

Zweiundzwanzigstes Kapitel.

KETTENTRIEBE, GURTBREMSEN.

§. 302.

Spezifische Leistung der Kettentriebe.

Die Kettentriebe finden weniger zahlreiche Anwendungen als die Seiltriebe; indessen ist doch hervorzuheben, dass ihre Benutzung in der Zunahme begriffen ist, nachdem sich herausgestellt hat, dass sie sich für einzelne Betriebszwecke besonders gut eignen. Zunächst ist die Kette als Treiborgan in der Aufbereitungstechnik gut zu verwenden, namentlich zum Betrieb von Trommeln, als: Waschtrommeln, Läutertrommeln, Siebtrommeln für Erz- und Kohlaufbereitung, Knettrommeln für Teigbereitung (Brodbackerei) u. s. w., wo enggliederige Schakenketten theils wegen der Nässe, theils wegen der Hitze, des Verstäubens u. s. f. sich besser als andere Zugorgane geeignet zeigen, um Drehbewegung zu übertragen. Sodann hat sich eine ins Grossartige gehende Verwendung in den Bergwerken entwickelt, wo im Schleppdienst, unter wie über Tag, die Schakenkette nicht bloss zum unmittelbaren Fortbewegen der Förderwagen (vergl. Fig. 802), sondern auch — worum es sich hier handelt — zum Uebertragen von Drehung auf grosse Entfernungen vorzügliche Dienste leistet (Ferntriebwerke).

Den Treibscheiben gibt man entweder glatte, etwas keilförmig profilirte eiserne Kimmen, oder man gestaltet diese als mehr oder weniger ausgebildete Muldenkränze (vergl. §. 275). In ersterem Falle bewirkt, wie bei Treibriemen und Treibseil, die Reibung das Anhaften, im letzteren Falle wirken die Mulden als Verzahnung.

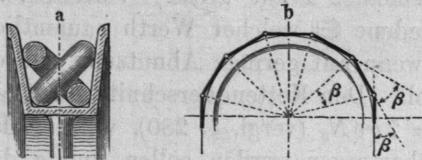
Bei der bloss durch Reibung haftenden Schakenkette, wie in Fig. 930 a angedeutet liegend*), ergibt sich die Anordnung der Glieder so wie Fig. 930 b zeigt, und gilt die folgende Beziehung für die Umfangsreibung $F = T - t$ (vergl. §. 264):

$$T = t \left(1 + 2f \sin \frac{\beta}{2} \right)^m \dots \dots \dots (311)$$

wobei wie früher T und t die Anspannungen des führenden und geführten Trums, f der Reibungskoeffizient. Der Winkel β ist bei der Baulänge l der Glieder und der Trommelhalbmesser r aus der Gleichung $r \sin \frac{1}{2} \beta = \frac{1}{2} l$ bestimmt und die Zahl m der treibenden Glieder durch $m = \alpha : \beta$. Mit genügender Annäherung kann man hierin $\beta = l : r$ setzen und hat dann für den Reibungsmodul ϱ :

$$\varrho = \frac{T}{t} = \left(1 + f \frac{l}{r} \right)^{\alpha \frac{r}{l}} \dots \dots \dots (312)$$

Fig. 930.



Bei der Kette ist also nicht wie beim Seil der Reibungsmodul unabhängig von r , sondern verändert sich etwas mit dem Verhältniss $r : l$. Man geht mit letzterem selten

unter 5. Dieses der Sicherheit halber einsetzend und $f = 0,1$ annehmend, erhält man also praktisch benutzbaren Werth für ϱ , wenn man noch den Umschlagwinkel α durch die Anzahl u der halben Umschläge ausdrückt, $\varrho = T : t = (1 + \frac{1}{50})^{5\pi u}$, woraus:

$$\varrho = \frac{T}{t} = 1,37^u \dots \dots \dots (313)$$

Dies gibt bei 1 bis 8 halben Umschlägen für den Reibungsmodul $\varrho = T : t$, den Anspannungsmodul $\tau = T : P$ und den Ableitungsmodul θ (vergl. S. 835) folgende Zahlen:

$u =$	1	2	3	4	5	6	7	8
$\varrho =$	1,37	1,88	2,57	3,53	4,83	6,61	9,06	12,41
$\tau =$	3,69	2,13	1,64	1,39	1,26	1,18	1,12	1,09
$\theta =$	0,27	0,47	0,61	0,72	0,79	0,85	0,89	0,92

*) Diese Anordnung trifft genau zu bei der Gelenkkette (Fig. 830d) und mit Annäherung, die aber ausreichend ist, bei der Schakenkette.

Die Werthe von ρ und τ sind denjenigen für stetige Zugorgane wie Seile, Riemen, Drähte etc. aufs engste verwandt und sind deshalb in dem Proportionsriss von S. 721, so weit derselbe reicht, eingetragen. Man bemerkt, dass die Kette auf der glatten Rolle eine ziemlich starke Anspannung verlangt, wenn sie nur halb umgeschlagen wird. Indem nun die spezifische Leistung N_0 eines treibenden Zugorgans nach §. 280 = $\frac{4}{3} \mathfrak{S} : \tau$ oder $\frac{4}{3} \mathfrak{S} \theta$ ist, erhalten wir für die offene Schakenkette bei den Spannungen $\mathfrak{S} = 6, 5, 4, 3 \text{ kg}$, wenn

	$u = 1$	2	3	4	5	6	7	8
für $\mathfrak{S} = 6$	$N_0 = 2,16$	3,76	4,88	5,76	6,32	6,80	7,12	7,36
„ $\mathfrak{S} = 5$	$N_0 = 1,80$	3,13	4,06	4,80	5,27	5,67	5,93	6,13
„ $\mathfrak{S} = 4$	$N_0 = 1,44$	2,51	3,25	3,84	4,21	4,53	4,75	4,91
„ $\mathfrak{S} = 3$	$N_0 = 1,08$	1,88	2,44	2,88	3,16	3,40	3,56	3,68

Die spezifische Leistung schwankt also zwischen 1 und 7,5, je nach der für angemessen erachteten Spannung im Kettenquerschnitt, ist aber im allgemeinen recht gross. Verschiedene Ausführungen zeigen verschiedene \mathfrak{S} , welcher Werth namentlich dann kleiner gewählt wird, wenn auf geringe Abnutzung (durch Reibung) gehalten werden soll. Den Kettenquerschnitt ermitteln wir aus der Gleichung $N = 2 q v N_0$ (vergl. §. 280), wenn N PS mit der Geschwindigkeit v übertragen werden sollen und q der Querschnitt des Ketteneisens in qcm ist. Wir erhalten:

$$q = \frac{1}{2v} \frac{N}{N_0} \dots \dots \dots (314)$$

v wird nie besonders hoch gewählt, weshalb wir oben bei Ermittlung von ρ auch die Zentrifugalkraft vernachlässigen durften.

1. *Beispiel.* 10 PS durch einen Kettentrieb mit glatten, halbumschlungenen Rollen bei $v = 6 \text{ m}$ und $\mathfrak{S} = 6 \text{ kg}$ zu übertragen, erfordert einen Ketteneisenquerschnitt $q = (1:12) (10:2,16) = 0,386 \text{ qcm} = 38,6 \text{ qmm}$, was einer Ketteneisendicke $d \sim 7 \text{ mm}$ entspricht.

2. *Beispiel.* Wendet man eine Gegenrolle (Fig. 795) und mit deren Hilfe drei halbe Umschläge an, setzt aber ausserdem \mathfrak{S} der Abnutzung wegen klein, und zwar $= 3 \text{ kg}$, so kommt $q = (1:12) (10:2,44) = 0,341 \text{ qcm}$, woraus $d \sim 6,6 \text{ mm}$; die Kette wird dünner und dennoch dauerhafter, als im ersten Falle, indem ihre Reibung beim Auf- und Ablaufen weit geringer ausfällt; vergl. §. 303.

Bei Anwendung gemuldeter statt glatter Rollen steigt die spezifische Leistung alsbald bedeutend, indem gut passende Mulden die Kette sicherlich so fest halten, wie es etwa acht halbe Umschläge können. Zwei sehr sorgfältige Ausführungen grösserer

Fig. 931.

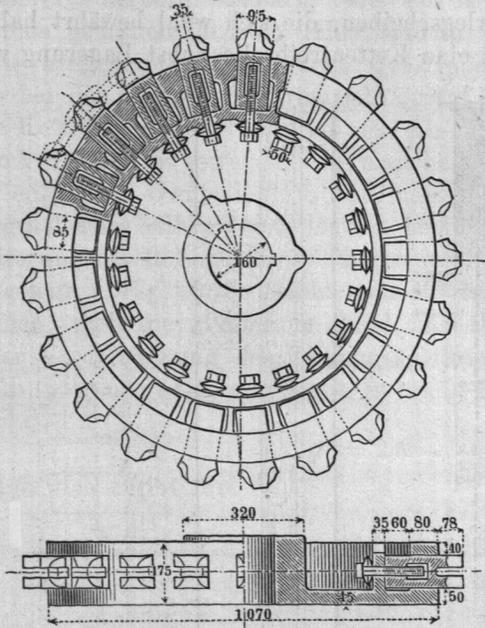
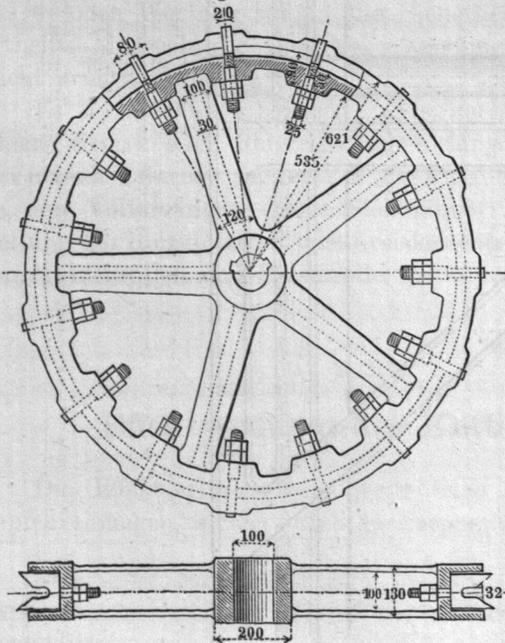


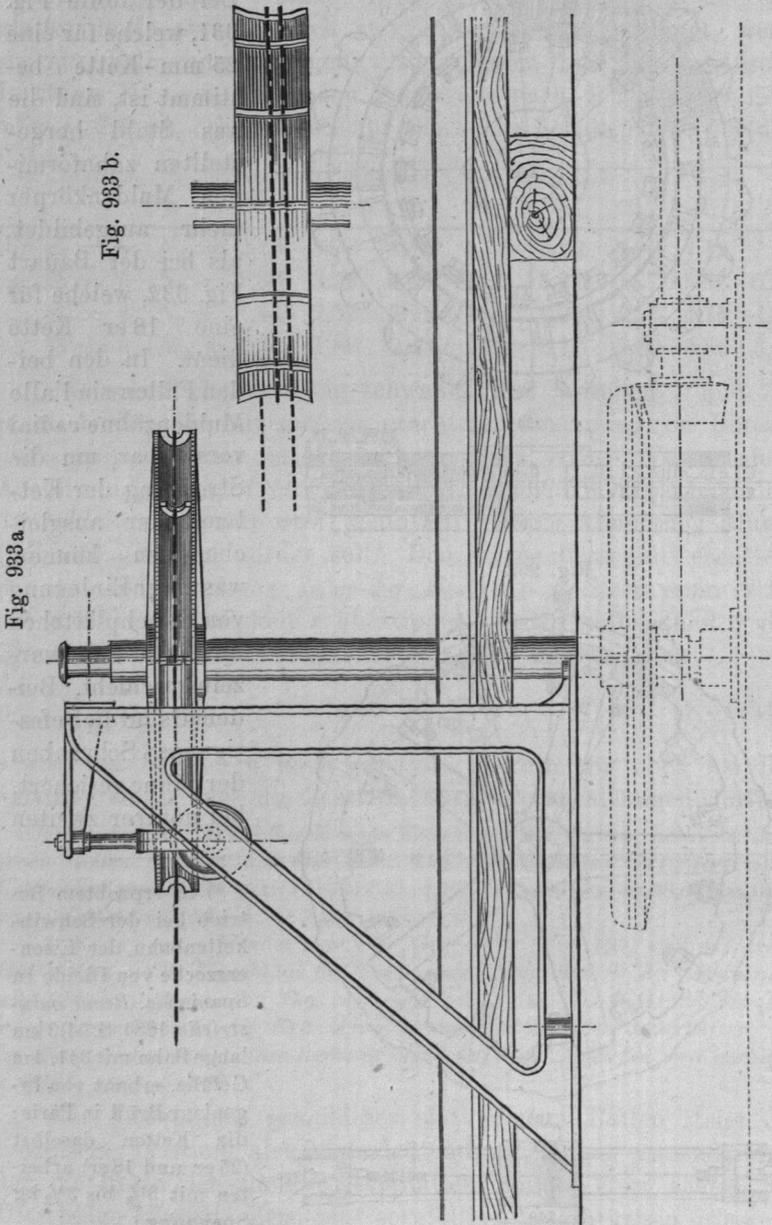
Fig. 932.



Muldenrollen zeigen die beiden folgenden Figuren*). Bei der Rolle Fig. 931, welche für eine 25 mm - Kette bestimmt ist, sind die aus Stahl hergestellten zahnförmigen Muldenkörper mehr ausgebildet, als bei der Bauart Fig. 932, welche für eine 18 er Kette dient. In den beiden Fällen sind alle Muldenzähne radial verstellbar, um die Streckung der Ket tenglieder ausgleichen zu können, was unter Einlegung von Blechplättchen unter die Zahnwurzeln geschieht. Beidemalsind die Befestigungs - Schrauben der Zähne gesichert, bei unserer zweiten

*) In erprobtem Betrieb bei der Schwibkettenbahn der Eisenerzzeche von Dicedo in Spanien (s. *Revue industrielle*, 1884, S. 54) 3 km lange Bahn mit 341, 4 m Gefälle, erbaut von Ingenieur Brüll in Paris; die Ketten daselbst (25 er und 18 er) arbeiten mit $3\frac{1}{3}$ bis $3\frac{1}{2}$ kg Spannung.

Scheibe mittelst Gegenmuttern, bei der ersten mittelst Belleville'scher elastischer Unterlegscheiben, die sich wohl bewährt haben sollen. Fig. 933 zeigt eine Kettentreibrolle nebst Lagerung von



größerer, derberer Bauart, wie sie in manchen englischen Gruben gebräuchlich ist*). Hier sind in die nach einem Halbkreis ausgekehrte Kimme acht Querrippen eingesetzt, ähnlich wie bei den älteren Spilltrollen (vergl. Fig. 794a); die beiden Kettenträger sind kurz bei den Ab- und Auflaufstellen noch durch Leitrollen getragen. In manchen anderen Ausführungen im englischen Grubenbetrieb hat man sich nicht mit der hier vorgesehenen halben Umschlagung begnügt, sondern unter Erweiterung der Rollenkehle die Kette in drei halben Umschlägen aufgelegt, s. Fig. 933b. Macht man die zweifellos statthafte Annahme, dass die Hinderung durch die Querrippen mindestens einer Verdreifachung des Reibungskoeffizienten f in obigen Formeln (311) und (312) entspricht, so erhält man für den Reibungsmodul q' :

$$q' = 2,5^u \dots \dots \dots (315)$$

womit sich ergibt für

$u = 1/2$	1	2	3	4
$q' = 1,58$	2,50	6,25	15,63	39,06
$\tau' = 2,72$	1,67	1,19	1,07	1,03
$\theta' = 0,37$	0,60	0,84	0,94	0,97

aus welchen Werthen sowohl die Sicherheit des Anhaftens beurtheilt, als auch die spezifische Leistung für besondere Fälle leicht ermittelt werden kann.

Es sei hier noch bemerkt, dass auch für Kettentrieb der engere Kreis- oder Ringtrieb schon länger Anwendung findet. Bei manchen Karden werden z. B. die Putzwalzen damit betrieben; an den Völtergängen (Holzschleifmühlen) geschieht die Nachstellung der Holzklötze mittelst Kreiskettentriebs unter Anwendung von Muldenrollen und Spannrolle.

§. 303.

Effektverluste des Kettentriebs.

Die Effektverluste beim Kettentrieb setzen sich aus den Zapfenreibungen, welche durch die Anspannungen T und t hervor-

*) Nebenstehende Skizze ist den Ausführungen der *Newchurch Colliery* bei Burnley entnommen; s. Briart & Weiler, *Transport méc. de la houille*, Mons 1870.