilden, in denen der Bolzen für die Kettennuss oder Daumenrolle und das Schneckenrad befestigt ist, und zwei Verbindungsstücken für die Lager der Schneckenwelle. Von diesen wird das eine mit Zapfen in die Hauptschilde eingietet, während das andere, das zugleich als Führungsbügel für die Haspelkette dient, durch Einlegschrauben mit den Hauptschilden verbunden ist. Das Querhaupt für den Haken wird stets mit Zapfen in die Hauptschilde eingesetzt.

Die Schnecke und Schneckenwelle besteht aus bestem Stahl. Die Gänge werden aus dem Vollen gefräst und gleichmässig gehärtet. Sie laufen jetzt meistens in einem Ölbad, das ein unter der Schnecke angebrachter kleiner Behälter enthält. Das Halslager bekommt Rotgussbuchse, das Haspelrad wird mit Feder auf dem Endkonus gehalten. Über das Drucklager siehe weiter unten.

Das Material des Schneckenrades und der Kettennuss ist Hartguss, das des zugehörigen Bolzens, der bei Verwendung einer Gall'schen Gelenkkette mit der Daumenrolle aus einem Stück besteht, Stahl. Um Verdrehungsbeanspruchungen von dem Bolzen fern zu halten, befestigt man das Schneckenrad entweder auf der verlängerten Nabe der Nuss (Fig. 1) oder giesst beide in einem Stück (Fig. 2).

Haken und Querhaupt werden, wie üblich, und zwar am besten in sehnigem Schmiedeeisen ausgeführt.

Das Drucklager mit seiner Bremse, das einen der wichtigsten Teile der vorliegenden Flaschenzüge bildet, besteht nach der ersten Ausführung von E. Becker, Berlin, die in Fig. 1 u. 1a, Taf. 6 dargestellt ist, aus einem Spurzapfen mit Kegelbremse. a ist der Voll-, b der Hohlkegel derselben. Der erstere gehört der Schneckenwelle an, der letztere bildet den Spurzapfen, der sich gegen die Druckschraube d in einer Buchse c des Gestelles stützt und aussen mit Sperrzähnen und Sperrkegel versehen ist. Die Reibung, welche die beiden Kegel aufeinander finden, muss nicht nur grösser als die des Spurzapfens auf seiner Druckschraube sein, sondern sie muss auch genügen, um ein Drehen der Schneckenwelle im Sinne der niedergehenden Last zu verhüten. Beides lässt sich bei genügend kleinen Dimensionen der Bremse erreichen, da die Grösse der achsialen Anpressungs-

kraft und also auch die Reibung der Kegel aufeinander von der Last abhängig sind und mit deren Grösse zunehmen. Beim Heben der Last gleiten dann die Zähne der Sperrscheibe unter ihrem Kegel, und die Schneckenwelle dreht sich mit dem Zapfen b in der Buchse c und auf der Druckschraube d. Hört die Betriebskraft für den Lasthub auf, so verhütet der Sperrkegel das Zurückgehen der Last, und diese wird erst sinken, wenn eine mit der Last in gleichem Sinne wirkende Betriebskraft die Differenz der Momente überwindet, welche die Reibung zwischen den beiden Kegeln und die Last auf die Achse der Schneckenwelle¹⁾ ausüben.

Die Becker'sche Drucklagerbremse hat zahlreiche Nachbildungen und Abänderungen erfahren, ohne dass diese ihre Güte und Einfachheit zu überbieten vermochten.

Die Lüder'sche Bremse in Fig. 3 u. 3a, Taf. 6 zunächst, welche von Schuchardt & Schütte in Berlin ausgeführt wird, besitzt an Stelle der Kegel- eine Planbremse. Dieselbe besteht aus den beiden Scheiben a und b, zwischen denen sich die Friktionsscheibe f und Lederscheibe f₁ befinden. Die Scheiben a und b, von denen die letztere wieder als Spurzapfen für den Stahlkonus d ausgebildet ist, sind auf der Welle verschiebbar, nehmen aber durch eine eingelegte Feder an deren Drehung teil. Die Friktionsscheibe f weiter ist aussen verzahnt und mit Sperrkegel versehen. Der durch die Last ausgeübte Achsialdruck der Schneckenwelle presst

äussern, wieder durch Ziehen an der Haspelkette zu überwinden. Die reibenden Flächen erhalten aus der inneren Fettkammer der Friktionsscheibe die nötige Schmierung, die Lederscheibe verleiht der Anordnung eine gewisse Nachgiebigkeit.

Gebr. Bolzani in Berlin benutzen, wie Fig. 2 u. 2a, Taf. 6 zeigt, ebenfalls zwei Scheiben a und b mit dazwischen liegender Friktions- und Lederscheibe f bzw. f₁ für die achsiale Anpressung. Da die Friktionsscheibe f aber zwei keilförmige Ansätze x besitzt, so werden hier noch zwei entsprechend ausgebildete Bremsbacken y radial nach aussen gegen den Rand der Scheibe b gedrückt. Die Wirkungsweise der Bremse ist im übrigen dieselbe wie bei den vorhergehenden Konstruktionen. Die sämtlichen Scheiben liegen, gegen Schmutz und Staub geschützt, in dem Gehäuse der Scheibe b. Diese ist ferner nicht mit der Buchse b₁ des Spurzapfens fest verbunden, sondern nimmt dieselbe beim Heben der Last allein durch die Reibung ihrer Berührungsflächen mit; man sichert dadurch die Brauchbarkeit des Flaschenzuges auch dann, wenn die genannte Buchse bei ungenügender Wartung und Schmierung angefressen sein sollte, indem sich nun die Schneckenwelle beim Lastheben mit ihrem betreffenden Ende einfach in der Buchse selbst dreht.

Die nachstehende Tabelle giebt die Hauptverhältnisse der Schrauben-Flaschenzüge, wie sie die Aktien-Gesellschaft de Fries & Co. in Düsseldorf mit

15 15.15 16.15
Tabelle
 der Hauptverhältnisse von Schrauben-Flaschenzügen.

Maximal-Tragkraft in kg	500	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7500	10000	12500	15000	20000
Probebelastung in kg . . .	750	1500	2250	3000	4500	6000	7500	9000	12000	15000	15000	20000	25000
Ganze Länge im zusammengezogenen Zustande ²⁾ in mm	440	710	820	920	1010	1100	1200	1335	1470	1400	1500	1750	2000
Hub der Last bei Abhaspelung von 30 m Kette in der Minute in mm . . .	1620	810	565	485	350	320	295	235	225	180	125	122	98
Äusserer Durchmesser des Haspelrades in mm . . .	100	160	200	260	300	370	370	450	450	450	550	650	650
Gewicht der Züge mit Gliederkette ³⁾ in kg . . .	25	35	45	60	79	106	117	155	185	340	460	625	720
Gewicht der Züge mit Gall'scher Gelenkkette ³⁾ in kg	—	—	—	—	—	—	—	—	—	274	382	500	655

die einzelnen Scheiben gegeneinander, und die zwischen ihnen auftretende Reibung nimmt dieselben beim Lastheben sämtlich mit herum, hält die Last auch, da der Sperrkegel die Rückdrehung der Friktionsscheibe hindert, schwebend, wenn die Betriebskraft aufhört. Beim Senken der Last ist die Differenz der Momente, welche die genannte Reibung und die Last auf die Schneckenwelle

einer Drucklagerbremse ähnlich derjenigen von Becker baut.

Die Schrauben-Flaschenzüge lassen sich auch leicht als Laufwinden, d. h. fahrbar, einrichten. Die beiden Hauptschilde brauchen dazu nur nach Fig. 3, Taf. 6 zwischen die Stege zweier [-Eisen genietet zu werden, welche die Lager für die beiden Laufradachsen aufnehmen. Die eine der letzteren trägt das Haspelrad — bei Lasten über 5000 bis 6000 kg auch noch ein Vorgelege — zum Verschieben des Gestelles. Vor bzw. hinter den Hauptschilden des Flaschenzuges sind unter die erwähnten

1) Unter Vernachlässigung der geringen Zapfenreibungsmomente dieser Welle.

2) Von Innenkante bis Innenkante Haken.

3) Für 3 m Hub.

[-Eisen drei kleinere [- oder [-Eisen befestigt, welche zur Stützung der verlängerten Antriebswellen des Zuges dienen. Die beiden Haspelräder sind möglichst weit zur Seite zu schieben, damit der Antrieb nicht durch die Last behindert wird. Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptverhältnisse, nach denen solche Laufwinden von Schuchardt & Schütte in Berlin ausgeführt werden.

Tabelle

der Hauptverhältnisse von Laufwinden mit Schrauben-Flaschenzügen nach Fig. 3, Taf. 6.

Maximal-Tragkraft in kg	2000	3000	4000	5000	6000	7500	10000	12500
Probebelastung in kg	3000	4500	6000	7500	8500	10000	15000	15000
Spurweite s in mm	420	480	550	550	630	630	670	760
Abstand der Haspelräder von Mitte Winde m in mm	550	600	650	650	750	750	750	800
Abstand des höchsten Punktes von Oberkante Laufschiene h in mm	330	380	405	450	510	560	570	680
Höhe der Laufschiene y in mm	25	25	25	25	25	25	30	30
Breite der Laufschiene x in mm	50	50	50	50	50	50	60	60

Bei der **Berechnung** der Schrauben-Flaschenzüge ergibt sich zunächst die Stärke der Lastkette, als deren grösste Spannung diejenige im ablaufenden Trum $S \approx 0,5 S$ zu gelten hat, mit Hilfe der Tabellen auf S. 50 u. 53. Die Fabriken wählen, um Gewicht und Dimensionen der Züge möglichst zu beschränken, die zulässige Belastung der Ketten ziemlich hoch. Mit Hilfe der Ketteneisen- bzw. Bolzenstärke Δ und der inneren Baulänge bzw. Teilung l folgt dann für eine gewählte Steg- bzw. Daumenzahl $z = 5$ bis 6 der Radius R der Kettennuss bzw. Daumenrolle aus Gl. 72 auf S. 51 bzw. 74 auf S. 54.

Das Umsetzungsverhältnis zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg ist hier gleich dem Produkte der Werte aus Gl. 6 u. 52 auf S. 25 bzw. 38, beträgt also

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{1}{2} \frac{R}{a} \frac{m}{Z_1}$$

Da die Schnecke in der Regel doppelgängig ($m=2$) gemacht wird, so gilt für diese die einfachere Beziehung

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R}{a \cdot Z_1} \quad \dots \quad 111$$

mit welcher nach Hauptgl. III auf S. 23 für die wirkliche Betriebskraft (immer bei 2-gängiger Schnecke)

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{a \cdot Z_1}$$

folgt. Für die Zähnezah der Schneckenrades ergibt sich hieraus der Wert

$$Z_1 = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \quad \dots \quad 112$$

welcher sich leicht in der Form: „Die Zähnezah Z_1 ist

gleich dem $(1 + \varphi)$ fachen Quotient aus Lastmoment ($Q \cdot R$) und Kraftmoment ($P \cdot a$)“ merken lässt. Q ist hierin als gegeben, R nach dem Obigen als bestimmbar anzusehen, P , a und $1 + \varphi$ aber sind zu wählen. P richtet sich wieder nach der Zahl der Arbeiter, welche die Last heben sollen, wobei die Kraft eines Arbeiters, wie schon auf S. 71 angegeben, wenn möglich, nicht höher als 30 bis 40 kg bei nicht zu langer Betriebsdauer anzunehmen ist; die Fabriken gehen hierin bedeutend höher, oft bis zu 60 kg. Für den Radius a des Haspelrades gewährt die Tabelle auf S. 74 einigen Anhalt. Der Verlustfaktor φ bestimmt sich aus den Werten φ_1 , φ_t und φ_s der Gl. 8 (S. 25), Gl. 44c (S. 34) bzw. Gl. 51 (S. 38) in der Weise, dass

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1) (1 + \varphi_t) (1 + \varphi_s)$$

ist. Die nachstehende Tabelle giebt die Werte von $1 + \varphi$, berechnet mit $\varphi_1 = 0,025$, $\varphi_t = 0,065$ und $m_0 = 0,05$, $\rho = 6^\circ$ für die gebräuchlichen Steigungswinkel α der mittleren Schraubenlinie der Schnecke.

Tabelle

der Werte $1 + \varphi$ und η für Schraubenflaschenzüge.

	18	19	20	21	22
$\alpha =$	18	19	20	21	22
Grad					
$1 + \varphi =$	1,7	1,64	1,61	1,59	1,57
$\eta =$	0,59	0,61	0,62	0,63	0,64

Zur Berechnung des Schneckenrades können die von Stribek in der Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure¹⁾ aufgestellten Beziehungen benutzt werden. Nach diesen ist zunächst, um ein genügend grosses Zahnfeld zu bekommen, der Winkel 2γ , den die schrägen Seitenflächen der Zähne miteinander einschliessen (s. Fig. 1 u. 2, Taf. 6), so zu wählen, dass

$$\text{tg } \gamma = \frac{x}{\frac{r_1}{t} + 0,6} \quad \dots \quad 113a$$

mit $x = 1,8 \quad 1,9 \quad 2,1 \quad 2,3 \quad 2,5 \quad 2,6 \quad 2,7 \quad 2,8 \quad 2,9$
für $Z_1 = 24 \quad 28 \quad 36 \quad 45 \quad 56 \quad 62 \quad 68 \quad 76 \quad 84$

wird, wobei mit r_1 als mittlerem Schneckenradius, gemäss

der Beziehung $\text{tg } \alpha = \frac{m \cdot t}{2r_1 \cdot \pi}$, für $m = 2$

$$\frac{r_1}{t} = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg } \alpha}$$

zu setzen ist. Ferner soll die Breite b am Fusse der Zähne der Bedingung

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot \gamma}{90} \left(\frac{r_1}{t} + 0,33^2 \right) \quad \dots \quad 113b$$

genügen.

Für die Teilung des Schneckenrades ergibt sich endlich, wenn man sich den Druck $1,09 \frac{Q \cdot R^3}{2R_1}$ (R_1 mittlerer Teilkreisradius des Rades) an der Spitze der Zähne angreifend denkt und die letzteren $0,55t$ hoch, sowie $0,55t$ am Fusse stark annimmt, nach der Biegezugfestigkeit die

1) Jahrgang 1897.

2) 0,33t als Höhe des Zahnfusses angenommen.

3) $1,09 \approx 1,025 \cdot 1,065$ als Faktor für die Vergrößerung des Lastmomentes durch die Nebenhindernisse der losen Lastrolle und Kettennusswelle.

Beziehung

$$1,09 \frac{Q \cdot R}{2 R_1} 0,55 t = \frac{b (0,55 t)^2}{6} k_b$$

oder mit $R_1 = \frac{Z_1 \cdot t}{2\pi}$ und $k_b \leq 400 \text{ kg/qcm}$ für Gusseisen und Handbetrieb

$$t \geq 0,45 \sqrt{\frac{Q \cdot R \cdot t}{Z_1 \cdot b}} \quad \dots \quad 113c$$

Mit t folgt dann

$$R_1 = \frac{Z_1 \cdot t}{2\pi} \quad \text{und} \quad r_1 = \frac{t}{\pi \cdot \text{tg } \alpha}$$

sowie die Steigung der Schnecke $m \cdot t = 2t$.

Die Schneckenwelle wird auf Verdrehung durch das Kraftmoment $P \cdot a$, auf Biegung durch ihr Eigengewicht und die Kraft P, sowie eine Komponente des Zahndruckes beansprucht. Für die erstgenannte Beanspruchung ergibt sich der Wellendurchmesser aus

$$P \cdot a = 0,2 d^3 \cdot k_d$$

oder, wenn mit Rücksicht auf das unter Umständen auftretende ruckweise Anziehen der Haspelkette nur $k_d \leq 600 \text{ kg/qcm}$ für Flusstahl, entsprechend der Belastungsweise b der Bach'schen Tabelle, eingeführt wird,

$$d \geq \sim 0,2 \sqrt[3]{P \cdot a}$$

Die Biegsbeanspruchung berücksichtigen wir, indem wir den vorstehenden Wert um 30 Prozent erhöhen, also

$$d \geq \sim 0,26 \sqrt[3]{P \cdot a} \quad \dots \quad 114$$

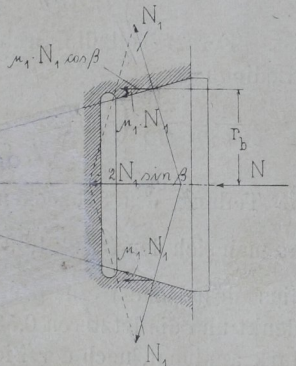
setzen.

Der Bolzen der Kettennuss, welche nach den früheren Angaben nur auf Biegung beansprucht wird, ist in jedem einzelnen Falle nach der jeweiligen Verteilung der Kräfte zu berechnen.

Die Stärke der Haspelkette ist wieder 6 bis 8,5 mm für gewöhnlich.

Für die Kegelbremse gilt die Bedingung, dass das von der schwebenden Maximallast auf die Schneckenwelle ausgeübte Drehmoment M_d kleiner als die entsprechenden Momente der Reibungswiderstände in der

Fig. 66.



Bremse und den beiden Lagern der Schneckenwelle sein muss. Vernachlässigen wir, wodurch die Sicherheit der Rechnung erhöht wird, die nur kleinen Momente der Zapfenreibung und berücksichtigen wir allein das Reibungs-

moment in der Bremse, so muss, wenn nach Fig. 66 des Textes jede Hälfte des Vollkegels mit einem Druck N_1 gegen den Hohlkegel gepresst wird und r_b der mittlere Radius der Berührungsfläche beider Kegel ist, mit μ_1 als Zapfenreibungskoeffizient

$$2 \mu_1 \cdot N_1 \cdot r_b \geq M_d$$

oder

$$r_b \geq \frac{M_d}{2 \mu_1 \cdot N_1}$$

sein. Die beiden Kräfte N_1 verlangen eine Achsialkraft $2N_1 \cdot \sin \beta$, unter β den Neigungswinkel der Reibungsfläche gegen die Kegelachse verstanden. Da aber beim Eindringen des Vollkegels in den Hohlkegel auch noch die beiden horizontalen Komponenten $2\mu_1 \cdot N_1 \cdot \cos \beta$ des in die Berührungsfläche fallenden Reibungswiderstandes $\mu_1 \cdot N_1$ zu überwinden sind, so muss der achsiale Anpressungsdruck

$$N = 2N_1 \cdot \sin \beta + 2\mu_1 \cdot N_1 \cdot \cos \beta$$

betragen. Hieraus folgt

$$2\mu_1 \cdot N_1 = \frac{\mu_1 \cdot N}{\sin \beta + \mu_1 \cdot \cos \beta}$$

Der Achsialdruck N, als niedergehende Last einer Schraubenwinde betrachtet, übt ferner ein Drehmoment

$$M_d = N \cdot r_1 \cdot \text{tg}(\alpha - \rho)$$

aus, wenn α und ρ die früher schon angegebene Bedeutung haben. Diese Werte von $2\mu_1 \cdot N_1$ und M_d , in die obige Beziehung für r_b eingeführt, ergeben dann schliesslich als Bedingung für die Hemmung der schwebenden Last

$$r_b \geq r_1 \cdot \text{tg}(\alpha - \rho) \left(\frac{\sin \beta}{\mu_1} + \cos \beta \right) \quad \dots \quad 115$$

Der Sicherheit halber wird man hierin μ_1 nicht grösser als 0,08 und ρ nicht grösser als 5° einzuführen haben.

Bei den Flaschenzügen, welche nach Fig. 3, Taf. 6 in ein verschiebbares Gestell eingebaut sind, berechnen sich die beiden Hauptträger, welche die Lager für die Laufradachsen tragen, wie folgt. Ist S im Grundriss der Figur der Angriffspunkt der Last Q und des Eigengewichtes G der Laufwinde, so beträgt mit den in die Figur eingetragenen Hebelarmen l_1, l_1', L_1 und l_2, l_2', L_2 die Reaktion in I

$$A_1 = (Q + G) \frac{l_1}{L_1} \frac{l_2}{L_2}$$

diejenige in II

$$A_2 = (Q + G) \frac{l_1'}{L_1} \frac{l_2}{L_2}$$

Für das erforderliche Widerstandsmoment eines der genannten Träger muss demnach die Bedingung

$$w \geq \frac{A_1 \cdot l}{k_b}$$

mit $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$ für Schweisseisen erfüllt sein, wenn l der ebenfalls in die Figur eingetragene Abstand und $l_1 > l_1'$ ist. Für die andere Seite der Träger (nach der zweiten Laufradachse hin) kann die Rechnung entsprechend durchgeführt werden.

Die Kräfte, welche zum Verschieben der Laufwinde am zugehörigen Haspelrad erforderlich ist, ergibt sich aus Gl. 115.

Die angetriebene Laufradachse ist auf Biegung und Verdrehung zu berechnen. Bei Vernachlässigung von β beträgt das grösste Biegemoment, sofern $l_1 > l_1'$ ist,

$$M_b = \frac{A_1(l_3 + l_3') + A_2 \cdot l_3}{L_3} l_3,$$

wobei die Hebelarme l_3, l_3', L_3 wieder der Figur zu entnehmen sind. Das Drehmoment ist, soweit es zwischen den beiden Laufrädern auftritt,

$$M_d = 0,5 \beta \cdot a,$$

wenn a den Radius des Haspelrades bezeichnet. Mit Rücksicht auf die meist geringe Grösse des Drehmomentes dürfte aber in den meisten Fällen die Berechnung auf Biegung allein mit entsprechendem Zuschlag für die Verdrehung genügen.

Für die **Konstruktion** der vorliegenden Züge sind die folgenden Punkte beachtenswert.

Das Gestell ist, wenn es aus Temper- oder Stahlguss hergestellt wird, der Beanspruchung entsprechend, durch Wulste oder Rippen genügend zu verstärken. Gestelle aus Schweisseisen dagegen sind möglichst einfach zu halten.

Die kalibrierte Gliederkette ist, wenn Dehnungen der Glieder vermieden werden sollen, nicht zu hoch zu belasten und bei gegebener Maximallast genügend stark zu wählen.

Für die Nabe der Kettennuss und des Schneckenrades ist eine zweckmässige Schmierung vorzusehen; die Schnecke soll im Ölbade laufen.

Als **Vorteile** der Schrauben-Flaschenzüge sind zunächst die grosse Übersetzung und Sanftheit der Bewegungsübertragung zu erwähnen, welche durch das Schneckengetriebe bei äusserster Beschränkung der Dimensionen und des Gewichtes ermöglicht und bei keinen anderen Räder-Flaschenzügen in diesem Masse erreicht wird. Der Wirkungsgrad von 60 bis 65 Prozent gestattet ferner eine hinreichende Ausnützung der Betriebskraft und lässt die Züge auch für länger andauernden Betrieb geeignet erscheinen, wobei das Drucklager die nötige Sicherheit für das Festhalten der schwebenden Last bietet. Endlich können bei genügender Schmierung der langsamgehenden Kette und Kettennuss die Abnutzung beider gering gehalten werden; das Gleiche gilt für die Schnecke und das Schneckenrad. Die Hubhöhe ist unbegrenzt, und die Lastkette braucht nur etwas mehr als der doppelte Lasthub lang zu sein.

Beispiele.

1. Der in Fig. 1, Taf. 6 dargestellte Schrauben-Flaschenzug von E. Becker in Berlin ist für 2000 kg Maximallast bestimmt. Wie berechnen sich die Hauptverhältnisse des Zuges, wenn 2 Arbeiter mit je 25 kg Zugkraft die Maximallast heben sollen?

Für die grösste Kettenspannung $S = 0,5 \cdot 2000 = 1000$ kg verlangt die Tabelle auf S. 50 eine kalibrierte Lastkette von $\Delta = 13$ mm Stärke. Die Firma verwendet aus den früher angeführten Gründen eine solche von nur

$$\Delta = 10,5 \text{ mm.}$$

Haben die Glieder eine innere Banlänge $l = 30$ mm, so muss bei $z = 5$ Stegen der Radius der Kettennuss nach Gl. 72 auf S. 51

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{5}} \sqrt{2(30^2 + 10,5^2) + 2(30^2 - 10,5^2) \cos \frac{180}{z}}$$

$$= \sim 50 \text{ mm}$$

betragen. Die Betriebskraft ist nach den gemachten Angaben

$$P = 2 \cdot 25 = 50 \text{ kg,}$$

der Radius des Haspelrades (bis Mitte Kette) $a = 140$ mm. Setzt man den höchsten der in der Tabelle auf S. 75 angegebenen Wirkungsgrade $\eta = 0,64$, entsprechend einem mittleren Steigungswinkel der doppelgängigen Schnecke $\alpha = 22^\circ$, im vorliegenden Falle an, so ist $1 + \varphi = 1,57$ zu nehmen, und es liefert Gl. 112 auf S. 75 die erforderliche Zähnezahl des Schneckenrades zu

$$Z_1 = 1,57 \frac{2000 \cdot 50}{50 \cdot 140} = \sim 23 \text{ oder besser } 24.$$

Um die Teilung des Schneckenrades zu bekommen, setzen wir in Gl. 113a auf S. 75 das aus $\text{tg } \alpha = \frac{m \cdot t}{2 r_1 \pi}$ sich ergebende Verhältnis

$$\frac{r_1}{t} = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg } 22^\circ} = \sim 0,8, \text{ sowie } x = 1,8$$

ein, womit

$$\text{tg } \gamma = \frac{1,8}{0,8 + 0,6} = \sim 1,3$$

oder

$$\gamma = 52^\circ 30'$$

und hiermit aus Gl. 113b auf S. 75 ein Verhältnis

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot 52,5}{90} (0,8 + 0,33) = 2,07$$

folgt. Die Gl. 113c, S. 76, liefert dann die Teilung des g eisernen Rades zu

$$t \geq 0,45 \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 5}{24} \frac{1}{2,07}} \text{ oder } \geq 2,64 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt etwas geringere Teilung, nämlich

$$t = 25,4 \text{ mm} = 1 \frac{1}{2} \text{ engl.}$$

Mit ihr ergibt sich die Breite am Zahnfusse

$$b = 2,07 \cdot 25,4 = 52,6 \text{ (in der Ausführung } 54) \text{ mm,}$$

der mittlere Teilkreisradius des Schneckenrades

$$R_1 = \frac{24 \cdot 25,4}{2\pi} = \sim 97 \text{ mm,}$$

sowie die Steigung und der mittlere Radius der doppelgängigen Schnecke (Fig. 1c, Taf. 6)

$$m \cdot t = 2 \cdot 25,4 = 50,8 \text{ mm}$$

bezw.

$$r_1 = 0,8 \cdot 25,4 = \sim 20 \text{ mm.}$$

Die Schneckenwelle muss nach Gl. 114 auf S. 76 einen Durchmesser

$$d \geq 0,26 \sqrt[3]{50 \cdot 14} = \sim 2,3 \text{ cm}$$

erhalten, der in der Ausführung

$$d = 26 \text{ mm}$$

ist.

Der Bolzen der Kettennuss (s. Fig. 1b, Taf. 6) wird in der Mitte des Schneckenrades durch den horizontal und senkrecht zum Bolzen angenommenen Zahndruck

$$\frac{Q \cdot R}{2 \cdot R_1} = \frac{2000 \cdot 5}{2 \cdot 97} = \sim 516 \text{ kg}^1,$$

sowie durch den vertikalen Zug der Lastkette mit $\sim 0,5 Q = 1000$ kg auf Biegung beansprucht. Den Kettenzug nehmen wir dabei gleichmässig über die Nabe der Nuss, soweit dies ausserhalb des Schneckenrades liegt, verteilt an. Mit den eingetragenen Abständen berechnet sich dann die Reaktion in

$$\text{vertikal } \frac{1000(54 + 42)}{30 + 54 + 42} = \sim 762 \text{ kg,}$$

$$\text{horizontal } \frac{516 \cdot 42}{30 + 54 + 42} = 172 \text{ kg.}$$

1) Ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse.

Das angreifende Biegemoment für die Ebene des Lastkettenzuges ist somit

$$\text{vertikal } 762 \cdot 3 - 500 \frac{3}{2} = 1536 \text{ kgcm,}$$

$$\text{horizontal } 172 \cdot 3 = 516 \text{ kgcm;}$$

beide vereinigen sich zu einem resultierenden Moment

$$\sqrt{1536^2 + 516^2} = \sim 1620 \text{ kgcm.}$$

Nach der Biegezugfestigkeit gilt dann die Beziehung

$$1620 = 0,1 \cdot d_0^3 \cdot k_b,$$

aus welcher für $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{1620 \cdot 10}{1000}} = \sim 2,53 \text{ cm,}$$

entsprechend $d_0 = 25 \text{ mm}$ in der Ausführung, folgt.

Der mittlere Radius der Kegelmutter muss nach Gl. 115 auf S. 76 mit $\alpha = 22^\circ$, $r_1 = 20 \text{ mm}$, $\beta = 19^\circ$ (Fig. 1 c, Taf. 6), $\mu_1 = 0,08$ und $\rho = 5^\circ$

$$r_b \geq 20 \cdot \text{tg } 17^\circ \left(\frac{\sin 19^\circ}{0,08} + \cos 19^\circ \right)$$

oder

$$r_b \geq 30,6 \text{ mm}$$

sein. Die Ausführung zeigt als grössten Durchmesser der Kegelflächen 70, als kleinsten 61 mm, so dass, der vorstehenden Bedingung genügend,

$$r_b = \frac{70 + 61}{4} = 32,75 \text{ mm}$$

ist.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Last hochgeht,

beträgt nach Gl. 111 auf S. 75 für $c = \frac{25}{60}$ m Kraftgeschwindigkeit

$$w = \frac{25}{60} \frac{50}{140 \cdot 24} = 0,0062 \text{ m} = 6,2 \text{ mm/Sek.}$$

2. Es sind die Hauptträger, Laufradachsen und Verschiebvorrichtung der für 5000 kg Maximallast bestimmten Laufwinde in Fig. 3, Taf. 6 zu berechnen.

Entnehmen wir der Zeichnung die Abstände

$$l_1 = 245, l'_1 = 205, L_1 = 450 \text{ mm,}$$

$$l_2 = 315, l'_2 = 235, L_2 = 550 \text{ mm}$$

und schätzen das im Punkte S des Grundrisses mit der Last angreifend gedachte Eigengewicht der Winde $G = 300 \text{ kg}$, so bestimmt sich die Reaktion in den Punkten I und II nach den Angaben auf S. 76 zu

$$A_1 = (5000 + 300) \frac{24,5}{45} \frac{31,5}{55} = \sim 1653 \text{ kg}$$

bezw.

$$A_2 = (5000 + 300) \frac{20,5}{45} \frac{31,5}{55} = \sim 1383 \text{ kg.}$$

Für den Hebelarm $l = 150 \text{ mm}$ wird demnach mit $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$ ein Widerstandsmoment der [-Eisen

$$w \geq \frac{1653 \cdot 15}{750} \text{ oder } \geq 33 \text{ cm}^3$$

erforderlich. Demselben genügt, selbst unter Berücksichtigung der Schwächung, welche die Hauptträger durch das Einnieten der Flaschenzug-Schilde erfahren, ein [-Eisen, Normalprofil No. 12, mit $w = 60,7 \text{ cm}^3$ vollkommen.

Das grösste Biegemoment, welches die mit dem Antrieb versehene Laufradachse erfährt, beträgt bei den Hebelarmen

$$l_3 = 75, l'_3 = 450, L_3 = 600 \text{ mm}$$

$$M_b = \frac{1653(7,5 + 45) + 1383 \cdot 7,5}{60} \cdot 7,5 = 12145 \text{ kgcm.}$$

Gestatten wir mit Rücksicht auf die ungünstige Annahme, welche der Bestimmung dieses Biegemomentes zu Grunde gelegt ist, eine zulässige Biegezugsspannung von $k_b = 1200 \text{ kg/qcm}$

für die Stahlachsen, so muss der Durchmesser d der letzteren gemäss der Bedingung

$$12145 = 0,15^3 \cdot 1200$$

genügen, also

$$d = \sim 4,66 \text{ cm}$$

betragen, welcher vielleicht mit Hinsicht auf die Verdrehungsbeanspruchung passend auf

$$d = 50 \text{ mm}$$

zu verstärken wäre. Die Ausführung zeigt nur $d = 45 \text{ mm}$.

Um die vollbelastete Lastwinde verschieben zu können, ist nach Gl. 57 auf S. 39 bei $a = 225 \text{ mm}$ Haspelradius eine Betriebskraft

$$\mathfrak{P} = 0,1 (5000 + 300) \frac{1 + 4,5}{22,5} = \sim 130 \text{ kg}$$

aufzuwenden. Gl. 57 ist nun unter der ungünstigen Annahme aufgestellt, dass die nicht bestimmbareren Hindernisse beim Fortbewegen der Winde 100 Prozent der bestimmbareren betragen. Aber selbst unter Nichtbeachtung dieses Umstandes wird die Kraft \mathfrak{P} noch immer so hoch ausfallen, dass die Winde mit der Maximallast kaum von 1 Arbeiter verschoben werden kann. Mit Rücksicht auf die Leichtigkeit und Sicherheit der Verschiebung dürfte es sich deshalb empfehlen, ein Rädervorgelege mit einer Übersetzung von ca. 1:3 einzuschalten, wie es thatsächlich von manchen Fabriken für Winden mit der angegebenen Maximallast geschieht.

b) Zahnräder-Flaschenzüge.

Ein einfaches Zahnrädervorgelege ergibt im allgemeinen einen günstigeren Wirkungsgrad als ein Schneckengetriebe, bietet aber für gewöhnlich eine kleinere Übersetzung. Um diese annähernd in der bei Schneckenrädern üblichen Grösse zu erreichen, muss man entweder ein doppeltes Zahnrädervorgelege anwenden, und dann fallen die diesbezüglichen Flaschenzüge in den Dimensionen und im Gewicht zu gross aus und sind deshalb schwer transportierbar, oder man muss die Zähnezahzahl des kleinen Rades thunlichst (bis auf 4 oder 5) beschränken, und darunter leidet wieder der Wirkungsgrad. Ferner lässt die zur Stützung der Last bei den Zahnräder-Flaschenzügen erforderliche Bremse sich nicht so einfach gestalten als wie bei den Schrauben-Flaschenzügen, weil der fehlende Achsialdruck der Schneckenwelle bei jenen erst durch ein besonderes Gewinde mit Mutter erzeugt werden muss. Endlich ist der Preis der vorliegenden Flaschenzüge in der Regel ein höherer. Aus diesen Gründen haben Zahnräder-Flaschenzüge viel weniger Verbreitung als Schrauben-Flaschenzüge gefunden.

Als Beispiel eines Zahnradzuges mag hier der bekannteste und beste unter ihnen, der sogenannte Schnellflaschenzug Viktoria von Gebr. Bolzani in Berlin Erwähnung finden. Fig. 7, Taf. 8 zeigt die Konstruktion desselben. Das Vorgelege ist ein einfaches mit geringer Zähnezahzahl des Ritzels, das Umsetzungsverhältnis zwischen Last- und Kraftweg geringer als bei den entsprechenden Schrauben-Flaschenzügen. Infolgedessen fällt hier die Betriebskraft grösser aus als dort, während sich die Last schneller hebt. Als Lastorgan dient wieder eine kalibrierte Kette, die sich mit Rücksicht auf möglichste Beschränkung des Lastarmes um eine Kettennuss legt. Das treibende Ritzel wird nach Schablone in die verstärkte Antrieb- und Haspelradwelle aus Stahl eingearbeitet.

Die Handwinden mit Trommel.

Räderwinden mit Trommel, die auch wohl als Kabelwinden oder nach der Form ihres Gestelles als Bock-, Konsol(Wand-)winden bezeichnet werden, finden in Werkstätten, Magazinen, auf Bauten, Schiffen, Gruben u. s. w. zum Heben von Lasten Verwendung. Für leichtere Lasten bis zu 1000 kg kommt man bei normalen Verhältnissen mit einfachem, für mittlere bis zu 3500 kg mit doppeltem Zahnradvorgelege aus, während sich für schwere Lasten von 3500 bis 10000 kg schon ein dreifaches Vorgelege mit sehr langsamer Hubbewegung notwendig macht. Nur für Lasten bis zu 1000 kg benutzt man als Vorgelege auch eine Schnecke mit Schneckenrad. Die Trommeln der vorliegenden Winden sind in der Regel horizontal angeordnet und bestehen entweder in einer gewöhnlichen Cylindertrommel, auf welcher das Lastorgan befestigt ist und auf- bzw. abgewickelt wird, oder, wenn auf möglichste Beschränkung der Dimensionen bei unbeschränkter Hubhöhe Wert gelegt wird, in einer Kettennuss oder Daumenrolle, über welche die Lastkette hinweggeht. Winden mit Reibungstrommeln dienen vornehmlich zum Heben (Lichten) der Anker oder zum Heranholen von Schiffen; im letzteren Falle sind sie fast stets mit vertikaler Trommel versehen und führen den Namen Spillwinden. Zum Antrieb der Handwinden mit Trommel werden meistens Kurbeln benutzt; nur wenn die Winde hoch liegt und von unten angetrieben werden soll, dienen hierzu Haspelräder mit Zugkette oder Zugseil. Bei Spillwinden findet man auch einfache Hebel und Gangbäume für diesen Zweck angeordnet.

Durch Benutzung von Flaschenzügen lässt sich die Hubkraft der Trommelwinden auf Kosten der Hubgeschwindigkeit und entsprechend der Umsetzung und dem Wirkungsgrade dieser Züge steigern.

a) Ausführung.

Bockwinden zunächst zeigen die Fig. 1 bis 3 auf Taf. 7, sowie Fig. 67 u. 68 im Texte. Ihr Gestell besteht aus zwei Schilden in Guss- oder Schmiedeeisen. Gusseiserne Schilde besitzen die Winden in Fig. 1 u. 2, Taf. 7, sowie in Fig. 67 des Textes. Der Querschnitt der einzelnen Verbindungsstücke ist ein —- oder —förmiger. Die schmiedeeisernen Schilde werden durch Bleche gebildet, die entweder vollständig (Fig. 3, Taf. 7) oder nur an der unteren Seite (Fig. 68 des Textes) durch —-Eisen gesäumt und verstärkt sind. Die gusseisernen Naben für die Wellen werden bei solchen Schilden durch Nieten oder Schrauben befestigt; Fig. 3a, Taf. 7 zeigt diese Befestigung, während in Fig. 5 u. 6 daselbst die Befestigung der Bolzen für die Sperr- und Bremshebel (siehe später) dargestellt ist. Verbunden werden die beiden Schilde einer Winde in jedem Falle durch drei oder vier schmiedeeiserne Anker mit Doppelmutter oder Bund und Mutter an jeder Seite. Bei einfachem und doppeltem Vorgelege haben die Schilde meistens ungefähr dreieckige oder A-Form, bei dreifachem Vorgelege meistens viereckige.

Das Material des grossen Rades ist ebenfalls Gussstahl, um die Dimensionen desselben gering halten zu können. Bei Lasten bis zu 500 kg kommt keine lose Rolle zur Anwendung, bei grösseren wird eine solche eingeschaltet.

Die Einrichtung und Wirkungsweise der Bremse ist die folgende. Wird das Haspelrad, das lose auf seiner Welle sitzt, im Sinne des Lasthubes gedreht, so werden die beiden Backen k zunächst von den Mitnehmern e in der Sperrradhülse b verschoben und, da sie auf einer aussen excentrisch gestalteten Mutter m ruhen, gegen den inneren Umfang dieser Hülse gepresst. Zugleich legt sich aber auch die Mutter m auf dem steilgängigen Gewinde der Welle vermittelt einer Lederscheibe gegen die auf einem Vierkant sitzende Scheibe a. Bei genügender Reibung wird dann die Welle, die bislang von der Last festgehalten wurde, mitgenommen und die Last gehoben. Hört die Hubkraft auf zu wirken, so hält die Reibung in und an der Sperrradhülse b, die ihrerseits durch einen Sperrkegel an der Rückdrehung verhindert ist, die Last schwebend. Soll diese gesenkt werden, so muss die Differenz des Reibungs- und Lastmomentes durch einen entsprechenden Zug an der Haspelkette überwunden werden. Da hierbei aber infolge des Voreilens, das die Schneckenwelle im Sinne der niedergehenden Last annehmen will, eine Lockerung der Bremsbacken k auf ihrer Mutter m nicht eintritt, so bleibt die Last sofort wieder schwebend, wenn die Senkkraft an der Haspelkette nachlässt.

Bei fehlender loser Rolle ist der Flaschenzug wie eine einfache Trommelwinde zu berechnen. Ist eine lose Lastrolle vorhanden und bezeichnen z_1 und Z_1 die Zähnezahlen des kleinen bezw. grossen Stirnrades, so ist gemäss Gl. 6 u. 49 auf S. 25 bezw. 37

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{1}{2} \frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1}$$

und deshalb nach Hauptgl. II u. III auf S. 22 u. 23

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{2a} \frac{z_1}{Z_1},$$

woraus sich das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges

$$\frac{Z_1}{z_1} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{2P \cdot a}$$

ergibt. Dabei ist

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)(1 + \varphi_v)$$

zu setzen, wenn

φ_1 den Verlustfaktor der losen Lastrolle (Gl. 8, S. 25),

φ_2 den der Kettennuss (Gl. 43b, S. 34),

φ_v den des Rädervorgeleges (Gl. 47, S. 35)

bezeichnet.

Für $\varphi_1 = 1,025$, $\varphi_2 = 1,065$ und $\varphi_v = 1,2$ (der letztere Wert dürfte kaum kleiner bei der geringen Zähnezahl des Antriebsritzels ausfallen) wird

$$1 + \varphi = 1,025 \cdot 1,065 \cdot 1,2 = 1,31$$

und

$$\eta = \sim 0,763.$$

Für die Berechnung der Zahnräder gelten die bei den Zahnstangenwinden aufgestellten Gleichungen.