

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.

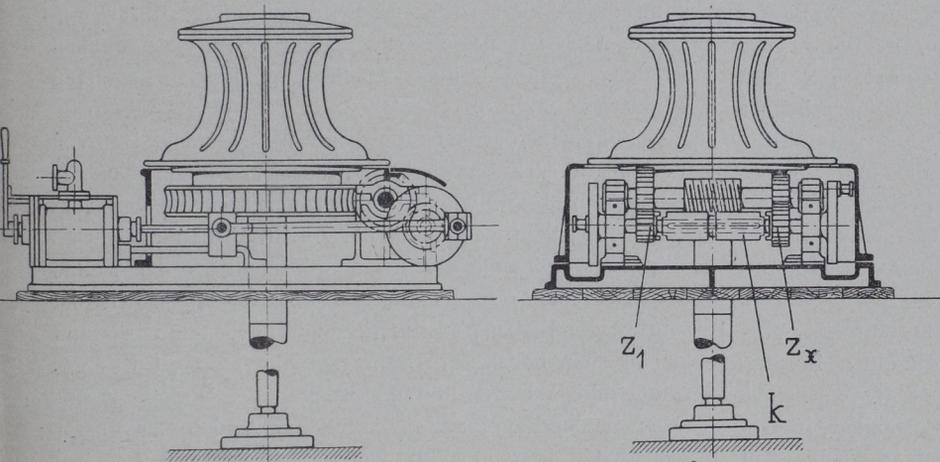
In Fig. 2, Taf. 14 ist weiter eine Dampfankerwinde der Guten Hoffnungshütte in Oberhausen dargestellt. Lose auf der Trommelwelle sitzen hier zwei Kettennüsse  $A$ , die auch Spillkränze genannt werden. Von ihnen ist die eine von der Bug-, die andere von der Notankerkette umschlungen. Soll eine Kettennuss 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

der Kettennuss, wenn der Anker gehoben ist oder das Schiff vor Anker liegt, zu verhüten, ist ein Sperrkranz N mit dem Sperrkegel O angeordnet.

Die Zahnräder  $Z_2$  werden durch die kleinen Räder  $z_2$  auf der Zwischenwelle gedreht; diese kann vermittelt des Vorgeleges  $z_1'$ ,  $z_2'$ ,  $Z_1$  von Hand oder durch das Vorgelege  $z_1$ ,  $Z_1$  von der Kurbelwelle der Dampfmaschine angetrieben werden. Im ersteren Falle ist natürlich  $z_1$  aus dem Rade  $Z_1$  zu rücken.

Beim Herunterlassen des Ankers wird durch Rückwärtsdrehen der Mutter B die Kupplung zwischen der Kettennuss A und dem Zahnrade  $Z_2$  aufgehoben; die Nuss dreht sich dann unter dem Eigengewicht der Kette und des Ankers. Die Enden der Kettennusswelle tragen noch zwei Spilltrommeln, die in der Figur nicht angegeben sind.

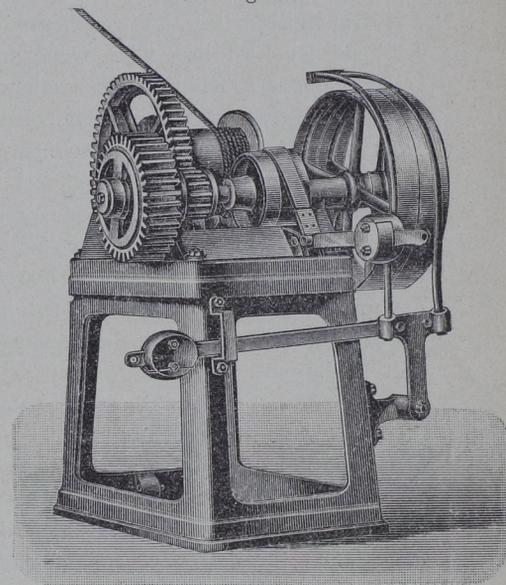
Fig. 85.



„Neckar“ geliefert wurde, ist durch Fig. 85<sup>1)</sup> des Textes wiedergegeben. Die vertikale Spillwelle steht durch Schneckenrad und Schnecke mit einer horizontalen Zwischenwelle in Verbindung, und diese wiederum kann in doppelter Weise, je nachdem nämlich die Klauenkupplung k das Rad  $z_1$  oder  $z_x$  mit der Kurbelwelle verbindet, von der letzteren angetrieben werden.

**Transmissionswinden** finden vorzugsweise noch im Aufzugbau Verwendung. Dort sind sie aber fast stets mit besonderen Vorrichtungen versehen, welche der Betrieb der Aufzüge notwendig macht, wie Umsteuerungen, selbstthätige Abstellvorrichtungen in den Endlagen des Korbes usw. Hier handelt es sich um Transmissionswinden einfachster Art, die sowohl zum Heben blosser Lasten als auch solcher in Förderschalen einfacher Aufzugsvorrichtungen benutzt werden, wo die erwähnten

Fig. 86.



Die Zwillingmaschine hat 160 mm Cylinderbohrung und 200 mm Hub. Die Dampfverteilung für einen jeden Cylinder wird durch einen einfachen Muschelschieber bewirkt. Die Rohrleitungen x und y sind dabei mit einem Steuerapparat M verbunden, in den der frische Dampf zunächst eintritt und dessen Schieber S durch einen Handhebel über drei Kanäle I, II und III geschoben werden kann. Schliesst der Schieber die beiden äusseren Kanäle I und III ab, so kann kein Dampf in die Cylinder und die Maschine steht still. Wird aber der Kanal I vom Schieber geöffnet, so tritt der frische Dampf durch die Rohre x hinter die Kolben, während der Auspuffdampf durch die Rohre y, die Kanäle III und II, sowie eine an den Stutzen s anschliessende Leitung ins Freie geleitet wird. Andererseits strömt, sobald der Kanal III durch den Schieber freigegeben wird, der frische Dampf durch die Rohre y hinter die Kolben, dreht also die Maschine entgegengesetzt wie im vorigen Falle herum, während der gebrauchte Dampf durch x, I, II und s ins Freie gelangt.

Ein Dampfspill schliesslich, wie es von M. Achgelis Söhne in Geestemünde für den Reichspostdampfer

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

Sondervorrichtungen nicht erforderlich sind. Die Ausführung dieser Winden geschieht in dreifacher Weise je nach der Art des Vorgeleges, das in Zahnrädern, Reibungsrädern oder Schnecke mit Schneckenrad, erforderlichen Falles auch in einer Verbindung zweier derselben, bestehen kann.

Fig. 3, Taf. 9 zeigt zunächst eine Transmissionswinde mit einfachem Zahnradvorgelege von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha. Die Einrichtung derselben ist im wesentlichen dieselbe wie bei den auf S. 82 beschriebenen Handwinden der Firma. Als Lastorgan dient auch hier eine kalibrierte Gliederkette, die zur Beschränkung des Lastarmes bei unbegrenzter Förderhöhe über eine Kettennuss läuft. Der Antriebsriemen verlangt, da das Zahnradvorgelege  $z_1$ ,  $Z_1$  nicht ausgerückt werden kann, neben der Festscheibe für den Hochgang noch eine Losscheibe für den Stillstand und Niedergang der Lastkette. Zum Stützen der Last dient die auf S. 94 erwähnte Sperrradbremse von Henkel. Durch Hochheben

1) Nach der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1902, S. 3.

also die gebremste Last still. Beim Niederziehen des Handgriffes wird die Scheibe B gelüftet, und die Last kann niedergehen, wobei die Centrifugalbremse C auf der 1. Zwischenwelle die Senkgeschwindigkeit reguliert. Soll der Motor leer anlaufen, so muss der Handgriff des Hebels  $H_2$  seine Mittellage einnehmen; die Scheibe B berührt dann weder den Kranz des Rades  $Z_1$  noch die Holzbacken im Ständer A. Um die Last zu heben, ist schliesslich der Handgriff von  $H_2$  ganz nach unten zu drücken.

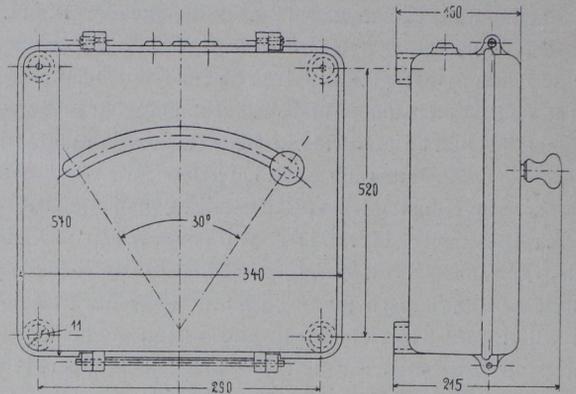
Die Firma baut die vorliegenden Winden für 1000, 1500, 2000 und 3000 kg Last. In den meisten Fällen braucht der Elektromotor nur für eine Drehrichtung eingerichtet zu sein; wenn erforderlich, kann aber auch doppelte Drehrichtung vorgesehen werden.

Fig. 1, Taf. 17 giebt eine fahrbare elektrische Kohlenwinde der Gebr. Burgdorf von 100 kg Tragkraft und für belasteten Anlauf des Motors. Das Vorgelege besteht aus einem doppelten Zahnradpaar. Die Wellen desselben laufen in Ringschmierlagern, welche den Seitenblechen des Windengestelles eingesetzt sind. Diese bilden mit einem kräftigen gusseisernen Rahmen das Oberteil der Winde, das auf dem fahrbaren Unterteil gedreht und durch Handschrauben in der gewünschten Richtung eingestellt werden kann. Zur leichteren Drehung ruht das Oberteil auf Kugeln, die in einer Rille des Unterteiles gelagert sind. Als Motor diente in einem Falle ein Drehstrommotor der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin von 7,5 PS bei 1500minutlichen Umdrehungen. Da die betreffende Centrale gross genug war, um einen Motor mit Kurzschlussanker verwenden zu können, so war auch hier nur ein einfacher Schalthebel zum Ein- und Ausrücken vorgesehen. Als Trommel besitzt die Winde zwei Spillköpfe. Dieselben machen eine Bremse unnötig, da wie bei den Handwinden auf S. 83 erwähnt, das Senken der Last durch einfaches Loslassen des ablaufenden Seiltrumes bewirkt werden kann.

In Fig. 2, Taf. 17 ist endlich eine elektrische Kohlenwinde mit Schnecke und Schneckenrad dargestellt, welche dieselbe Firma im Auftrage der Hanseatischen Elektricitäts-Gesellschaft Siemens & Halske, G. m. b. H., in Hamburg für das Linienschiff „Kaiser Karl der Grosse“ lieferte. Die Schnecke ist des besseren Wirkungsgrades wegen zweigängig und bildet mit ihrer Welle, welche zugleich die Ankerwelle des Motors ist, ein Stück. Der letztere ist ein Nebenschlussmotor, der 10 PS bei 1150 Umdrehungen in der Minute leistet und direkt an das Gehäuse geschraubt ist. Die Schneckenwelle läuft in Ringschmierlagern und nimmt den vom Schneckenrade in ihrer Längsachse ausgeübten Druck in zwei Kugellagern auf, die zu beiden Seiten des einen Halslagers angeordnet sind. Das Schneckenrad hat einen Zahnkranz aus Phosphorbronze und läuft mit der Schnecke im Ölbad. Das vollständig geschlossene Gehäuse hält Schmutz und Staub ab. Der Anlasser, wie ihn Fig. 87 zeigt, ist für belasteten Anlauf eingerichtet und ein gewöhnlicher Handanlasser. Die als Trommel dienenden Spillköpfe machen eine Bremse unnötig.

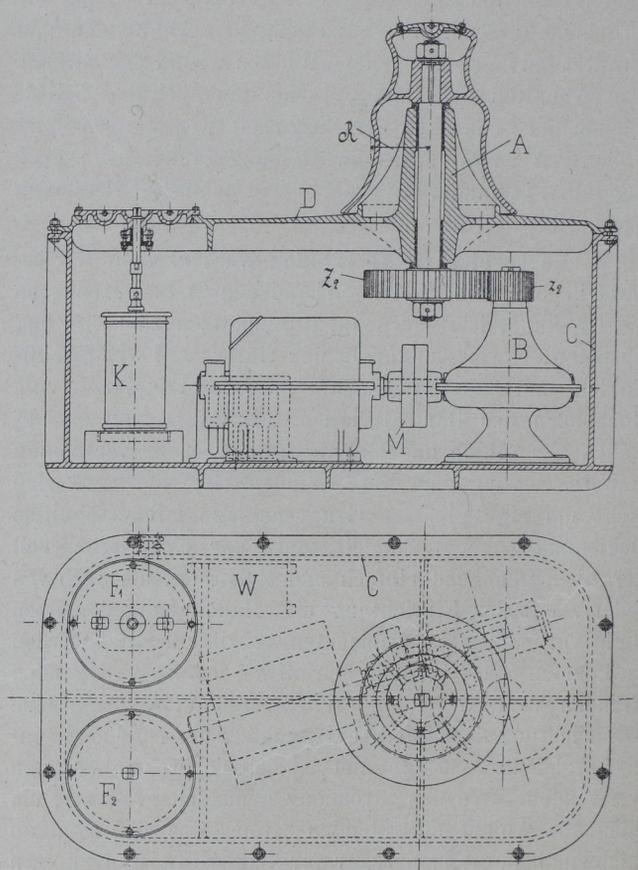
Elektrische Spillwinden erhalten als Vorgelege auch in der Regel eine Schnecke mit Schneckenrad. Die erstere wird wieder wegen der geringeren Arbeits-

Fig. 87.



verluste zweigängig gemacht und bildet mit ihrer Welle die Verlängerung der Motorwelle, das Schneckenrad mit Bronzeshn und Gusseisen- oder Stahlgusskreuz sitzt auf der Welle der vertikalen Spilltrommel. Fig. 1, Taf. 16 giebt die Ausführung eines solchen Spills von der Jünkerather Gewerkschaft in Jünkerath, Fig. 88

Fig. 88.



des Textes eine solche der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin. In Fig. 1, Taf. 16 ist als Vorgelege nur ein Schneckentrieb verwendet, in Fig. 88

des Textes ausser diesem noch ein Zahnradpaar, was bei 2000 kg Zugkraft an der Trommel und den üblichen Geschwindigkeiten nötig wird. Bezüglich der Ausführung dieser beiden Spills ist das Folgende zu bemerken.

Die Spilltrommel ist in Fig. 1, Taf. 16 ein-, in Fig. 88 des Textes zweihäufig. Im letzteren Falle dient der untere, grössere Teil der Trommel für gewöhnlich zur Aufwicklung des Drahtseiles bei normaler Geschwindigkeit, der obere, kleinere Teil wird nur dann dazu benutzt, wenn bei entsprechend geringerer Geschwindigkeit eine höhere Zugkraft ausgeübt werden soll. Löst man (nach dem Abheben eines kleinen Verschlussdeckels in Fig. 88) die obere Mutter der vertikalen Trommelwelle, so kann die Spilltrommel von ihrer Welle abgezogen werden. Die beiden Rotgusslager der letzteren befinden sich in Fig. 1, Taf. 16 in dem Aufsatz A eines runden Gestelles B, welches das Ölbad für das Schneckengetriebe, sowie die beiden Halslager für die Schneckenwelle enthält. Von diesen ist das eine mit Weissmetall ausgegossen und mit der erforderlichen Kugellagerung zur Aufnahme des achsialen Druckes versehen, das andere als Stopfbuchse ausgebildet. In Fig. 88 des Textes dagegen ist der Aufsatz A dem Deckel D des nachher erwähnten Gehäuses C aufgegossen, während das Schneckenrad mit dem Ölbad, den Lagern der Zwischen- und Schneckenwelle von dem Gehäuse B aufgenommen wird. Die Motorwelle ist in beiden Figuren durch eine nachgiebige Kupplung M mit der Schneckenwelle verbunden, das ganze Getriebe einschliesslich des Motors und der Steuerungsteile endlich in einem Gehäuse C untergebracht, das aus einem Stück gegossen ist und mit seinen starken, durch Rippen genügend versteiften Wandungen einen sicheren Schutz gegen das Eindringen von Feuchtigkeit bietet. Der obere Deckel D des Gehäuses, der durch Schrauben und Gummizwischenlage wasserdicht aufgesetzt ist, besitzt zwei Öffnungen  $F_1$  und  $F_2$ , durch welche man zum Getriebe, dem Motor und den Steuerungsteilen gelangen kann, um diese nachzusehen und zu reinigen. Das Gehäuse C wird je nach dem Erdreich, in dem es aufgestellt werden muss, direkt in ein leichteres oder schwereres Fundament eingemauert. Eine besondere Verankerung ist nicht erforderlich.

Als Motor der elektrischen Spills kommen Hauptstrom-, Nebenschluss- und Drehstrommotoren zur Verwendung. Da aber beim Anziehen der Wagen und Schiffe eine bedeutend grössere Zugkraft als während der eigentlichen Fahrt ausgeübt werden muss, jenes auch mit geringerer Geschwindigkeit als diese vor sich gehen soll, so sind die auf S. 15 u. 16 erwähnten Eigenschaften des Hauptstrommotors, nämlich eine grosse Anzugskraft zu entwickeln und mit abnehmender Zugkraft schneller zu laufen, hier besonders wertvoll; der Hauptstrommotor ist deshalb für den Antrieb elektrischer Spills als besonders geeignet anzusehen. Allerdings müssen die Steuerungsteile solcher Hauptstrommotoren nicht nur genügend widerstandsfähig und betriebssicher sein, sondern sich vor allen Dingen auch leicht bedienen lassen, da sonst die Gefahr vorliegt, dass der Motor mit dem Spill beim

Abwerfen des Seiles durchgeht. Mit Rücksicht hierauf ordnet man wohl eine kräftige Bremse an oder versieht den Hauptstrommotor mit Kurzschlussbremsung, wie sie im nächsten Abschnitt bei den elektrischen Lauf- und Drehkränen näher beschrieben ist.

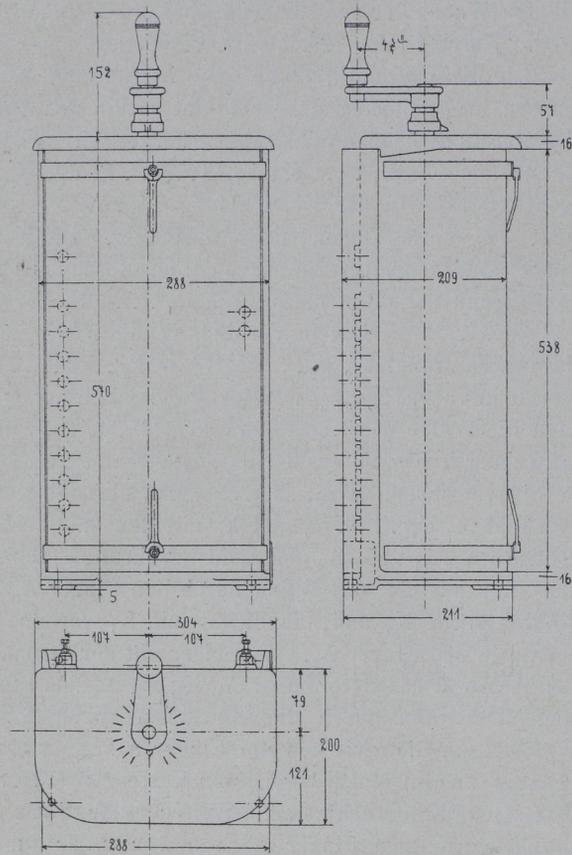
Die Steuerungsteile, bestehend aus Anlasser und Widerstand, werden gewöhnlich in dem Gehäuse der Spills selbst untergebracht, seltener findet man sie an einem besonderen Ort in der Nähe des Spills aufgestellt. Von den verschiedenen Anlassern sei hier zunächst der in Fig. 89 des Textes dargestellte Kontroller der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin erwähnt; Fig. 90 des Textes giebt das Schaltungsschema desselben. Der Kontroller besteht in der Hauptsache aus einer vertikalen Walze, der verschiedene Kontaktstücke aufgesetzt sind. Durch Drehen der Walze vermittelt einer Kurbel werden diese Kontaktstücke mit bestimmten Kontaktfingern in Berührung gebracht und so die den Zwecken des Motors dienenden Schaltungen hergestellt. In Fig. 90 bezeichnen  $K_0, K_1 \dots K_4, k_1, k_2 \dots k_9$  die einzelnen Kontaktstücke in der Abwicklung,  $A_0, A_1 \dots A_4, a_1, a_2 \dots a_9$  die feststehenden Kontaktfinger. Die Kontaktstücke sind doppelt vorhanden, da der Motor nach beiden Richtungen umlaufen muss.  $K_0, K_1 \dots K_4$  bezw.  $K_0', K_1' \dots K_4'$  bewirken in Verbindung mit  $A_0, A_1 \dots A_4$  die Umschaltung,  $k_1, k_2 \dots k_9$  bezw.  $k_1', k_2' \dots k_9'$  im Verein mit  $a_1, a_2 \dots a_9$  die Widerstandsschaltung. Denkt man die Walze des Kontrollers so gedreht, dass die Abwicklung in Fig. 90 aus der dargestellten Mittellage nach rechts verschoben wird, so treten zunächst die Kontaktstücke  $K_0, K_1 \dots K_4$  und  $k_1$  mit den entsprechenden Fingern  $A_0, A_1 \dots A_4$  und  $a_1$  in Berührung. Der Strom tritt nun aus der +Leitung durch den Finger  $A_0$  in das Kontaktstück  $K_0$  und, da dieses mit  $K_1$  verbunden ist, weiter in den Finger  $A_1$ . Von hier geht der Strom durch den Anker M des Motors über  $A_2, K_2, K_3, A_3$  zum Finger  $a_9$  und fliesst nun durch die sämtlichen Widerstände  $w_8, w_7 \dots w_1$ , die zwischen die Finger  $a_9, a_8 \dots a_1$  geschaltet und in einem besonderen Kasten W (Fig. 88 des Textes) untergebracht sind. Weiter gelangt der Strom durch  $k_1, K_4$  zum Finger  $A_4$ , von wo aus er durch die Magnetwicklung F des Motors zur —Leitung des Netzes zurückgeht. Bei weiterer Drehung der Walze bezw. Verschiebung der Abwicklung nach rechts bleibt die Berührung der Kontaktstücke  $K_0, K_1 \dots K_4$  mit ihren Fingern bestehen, nur kommt, wenn die Berührung von  $k_1$  mit  $a_1$  aufhört, der Reihe nach  $k_2$  mit  $a_2$ , dann  $k_3$  mit  $a_3$  und endlich  $k_9$  mit  $a_9$  zusammen, und es werden ebenso der Reihe nach die Widerstände  $w_1, w_2 \dots w_8$  ausgeschaltet, indem der von  $a_9$  kommende Strom durch den Finger, auf dem gerade ein Kontaktstück steht, über dieses letztere und die darunter befindlichen und mit ihm verbundenen Stücke nach  $K_4$  geht. Berührt das oberste Stück  $k_9$  seinen Finger, so ist der ganze Widerstand ausgeschaltet.

Bei entgegengesetzter Drehung der Kontrollerwalze, welche einer Verschiebung der Abwicklung in Fig. 90 aus ihrer Mittellage nach links gleichkommt, bleibt der

Vorgang derselbe, nur wird, da die untere Schiene  $K_0'$  hier mit  $K_3'$  und  $K_1'$  mit  $K_3$  verbunden ist, der Motoranker in umgekehrter Richtung wie im vorigen Falle vom Strom durchflossen, was eine Umkehrung der Drehrichtung des Ankers zur Folge hat. Beim Abstellen des Motors werden zuerst die Widerstände der Reihe nach wieder vorgeschaltet, und dann erst wird der Strom unterbrochen.

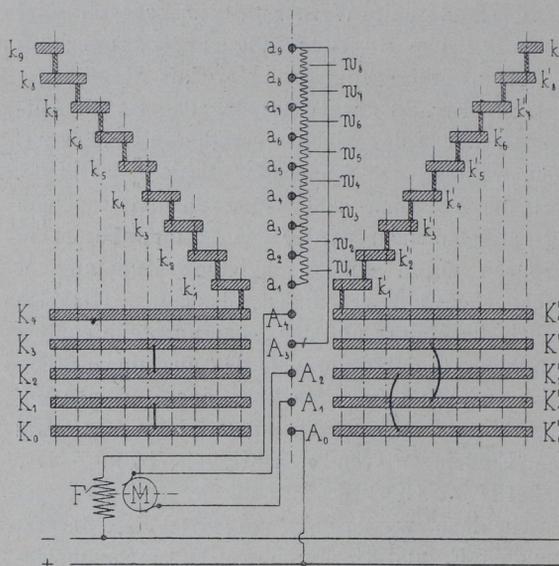
Für alle Kontakte ist bei den vorliegenden Anlassern elektromagnetische Funkenlöschung vorgesehen, da an den einzelnen Kontaktstellen beim Auslösen ziemliche Energiemengen frei werden. Die Wirkung dieser Funkenlöschung

Fig. 89.



Die Esslinger Maschinenfabrik, Abteilung für Elektrotechnik in Cannstadt, benutzt zur Steuerung der elektrischen Spills einen Anlasser mit Kohlenkontakten nach Fig. 91 des Textes. Durch Drehen der steilgängigen Schraubenspindel  $S$  vermittelt eines auf derselben angebrachten Handrades wird hier der Hebel  $H_1$  gehoben. Derselbe enthält die Kohlenkontaktstücke  $k_1, k_2 \dots k_8$ . Ehe das erste von ihnen den federnd befestigten Kohlenstift  $a_1$  berührt, hat eine in der Figur nicht angedeutete Spiralfeder das Ende  $A_2$  des Armes  $H_2$ , der um  $A_3$  drehbar ist und durch die Aufwärtsbewegung der Stütze  $b$  am Hebel  $H_1$  freigegeben wird, in Berührung mit  $A_1$  gebracht.

Fig. 90.



beruht, wie schon auf S. 15 erwähnt, darauf, dass der überspringende Funke durch ein zu ihm senkrechtes Kraftlinienfeld zur Seite gedrängt und durch den mit der Länge des Lichtbogens wachsenden Widerstand zum Erlöschen gebracht wird. Zur Erzeugung des genannten Kraftlinienfeldes wird der Hauptstrom des Motors durch eine Magnetspule geschickt, welche einen Kraftlinienfluss durch einen sich in der Luft schliessenden Weg treibt<sup>1)</sup>. Ist der Anlasser im Gehäuse des Spills untergebracht, so geht die Achse der Kontaktwalze, wie Fig. 88 des Textes zeigt, durch eine Stopfbuchse des Gehäusedeckels und nimmt hier in einer Verlängerung die Kurbel zum Drehen der Walze auf.

Der Strom geht dann von dem + Leiter des Netzes durch den Anker  $M$  des Motors, die Feldwicklung  $F$  desselben nach  $A_4$  und von hieraus durch die sämtlichen Widerstände  $w_7 \dots w_2, w_1$  über  $A_5, A_3, A_2, A_1$  nach dem - Leiter zurück. Kurz darauf trifft  $k_1$  auf  $a_1$  und dann der Reihe nach  $k_2$  auf  $a_2$  usw., wodurch nacheinander die Widerstände  $w_1, w_2$  usw. ausgeschaltet werden. Liegt  $k_8$  an  $a_8$ , so ist der ganze Widerstand ausgeschaltet. Beim Abstellen des Motors werden diese einzelnen Widerstände der Reihe nach wieder vorgeschaltet und schliesslich auch der Strom durch den von der Stütze  $b$  schnell nach unten bewegten Arm  $H_2$  bei  $A_1$  unterbrochen. Die Kohlenkontakte ertragen ohne Gefahr den beim schnellen Abziehen des Hebels  $H_1$  entstehenden Lichtbogen.

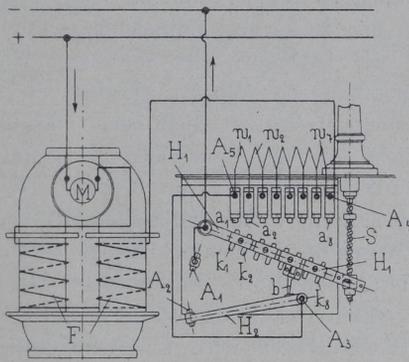
Eine elektrische Winde mit Friktions- und Zahnradvorgelege nach der Ausführung von Alfred Gutmann

1) Näheres hierüber s. Zeitschrift des Ver. deutsch Ingenieure, Jahrgang 1900, S. 271.

11

in Altona zeigt zum Schluss noch Fig. 1, Taf. 15. Die eigentliche Winde ist wie die auf S. 110 beschriebene Transmissionswinde (Fig. 3, Taf. 15) eingerichtet und hat ein Keil- und Zahnräderpaar als Vorgelege. Das letztere, sowie das grosse Keilrad sind ausrückbar durch den Steuerhebel H. Die Welle des kleinen Keilrades ist durch ein zweites Räderpaar  $z_1, Z_1$  und eine elastische Kupplung M mit der Motorwelle verbunden; das kleine Rad  $z_1$  hat ferner Rohhautzähne. Der Motor ist ein Nebenschlussmotor von 6 PS Leistung bei  $n = 1280$  minutlichen Um-

Fig. 91.



drehungen. Da die Last an der Trommel 300 kg bei 0,9 m/Sek. Geschwindigkeit beträgt, so ist der Wirkungsgrad der Winde nach Hauptgl. VI, S. 23, nur zu

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{Q \cdot w}{75 N} = \frac{300 \cdot 0,9}{75 \cdot 6} = 0,6$$

angenommen. Der Motor ist also hinreichend stark, was auch mit Rücksicht darauf geboten ist, dass die Winde zum Fördern beladener Wagen auf geneigter Bahn dient und deshalb der Widerstand beim Anziehen bedeutend grösser als während der Fahrt ist. Eine Centrifugalbremse B auf der Zwischenwelle reguliert den Niedergang der leeren Wagen, wobei der Motor und das Vorgelege bis zum grossen Keilrade hin abgeschaltet wird.

**b) Berechnung.**

Die Seil- oder Ketteneisenstärke  $\Delta$ , sowie der Trommelradius R, soweit dieser nicht der Berichtigung bei der späteren Berechnung des Umsetzungsverhältnisses des Vorgeleges nach Gl. 143a u. b bedarf, folgen auch hier aus den Angaben in § 18 bis 20.

Zu wählen hat man dann bei der vorliegenden Berechnung zunächst die Lastgeschwindigkeit  $w$ . Die Ausführungen weisen natürlich sehr verschiedene Werte von  $w$  auf, und deshalb sind die nachstehenden Angaben nur Mittelwerte, die nach den besonderen Zwecken, denen die Winde zu dienen hat, und je nachdem die Hubhöhe gross oder klein ist, entsprechend zu vergrössern oder zu verkleinern sind.

Bei Dampfwinden für

- Q = 1000 kg . . . . w = 0,15 m/Sek.,
- Q = 2000 kg . . . . w = 0,13 m/Sek.,
- Q = 3000 kg . . . . w = 0,1 m/Sek.,
- Q = 5000 kg . . . . w = 0,05 m/Sek.,

bei Transmissionswinden

- Q = 300 kg . . . . . w = 0,35 m/Sek.,
- Q = 400 bis 600 kg . . . . w = 0,275 m/Sek.,
- Q = 700 bis 1000 kg . . . . w = 0,225 m/Sek.,
- Q = 1000 bis 1500 kg . . . . w = 0,185 m/Sek.,
- Q = 1600 bis 1900 kg . . . . w = 0,166 m/Sek.,
- Q = 2000 bis 3000 kg . . . . w = 0,125 m/Sek.

Bei den elektrischen Winden zeigen die Ausführungen mit leerem Anlauf und darauf folgender Mitnahme des belasteten Vorgeleges durch Reibungskupplung oder Reibungsräder nur wenig grössere Geschwindigkeiten als die gleich belasteten Transmissionswinden. Bei belastetem Anlauf und namentlich genügend grosser Förderhöhe trifft man aber viel grössere Werte, nämlich im Mittel für

- Q = 500 kg . . . . w = 2 m/Sek.,
- Q = 1000 kg . . . . w = 1,5 m/Sek.,
- Q = 2000 kg . . . . w = 1 m/Sek.

Elektrische Spills von 700 bis 800 kg Zugkraft entwickeln beim Anzug  $w = 0,4$  bis 0,8 m/Sek. Geschwindigkeit, während der Fahrt ungefähr doppelt so viel.

Mit Hilfe der Geschwindigkeit  $w$  ergibt sich nun aus Hauptgl. VI auf S. 23 die zum Heben der Maximallast erforderliche Leistung N in PS, sobald der Faktor  $1 + \varphi$  für die Nebenhindernisse geschätzt ist. Als Anhalt hierfür können die bei den Trommelwinden mit Handbetrieb auf S. 84 gemachten Angaben auch hier dienen. Von der Leistung N sind bei Dampf- und elektrischen Winden die Abmessungen des Motors, bei Transmissionswinden die des Riemens abhängig.

Bei Dampfwinden lassen sich die Dimensionen der Zwillingsmaschine in bekannter Weise ermitteln, sobald die für die Maximallast in Frage kommende kleinste Dampfeintrittsspannung gegeben und die mittlere Kolbengeschwindigkeit, sowie die Umdrehungszahl gewählt ist; die letztere beträgt gewöhnlich

$$n = 100 \text{ bis } 200 \text{ i. d. Minute.}$$

Bei elektrischen Winden ergeben die Preislisten der betreffenden Firmen die Abmessungen des Elektromotors, soweit sie für den Entwurf nötig sind, sowie die Umdrehungszahl desselben unmittelbar, wenn die Spannung festliegt und die Frage bezüglich der Zahl der Polpaare, sowie der sonstigen Bauart des Motors entschieden ist.

Bei Transmissionswinden endlich folgt die Dicke  $\delta$  und Breite  $\beta$  des Riemens, nachdem für die Riemscheibe an der Winde der Radius zu

$$a = 175 \text{ bis } 300 \text{ mm}$$

und die Umdrehungszahl zu

- $n = 75$  bis 150 bei Zahnrädervorgelege,
- $n = 150$  bis 300 bei Keilrädervorgelege,
- $n = 250$  bis 350 (400) bei Schnecke und Schneckenrad

gewählt ist, aus

$$\delta \cdot \beta = \frac{P}{k} = 71620 \frac{N}{a \cdot n \cdot k} \dots \dots 142$$

mit  $\delta = 0,4$  bis 0,7 cm und  $k = 12$  bis 15 kg/qcm.

Zur Bestimmung des erforderlichen Übersetzungsverhältnisses des Vorgeleges kann weiter die Gl. 49

und 52 auf S. 37 bzw. 38 benutzt werden, welche mit

$$c = \frac{2a\pi \cdot n}{60} \quad \begin{matrix} R & z \\ a & z \end{matrix}$$

für Zahn- und Reibungsräder in

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right) = \frac{R\pi \cdot n}{30w} = \frac{c}{w} \quad 143a$$

für Schnecke und Schneckenrad in

$$\left(\frac{Z_1}{m}\right) = \frac{R\pi \cdot n}{30w} \quad 143b$$

mit R in Metern übergeht. Das berechnete Verhältnis

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right)$$

ist nun, wie schon bei den Winden mit Handbetrieb angegeben, in soviel Faktoren zu zerlegen, als Räderpaare genommen werden sollen, wobei die Übersetzung des einzelnen Räderpaares nicht grösser als 8 oder ausnahmsweise 10 sein darf. Mit der Zähnezah der kleinen Räder, die man hier zweckmässig nicht unter 12 bis 15 nimmt, folgt dann auch die Zähnezah der grossen Räder; bei Schneckenrieben ergibt sich die Zähnezah  $Z_1$  des Rades mit Hilfe der Gangzah m der Schnecke.

Es bedarf natürlich in jedem Falle der besonderen Überlegung des Konstrukteurs, wie die Grössen R, w und n zu berichtigen sind, damit die Rechnung passende Resultate für die Ausführung ergibt.

Bei Dampfwinden ist ferner zu kontrollieren, ob der Dampfdruck auf den einen Kolben der Zwillingsmaschine bei der Totlage des anderen im stande ist, die Maximallast anzuheben; das hierfür erforderliche Drehmoment im Beharrungszustande

$$M_d = 71620 \frac{N}{n}$$

muss für den Anlauf genügend unter dem Moment des fraglichen Dampfdruckes bleiben.

Von den Zahnrädern der Trommelwinden mit Elementarkraftbetrieb sind diejenigen, welche einer mehr oder weniger dauernden Drehung und Kraftübertragung unterliegen, schon als Arbeitsräder in dem Sinne v. Bachs anzusehen. Bei der Berechnung ihrer Teilung ist deshalb nicht nur der Festigkeit der Zähne zu genügen, sondern vorwiegend darauf Rücksicht zu nehmen, dass der Verschleiss innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt. Für den letzteren Umstand gilt mit

b als Zahnbreite und

t als Zahnteilung, sowie

k als Erfahrungskoeffizient für die zulässige Flächenpressung

die Beziehung

$$P = k \cdot b \cdot t,$$

aus der für  $P = \frac{M_d}{r} = \frac{2\pi \cdot M_d}{z \cdot t}$  mit  $M_d$  als zu übertragendes Drehmoment

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot M_d}{z \cdot k} \frac{t}{b}} \quad 144$$

folgt. Für Gusseisenzähne kann bei n minutlichen Umdrehungen eines Rades und bezogen auf cm nach v. Bach<sup>1)</sup>

1) S. „v. Bach, Die Maschinen-Elemente“, Verlag von Adolf Bergsträsser, Stuttgart.

$$k = 20 - \sqrt{n}$$

gesetzt werden. Die Zahnweite b ist gewöhnlich 2,5t bis 3,5t. Stahlgusszähne können in der Teilung um ein Drittel schwächer als die entsprechenden Gusseisenzähne gehalten werden. Für  $M_d$  gelten die auf S. 85 angegebenen Werte mit

$$P \cdot a = 71620 \frac{N}{n}$$

Die der Trommel näheren Räder der vorliegenden Winden unterliegen der obigen Bedingung wegen ihrer geringen Umdrehungszahlen weniger; das Gleiche gilt für alle diejenigen Räder, die nur beim Lastheben und -senken an der Bewegung teilnehmen. Für alle diese Räder hat die häufigere oder seltenere, längere oder kürzere Benutzung der Winden darüber zu entscheiden, ob die Zähne der Festigkeit allein oder mehr oder weniger der Rücksicht auf den Verschleiss zu genügen haben. Im ersteren Falle wird man die Teilung nach Gl. 118a auf S. 85 bemessen, wobei den grösseren Werten dieser Gleichung wegen des Elementarkraftbetriebes der Vorzug zu geben ist; im letzteren Falle ist die Gl. 144 bis zu dem gewünschten Grade als massgebend zu erachten.

Für Rohhauträder wird  $k = 4$  bis 8 kg/qcm und noch mehr als zulässig angegeben.

Bei Schneckenrädern, wo den Gl. 113a u. b auf S. 75 wieder hinsichtlich der Grösse des Zahnfeldes zu genügen ist und b die Breite am Zahnfusse bezeichnet, findet man, wenn die Schnecke wie gewöhnlich aus Flussstahl, die Zähne des Rades aus Bronze bestehen,  $k = 30$  bis 40 kg/qcm.  $M_d$  ist hier gleich  $(1 + \varphi_t) Q \cdot R$ .

Für Keilräder bestimmt sich die Kraft N, mit welcher dieselben senkrecht zu ihren Wellen gegeneinander gepresst werden müssen, damit sie die Umfangskraft

$$D = \frac{M_d}{r}$$

übertragen, in derselben Weise, wie dies auf S. 91 für die entsprechende Backenbremse gezeigt ist, nämlich zu

$$N \geq D \left( \frac{\sin \beta}{\mu} + \cos \beta \right).$$

Gewöhnlich setzt man  $\mu$  der Sicherheit wegen nur gleich 0,1 für die trockenen Laufflächen. Der Keilwinkel  $2\beta$  beträgt 20 bis 30°. Hiermit ergibt sich für

$$2\beta = 20^\circ \dots N \geq 2,72 D,$$

$$2\beta = 25^\circ \dots N \geq 3,14 D,$$

$$2\beta = 30^\circ \dots N \geq 3,55 D.$$

Für die Zahl der Keilrillen, welche die Kraft D verlangt, setzt v. Bach mit Rücksicht auf die zulässige Flächenpressung in den Rillen für die meist gebräuchlichen Verhältnisse der letzteren

$$z = \frac{1}{18} D \text{ bis } \frac{1}{30} D.$$

Da aber selten mehr als 5 bis 6 Rillen angeordnet werden, so findet man z in der Praxis für grössere Kräfte meistens kleiner, die Flächenpressung also höher genommen.

Die Wellen der vorliegenden Winden können, wenn die Räder in der Nähe der Lager sitzen und keine besonderen Kräfte einwirken, wieder auf Verdrehung allein

bei einem 20 prozentigen Zuschlag für die Biegebbeanspruchung berechnet werden. Es gilt dann die Gl. 119 auf S. 85, in welche wir aber wegen der Schwankungen, denen das Drehmoment bei Elementarkraftbetrieb unterworfen ist,

- $k_d = 160 \text{ kg/qcm}$  für Schweisseisen,
- $k_d = 280 \text{ kg/qcm}$  für Flusseisen,
- $k_d = 400 \text{ kg/qcm}$  für Flusstahl

setzen. Mit diesen Werten folgt für den Durchmesser der Wellen aus

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schweisseisen} \\ \text{Flusseisen} \\ \text{Flusstahl} \end{array} \right\} \begin{array}{l} d = 0,38 \sqrt[3]{M_d} \\ d = 0,31 \sqrt[3]{M_d} \\ d = 0,28 \sqrt[3]{M_d} \end{array} \dots \dots \dots 145$$

Für alle Wellen dagegen, bei denen die Räder und Scheiben nicht in der Nähe der Lager sitzen oder die durch besondere Kräfte stark auf Biegung beansprucht werden, ist der Durchmesser nach Gl. 120 auf S. 86 mit den dort angegebenen Werten von  $k_b$  zu berechnen.

Für die Kugellager der Schneckenwellen kann nach den Versuchen von Stribeck<sup>1)</sup> die Belastung einer Kugel vom Durchmesser  $\delta_0$  zu

$$p = 3\delta_0^2 \text{ bis } 5\delta_0^2 \text{ } (\delta_0 \text{ in Achtelzoll engl.})$$

oder

$$p = 30\delta_0^2 \text{ bis } 50\delta_0^2 \text{ } (\delta_0 \text{ in cm})$$

für ebene, kegelförmige und cylindrische Laufflächen angenommen werden. Für Laufrinnen, deren Krümmungsradius  $0,65\delta_0$  (wie in Fig. 58 auf S. 58) ist, soll nach anderen Angaben

$$p = 100\delta_0^2 \text{ } (\delta_0 \text{ in cm})$$

zulässig sein. Der achsiale Druck, den die Schneckenwelle auf die Kugeln ausübt, berechnet sich annähernd zu

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

mit

$M_d = 71620 \frac{N}{n}$  als Drehmoment der Schneckenwelle,

$r_1$  als mittlerem Radius,

$\alpha$  als mittlerem Steigungswinkel der Schneckengänge und

$\rho = 6^\circ$  als Reibungswinkel.

Bei gleichmässiger Verteilung des Druckes  $D_0$  auf die sämtlichen Kugeln eines Lagers würde die erforderliche Zahl der Kugeln sich aus

$$z = \frac{D_0}{p}$$

ergeben. Nach den Versuchen von Stribeck an Traglagern war

$$D_0 = \frac{z \cdot p}{5},$$

1) S. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 1421.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

also

$$z = \frac{5 D_0}{p}$$

$z$  beträgt gewöhnlich 10 bis 18 für einen Laufring.

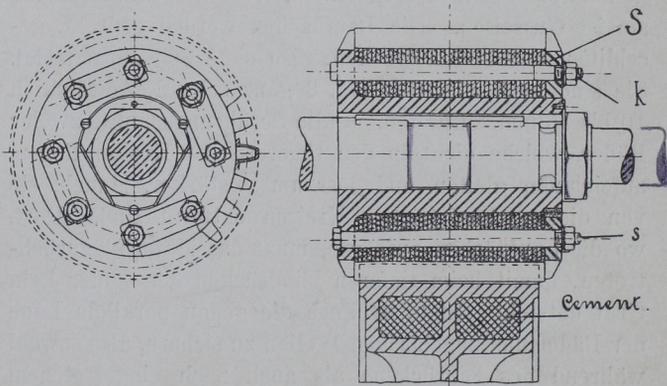
### c) Konstruktion und Herstellung.

Trommelwinden mit Elementarkraftbetrieb bedürfen wegen der grösseren Kräfte und Geschwindigkeiten, unter denen sie arbeiten, einer weit sorgfältigeren Konstruktion und Herstellung als die entsprechenden Winden für Handbetrieb. Die nachstehenden allgemeinen Angaben beziehen sich zunächst auf elektrische Winden, gelten aber auch mehr oder weniger für Dampf- und Transmissionswinden.

Als Lastorgan sind bei den vorliegenden Winden vorzugsweise Drahtseile wegen ihrer auf S. 45 angeführten Vorteile zu wählen. Je lebhafter der Betrieb ist, desto geringer sind die Seile zu beanspruchen und desto grösser ist der Trommelradius zu nehmen. Wenn möglich, soll der letztere in keinem Falle weniger als das 250fache der Drahtstärke betragen. Die Trommel muss sauber eingedrehte Nuten für das Seil erhalten, deren Profil sich dem Seil thunlichst anzupassen hat.

Von den Zahnrädern der Winden mit Elementarkraftbetrieb sind alle diejenigen, welche wegen ihrer grösseren Geschwindigkeit und ihres mehr oder weniger andauernden Ganges als Arbeitsräder anzusehen und dementsprechend in ihrer Teilung zu dimensionieren sind, in den Zähnen sauber auf Spezialmaschinen zu bearbeiten. Als Verzahnung dieser Räder empfiehlt sich Cykloiden-

Fig. 92.



verzahnung, die bessere Arbeitsverhältnisse liefert und deren Zähne dem Verschleiss weniger unterliegen als Evolventenzähne. Die Räderpaare sind aber mit Rücksicht auf möglichst günstige Eingriffsverhältnisse immer als Einzelräder, nicht als Satzräder zu konstruieren. Das Material der Räder ist gewöhnlich noch Gusseisen; für alle stärker belasteten Räder dagegen ist besser Stahlguss zu nehmen. Rohhautzähne, die wegen ihres guten und geräuschlosen Ganges bei den hohen Umdrehungszahlen des elektrischen Betriebes allgemein als Antriebsritzel des Motors Verwendung finden, werden aus hierzu besonders vorgerichteter Rohhaut mit Benutzung eines

Bindemittels unter starkem Druck zusammengepresst. Der Rohhautkörper darf, da er sonst durch Temperatur- und Feuchtigkeitseinflüsse leicht lose wird, nicht unmittelbar auf der Welle sitzen. Er muss vielmehr nach Fig. 92<sup>1)</sup> des Textes vermittelt einer Metallbuchse auf der Welle befestigt werden. Durch die Spanschrauben *s* wird der Körper auf die Buchse gepresst, genau eingepasste Bolzen *k* dienen zur Kraftübertragung. Die vordere Scheibe *S* ist verbohrt. Der Kranz des in das Rohhautritzel eingreifenden Rades kann nach Fig. 92 hohl gegossen und zur Vermeidung des Tönens mit Cementguss gefüllt werden. Für starke Kräfte empfehlen sich auch Räder mit Winkelzähnen wegen ihres geräuschlosen, ruhigen Arbeitens.

Die Zähnezahl der kleinen Räder wird vorteilhaft nicht unter 12, wenn möglich nicht unter 15 genommen. Die Teilung *t* soll nicht unter  $6\pi$ , oder besser nicht unter  $7\pi$  sein, die Zahnbreite aller Arbeitsräder betrage 2,5 *t* bis 3,5 *t*. Das in das Rohhautritzel des Elektromotors greifende Zahnrad soll nicht zu gross, die Übersetzung des ersten Räderpaares also beschränkt werden, da sonst beim Anlauf Stösse entstehen, welche namentlich den Stromverbrauch ungünstig beeinflussen. Überhaupt ist die Gesamtübersetzung des mehrfachen Vorgeleges so zu zerlegen, dass die dem Motor näheren Räderpaare die kleineren, die der Trommel näheren die grössere Übersetzung erhalten, damit die grössten und schwersten Räder bei möglichst kleiner Geschwindigkeit einen möglichst geringen Massenwiderstand während des Anlaufes darbieten.

Keilräder verlangen, soll der Betrieb ein befriedigender werden und der Verschleiss in den zulässigen Grenzen bleiben, ganz besonders sorgfältige Herstellung, namentlich bei mehreren Rillen. Das beste Material für sie ist Gusseisen. Die Laufflächen werden gedreht, geschliffen und laufen trocken, also ohne Schmiermaterial. Sie sind nach Fig. 6a, Taf. 8 ganz schmal, gewöhnlich 10 bis 15 mm, zu halten, da alle Berührungspunkte zweier Räder, welche nicht in den theoretischen Kreisen liegen, aufeinander gleiten, und dass um so stärker, je mehr sie von diesen theoretischen Kreisen entfernt sind. Dort, wo die Laufflächen aufhören, muss das Material zurücktreten, damit beim tieferen Eindrücken der Räder kein Grat entsteht. Stets ist auch die genau parallele Lage der Räder und zugehörigen Wellen zu sichern, also sowohl während des Einrückens als auch nach eingetretenem Verschleiss.

Zu den Wellen der Zahn- und Keilrädervorgelege ist möglichst Flussstahl zu nehmen. Auf genügende Stärke der Wellen ist namentlich bei Keilrädern zu achten, damit die unbedingt erforderliche parallele Lage dieser Räder nicht durch Durchbiegungen der Wellen aufgehoben wird. Alle Wellen mit grösserer Umdrehungszahl laufen zweckmässig in nachstellbaren Rotgusschalen mit Ringschmierung.

Bei den Schneckenrieben ist die Schnecke mit ihrer Welle aus bestem Stahl zu schmieden, der Zahn-

kranz des Schneckenrades in Phosphorbronze zu giessen und, sobald der Radius des Rades gross genug ist, einem Armkreuz aus Gusseisen oder Stahlguss nach Fig. 1c, Taf. 16 aufzusetzen. Die Herstellung der Schnecke mit ihrem Rade erfordert besonders sorgfältige Arbeit und präzise Werkzeuge. Die Gewindegänge der Schnecke sind nach dem Schneiden zu härten und zu schleifen, die Zähne des Rades mit der Wurmfräse auszuarbeiten. Vor der wirklichen Benutzung müssen sich die Arbeitsflächen genügend einlaufen. Die Lager der Schneckenwelle erhalten zweckmässig Ringschmierlager, das ganze Getriebe soll im Ölbade laufen. Der achsiale Druck der Schneckenwelle ist durch Kugellager nach beiden Richtungen aufzunehmen, wenn auch der Lastzug die Welle vorwiegend nur nach der einen Seite drückt. Die Kugellager müssen leicht zugänglich und gegen das Eindringen von Staub, Schmutz und anderen Körpern geschützt sein. Das zugeführte Öl muss auch an den Laufflächen gehalten werden, beim Herausnehmen der Welle sollen die Kugeln, wenn möglich, nicht herausfallen. Genau gleicher Durchmesser, saubere Politur und Glashärte der Kugeln sind unbedingt erforderlich. Die Stahlplatten oder -ringe, zwischen denen die Kugeln laufen, sind ebenfalls zu härten und erhalten am besten Rillen, die nach einem Radius gleich dem 0,65fachen Kugeldurchmesser ausgehöhlt sind.

Die Schnecke ist stets zwei- oder dreigängig, die Zähnezahl des Schneckenrades nicht unter 30 zu nehmen.

Bezüglich des Motors ist hier auf die schon früher erwähnten Vorteile langsamlaufender Elektromotoren hinzuweisen. Sie liefern geringere Reibungs- und Massenwiderstände sowohl für den Motor als auch für das Vorgelege. Mit dem letzteren ist die Motorwelle durch eine bewegliche Kupplung zu verbinden, durch welche Ungenauigkeiten in der Montage ausgeglichen und die einzelnen Teile des Vorgeleges beim Anlauf und Abstellen geschont werden. Ausführungen solcher Kupplungen werden in den nächsten Abschnitten besprochen.

Bei den Anlässern der Elektromotoren ist vor allen Dingen grösste Betriebssicherheit anzustreben. Deshalb sind feine Konstruktionen mit hohen spezifischen Strombeanspruchungen in den Kontakten niemals zu verwenden. Auch auf bequeme Zugänglichkeit und leichte Auswechslung aller mit der Zeit zu ersetzenden Teile ist Bedacht zu nehmen.

### Beispiele.

1. Wie berechnen sich die Hauptverhältnisse des Dampfkabels in Fig. 1, Taf. 14? Derselbe ist für 15000 kg Maximallast bestimmt, als Lastorgan dient ein Gussstahldrahtseil.

Wir ermitteln zunächst die Verhältnisse des Drahtseiles. Nach den Angaben auf S. 46 soll die Gesamtspannung in einem solchen für tote Lasten 3000 kg/qcm nicht übersteigen. Darnach würden sich aber bei den gebräuchlichen Drahtstärken Drahtzahlen ergeben, die von den Seilfabriken nicht mehr in einem Seil vereinigt werden. Wir müssen deshalb einen höheren Wert als die angegebene Grenzspannung zulassen, was um so eher erlaubt ist, als die vorliegenden Kabel nur selten bis zur Maximallast belastet werden. Wir gestatten  $k_z = 3500$  kg/qcm und wählen eine Drahtstärke

1) Nach „O. Lasehe, der elektrische Antrieb mittels Zahnradübertragung“, Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1899.

$\delta = 2$ , sowie einen Trommelradius  $R = 500$  mm. Dann wird für  $S = Q = 15000$  kg nach Gl. 68 auf S. 46

$$\frac{Q}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} = 3500 - 400000 \frac{2}{500} = 1900$$

und die Drahtzahl

$$i = \frac{15000 \cdot 1}{0,2^2 \frac{\pi}{4} 1900} = \sim 250.$$

Felten & Guilleaume in Mülheim a/Rhein fertigen Kabelseile von  $i = 252$  Drähten bei der gewählten Drahtstärke. Der Seildurchmesser ist

$$\Delta = 57 \text{ mm,}$$

die Bruchlast bei Verwendung von Gussstahldraht von 12000 kg/qcm Zugfestigkeit 95000 kg. Gegen Zugbeanspruchung allein würde somit das Seil bei angehängter Maximallast eine

$$\frac{95000}{15000} = 6,33 \text{ fache}$$

Sicherheit bieten.

Die beiden cylindrischen Trommeln des Dampfkabels werden von dem Drahtseil 12 mal zur Hälfte umschlungen. Nimmt man den Reibungskoeffizient  $\mu = 0,18$  an, so muss gemäss der auf S. 108 angegebenen Gleichung die Spannung im ablaufenden Trum, soll ein Gleiten des Seiles vermieden werden,

$$S_2 \geq 15000 \frac{1}{e^{0,18 \cdot \pi \cdot 12}} \text{ oder } \sim 17 \text{ kg}$$

betragen. Diese wird, da 1 m Seil 8,7 kg wiegt, schon durch das Gewicht von 2 m Seil erzeugt.

Um die Hauptabmessungen der Zwillingsdampfmaschine zu erhalten, ist zunächst die Lastgeschwindigkeit  $w$  und der Wert  $1 + \varphi$  in Hauptgl. VI auf S. 23 festzustellen bzw. zu schätzen. Wir wählen  $w = 0,05$  m/Sek. und haben bei 3fachem Vorgelege

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)^3$$

zu nehmen, wobei für  $\varphi_2$  der Mittelwert 0,09 gilt.  $\varphi_1$  ist, wenn wie im vorliegenden Falle die Seilspannungen durch sich berührende Scheiben  $m$ ,  $m$  und  $m_1$ ,  $m_1$  aufgehoben werden und nicht auf die Zapfen kommen, soweit die Zapfenreibung in Frage tritt, nicht grösser als bei gewöhnlicher Trommel mit festgelegtem Seilende. Wegen des grossen Seildurchmessers, der gegeneinander versetzten Rillen und des nicht zu grossen Trommelradius  $R$  aber soll der Sicherheit wegen  $\varphi_1$  zu 0,1 angenommen werden, womit dann

$$1 + \varphi = 1,1 \cdot 1,09^3 = \sim 1,425$$

und

$$\eta = \frac{1}{1,425} = \sim 0,7$$

folgt. Weiter erhält man nun unter Vernachlässigung der Gegenspannung  $S_2$  aus Hauptgl. VI die Nutzleistung der Dampfmaschine zu

$$N = 1,425 \frac{15000 \cdot 0,05}{75} = 14,25 \text{ PS.}$$

Setzt man als kleinste absolute Eintrittsspannung hinter dem Kolben der Maschine 4, als hindernde Spannung vor demselben 1,15 kg/qcm fest und entscheidet sich für eine mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v = 1,35$  m/Sek., so folgt bei einer Füllung von 0,5 mit den Koeffizienten 0,773 und 1,15 für die mittlere Hinter- bzw. Vorderdampfspannung, sowie einem Wirkungsgrad von 0,7 der nutzbare Querschnitt eines Cylinders in bekannter Weise zu

$$O = \frac{14,25 \cdot 75}{2(0,773 \cdot 4 - 1,15 \cdot 1,15) 1,35 \cdot 0,7} = \sim 320 \text{ qcm,}$$

oder bei 6 qcm Zuschlag für den halben Querschnitt der einseitigen Kolbenstange, die Cylinderbohrung zu  $D = \sim 20,4$  cm. Die Ausführung zeigt

$$D = 209 \text{ mm.}$$

Um weiter den Kolbenhub  $2a$  zu bekommen, ist die Umdrehungszahl  $n$  der Maschine anzunehmen; dabei ist zu berücksichtigen, dass von  $n$  neben  $R$  und  $w$  auch das Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges abhängig ist. Wählen wir  $n = 130$ , so folgt aus der Beziehung

$$2(2a)n = 60v$$

$$2a = \frac{30v}{n} = \frac{30 \cdot 1,35}{130} = 0,311 \text{ m,}$$

während in der Ausführung

$$2a = 315 \text{ mm}$$

ist. Berechnen wir dann das Übersetzungsverhältnis aus Gl. 143a auf S. 116, so erhalten wir mit  $R$  in m

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,5\pi \cdot 130}{30 \cdot 0,05} = \sim 136$$

in naher Übereinstimmung mit der Ausführung, die mit den Zähnezahlen

$$z_1 = 15, Z_1 = 87, z_2 = 15, Z_2 = 87, z_3 = 15, Z_3 = 60$$

des dreifachen Vorgeleges

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1 \cdot Z_2 \cdot Z_3}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3} = \frac{87 \cdot 87 \cdot 60}{15 \cdot 15 \cdot 15} = 134,56^1)$$

ergiebt.

Zu kontrollieren bleibt, ob bei diesem Übersetzungsverhältnis der Dampfdruck des einen Kolbens bei der Totlage des anderen im stande ist, die Maximallast anzuheben. Der Dampfüberdruck des einen Kolbens, dessen Kurbel dann senkrecht zur Hubrichtung steht und der demnach während des Hinlaufes (Schubstangenlänge gleich dem 5fachen Kurbelradius) den 0,55fachen Teil seines Hubes zurückgelegt hat, dürfte bei 0,5 Füllung ca.

$$(0,9 \cdot 4 - 1,15) \frac{20,9^2 \pi}{4} = 840,5 \text{ kg}$$

betragen und also ein Moment

$$840,5 \cdot a = 840,5 \frac{31,5}{2} = \sim 13238 \text{ kgcm}$$

ausüben. Das zum Heben der Maximallast im Beharrungszustande nötige Moment ist nur

$$M_d = 71620 \frac{14,25}{130} = 7942 \text{ kgcm}$$

und bleibt genügend unter dem obigen Kraftmoment.

Die ersten Zahnradpaare, deren kleine Räder auf der Kurbelwelle sitzen, haben nach den Angaben auf S. 85 u. 116 ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 P \cdot a = 0,92 \cdot 71620 \frac{14,25}{130} = \sim 7225 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Als Arbeitsräder angesehen, müssten dieselben nach Gl. 144 auf S. 116 mit  $z = z_1 = 15$ ,  $\frac{t}{b} = \frac{1}{2}$  und

$$k = 20 - \sqrt{130} = 8,6$$

unter der Annahme, dass beide Räderpaare gleichmässig<sup>2)</sup> an der Kraftübertragung teilnehmen, eine Teilung

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 7225 \cdot 1}{8,6 \cdot 15 \cdot 2}} = \sim 4,45 \text{ cm}$$

erhalten. Nach der Ausführung ist (also für Gusseisen noch genügend)

$$t_1 = 45,89 \text{ mm, } b_1 = 2t_1 = \sim 92 \text{ mm,}$$

$$r_1 = \frac{15 \cdot 45,89}{2\pi} = 109,5 \text{ mm, } R_1 = \frac{87 \cdot 45,89}{2\pi} = 635,5 \text{ mm.}$$

Die beiden nächsten Räderpaare, welche die Zwischenwellen verbinden, haben ein Drehmoment

$$M_d = 0,84 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} = 0,84 \cdot 71620 \frac{14,25 \cdot 87}{130 \cdot 15} = \sim 38250 \text{ kgcm}$$

1) Bei diesem Übersetzungsverhältnis und 130 Umdrehungen der Kurbelwelle wird  $w$  etwas grösser, als angenommen.

2) In Gl. 144 ist hierfür  $\frac{M_d}{2}$  anstatt  $M_d$  einzuführen.

zu übertragen. Als Krafräder müssten sie nach Gl. 118a auf S. 85, wieder unter der Voraussetzung, dass beide Räderpaare gleichmässig an der Kraftübertragung teilnehmen, für  $z = z_2 = 15$  und  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Stahlguss) zulässige Spannung eine Teilung

$$t_2 = 0,42 \sqrt[3]{\frac{38250}{2 \cdot 15}} = 4,58 \text{ cm}$$

erhalten. Die Räder haben dieselbe Teilung wie die vorhergehenden, nur ist die Breite hier  $b_2 = 120 \text{ mm}$ ; diese kommt aber wegen der Gefahr eines Zahnbruches über Eck nicht in betracht.

Die letzten Räderpaare endlich, die aus zwei Ritzeln mit vier grossen Rädern bestehen, haben das Drehmoment der 2. Zwischenwelle nach den beiden Trommelwellen zu übertragen. An die grossen Räder einer jeden Trommelwelle geben somit die beiden Ritzel ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{2} 0,77 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{1}{2} 0,77 \cdot 71620 \frac{14,25}{130} \frac{87}{15} \frac{87}{15} \\ = \sim 101700 \text{ kgcm}$$

ab. Bei gleichmässiger Verteilung desselben auf beide Räderpaare verlangt Gl. 118a auf S. 85 für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Stahlguss) zulässige Spannung und  $z = z_3 = 15$  eine Teilung von mindestens

$$t_3 = 0,42 \sqrt[3]{\frac{101700}{2 \cdot 15}} = \sim 6,51 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt bei einer Breite von nur 121 mm

$$t_3 = \mathbf{65,386 \text{ mm,}}$$

womit sich die Teilkreisradien zu

$$r_3 = \frac{15 \cdot 65,386}{2\pi} = \mathbf{156 \text{ mm,}} \quad R_3 = \frac{60 \cdot 65,386}{2\pi} = \mathbf{624 \text{ mm}}$$

ergeben.

Bei der nicht ausgeschlossenen Möglichkeit, dass nur eins der beiden Räderpaare zwischen zwei Wellen des Vorgeleges das ganze Drehmoment zu übertragen hat, steigt bei den Räderpaaren  $z_2, Z_2$  und  $z_3, Z_3$  die Materialspannung allerdings, wie sich leicht feststellen lässt, bis auf nahezu 1200 kg/qcm, wenn die Maximallast an der Winde hängt.

Die Bremscheibe des Dampfkebels hat einen Radius  $r_b = 600 \text{ mm}$ , das zu bremsende Moment beträgt bei angehängter Maximallast und bei Vernachlässigung der Spannung im ablaufenden Seiltrum

$$M_d = \frac{1}{1,1} Q \cdot R = \sim 0,9 \cdot 15000 \cdot 50 = 675000 \text{ kgcm,}$$

wenn 10 Prozent für die Widerstände gerechnet werden, welche sich der Drehung der Trommelwelle durch die Last im Windwerk entgegensetzen. Bei Holzbekleidung des Bremsbandes folgt aus Gl. 123 auf S. 89 mit  $\mu = 0,4$  und  $\frac{\alpha}{2\pi} = 0,75$  Umschlingungswinkel die Spannung in den Bandenden zu

$$t = \frac{675000}{60(e^{0,4 \cdot 1,5\pi} - 1)} = \sim 2012 \text{ kg,}$$

$$T = 2012 \cdot e^{0,4 \cdot 1,5\pi} = 13251 \text{ kg.}$$

Nach der Zeichnung scheint das Band eine Breite von  $\beta = 120 \text{ mm}$  zu haben; bei  $\delta = 8 \text{ mm}$  Dicke desselben würde sich dann eine Zugspannung von

$$k_z = \frac{T}{\beta \cdot \delta} = \frac{13251}{12 \cdot 0,8} = \sim 1380 \text{ kg/qcm}$$

ergeben, die nur — wie überhaupt die ganze Ausführung darauf hinweist — bei sehr seltener Benutzung der Winde für die Maximallast noch als zulässig angesehen werden kann. Das breite Band bedarf zum Abheben besonderer Federn, wie sie in der Figur angeordnet sind, oder muss an der rechten Seite in einem Scharnier gestützt werden.

Der Bremshebel erfasst die beiden Bandenden nach Art der Summenbremsen in zwei gleichen Hebelarmen  $a = b = 75 \text{ mm}$  und wird im Abstände  $l = 500 \text{ mm}$  von seinem Drehpunkte

durch eine Schraubenspindel bethätigt. Der Druck, den die letztere auf die Mutter des Hebels zu übertragen hat, muss somit nach Gl. 127 auf S. 90

$$K = \frac{(2012 + 13251) 7,5}{50} = \sim 2290 \text{ kg}$$

sein. Er bildet die Maximallast der Schraubenspindel. Besteht die letztere aus Flusseisen, so dürfte sich nach Gl. 134 auf S. 105 für  $Q = K = 2290 \text{ kg}$  ein Kernquerschnitt von

$$(2R_i)^2 \frac{\pi}{4} \geq \frac{2290}{400} \text{ oder } \geq 5,725 \text{ qcm}$$

oder ein Kerndurchmesser von

$$2R_i \geq 2,7 \text{ cm}$$

empfehlen. Wählen wir

$$2R_i = \mathbf{30 \text{ mm}}$$

und den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie  $\alpha = 4^{\circ}30'$ , so muss bei quadratischem Querschnitt der Gewindegänge nach Gl. 135 auf S. 105 der mittlere Gewinderadius

$$R = \frac{30}{2 - \pi \cdot \text{tg } 4^{\circ}30'} = \sim \mathbf{17 \text{ mm,}}$$

die Gewindetiefe

$$t = 2(17 - 15) = \mathbf{4 \text{ mm,}}$$

die Ganghöhe

$$h = 2t = \mathbf{8 \text{ mm}} \text{ oder } \frac{5}{16} \text{ Zoll engl.,}$$

der äussere Gewindedurchmesser

$$2R_a = 30 + 8 = \mathbf{38 \text{ mm}}$$

betragen.

Zum Drehen der Schraubenspindel dient ein Handrad von  $a = 400 \text{ mm}$  Durchmesser. Die Kraft, mit welcher der Wärter durch seine beiden Hände dieses Rad beim Bremsen der Maximallast anzuziehen hat, folgt aus Gl. 137 auf S. 105, wenn der Wert  $1 + \varphi$  der daselbst angegebenen Tabelle zu 2,75 entnommen wird, für  $Q = K = 2290 \text{ kg}$  zu

$$P = 2,75 \frac{2290 \cdot 1,7}{40} \text{tg } 4^{\circ}30' = \sim 21 \text{ kg.}$$

2. Für eine Maximallast von 1000 kg und eine Geschwindigkeit von 0,35 m/Sek. ist eine Transmissionswinde nach Fig. 3, Taf. 15 von Alfred Gutmann in Ottensen zu berechnen.

Als Lastorgan soll ein verzinktes Gussstahldrahtseil von Felten & Guilleaume in Mülheim a/Rhein (s. die Tabelle S. 47) verwendet werden. Für ein Verhältnis

$$\frac{\delta}{R} = \frac{1}{250}$$

und  $K_z = 12000 \text{ kg/qcm}$  Zugfestigkeit verlangt die Tabelle auf S. 48 eine Bruchlast

$$mS = 8,6 \cdot 1000 = 8600 \text{ kg}$$

des Seiles. Bei  $\delta = 1 \text{ mm}$  Drahtstärke besitzt diese (mit 15 Prozent Abzug für Verzinkung) das im 1. Teil der oben erwähnten Tabelle enthaltene Drahtseil von

$$\Delta = \mathbf{16 \text{ mm}} \text{ Seildurchmesser,}$$

$$i = 114 \text{ Drähte und}$$

$$0,85 \cdot 10830 = \sim 9200 \text{ kg Bruchlast.}$$

Der Trommelradius ist für die gewählte Drahtstärke

$$R = 1,0 \cdot 250 = \mathbf{250 \text{ mm}}$$

zu nehmen.

Um die Leistung, welche der Riemen beim Heben der Maximallast an die Winde zu übertragen hat, zu erhalten, haben wir den Wert

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)(1 + \varphi_3)$$

für die Nebenhindernisse zu schätzen. Wir setzen für die Trommelwelle  $\varphi_1 = 5$ , für die beiden Vorgelege, von denen das eine aus Keil-, das andere aus Zahnrädern besteht,  $\varphi_2' = \varphi_3' = 9$  Prozent, womit

$$1 + \varphi = 1,05 \cdot 1,09^2 = \sim 1,25$$

folgt. Die fragliche Leistung ist dann nach Hauptgl. VI, S. 23,

$$N = 1,25 \frac{1000 \cdot 0,35}{75} = 5,833 \text{ oder } \sim 6 \text{ PS.}$$

Zur Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses für das Vorgelege und des Riemenquerschnittes ist weiter die Umdrehungszahl  $n$  und der Radius  $a$  der Riemscheibe an der Winde zu wählen. Entscheiden wir uns nach den Angaben auf S. 115 für

$$n = 250 \text{ und } a = 250 \text{ mm,}$$

so macht sich nach Gl. 143a auf S. 116 mit  $R$  in  $m$  eine Übersetzung für das Vorgelege von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right) = \frac{0,25 \pi \cdot 250}{30 \cdot 0,35} = \sim 18,7$$

erforderlich. Nach der Ausführung besitzen die Keilräder

$$r_1 = 73 \text{ und } R_1 = 350 \text{ mm}$$

Radius, während die Zähnezahlen des Zahnräderpaares

$$z_2 = 20 \text{ und } Z_2 = 77$$

betragen, so dass also

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right) = \frac{R_1 \cdot Z_2}{r_1 \cdot z_2} = \frac{350 \cdot 77}{73 \cdot 20} = 18,46$$

ist.

Für den Riemenquerschnitt ergibt sich aus Gl. 142 auf S. 115 mit  $k = 12 \text{ kg/qcm}$

$$\delta \cdot \beta = 71620 \frac{6}{25 \cdot 250 \cdot 12} = 5,73 \text{ qcm,}$$

dem bei einer Riemenstärke von  $\delta = 0,5 \text{ cm}$  durch eine Riemenbreite von  $\beta = 12 \text{ cm}$  genügt wird. Die Riemscheibe kann dann eine Breite von

$$1,1 \cdot 120 + 15 = 147 \text{ oder } \sim 150 \text{ mm}$$

bekommen. Durch das Keilräderpaar ist eine Umfangskraft

$$D_1 = 0,92 \cdot 71620 \frac{N}{n \cdot r_1} = 0,92 \cdot 71620 \frac{6}{250 \cdot 7,3} = \sim 217 \text{ kg}$$

zu übertragen. Bei  $2\beta = 30^\circ$  Rillenkantenwinkel und einem Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$  ist hierzu nach den Angaben auf S. 116 ein Anpressungsdruck von

$$N \geq 3,55 \cdot 217 \text{ oder } \geq 770 \text{ kg}$$

erforderlich. Die Rillenzahl soll nach v. Bach mindestens

$$z = \frac{D_1}{30} = \frac{217}{30} = \sim 7$$

betragen, ist aber in der Ausführung auf 4 beschränkt.

Von dem Zahnräderpaar ist ein Drehmoment

$$M_d = 0,84 P \cdot a \frac{R_1}{r_1} = 0,84 \cdot 71620 \frac{N}{n} \frac{R_1}{r_1} = 0,84 \cdot 71620 \frac{6}{250} \frac{35}{7,3} = \sim 6925 \text{ kgcm}$$

überzuleiten. Ist die Benutzung der Winde eine derartige, dass bei der Bemessung der Teilung auf den Verschleiss Rücksicht zu nehmen ist, so liefert Gl. 144 auf S. 116 mit

$$z = z_2 = 20 \text{ und } \frac{t}{b} = \frac{1}{2,5}, \text{ sowie}$$

$$k = 20 - \sqrt{52} = 12,8,$$

da das Ritzel

$$n = 250 \frac{73}{350} = \sim 52$$

Umdrehungen in der Minute macht, die erforderliche Teilung

$$t_2 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6925}{20 \cdot 12,8} \frac{1}{2,5}} = 4,08 \text{ cm.}$$

In der Ausführung scheint dieselbe kleiner, nämlich

$$t_2 = 12\pi = 37,7 \text{ mm,}$$

gehalten zu sein. Der Festigkeit genügt dieser Wert noch, denn Gl. 118a auf S. 85 verlangt für  $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$  nur

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{6925}{20}} = 3,72 \text{ cm.}$$

Die weiteren Dimensionen der beiden Zahnräder sind

$$b_2 = 2,5 \cdot 37,7 = \sim 95 \text{ mm, } r_2 = \frac{20 \cdot 12}{2} = 120 \text{ mm,}$$

$$R_2 = \frac{77 \cdot 12}{2} = 462 \text{ mm.}$$

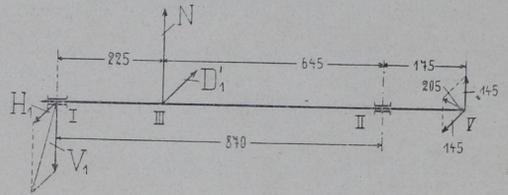
Die Wellen der vorliegenden Winde sind auf zusammengesetzte Festigkeit, also nach Gl. 120 auf S. 86, zu berechnen.

Die Antriebswelle zunächst empfängt ein Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{6}{250} = \sim 1720 \text{ kgcm.}$$

Die Welle wird ferner nach Fig. 93 des Textes in V durch den Riemenzug

Fig. 93.



$$3 \frac{M_d}{a} = 3 \frac{1720}{25} = \sim 205 \text{ kg}$$

belastet. Nimmt man diesen Zug unter  $45^\circ$  schräg aufwärts gerichtet an, so wirkt in dem genannten Punkte eine Vertikal- und Horizontalkraft

$$205 \cdot \sin 45^\circ = 205 \cdot 0,707 = \sim 145 \text{ kg.}$$

Weiter greift im Punkte III horizontal der Widerstand der Keilräder mit annähernd

$$D_1' = \frac{M_d}{r_1} = \frac{1720}{7,3} = \sim 235 \text{ kg,}$$

vertikal der oben berechnete Anpressungsdruck dieser Räder mit  $N = 770 \text{ kg}$  an<sup>1</sup>). Man erhält deshalb als vertikale bzw. horizontale Reaktion im Lager I

$$V_1 = \frac{770 \cdot 64,5 - 145 \cdot 17,5}{87} = \sim 542 \text{ kg,}$$

$$H_1 = \frac{235 \cdot 64,5 + 145 \cdot 17,5}{87} = \sim 203 \text{ kg}$$

und als Resultierende beider

$$\sqrt{542^2 + 203^2} = \sim 580 \text{ kg.}$$

Das grösste Biegemoment tritt im Punkte III auf und beträgt hier

$$M_b = 580 \cdot 22,5 = 13050 \text{ kgcm.}$$

Nach Gl. 120 ist also zu setzen

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 13050 + 5 \sqrt{13050^2 + 1720^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot k_b,$$

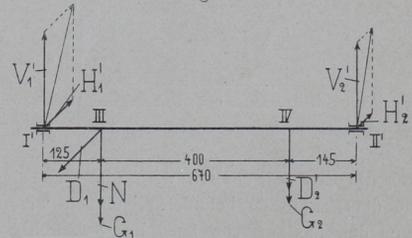
woraus für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{13000}{0,1 \cdot 600}} = \sim 6 \text{ cm}$$

folgt. Nach der Ausführung scheint die Welle nur **55 mm** stark zu sein.

Fig. 94 des Textes zeigt die Belastung der Zwischenwelle. Da dieselbe ein Drehmoment

Fig. 94.



$$M_d = 0,92 \cdot 1720 \frac{R_1}{r_1} = 0,92 \cdot 1720 \frac{35}{7,3} = \sim 7600 \text{ kgcm}$$

empfängt, so wirkt in III horizontal die treibende Umfangskraft des grossen Rades

1) Das Eigengewicht des Keilritzels und das der Riemscheibe heben sich in ihrer Wirkung für das Lager I annähernd auf.

$$D_1 = \frac{M_d}{R_1} = \frac{7600}{35} = \sim 220 \text{ kg,}$$

vertikal der Anpressungsdruck  $N = 770 \text{ kg}$  und das Eigengewicht des grossen Keilrades  $G_1 = 80 \text{ kg}$ . In IV greift der Widerstand des Zahnradpaars mit annähernd

$$D_2' = \frac{M_d}{r_2} = \frac{7600}{12} = \sim 635 \text{ kg,}$$

sowie das Eigengewicht des kleinen Zahnrades mit  $G_2 = 30 \text{ kg}$  vertikal nach unten an. Es bestimmen sich somit die Reaktionen in I' zu

$$V_1' = \frac{850 \cdot 54,5 + 665 \cdot 14,5}{67} = \sim 835 \text{ kg,}$$

$$H_1' = \frac{220 \cdot 54,5}{67} = \sim 180 \text{ kg}$$

und die Resultierende aus beiden zu

$$\sqrt{835^2 + 180^2} = \sim 855 \text{ kg.}$$

Im Lager II' sind die Reaktionen

$$V_2' = 770 + 80 + 635 + 30 - 835 = 680 \text{ kg,}$$

$$H_2' = 220 - 180 = 40 \text{ kg.}$$

Das grösste Biegemoment tritt in III auf und beträgt

$$M_b = 855 \cdot 12,5 = \sim 10700 \text{ kgcm.}$$

Gl. 120 lautet wieder mit den ermittelten Werten von  $M_d$  und  $M_b$ , sowie für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 10700 + 5 \sqrt{10700^2 + 7600^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$

oder

$$d = \sim \sqrt[3]{\frac{12220}{0,1 \cdot 600}} = \sim 5,88 \text{ cm,}$$

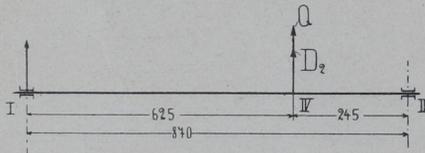
während nach der Ausführung  $d = 65 \text{ mm}$  zu sein scheint.

Die zuletzt berechneten Lagerreaktionen  $V_1'$  und  $V_2'$  sind gleich den entgegengesetzt gerichteten Drucken, durch welche die Schienen C belastet werden. Sie sind deshalb einschliesslich des Eigengewichtes dieser Schienen und der Zwischenwelle während des Lasthebens durch den Zug am Seile der losen Rolle a zu überwinden. Berücksichtigt man die erwähnten Eigengewichte, indem man  $V_1'$  und  $V_2'$  um  $30 \text{ kg}$  grösser, als oben berechnet, annimmt, und beachtet ferner, dass die Hebelarme der Schienen C nach der Zeichnung  $580$  und  $962 \text{ mm}$ , die der Hebel b und A  $100$  und  $2000 \text{ mm}$  lang sind, so ergibt sich die fragliche Zugkraft am Seile der Rolle a ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse an den Hebelbolzen, der Rolle usw. zu

$$(865 + 710) \frac{580}{962} \frac{100}{2000} \frac{1}{2} = \sim 24 \text{ kg.}$$

Die Trommelwelle wird nur auf Biegung beansprucht, da die Trommel mit dem Zahnrad gekuppelt ist. Die ungünstigste Beanspruchung der Welle tritt ein, wenn die Last

Fig. 95.



durch die Bremse gehalten wird und das Seil sich möglichst nahe dem Zahnrad befindet. Nehmen wir der Einfachheit wegen den Lastzug von  $1000 \text{ kg}$  vollständig im Punkte IV (s. Fig. 95 des Textes) an, wo auch der gleichgerichtete Widerstand des Zahnradpaars, der dann

$$\frac{1}{1 + \varphi_t} \frac{Q \cdot R}{R_2} = \frac{1}{1,05} \frac{1000 \cdot 25}{46,2} = \sim 510 \text{ kg}$$

beträgt, wirkt, so ist das Biegemoment daselbst

$$M_b = \frac{(1000 + 510) 24,5 \cdot 62,5}{87} = 26575 \text{ kgcm.}$$

Der Wellendurchmesser muss der Bedingung

$$M_b = 0,1 d^3 \cdot k_b$$

genügen, aus welcher für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{26575}{0,1 \cdot 600}} = \sim 7,6 \text{ cm}$$

folgt, während in der Ausführung  $d = 90 \text{ mm}$  ist. Beim Heben der Last wird die Trommelwelle durch die Drucke, welche von den Schienen C auf sie ausgeübt werden, entlastet, und  $M_b$  fällt dann geringer als oben aus.

Soll die Maximallast von der Bremse schwebend erhalten werden, so muss das grosse Keilrad mit einer Kraft gegen seine Holzunterlage gepresst werden, welche aus Gl. 129b auf S. 91 zu bestimmen ist. Dabei ist

$$M_d = \frac{1}{(1 + \varphi_t)(1 + \varphi_v'')} Q \cdot R \frac{z_2}{Z_2} = \frac{1}{1,05 \cdot 1,09} 1000 \cdot 25 \frac{20}{77} = \sim 5620 \text{ kgcm,}$$

$r_b = R_1 = 35 \text{ cm}$ ,  $2\beta = 30^\circ$ ,  $\mu = 0,3$  zu setzen. Es folgt hiermit

$$N > \frac{5620}{35} \left( \frac{0,2588}{0,3} + 0,9659 \right) = \sim 294 \text{ kg.}$$

Diese Kraft wird durch den Zahndruck  $D_2'$  und das Eigengewicht der Zwischenwelle mit ihren Rädern und Hebeln reichlich ausgeübt.

3. Die elektrische Wertwinde nach Fig. 2, Taf. 16 hebt nach den Angaben von Gebr. Burgdorf in Altona eine Maximallast von  $2000 \text{ kg}$  mit  $0,135 \text{ m/Sek.}$  Geschwindigkeit. Wie bestimmen sich die wichtigsten Verhältnisse dieser Winde?

Als Lastorgan dient ein Drahtseil aus Tiegelgussstahldrähten von Th. & W. Smith in Hamburg, Konstruktion B der Tabelle auf S. 46, von  $\Delta = 20 \text{ mm}$  Seildurchmesser,  $\delta = 1,11 \text{ mm}$  Drahtstärke und  $i = 144$  Drähten. Da die Bruchlast  $18500 \text{ kg}$  beträgt, so bietet das Seil bei angehängter Maximallast eine

$$\frac{18500}{2000} = 9,25$$

fache Sicherheit gegen Zug allein. Unter Berücksichtigung der Biegungsbeanspruchung in dem Sinne der Gl. 68, S. 46, steigt allerdings die Inanspruchnahme bei einem Aufwickelungsradius von  $R = 210 \text{ mm}$  auf

$$\frac{2000}{144 \cdot 0,111^2 \frac{\pi}{4}} + 400000 \frac{0,111}{21} = \sim 3550 \text{ kg/qcm,}$$

also über die nach v. Bach beim Heben toter Lasten zulässige Spannung von  $3000 \text{ kg/qcm}$ .

Die zum Hochnehmen der Maximallast erforderliche Leistung in PS, von welcher die Grösse des zu wählenden Motors abhängt, ergibt sich aus Hauptgl. VI, S. 23, sobald die Nebenhindernisse bezw. der Wert  $1 + \varphi$  der Winde geschätzt ist. Setzen wir für die Trommelwelle wegen des nicht zu grossen Aufwickelungsradius  $\varphi_t = 6$ , für jedes Vorgelege  $\varphi_v = 9$  Prozent, so ist

$$1 + \varphi = 1,06 \cdot 1,09^3 = 1,373,$$

entsprechend einem Wirkungsgrade

$$\eta = \frac{1}{1,373} = \sim 0,725,$$

zu nehmen. Damit folgt die Motorleistung zu

$$\parallel N = 1,373 \frac{2000 \cdot 0,135}{75} = 4,943 \text{ oder } \sim 5 \text{ PS,}$$

wie sie der gewählte Drehstrommotor mit Kurzschlussanker thatsächlich besitzt. Die minutliche Umdrehungszahl desselben ist

$$n = 1440.$$

Von ihr ist neben  $w$  und  $R$  die erforderliche Übersetzung des Rädervorgelges abhängig. Mit  $R$  in  $m$  bestimmt sich aus Gl. 143a auf S. 116

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,21\pi \cdot 1440}{30 \cdot 0,135} \approx 234,6.$$

Zerlegen wir diesen Wert dem dreifachen Vorgelege der Ausführung gemäss in die drei Faktoren

$$\frac{Z_1}{z_1} = 7,33, \quad \frac{Z_2}{z_2} = 5,17, \quad \frac{Z_3}{z_3} = 6,25,$$

so wird in naher Übereinstimmung

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 7,33 \cdot 5,17 \cdot 6,25 = 236,8,$$

und wir erhalten mit den Zähnezahlen

$$z_1 = 15 \text{ und } z_2 = z_3 = 12$$

der kleinen Räder diejenigen der grossen zu

$$Z_1 = 15 \cdot 7,33 \approx 110, \quad Z_2 = 12 \cdot 5,17 \approx 62, \\ Z_3 = 12 \cdot 6,25 = 75.$$

Die Lastgeschwindigkeit fällt dann bei der oben angegebenen Umdrehungszahl des Motors etwas kleiner als 0,135 m/Sek. aus. Wird an Stelle des Vorgeleges  $z_2, Z_2$  dasjenige mit den Zähnezahlen

$$z_x = 21 \text{ und } Z_x = 53$$

beim Heben kleiner und mittlerer Lasten eingeschaltet, so werden diese mit annähernd

$$w_x = 0,135 \frac{62 \cdot 21}{12 \cdot 53} = 0,276 \text{ m/Sek.},$$

also mit der doppelten Geschwindigkeit wie die Maximallast gehoben.

Von den Zahnrädern hat das erste Räderpaar, dessen Ritzel Rohhautzähne besitzt, ein Drehmoment von

$$M_d = 0,92 \cdot 71\,620 \frac{5}{1440} \approx 228 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Die Teilung der Räder ist mit Rücksicht auf den Verschleiss, also nach Gl. 144 auf S. 116, zu bemessen.

Man erhält mit  $k = 4$ ,  $\frac{t}{b} = \frac{1}{3,5}$ ,  $z = z_1 = 15$  wie in der Ausführung

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 228}{15 \cdot 4} \frac{1}{3,5}} = 1,9 \text{ cm, oder besser} \\ t_1 = 6\pi = 18,85 \text{ mm,}$$

womit die Zahnbreite und Teilkreisradien

$$b_1 = 3,5 \cdot 18,85 \approx 70 \text{ mm, } r_1 = \frac{15 \cdot 6}{2} = 45 \text{ mm,}$$

$$R_1 = \frac{110 \cdot 6}{2} = 330 \text{ mm}$$

folgen.

Für die beiden nächsten Räderpaare, welche nur während des Lasthubes und -niederganges mitlaufen, hat die häufigere oder seltenere Benutzung der Winde zu entscheiden, ob die Räder als Arbeits- oder Krafträder zu bemessen sind. Nach der Ausführung ist das letztere angenommen.

$$\text{Das 2. Räderpaar hat ein Drehmoment} \\ M_d = 0,92 \cdot 228 \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 228 \frac{110}{15} \approx 1540 \text{ kgcm}$$

überzuleiten. Mit  $z = z_2 = 12$  verlangt Gl. 118a auf S. 85 für  $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$  als zulässige Materialspannung der Guss-eisenzähne

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1540}{12}} \approx 2,67 \text{ cm,}$$

wofür

$$t_2 = 9\pi = 28,274 \text{ mm}$$

gewählt ist. Die Zahnbreite beträgt  $b_2 = 70 \text{ mm}$  und ist also grösser als die doppelte Teilung, die Teilkreisradien sind

$$r_2 = \frac{12 \cdot 9}{2} = 54 \text{ mm, } R_2 = \frac{62 \cdot 9}{2} = 279 \text{ mm.}$$

Das 3. Räderpaar besteht aus Stahlguss und überträgt ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 1540 \frac{Z_2}{z_2} = 0,92 \cdot 1540 \frac{62}{12} \approx 7320 \text{ kgcm.}$$

Für  $500 \text{ kg/qcm}$  Materialspannung und  $z = z_3 = 12$  verlangt Gl. 118a eine Teilung

$$t_3 = 0,45 \sqrt[3]{\frac{7320}{12}} = 3,816 \text{ cm,}$$

während in der Ausführung nur

$$t_3 = 12\pi = 37,699 \text{ mm}$$

ist. Damit ergeben sich die Teilkreisradien

$$r_3 = \frac{12 \cdot 12}{2} = 72 \text{ mm, } R_3 = \frac{75 \cdot 12}{2} = 450 \text{ mm.}$$

Die Zahnbreite ist  $b_3 = 95 \text{ mm}$ , also grösser als  $2t_3$ .

Von den Wellen empfängt die Motorwelle zunächst ein Drehmoment

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{5}{1440} \approx 250 \text{ kgcm.}$$

Dort, wo das Antriebsritzel aufgekeilt ist, besitzt sie eine Stärke von  $35 \text{ mm}$ , welche vollkommen genügt. Die übrigen Wellen des Windwerkes sind auf Verdrehung und Biegung zu berechnen.

In die 1. Zwischenwelle wird ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 250 \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 250 \frac{110}{15} \approx 1690 \text{ kgcm}$$

geleitet. Berücksichtigen wir nur den zwischen den Ständern A, A' befindlichen Teil der Welle, auf dem die Ritzel  $z_2$  und  $z_x$  sitzen, so wirkt beim Heben der Maximallast der horizontale Widerstand des Räderpaares  $z_2, Z_2$ , der annähernd

$$D_2' = \frac{1690}{r_2} = \frac{1690}{5,4} \approx 313 \text{ kg}$$

ist, auf Biegung hin. Bei Vernachlässigung des Eigengewichtes des Ritzels ist also das Biegemoment im Querschnitt III (Fig. 2a, Taf. 16)

$$M_b = 313 \frac{27,5 \cdot 74}{101,5} \approx 6275 \text{ kgcm.}$$

Gl. 120, S. 86, lautet mit den berechneten Werten von  $M_d$  und  $M_b$ , sowie für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 6275 + 5 \sqrt{6275^2 + 1690^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600,$$

woraus

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{6416}{0,1 \cdot 600}} \approx 4,75 \text{ cm}$$

folgt, in naher Übereinstimmung mit der Ausführung, nach der

$$d = 45 \text{ mm}$$

ist.

Fig. 2b, Taf. 16 zeigt die Belastung der Zwischenwelle, welche ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 1690 \frac{Z_2}{z_2} = 0,92 \cdot 1690 \frac{62}{12} \approx 8030 \text{ kgcm}$$

empfängt. In III greift der horizontale Zahndruck des Räderpaares  $z_2, Z_2$  mit

$$D_2 = \frac{8030}{R_2} = \frac{8030}{27,9} \approx 290 \text{ kg}$$

und das Eigengewicht des Rades  $Z_2$  mit  $G_2 = 50 \text{ kg}$  an, in V der vertikal aufwärts gerichtete Widerstand des Räderpaares  $z_3, Z_3$  mit annähernd

$$D_3' = \frac{8030}{r_3} = \frac{8030}{7,2} \approx 1115 \text{ kg.}$$

Das Eigengewicht des Ritzels  $z_3$  kann vernachlässigt werden, dasjenige des Rades  $Z_x$  in IV sei zu  $G_x = 40 \text{ kg}$  angenommen. Das grösste Biegemoment tritt in V auf. Die Reaktionen im Lager II sind

$$V_2 = \frac{1115 \cdot 92,5 - 40 \cdot 54,5 - 50 \cdot 28,5}{104} \approx 967 \text{ kg}$$

$$H_2 = \frac{290 \cdot 28,5}{104} \approx 80 \text{ kg,}$$

und die Resultierende daselbst

$$\sqrt{957^2 + 80^2} \approx 960 \text{ kg.}$$

Es ist also

$$M_b = 960 \cdot 11,5 = 11\,040 \text{ kgcm,}$$

so dass nach Gl. 120 mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 11\,040 + 5 \sqrt{11\,040^2 + 8030^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$

oder

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{12\,670}{0,1 \cdot 600}} = 5,95 \text{ cm,}$$

entsprechend der Ausführung, die in der Bohrung des Ritzels  $z_3$  eine Wellenstärke

$$d = 60 \text{ mm}$$

zeigt.

Die Trommelwelle schliesslich erhält ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 8030 \frac{Z_3}{Z_3} = 0,92 \cdot 8030 \frac{75}{12} = \sim 46\,170 \text{ kgcm.}$$

Auf Biegung wirkt im Punkte V (s. Fig. 2c, Taf. 16) der Zahndruck des Rades  $Z_3$  mit

$$D_3 = \frac{46\,170}{R_3} = \frac{46\,170}{45} = 1026 \text{ kg}$$

und die Last  $Q$  mit 2000 kg. Der Einfluss der letzteren wird für die Welle am ungünstigsten, wenn das Seil sich möglichst nahe dem Rade  $Z_3$  befindet und möglichst der ganze Lastzug auf die betreffende Trommelnabe im Punkte VI entfällt. Ist dann das Trommelseil nach oben hin ablaufend gedacht, und zwar so, dass Zahndruck und Lastzug entgegengesetzt auf die Welle einwirken, so ist, wenn man noch das Eigengewicht des Rades  $Z_3$  mit  $G_3 = 120 \text{ kg}$  berücksichtigt, die Reaktion in I

$$V_2 = \frac{2000 \cdot 55,5 - (1026 + 120) 42,5}{138,5} = \sim 450 \text{ kg}$$

und das Biegemoment im Querschnitt VI

$$M_b = 450 \cdot 83 = 37\,350 \text{ kgcm.}$$

Aus Gl. 120 ergibt sich nun wieder mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 37\,350 + 5 \sqrt{37\,350^2 + 46\,170^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{51\,130}{0,1 \cdot 600}} = 9,48 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist die Trommelwelle nur **90 mm** stark gemacht, was wohl mit Rücksicht darauf, dass das Biegemoment äusserst selten, auch bei angehängter Maximallast, die berechnete Grösse hat, noch genügen dürfte<sup>1)</sup>.

Um die Kraft zu bestimmen, mit welcher die Kupplungs-scheibe B anzupressen ist, benutzen wir die Gleichung

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

oder

$$N \geq \frac{M_d}{r_b} \left( \frac{\sin \beta}{\mu_1} + \cos \beta \right),$$

welche auf S. 76 bei dem entsprechend ausgebildeten Druck-lager der Schraubenflaschenzüge entwickelt wurde. Das durch die Kupplung an die 1. Zwischenwelle zu übertragende grösste Drehmoment ist, wie oben berechnet,

$$M_d = 1690 \text{ kgcm,}$$

der mittlere Scheibenradius beträgt  $r_b = 23 \text{ cm}$ . Für  $\beta = 15^\circ$ ,  $\mu_1 = 0,1$  (Eisen auf Eisen) ergibt sich dann der achsiale Anpressungsdruck zu

$$N \geq \frac{1690}{23} \left( \frac{0,2588}{0,1} + 0,9659 \right) \text{ oder } \geq \sim 260 \text{ kg.}$$

Da der Hebel  $H_1$  durch seine Arme diesen Druck im Verhältnis von 1:7, der Hebel  $H_2$  ihn im Verhältnis von rund 1:2,2 verkleinert, so ist die an dem letzteren erforderliche Anpressungskraft

$$\frac{260}{7 \cdot 2,2} = \sim 17 \text{ kg,}$$

welche noch durch das am Hebel  $H_1$  aufgehangene Belastungs-gewicht von 12 kg auf

$$17 + \frac{12}{2,2} = \sim 22,5 \text{ kg}$$

erhöht wird. Beim Bremsen muss das erwähnte Gewicht die Scheibe B in die Holzbacken pressen. Hängt die Maximallast an der Trommel, so wird von ihr auf die 1. Zwischenwelle ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{(1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)} Q \cdot R \frac{Z_3}{Z_3} \frac{Z_2}{Z_2} = \frac{1}{1,06 \cdot 1,09} 2000 \cdot 21 \frac{12}{75} \frac{12}{62} = \sim 1035 \text{ kgcm}$$

ausgeübt, und es bestimmt sich die erforderliche achsiale Anpressungskraft für  $\mu_1 = 0,3$  (Eisen auf Holz) nun zu

$$N \geq \frac{1025}{23} \left( \frac{0,2588}{0,3} + 0,9659 \right) \text{ oder } \geq \sim 82 \text{ kg.}$$

Durch die Hebelarme des Hebels  $H_1$  wird diese Kraft auf

$$\frac{82}{7} = \sim 12 \text{ kg}$$

für das oben erwähnte Gewicht verkleinert.

Die fast vollständige Übereinstimmung der Rechnungsergebnisse mit der Ausführung hinsichtlich der Zahnräder, Wellen usw. bietet Gewähr dafür, dass die vorliegende Winde in allen ihren Teilen hinreichend dimensioniert ist und deshalb bei sorgfältiger Herstellung den Anforderungen des Betriebes sicherlich genügen wird.

**4.** Das elektrische Spill der Jünkerather Gewerkschaft in Fig. 1, Taf. 16 besitzt 800 kg Zugkraft bei 28 m/Min. Geschwindigkeit. Wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse dieses Spills?

Als Lastorgan dient ein Drahtseil. Setzen wir für den kleinsten Radius der Spilltrommel ein Verhältnis

$$\frac{\delta}{R} = \frac{1}{250}$$

fest, so muss das Seil, soll die Gesamtspannung in ihm gemäss Gl. 68 auf S. 46 3000 kg/qcm nicht übersteigen, eine Bruchlast besitzen, die sich mit dem Faktor  $m = 9,7$  ( $K_z = 13\,500 \text{ kg}$ ) der Tabelle auf S. 48 zu

$$mQ = 9,7 \cdot 800 = 7760 \text{ kg}$$

ergibt. Th. & W. Smith in Hamburg fertigen nach der Tabelle auf S. 46 Seile aus engl. Tiegelgussstahldraht von 8150 kg Bruchlast (Konstruktion C) und

$$\delta = 0,66 \text{ mm Drahtstärke}$$

bei

$$\Delta = 14 \text{ mm Seildurchmesser.}$$

Der kleinste Trommelradius müsste dann

$$R = 0,66 \cdot 250 = 165 \text{ mm}$$

betragen. Als Wicklungsradius bei angehängter Maximallast scheint nach der Ausführung

$$R = 175 \text{ mm.}$$

angenommen zu sein.

Um nun zunächst die erforderliche Leistung des Elektromotors nach Hauptgl. VI auf S. 23 bestimmen zu können, bedürfen wir des Wertes

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

Der Wert  $\varphi_1$  für die Trommelwelle sei zu 0,05 geschätzt, derjenige  $1 + \varphi_2$  für die Schneckenwelle nach Gl. 51 auf S. 38 berechnet. Man erhält für  $\rho = 6^\circ$  und  $m_0 = 0,05$ , sobald der mittlere Steigungswinkel der 2gängigen Schnecke vorläufig zu  $17^\circ$  angenommen wird,

$$1 + \varphi_2 = \frac{0,4245 + 0,05}{0,3057} = \sim 1,55$$

und weiter

$$1 + \varphi = 1,05 \cdot 1,55 = 1,627,$$

entsprechend einem Wirkungsgrad

$$\eta = \sim 0,615.$$

Der Elektromotor muss deshalb nach Hauptgl. VI eine Leistung von

$$N = 1,627 \frac{800 \cdot 28}{75 \cdot 60} = \sim 8 \text{ PS}$$

besitzen. Nach der Ausführung ist ein Hauptstrommotor der

<sup>1)</sup> Das Eigengewicht der Trommel trägt ebenfalls zur Entlastung der Welle bei.

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  $\alpha$  etwas kleiner als  $17^\circ$  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

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

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 Hebe- und Druckmaschinen 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