

Taf. 1 entspricht derjenigen in Fig. 20. Die Düsseldorf-Kranbaugesellschaft C. W. Liebe legt nach Fig. 15 u. 15a das Seilende durch 4 Druckschrauben in zwei Höhlungen an den Enden der Trommel fest. Stets ist bei der vorliegenden Befestigung darauf Rücksicht zu nehmen, dass eine Verkürzung des Seiles, wie sie sich namentlich im Anfang durch das Strecken neuer Seile notwendig macht, bequem ausgeführt werden kann.

Beispiele für die Berechnung der Drahtseile befinden sich in den späteren Abschnitten.

§ 20.

Die Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Ebenso wie die Drahtseile finden Ketten als Lastorgane sowohl bei Hand- als auch Elementarbetrieb Verwendung. Infolge der nachteiligen Eigenschaften aber, welche die Ketten, wie auf S. 45 hervorgehoben, gegenüber den Drahtseilen besitzen, beschränkt sich ihre

gestellt, deren Enden beim Aneinanderreihen der Glieder zusammengeschweisst werden, diese bestehen aus Flach-eisenlaschen, die gelenkartig miteinander verbunden sind.

a) Geschweisste Gliederketten.

Das Material derselben ist nach „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“¹⁾ zähes, weiches Rundeisen von $K_z = 3500$ bis 3600 kg/qcm Zugfestigkeit und 12 bis 20 Prozent Dehnung (bei Rundstäben von 200 mm ZerreiSSLänge).

Die Ausführung geschieht in dreifacher Form, nämlich als offene kurzgliedrige, als offene langgliedrige und als Stegkette. Die Fig. 45 bis 47 des Textes zeigen diese Formen und geben die Verhältnisse an, in denen sie mit geringen Abweichungen nach oben oder unten von den meisten Fabriken ausgeführt werden. Zu Hebezeugen benutzt man jetzt fast ausschliesslich die offenen kurzgliedrigen Ketten. Sie sind zwar teurer

Fig. 45.

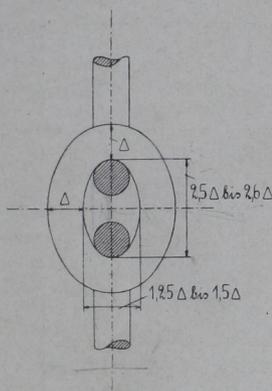


Fig. 46.

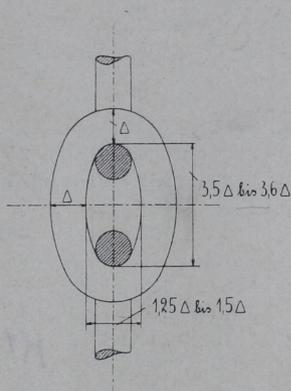


Fig. 47.

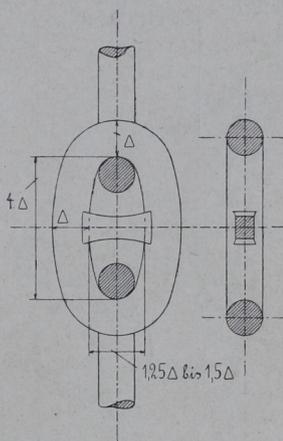
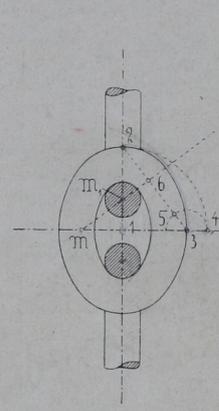


Fig. 48.



Anwendung jetzt auf solche Fälle, in denen es mehr auf Verringerung des Lastarmes und Lastmomentes, sowie auf längere Dauer des Lastorganes als auf sanftes Arbeiten und geringen Preis desselben ankommt. Die Verringerung des Lastarmes kann am weitesten durch Benutzung von Winderollen mit geringer Zähnezahlnzahl getrieben werden, und infolge dieses Umstandes behaupten namentlich für schwere Lasten die Gelenkketten, bei denen zugleich durch Bearbeitung der Ketten und Rollen die Abnützung und Reibung gering, sowie die Bewegung genügend sanft gehalten wird, gegenüber den Drahtseilen das Feld, zumal die bei jenen erforderlichen kleineren Übersetzungen und Zahndrucke in vielen Fällen einen günstigeren Gesamtwirkungsgrad als bei Drahtseilen ergeben. Die Anwendung der unbearbeiteten Gliederketten (s. weiter unten) dagegen bleibt wegen ihrer unsanften, geräuschvollen Arbeitsweise immer mehr auf Hebezeuge mit nur mässiger Geschwindigkeit beschränkt.

Nach der Form der einzelnen Glieder und der Art, in welcher dieselben untereinander verbunden sind, unterscheidet man geschweisste Gliederketten und Gelenkketten; jene werden aus Rundeisenstäben her-

als die langgliedrigen, aber auch biegsamer als diese infolge ihrer kürzeren Glieder; zudem erleiden sie eine geringere Biegungsbeanspruchung beim Auflegen auf Rollen oder Trommeln, deren Radius deshalb entsprechend kleiner gewählt werden kann. Stegketten, die ausschliesslich zu Ankerketten verwendet werden, verwickeln sich wegen des eingesetzten Steges nicht so leicht als die Ketten mit offenen Gliedern und besitzen eine grössere Festigkeit als diese. Kalibrierte Ketten sind solche, deren innere Baulänge bei allen Gliedern durch Messen mit der Schablone und eventuelles Nacharbeiten genau gleich hergestellt wird.

Für die Konstruktion der Kettenglieder giebt Grashof die folgende Regel. Man macht nach Fig. 48 des Textes 1—2 gleich der halben Länge, 1—3 gleich der halben Breite der Glieder und 3—5 gleich 3—4, das ist die Differenz zwischen 1—2 und 1—3. Errichtet man dann in der Mitte 6 von 2—5 eine Senkrechte, so schneidet diese die Achsen des Kettengliedes in den Mittelpunkten m und m₁ für die Kreisbögen des letzteren.

Bei der Untersuchung²⁾ der Ketten, die bei schwachem Betriebe alle 2 Jahre, bei starkem Betriebe

1) Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin.

2) Siehe die Anmerkung auf S. 43.

jährlich vorzunehmen ist, sind die einzelnen Glieder nach dem Abbrennen des Schmutzes an den Schweissstellen und auf Abnutzung zu untersuchen. Alle 3 bis 4 bzw. 1 bis 2 Jahre (je nach der angegebenen Art des Betriebes) sind die Ketten ferner bis auf Dunkelrotglut zu erwärmen, dann durch Bedecken mit Asche möglichst langsam abzukühlen und nun daraufhin zu untersuchen, dass keine offenen Schweissnähte oder oxydierte Schweissflächen vorhanden sind. Nach jeder Untersuchung sind die Ketten mit Öl einzureiben.

Die Berechnung der Ketten erfolgt nach der Zugfestigkeit, wobei der weiteren Beanspruchung der Glieder auf Biegung und Abscheren durch Wahl einer entsprechend kleinen zulässigen Spannung zu genügen ist. Bezeichnet

Betrieb sehr lebhaft ist, oder Stösse, plötzliche Hemmungen u. s. w. auftreten.

Den Radius der Leitrollen und Trommeln für geschweisste Ketten findet man in der Praxis

$$R \geq 6\Delta \dots\dots\dots 71a$$

Er ist aber, wenn möglich, stets

$$R = 7\Delta \text{ bis } 10\Delta \dots\dots\dots 71b$$

je nach der Art des Betriebes zu nehmen. Bei Windrollen ist der Radius aus Gl. 72 oder 73 auf S. 51 in jedem Falle besonders zu berechnen.

Leitrollen zeigen Fig. 1 bis 4, Taf. 2. Ihr Kranz wird meistens nach Fig. 1 ausgebildet; die horizontal liegenden Glieder erleiden hier aber, da sie in der Längs-

Kurzgliedrige Ketten

der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft,
vorm. Bechem und Keetmann.

Kalibrierte Ketten

von
Georg Kieffer,
Köln a/Rhein.

Ketten- eisen- stärke	Bruch- last	Zulässige Belastung bei		Gewicht von 1 m Kette	Ketten- eisen- stärke	Bruch- last	Zulässige Belastung bei		Gewicht von 1 m Kette
		Handbetrieb	Elementar- kraftbetrieb				Handbetrieb	Elementar- kraftbetrieb	
mm	kg ca.	kg	kg	kg ca.	mm	kg ca.	kg	kg	kg ca.
5	1 120	200 bis 250	125 bis 150	0,56	20	18 000	3 200 bis 4 000	2 000 bis 2 500	9,00
6	1 620	290 „ 360	180 „ 225	0,81	21	19 840	3 530 „ 4 410	2 200 „ 2 750	9,92
7	2 200	400 „ 490	250 „ 300	1,10	22	21 780	3 870 „ 4 840	2 420 „ 3 025	10,89
8	2 880	510 „ 640	320 „ 425	1,44	23	23 800	4 230 „ 5 290	2 650 „ 3 310	11,90
9	3 640	650 „ 810	400 „ 500	1,82	24	25 920	4 610 „ 5 760	2 880 „ 3 600	12,96
10	4 500	800 „ 1 000	500 „ 625	2,25	25	28 120	5 000 „ 6 250	3 125 „ 3 900	14,06
11	5 440	970 „ 1 210	600 „ 750	2,72	26	30 420	5 410 „ 6 760	3 380 „ 4 225	15,21
12	6 480	1 150 „ 1 440	720 „ 900	3,24	28	35 280	6 270 „ 7 840	3 920 „ 4 900	17,64
13	7 600	1 350 „ 1 690	850 „ 1 050	3,80	30	40 500	7 200 „ 9 000	4 500 „ 5 625	20,25
14	8 820	1 570 „ 1 960	980 „ 1 225	4,41	33	49 000	8 710 „ 10 890	5 450 „ 6 810	24,50
15	10 140	1 800 „ 2 250	1 125 „ 1 400	5,06	36	58 320	10 370 „ 12 960	6 480 „ 8 100	29,16
16	11 520	2 050 „ 2 560	1 280 „ 1 600	5,76	39	68 440	12 170 „ 15 210	7 600 „ 9 500	34,22
17	13 000	2 310 „ 2 890	1 450 „ 1 800	6,50	43	83 200	14 790 „ 18 490	9 250 „ 11 560	41,60
18	14 580	2 600 „ 3 240	1 620 „ 2 025	7,29	46	95 220	16 930 „ 21 160	10 580 „ 13 230	47,61
19	16 240	2 900 „ 3 610	1 800 „ 2 250	8,12	49	108 040	19 210 „ 24 010	12 000 „ 15 000	54,02

Ketten- eisen- stärke	Höchste zulässige Belastung
mm	kg
4,5	125
5	155
6	225
7	300
8	400
9	500
9,5	565
11	750
13	1 050
14,5	1 300
16	1 600
18	2 000
20	2 500
25	3 900
30	5 600

S die grösste Zugkraft bzw. zulässige Belastung der Kette,

Δ deren Eisenstärke,

so ist nach der Zugfestigkeit zu setzen

$$\Delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{S}{2k_z} \dots\dots\dots 70$$

mit

$k_z = 500$ bis 650 kg/qcm für Handbetrieb,

$k_z = 325$ bis 400 kg/qcm für Elementarkraftbetrieb und kalibrierte Ketten.

Mit den angeführten Grenzwerten von k_z stimmen auch die in der vorstehenden Tabelle angegebenen zulässigen Belastungen angenähert überein. Man wird die kleineren Werte von k_z und der zulässigen Belastungen zu wählen haben, wenn die Verhältnisse, unter denen die Kette arbeitet, besonders ungünstige sind, also z. B. dann, wenn die Kette häufig durch die Maximallast angestrengt wird, wenn die Rollen- und Trommehadien klein sind, der

mitte aufliegen, eine ziemliche Biegungsbeanspruchung durch die schräg angreifenden Nachbarglieder. Um diese Beanspruchung zu verringern, muss man suchen, den Stützpunkt der horizontalen Glieder von ihrer Mitte mehr nach den Enden hin zu verlegen. Erreicht wird dies durch die Kranzform in Fig. 2. In Fig. 3 u. 4 legen sich die Glieder unter 45° auf die Rolle, in welcher Lage sie der Durchbiegung besser widerstehen als bei der gewöhnlichen Auflage. Der Steg in der Mitte der Nut in Fig. 3 bezweckt ein sicheres Einlegen der Glieder in die beabsichtigte schräge Stellung. Lässt man den Steg fort und bildet die Nut nach Fig. 4 vollständig halbrund im Grunde aus, so kann die Rolle auch für Seile benutzt werden. Hohe Ränder brauchen die Kettenrollen nur dann zu erhalten, wenn ein Abschlagen der Kette von der Rolle zu befürchten ist.

Bezüglich der Arme der Kettenrollen (auch der Seilrollen) ist zu bemerken, dass ovale oder runde Arme nach Fig. 2, Taf. 1 nur bei kleinen, Arme von + förmigem Quer-

schnitt nach Fig. 12, Taf. 1 nur bei grossen Rollen für gewöhnlich vorkommen. Meist verbindet man den Kranz mit der Nabe durch eine volle oder mit Aussparungen versebene Scheibe (Fig. 1 u. 2, Taf. 2), der oft auch noch radiale Verstärkungsrippen zu beiden Seiten aufgegossen werden. Die eigentlichen Arme nehmen vom Kranze nach der Nabe hin in der Höhe zu. Über Dimensionen und Zahl der Arme siehe die Angaben auf Taf. 1 und 2.

Die Nabe der Rollen wird entweder auf ihrem Bolzen durch Keil gehalten, und dann ist der Bolzen in zwei Augenlagern drehbar, oder die Nabe sitzt lose auf ihrem Bolzen, und dann ist der Bolzen in zwei Augen befestigt. Im letzteren Falle bekommt die Rollennabe Schmierloch und — soweit herstellbar — auch Schmiernute (wenn diese nicht im Bolzen ist), oder es wird, was namentlich bei grossen Rollen der Fall ist, der Nabe bezw. den Enden des Bolzens eine Staufferbuchse eingeschraubt. Häufig versieht man die Rollennabe auch mit einer Rotgussbuchse. Für schwierig zugängliche Rollen, die keine sorgfältige und regelmässige Schmierung erhalten können, sind die Rollen mit Selbstschmierung von Macfarlane & Reid (Marine Engineer, Jahrgang 1892, S. 116) zu empfehlen, wie sie Fig. 3, Taf. 1 zeigt. Eine Speiche, welche erweitert und hohl gegossen ist, dient als Ölbehälter, und das Öl umgiebt die eingesetzte Rotgussbuchse in dem ringförmigen Raume der ausgesparten Nabe. Die Buchse hat eine Anzahl Längsnuten, die mit Leder ausgefüllt sind, sowie einige radial gebohrte Löcher, durch welche das Öl zu den Nuten geht und somit das Leder trinkt. Die Buchse ist ferner aussen etwas konisch gehalten und fest in die Nabe eingepresst, damit das Öl nur durch die mit Leder gefüllten Nuten entweichen kann. Der Ölverbrauch soll so gering sein, dass die Ölkammer bei starkem Gebrauch nur zweimal im Jahre gefüllt zu werden braucht.

Kettentrommeln zeigen die Fig. 6 bis 11, Taf. 2. Bei kleinen Radien und weniger wichtigen Hebezeugen wird der Umfang glatt wie bei den Hanfseiltrommeln gemacht. Sonst versieht man den Umfang stets mit eingegossenen, schraubenförmig verlaufenden Nuten. Über das Profil derselben gilt das bei den Kettenrollen Gesagte. Bei schräg sich aufliegenden Gliedern (Fig. 9. u. 10) fällt bei gleicher Anzahl der Umwickelungen und bei demselben Radius die Trommellänge kleiner als bei abwechselnd sich horizontal und vertikal aufliegenden Gliedern aus. In jedem Falle muss die Trommel aber so lang bemessen werden, dass bei vollständig gesenkter Last noch einige Windungen auf ihr verbleiben. Ein mehrmaliges Umwickeln der Trommeln in übereinander liegenden Windungen ist, wenn möglich, zu vermeiden.

Über die Befestigung der Kettentrommeln (auch der Seiltrommeln) auf ihren Wellen ist zu bemerken, dass dies, wenn andere Teile auf der Welle nicht daran hindern und ein späteres Abbringen der Trommel in bequemer Weise möglich sein soll, am einfachsten nach Fig. 6 und 7, Taf. 1 geschieht. Hier ist die eine Nabe der Trommel durch eine Feder, die andere durch einen Keil auf ihrer Welle befestigt. Zum Eintreiben zweier Keile von entgegengesetzten Seiten nach Fig. 15, Taf. 1 ist meistens nicht der genügende Platz auf der Trommelwelle vorhanden. v. Bach¹⁾ empfiehlt nach Fig. 7, Taf. 2 zwei Keile, die in die Welle eingelassen und nötigenfalls auf ihr durch Schrauben gehalten werden, von denen aber der rechtsseitige um etwa 1 mm niedriger als die kleinste Nutentiefe des linksseitigen ist. Dadurch

1) S. die Anmerkung auf S. 46.

wird es möglich, die Welle von links nach rechts in die Trommel zu schieben und aufzukeilen.

Vielfach findet man die Trommel mit dem neben ihr sitzenden Antriebsrade verkuppelt, um die Torsionsbeanspruchung von der Welle fern zu halten und die Kraft vom Zahnrade direkt auf die Trommel zu übertragen. Zu diesem Zwecke ist entweder der eine Flansch der Trommel nach Fig. 16, Taf. 1 mit den Armen des Zahnrades durch Schrauben verbunden, die durch eingelegte Dübel (Fig. 6, Taf. 2) von der Scherbeanspruchung entlastet werden können, oder es wird das Zahnrad nach Fig. 7, Taf. 2 auf die verlängerte, aussen abgedrehte Nabe der Trommel gekeilt.

Winderollen für geschweisste Ketten werden, um ein Gleiten der Kette zu verhüten, mit Stegen versehen und als Stegrollen oder Kettennuss (bei geringer Stegzahl) bezeichnet. Die Kette wird beim Drehen dieser Rollen von den Stegen erfasst und weiter gezogen. Der Vorteil solcher Winderollen gegenüber den Trommeln liegt neben der geringen Breite bei unbegrenzter Kettenlänge hauptsächlich in der wesentlichen Beschränkung des Lastarmes bei den üblichen kleinen Stegzahlen, sowie in der stets geraden Zuführung der Kette. Ihre Nachteile sind der grosse Reibungswiderstand, den namentlich Kettennüsse verursachen, und der starke Verschleiss, den diese und die Ketten erleiden.

Der Radius R (Fig. 15, Taf. 2) einer Winderolle berechnet sich zu

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{z}} \sqrt{2(l^2 + \Delta^2) + 2(l^2 - \Delta^2) \cos \frac{180}{z}} \cdot \frac{72}{z}$$

wenn

- l die innere Baulänge,
- Δ die Eisenstärke der Glieder,
- z die Stegzahl

ist. Nach dieser Gleichung sind die Werte der nachstehenden Tabelle bestimmt, aus der sich der Radius für die üblichen Baulängen $l = 2,5\Delta$ bzw. $2,6\Delta$ direkt entnehmen lässt.

200 Werte von R nach Gl. 72.

z	$l = 2,5 \Delta$ R	$l = 2,6 \Delta$ R	z	$l = 2,5 \Delta$ R	$l = 2,6 \Delta$ R
3	1,0263 1	1,0244 1	7	2,2562 1	2,2554 1
4	1,3243 1	1,3230 1	8	2,5710 1	2,5704 1
5	1,6316 1	1,6305 1	9	2,8865 1	2,8856 1
6	1,9429 1	1,9420 1	10	3,2026 1	3,2022 1

Bei Rollen mit mehr als 10 Stegen (Fig. 5, Taf. 2) ist der Einfluss von Δ in Gl. 72 so gering, dass es genügt, den Radius R aus der einfacheren Beziehung

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{90}{z}} \cdot \dots \cdot 73$$

zu bestimmen; nach dieser Gleichung ist die folgende Tabelle berechnet, deren Werte zur leichteren Bestimmung von R benutzt werden können.

z	R	z	R	z	R
11	3,5133 1	19	6,0550 1	27	8,5992 1
12	3,8306 1	20	6,3730 1	28	8,9172 1
13	4,1480 1	21	6,6908 1	29	9,2355 1
14	4,4657 1	22	7,0087 1	30	9,5536 1
15	4,7834 1	23	7,3267 1	31	9,8716 1
16	5,1010 1	24	7,6448 1	32	1,0190 1
17	5,4200 1	25	7,9630 1	33	1,0508 1
18	5,7369 1	26	8,2812 1	34	1,0826 1

Die Gl. 72 u. 73 ergeben sich in der folgenden Weise.

Nach Fig. 15, Taf. 2 gehört der Radius R dem Kreise an, welcher durch die Mitten $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 \dots$ der flach aufliegenden Kettenglieder geht. Diese Mitten sind zugleich die Eckpunkte eines $2z$ Ecks, welches dem genannten Kreise eingeschrieben ist und dessen Seiten abwechselnd $1 + \Delta$ und $1 - \Delta$ lang sind. Bezeichnet nun γ den halben Winkel $A_1 O A_3$, so ist

$$\gamma = \frac{360}{2z} = \frac{180}{z}$$

und in dem rechtwinkligen Dreieck $A_1 O B$

$$A_1 O = R = \frac{A_1 B}{\sin \gamma} = \frac{A_1 A_3}{2 \sin \gamma} = \frac{A_1 A_3}{2 \sin \frac{180}{z}}$$

Ferner ist aber in dem Dreieck $A_1 A_2 A_3$, dessen Winkel $A_1 A_2 A_3 = 180^\circ - \gamma$ ist, nach dem Kosinussatz

$$A_1 A_3 = \sqrt{(1 + \Delta)^2 + (1 - \Delta)^2 - 2(1 + \Delta)(1 - \Delta) \cos \gamma}$$

$$A_1 A_3 = \sqrt{2(1^2 + \Delta^2) + 2(1^2 - \Delta^2) \cos \gamma}$$

und somit gemäss Gl. 72

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{z}} \sqrt{2(1^2 + \Delta^2) + 2(1^2 - \Delta^2) \cos \frac{180}{z}}$$

Vernachlässigt man in dieser Gleichung unter dem Wurzelzeichen die Glieder mit Δ , so wird

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{z}} \sqrt{2 \cdot 1^2 \left(1 + \cos \frac{180}{z}\right)}$$

oder mit

$$\sqrt{2 \left(1 + \cos \frac{180}{z}\right)} = 2 \cos \frac{90}{z}$$

und

$$\sin \frac{180}{z} = 2 \sin \frac{90}{z} \cos \frac{90}{z}$$

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{90}{z}}$$

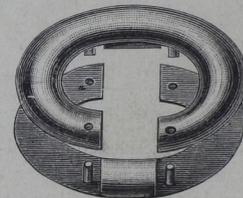
das ist der Annäherungswert der Gl. 73.

Bei der Konstruktion einer Kettennuss wird man nach Fig. 15, Taf. 2 dem Kreise vom Radius R zunächst ein regelmässiges z Eck $A_1 A_2 A_3 \dots$ einschreiben und von dessen Eckpunkten aus immer in derselben Richtung die Strecke $1 + \Delta$ als Sehne auftragen. Man erhält dadurch ein $2z$ Eck, dessen Seiten abwechselnd $1 + \Delta$ bzw. $1 - \Delta$ lang und dessen Ecken die Mittelpunkte für die Endhalbkreise der sich flach aufliegenden Kettenglieder sind. Nun können diese Glieder sowie die sich senkrecht dazu stellenden eingetragen werden. Die Aussparungen für die letzteren im mittleren Vertikalschnitt der Nuss macht man entweder entsprechend der äusseren Form dieser Glieder (s. obere Hälfte der Aufrissfigur) oder kreisförmig (s. untere Hälfte der Figur). Im Seitenriss

füllen die Stege bis auf etwas Spiel den Raum zwischen zwei benachbarten flach liegenden Gliedern in deren Mittelebene aus. Für den Aufriss der Stege ist zu beachten, dass beim Auslegen der Kette beispielsweise das Glied I auf der unteren Seite des Steges a, wo es dem Lastzuge nach anliegt, schleifen und sich dabei um die Gerade $x-x$ des noch auf der Nuss festliegenden Gliedes II drehen muss. In den durch 1—2, 3—4, 5—6 (siehe den Seitenriss) senkrecht zur Drehachse der Nuss gelegten Ebenen ist demnach die untere Seite des Steges durch Kreisbögen zu begrenzen, welche mit 1—2, 3—4 bzw. 5—6 als Radien um 1, 3 bzw. 5 beschrieben werden. Für die obere Seite des Steges gilt Entsprechendes bezüglich der Achse $x'-x'$, sobald auf dieser Seite das Glied infolge des Lastzuges (entgegen zu dem in die Figur eingetragenen) zum Anliegen kommen würde.

Das Material der Kettennuss ist mit Rücksicht auf den Verschleiss meistens Hartguss. Der Umschlingungswinkel der Kette an der Nuss muss mindestens 180° betragen. Durch Schutz- oder Führungsbügel ist dafür zu sorgen, dass dieser Umschlingungswinkel gewahrt bleibt und die Kette nicht früher von der Nuss springt. Solche Bügel müssen sich im Querschnitt dem Profil der Kette anschliessen; in Fig. 2 u. 3, Taf. 9, wo diese Bügel mit B bezeichnet, sind dieselben durch die Schrauben x stellbar am Gestell der Winde befestigt, um die Abführung der Kette unter verschiedenem Winkel zu ermöglichen. Der Bügel in Fig. 19, Taf. 2, welcher dem später behandelten Laufkran von Larini, Nathan & Co. in Mailand angehört, ist in x festgelegt und umfasst die Welle der Nuss in einem Auge. Bei Schrauben-Flaschenzügen ist der Schutzbügel B gewöhnlich halbkreisförmig gehalten und dem Gestell angegossen oder angeschraubt (s. Fig. 20 u. 21, Taf. 2). Kann das von der Nuss ablaufende Kettenende nicht durch einfaches Ziehen in sicherer Weise von der Nuss abgehoben werden, so ist ein besonderer Abstreifer anzuordnen, der etwa sich auf der Nuss klemmende Kettenglieder an der Ablaufstelle löst. In Fig. 20 u. 21, Taf. 2 ist dieser Abstreifer mit A bezeichnet, in Fig. 19, Taf. 2 dient hierzu die Rippe des Querstückes y.

Fig. 49.



Die Befestigung eines Kettenendes am Haken oder am Gestell der Winde wird mittelst eines Schekels (s. § 21) bewirkt. Auf cylindrischen Trommeln wird die Kette durch Teile, wie sie die Fig. 12 bis 14, Taf. 2 zeigen, festgemacht. Zur schnellen und vorläufigen Verbindung einer zerrissenen Kette verwendet man sogenannte Kettenschlösser. Fig. 49 des Textes zeigt eine bekannte Ausführung derselben.

b) Gelenkketten.

Von diesen findet als Tragorgan fast ausschliesslich die Gall'sche Gelenkkette, wie sie Fig. 50 u. 51 des Textes zeigt, Verwendung.

Das Material der Bolzen ist Stahl, das der Laschen weiches, zähes Schmiedeeisen.

Die Ausführungen der Kette zeigen je nach der

etwa defekt gewordener Laschen bietet. Bei der Ausführung ist grösste Sorgfalt auf die Herstellung einer genau gleichen Teilung aller Glieder zu verwenden, da nur bei einer solchen ein ruhiges, zuverlässiges Arbeiten der Kette gesichert ist.

Die Untersuchung einer Gall'schen Gelenkkette hat nicht nur beschädigte Laschen festzustellen, sondern

Fig. 50 u. 51.

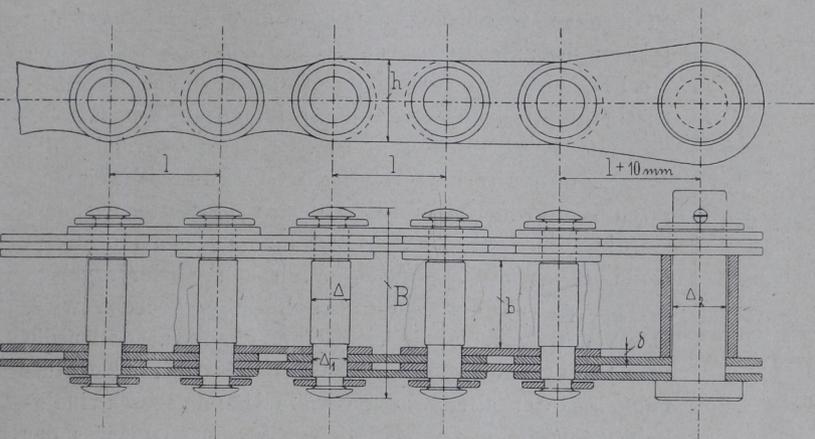
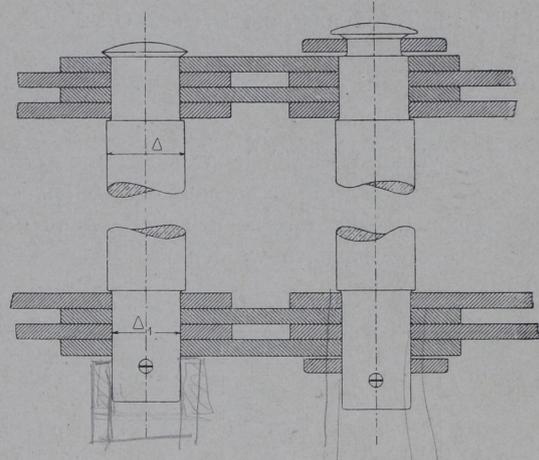


Fig. 52 bis 55.



Grösse der Last 2, 4, 6 oder 8 Laschen, die bei kleinen Lasten aussen gerade (Fig. 51), bei grossen geschweift (Fig. 50) gehalten sind; die letztere Form liefert natürlich die richtigere Materialverteilung. Das seitliche Lösen der Laschen von den Zapfen der Bolzen wird in verschiedener Weise verhütet. Die Vernietung nach Fig. 52 u. 53 des Textes ist am gebräuchlichsten, seltener kommt die Versplintung nach Fig. 54 u. 55 des Textes vor, die zwar den Vorzug einer leichten Auswechselung

auch etwaige Bolzen mit zu grossen Spielräumen, durch welche die genaue Teilung der Glieder aufgehoben wird, zu ermitteln.

Zur Berechnung der vorliegenden Ketten bedient man sich gewöhnlich der Tabellen, welche von den bezüglichen Fabriken, wie Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, Otto Kötter in Barmen, Nohl & Co. in Köln a/Rhein u. s. w., herausgegeben werden und bis auf Kleinigkeiten Übereinstimmung zeigen. Dieselben

Gall'sche Gelenkketten

von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden.

Zulässige Belastung kg	Teilung oder Baulänge l mm	Mittelbolzen		Zapfenstärke Δ ₁ mm	Laschen			Grösste Gesamtbreite B mm	Endglied, 1+10 mm lang, Δ ₂ mm	Gewicht von 1 m Kette kg ca.	
		Länge b mm	Stärke Δ mm		Zahl i mm	Dicke δ mm	Breite h mm				
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	6	0,7	ohne Unterlagscheiben vernietet
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28	9	1	
500	25	18	10	8	2	3	18	38	12	2	
750	30	20	11	9	4	2	20	45	13	2,7	
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50	15	3,8	
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	18	5	mit Unterlagscheiben vernietet
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67	21	7,1	
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90	26	11,1	
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110	32	16,5	
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118	34	19	
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125	36	24	versplintet
7 500	70	50	32	26	8	4,5	53	150	40	31,5	
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	45	34	
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180	47	44,8	
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195	50	51,1	
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208	54	58,1	
20 000	110	80	43	37	8	6	85	215	56	74,4	
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235	60	83,3	
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255	65	100	

enthalten als zulässige oder garantierte Belastung die grösste Zugkraft, denen die Kette ausgesetzt werden darf; dieselbe entspricht ungefähr $\frac{1}{5}$ der Bruchlast. Für besonders ungünstige Betriebsverhältnisse wird man aber wiederum die zulässigen Belastungen der Ketten entsprechend zu reduzieren haben.

Der Radius der Leit- und Winderollen, die man hier als Daumenrollen bezeichnet, berechnet sich nach Fig. 18, Taf. 2 aus dem Dreieck O 1 2 zu

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{180}{z}} \dots \dots \dots 74$$

wenn wieder l die Teilung oder Baulänge der Glieder, z die Zähnezah der Rollen bezeichnet. Der folgenden Tabelle kann der Wert von R direkt entnommen werden.

Werte von R nach Gl. 74.

z	R	z	R	z	R
6	1	15	2,4048 1	24	3,8306 1
7	1,1531 1	16	2,5631 1	25	3,9894 1
8	1,3066 1	17	2,7210 1	26	4,1480 1
9	1,4619 1	18	2,8794 1	27	4,3070 1
10	1,6180 1	19	3,0377 1	28	4,4657 1
11	1,7747 1	20	3,1962 1	29	4,6245 1
12	1,9318 1	21	3,3548 1	30	4,7834 1
13	2,0893 1	22	3,5133 1	31	4,9423 1
14	2,2470 1	23	3,6720 1	32	5,1010 1

Die Zähnezah der Leitrollen wählt man gewöhnlich gleich 12 bis 30, die der Winderollen gleich 6 bis 12.

Leit- und Winderollen sind, abgesehen davon, dass jene häufig lose, diese aber stets fest auf ihrer Achse oder Welle sitzen, vollständig gleich gestaltet. Das Profil der Zähne, die gefräst werden, ist nach Fig. 17, Taf. 2 für den Kopf eine Äquidistante zur Evolvente des Teilkreises, das Profil der Füsse ein Halbkreis von einem Durchmesser, der um den meist nur geringen Spielraum zwischen Kettenbolzen und Rolle grösser als Δ genommen wird. Die Breite der Zähne wird um ca. 2 mm kleiner als der innere Abstand b der Laschen gehalten. Das Material der vorliegenden Rollen ist Gusseisen oder Stahlguss. Bei geringen Zähnezahlen wird die Rolle auch wohl mit ihrer Stahlachse nach Fig. 16, Taf. 2 aus einem Stück geschmiedet.

Zur Befestigung der Gall'schen Gelenkkette an einem Haken oder Gestellteile dient ein besonderes Endglied (s. Fig. 51 auf S. 53), dessen Baulänge um 10 mm grösser und dessen Bolzen etwas stärker als bei den übrigen Gliedern gehalten ist.

Bei Kranen mit grosser Hubhöhe und mehrfacher Rollenübersetzung muss das von der Windenrolle ablaufende Kettenende, das wegen seiner beträchtlichen Länge gewöhnlich nicht frei herunterhängen darf, in einem Blechkasten gesammelt oder in einzelnen Strängen von kleinerer Länge aufgehängt werden. Die Fig. 18, 19 u. 20, Taf. 3 zeigen diesbezügliche Vorrichtungen.

In Fig. 18 wird nach einer Ausführung des Ingenieurs P. Üllner in Lüttich das von der Winderolle A kommende Kettenende in der Richtung x durch eine aus zwei Blechschilden und angenieteten [-Eisen a bestehende Gleitbahn geleitet. Alle 4 Meter sind ferner die äusseren Enden der Kettenbolzen mit zwei Stahlrollen versehen. Da die Entfernung l_x der [-Eisen etwas grösser als die äussere Breite der gewöhnlichen Kettenbolzen ist, so fallen diese durch, während die mit Stahlrollen versehenen auf dem unteren Schenkel der [-Eisen heruntergleiten und, am Ende der Bahn durch ein Flacheisen b am Austritt verhindert, die Kette selbstthätig in Strängen von 2 Meter Länge aufhängen.

Die Vorrichtungen in Fig. 19 u. 20 verwendet die Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon (Schweiz) an ihren Laufkranen. In Fig. 19 wird die Kette, nachdem sie die Winderolle A verlassen hat, nochmals über die Rolle B geführt, welche durch ein Rädervorgelege z_1, z_x, z_2 von der Welle der Rolle A gedreht wird. Das von B kommende Ende ist aufgehängt. Sollen die vier Stränge der von A ablaufenden Kette gleiche Aufhängelänge erhalten, so muss die Umfangsgeschwindigkeit v der Rolle A und diejenige v' von B gemäss der Bedingung

$$\frac{v'}{2} = \frac{v - v'}{2} \text{ oder } v' = \frac{1}{2} v$$

sich wie 2:1 verhalten. Mit den der Figur eingeschriebenen Bezeichnungen muss also

$$\frac{v'}{v} = \frac{z_1 R'}{z_2 R} = \frac{1}{2}$$

oder gemäss Gl. 74

$$\frac{z_1 \sin \frac{180}{z}}{z_2 \sin \frac{180}{z'}} = \frac{1}{2}$$

sein.

Nach der Ausführung ergibt sich mit $z_1 = 21, z_2 = 50, z = 10, z' = 12$

$$\frac{21 \sin 18^\circ}{50 \sin 15^\circ} = \frac{21 \cdot 0,309}{50 \cdot 0,2588} = \sim \frac{1}{2}$$

Das Zwischenrad mit der Zähnezah z_x kommt für die Übersetzung nicht in Betracht.

In Fig. 20 schliesslich wird das von der Winderolle A kommende und nochmals über die Rolle B geleitete Kettenende durch ein doppelarmiges Gewicht C auf vier Stränge gleichmässig verteilt.

Damit die Kette sicher von der Winderolle abgehoben wird, bringt man die in Fig. 18 u. 19, Taf. 3 mit y bezeichneten Gussstücke an.

§ 21.

Die Haken und Ösen.

Die Last wird nur selten unmittelbar an dem Seil oder der Kette eines Hebezeuges befestigt. Meistens dient zur leichteren Aufhängung der Last ein besonderer Haken, der mit dem Seil oder der Kette in irgend einer Weise verbunden ist. Auch dienen Haken zum Aufhängen ganzer Hebezeuge, wie namentlich der Flaschenzüge.