

Ein einfacher Riemen erhielt nach Abb. 2058 bei  $k_n = 14,5 \text{ kg/cm}$  eine zu große Breite:

$$b' = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{14,5} = 122 \text{ cm},$$

während der Doppelriemen mit  $k_n = 26 \text{ kg/cm}$ :

$$b = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{26} = 68 \text{ cm}$$

breit werden muß, vgl. Abb. 2165. Für einen Stahlbandantrieb gab die Eloesser Kraftband-Gesellschaft lediglich an, daß zur Unterbringung der in dem Falle

nötigen zwei Bänder eine Scheibenbreite von 170 mm ausreicht. Der Vergleich ergibt, daß im vorliegenden Falle der Seiltrieb am breitesten, der Stahlbandtrieb am schmalsten ausfällt. In bezug auf das Gewicht der Scheiben bestehen jedoch geringere Unterschiede, weil die Stahlbänder kräftige Kränze verlangen. Entscheidend müssen die Anlagekosten, die, was das Übertragungsmittel anlangt, beim Seiltrieb am kleinsten sind, und der Wirkungsgrad sein, soweit nicht besondere Umstände, wie die Abgabe der Leistung an mehrere Wellenstränge oder örtliche Verhältnisse, maßgebend werden.

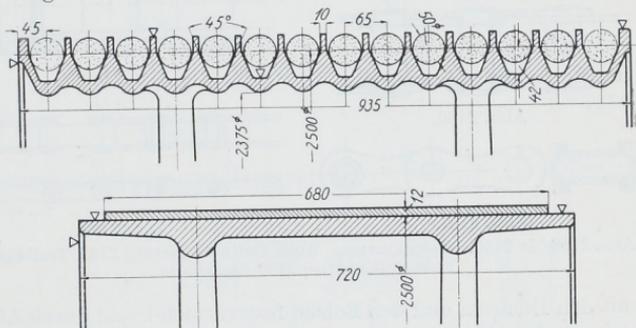


Abb. 2164 und 2165. Vergleich zwischen Seil- und Riementrieb für 590 PS Leistung bei  $v = 25 \text{ m/sek}$  Umfangsgeschwindigkeit.

## Siebenundzwanzigster Abschnitt.

### Kettentriebe.

Bei Kettentrieben wird die Kraft mittelbar durch eine Kette von einem Rade auf das andere übertragen, wobei die Räder mit Zähnen versehen sind, die in die Kettenlieder eingreifen, so daß eine sichere und verhältnismäßige Übertragung von der einen Welle zur andern zustande kommt. Gegenüber Zahnrädern bieten Kettentriebe den Vorteil, auch bei größeren Achsabständen anwendbar zu sein; im Vergleich mit Riemen- und Seiltrieben weisen sie geringere Achsdrücke auf und sind unempfindlich gegen Feuchtigkeit und Wärme. Selbst bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und in staubigen und schmutzigen Betrieben bewähren sie sich gut und finden häufig in der Fördertechnik, an Fahrrädern, im Werkzeugmaschinen- und Kraftwagenbau Anwendung.

Zusammenstellung 164. Rollenketten von A. Stotz, Stuttgart (vgl. Abb. 2168).

Zulässige Belastung . . . . .	kg	100	150	200	300	400	500	750	1000	1500
Teilung . . . . .	mm	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Weite zwischen den Platten . . . . .	„	14	16	18	20	22	25	30	35	45
Äußerer Rollendurchmesser . . . . .	„	9	12	15	17	18	20	23	26	28
Bolzendurchmesser . . . . .	„	5	8	10	11	12	14	17	18	20
Laschenbreite . . . . .	„	14	18	22	24	26	30	35	38	41
Laschenstärke . . . . .	„	2	3	3	4	4	5	6	6	8
Ganze Breite der Kette . . . . .	„	28	32	36	40	46	52	62	68	90
Gewicht des laufenden Meters . . . . .	kg/m	1,25	2	2,75	3,50	3,70	5	7	8,40	12,50

Man unterscheidet Gelenk- und Zahnketten. Beispiele für jene zeigen die Abb. 2166 bis 2169 und 2176. Die aus Bolzen und Laschen zusammengesetzte Gallsche Kette, Abb. 2166, wird vor allem als Lastkette im Hebemaschinenbau benutzt. Sie ist einfach und billig, eignet sich aber als Treibkette nur für mäßige Beanspruchungen, weil in den Laschenlöchern hoher Flächendruck und bei Dauerbetrieb starker Verschleiß auftritt, der die Teilung und die Kettenlänge vergrößert. Für Triebe vorteilhafter sind Ketten nach Abb. 2167, 2168 und 2176 unten, bei denen sich Büchsen auf inneren Bolzen, also auf großen Flächen drehen. Die Laschen sind abwechselnd

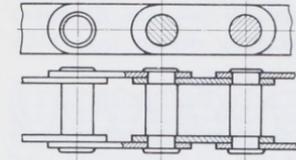


Abb. 2166.

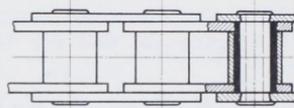


Abb. 2168.



Abb. 2167.

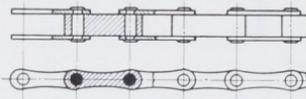


Abb. 2169.

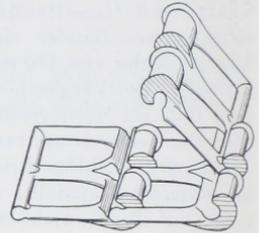


Abb. 2166 bis 2169. Gelenkketten. 2166 Gallsche Kette; 2167 Treibkette; 2168 Rollenkette; 2169 Blockkette.

Abb. 2170. Gelenkkette. A. Stotz, Stuttgart.

mit den Büchsen und den Bolzen fest vernietet und durch Abflachungen gegen Drehen gesichert. In Abb. 2168 und 2176 sind über die Büchsen noch gehärtete Rollen, die ihrerseits in die Zähne eingreifen, geschoben. Einen Auszug aus der Liste derartiger Rollenketten von A. Stotz, Stuttgart, gibt Zusammenstellung 164. An der Blockkette, Abb. 2169, wechseln breite Mittelglieder mit auf den Bolzen vernieteten Laschen ab. Abb. 2170 bis 2172 zeigen zerlegbare, in zahlreichen Formen und Größen durchgebildete, billige und für mäßige Betriebsgeschwindigkeiten geeignete Gelenkketten aus schweißbarem Guß von A. Stotz, Stuttgart, u. a., deren Glieder sich infolge ihrer hakenförmigen Ausbildung durch seitliches Zusammenschieben aneinanderreihen lassen. Auf den Rädern werden sie nach Abb. 2173 so aufgelegt, daß die Glieder nach der entgegengesetzten Richtung wie beim Zu-

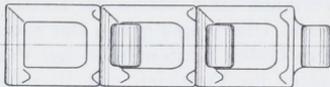


Abb. 2171. Gelenkkette.

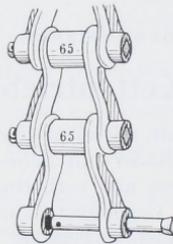


Abb. 2172. Stahlbolzenkette. A. Stotz, Stuttgart.

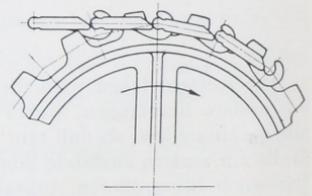


Abb. 2173. Rad mit Gelenkkette.

sammensetzen abgebogen werden, damit das Auseinanderfallen während des Betriebes ausgeschlossen ist. Sie finden an Elevatoren und Transportanlagen ausgedehnte Anwendung, wobei nach Bedarf einzelne Glieder mit Ansätzen zur Befestigung von Bechern, Schaufeln, Tragbrettern usw. eingeschaltet werden können.

Erhöhte Tragfähigkeit besitzen die Stotzschen Stahlbolzenketten, Abb. 2172, bei denen zur Verbindung der einzelnen Glieder durchgesteckte, mittels eines Vierkants gegen Drehung gesicherte Bolzen dienen. Diese Ketten sind zudem besser gegen das Eindringen Verschleiß erzeugender Fremdkörper geschützt und bieten die Möglichkeit, auf den Treibrädern umgewendet und beiderseits benutzt werden zu können.

Alle diese Ketten werden von Sonderfabriken in bestimmten, normalen Mäßen geliefert; den Listen ist die Höhe der zulässigen Belastung, die je nach dem Werkstoff

und der Bauart schwankt, zu entnehmen. Als Teilung gilt die Entfernung zweier Bolzenmitten. Beispiele einfacher Kettenschlösser zeigen die Abb. 2174 und 2175. Bei gerader Gliederzahl werden die Enden durch einen Bolzen, bei ungerader durch Einschalten eines geschweiften Zwischengliedes geschlossen.

An Kettenzahnradern ist im Gegensatz zu den eigentlichen Zahnrädern die Teilung  $t$  als Sehne, Abb. 2176, zu messen, weil sich die Kette als Vieleck um das Rad legt. Dementsprechend ergibt sich der Teilkreisdurchmesser  $D$  aus dem Dreieck  $BCM$  an einem Rade mit  $z$  Zähnen, da der Winkel  $AMB = \frac{360^\circ}{z}$ , der halb so große Winkel

$MCB$  mithin  $\frac{180^\circ}{z}$  entspricht, aus der Beziehung:

$$\sin \frac{180^\circ}{z} = \frac{t/2}{D/2},$$

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (711)$$

So erhält das in der Abbildung dargestellte zwölfzahnige Rad bei  $t = 50$  mm Ketten-  
teilung einen Durchmesser von:

$$D = \frac{50}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 193,3 \text{ mm.}$$

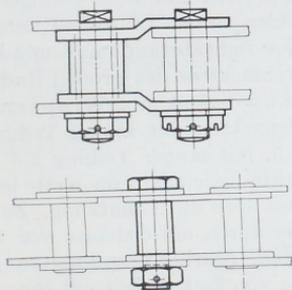


Abb. 2174 und 2175. Kettenschlösser.

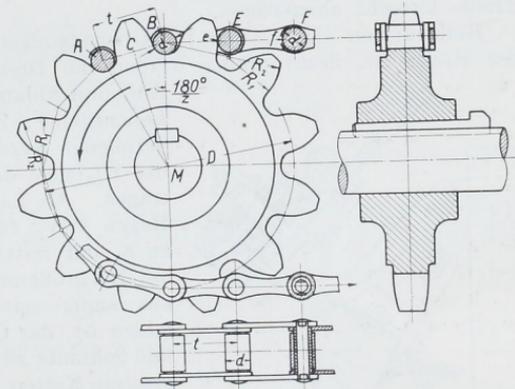


Abb. 2176. Kettenrad.

Zur Ermittlung der genauen Flankenform verfolge man an Abb. 2176 das Eingreifen der Bolzen  $E$  und  $F$  beim Antrieb des Rades in der Pfeilrichtung. Punkt  $e$  des Bolzens  $E$  beschreibt einen Kreisbogen um den Mittelpunkt des Bolzens  $B$  mit dem Halbmesser  $R_1 = t - \frac{d}{2}$ ; entsprechend muß der innere Teil des Zahnes begrenzt werden. Weiter außen ist Punkt  $f$  des Bolzens  $F$  maßgebend. Er hat von  $e$  dauernd den Abstand  $t$ , beschreibt also einen Kreisbogen vom Halbmesser  $R_2 = 2t - \frac{d}{2}$  nach dem die Zahnköpfe gekrümmt sein müssen. Die Flanke setzt sich also aus zwei einander überschneidenden Kreisbogen zusammen, kann aber ohne weiteres außen stärker zurückgebogen werden, da es für die Kraftübertragung genügt, wenn die Bolzen am Grunde richtig gefaßt werden und dort zum Aufliegen kommen. Zur Erleichterung des Auflaufens gibt man den Zähnen auf der Rückseite Spiel, pflegt sie auch seitlich zuzuspitzen, wie der Seitenriß der Abb. 2176 zeigt. Grundsätzlich sollen die Zapfen am Boden der Zahn-lücken getragen werden; das Aufliegen der Laschen auf einem Absatz des Rades nach Abb. 2177 oben ist wegen der dann auftretenden Biegebeanspruchung der Laschen unbedingt zu vermeiden. Teilungsfehler rufen unruhigen und ruckweisen Betrieb hervor;

Längungen der Ketten haben ungünstige Auflageverhältnisse zur Folge, weil sich die Bolzen nicht mehr unter Flächenberührung am Grunde der Zahnlücken, sondern unter Linienberührung weiter außen an den Flanken anlegen müssen.

Leiträder können ohne Zähne, wieder unter Beachtung des Grundsatzes, daß die Bolzen, nicht aber die Laschen zum Aufliegen kommen, ausgeführt werden.

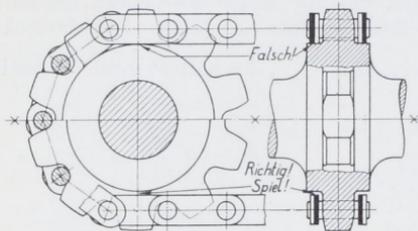


Abb. 2177. Richtige und falsche Ausbildung der Kettenräder.

Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Räder eines Triebes in ein und derselben Ebene liegen, weil sonst Überbeanspruchungen der Laschen auf der einen Seite, Ecken der Bolzen und rascher Verschleiß der Ketten unvermeidlich sind.

Zur Regelung des Durchhanges und zum Ausgleich von Längungen der Ketten durch den Betrieb empfiehlt es sich, eine der Radachsen verschiebbar zu machen oder eine besondere Spannrolle, Abb. 2178, vorzusehen. Die Verschiebung, die man dabei zugrunde legt,

entspreche mindestens einer, besser zwei Teilungen. Wegen der Neigung der Kette, bei zunehmendem Durchhang auf die Zahnköpfe zu steigen, ist es unvorteilhaft, die Triebe lotrecht anzuordnen.

Rollenketten eignen sich für Übersetzungen bis 1 : 7. Je geringer die Zahnzahl der Räder ist, desto größer werden die Drehwinkel der Bolzen und Hülsen beim Auf- und Ablaufen der Ketten und desto geringer deren Lebensdauer; Zahnzahlen unter 12 sollten möglichst vermieden werden. Der Achsabstand muß mindestens das  $1\frac{1}{2}$ -fache des Durchmessers des großen Rades betragen.

Als Laufgeschwindigkeit gibt Wippermann, Hagen i. W., für Rollenketten mit kurzer Teilung bis zu 5, mit mittlerer 3,5, mit langer Teilung 2,5 m/sek an. Bei größerer Geschwindigkeit fällt die Kette leichter aus; andererseits wächst aber die Abnutzung. Zu empfehlen ist, das Getriebe durch ein Gehäuse vor Staub und Schmutz zu schützen. Starker Verschmutzung ausgesetzte Ketten müssen von Zeit zu Zeit mit Petroleum oder Benzin gereinigt und dann in einem heißen Talg-

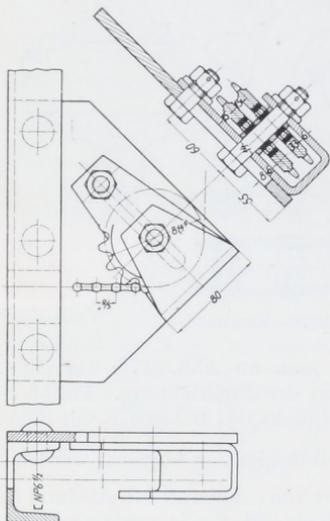


Abb. 2178. Verschiebbare Kettenrollen.

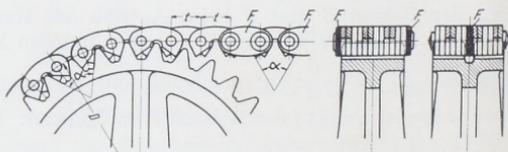


Abb. 2179. Zahnkettentrieb.

oder Ölbad neu eingefettet werden. Für die Schmierung während des Betriebes sorgt man durch einen Tropföler oder ein Ölbad.

Zahnketten bestehen aus gezahnten, mit gehärteten Büchsen versehener Laschen, die auf Bolzen nebeneinander aufgereiht, Ketten von verschiedener Breite bilden können. Zur Führung auf den gezahnten Rädern dienen Führungsplatten, die entweder an den Außenseiten angebracht, den Radkranz umfassen, oder in der Mitte eingefügt, in einem am Rade vorgesehenen Schlitz laufen, Abb. 2179. Ketten ohne Führungsplatten verlangen teurere Räder mit Spurkränzen und sind weniger zu empfehlen.

Die zum Eingriff kommenden Flanken sind eben und legen sich in neuem Zustande, Abb. 2179, beiderseits an den unter dem gleichen Winkel  $\alpha$  ausgefrästen Zähnen an. Tritt durch Abnutzung der Bolzen eine Vergrößerung der Teilung ein, so rückt die Kette auf dem Rade weiter nach außen, Abb. 2180; die Flächenberührung bleibt aber erhalten. Zu diesen günstigen Auflageverhältnissen treten als weitere Vorteile das geringe Gleiten der Zähne und der geräuschlose Lauf, selbst bei hohen Geschwindigkeiten. Derartige Ketten sind bis zu 7 m/sek und zur Übertragung großer Leistungen von mehreren hundert Pferdestärken im Gebrauch.

Stolzenberg und Co., Berlin-Reinickendorf, führen sie mit Teilungen von  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{5}{8}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 1,  $1\frac{1}{4}$ ,  $1\frac{1}{2}$ ,  $1\frac{3}{4}$  und  $2\frac{1}{4}$  Zoll engl. und in Breiten von 12,7 bis 256 mm, Wippermann, Hagen i. W., mit Teilungen zwischen 8 und 50,8 mm und Breiten bis zu 336 mm aus.

Für die Wahl der Teilung und der Kettenbreite ist der Auflagedruck in den Bolzen in erster, die Festigkeit der Kette in zweiter Linie maßgebend; die Betriebsbelastung muß deshalb gering sein und etwa  $\frac{1}{30}$  der Bruchfestigkeit der Kette betragen. Der Teilkreisdurchmesser  $D$ , Abb. 2179, bestimmt sich in gleicher Weise wie im Falle der Abb. 2176 aus:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$



Abb. 2180. Eingriff nach Abnutzung der Zahnkette.

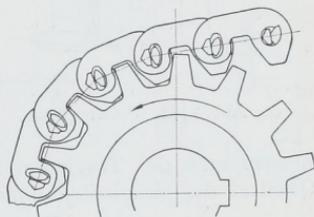


Abb. 2181. Morsekette.

sollen vermieden werden. Die Übersetzung darf Werte bis zu 1 : 6,5, ausnahmsweise 1 : 8 erreichen.

An der von der Westinghouse Bremsen Gesellschaft, Hannover, ausgeführten Morsekette, Abb. 2181, sind zur Verringerung der Reibung und Abnutzung die Bolzen durch Schneiden ersetzt.

Achtundzwanzigster Abschnitt.

## Schwungräder.

### A. Zweck und Wirkungsweise der Schwungräder.

Schwungräder dienen zur vorübergehenden Aufspeicherung von Arbeit, häufig mit dem Sonderzweck, den Gang der Maschinen gleichförmiger zu machen. Oft werden sie gleichzeitig als Riemen- oder Seilscheiben ausgebildet. Bei Kraftmaschinen geben sie dann die erzeugte Leistung ab; bei Arbeitsmaschinen nehmen sie die zum Betrieb nötige Energie auf. An Dynamomaschinen sind Schwungräder häufig Träger der Wicklung oder der Pole.

Ein mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  umlaufendes Rad vom Trägheitsmoment  $J$  besitzt eine Wucht, ein Arbeitsvermögen oder eine lebendige Kraft  $A_1 = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2}$ ,

die als Beschleunigungsarbeit aufgebracht werden mußte, um das Rad auf die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  zu bringen. Das Rad kann aber die Wucht auch wieder abgeben, wenn es aus der Bewegung zur Ruhe gebracht wird, wie das z. B. an Spindelpressen, Abb. 2182, beim Prägen geschieht. Das Schwungrad  $S$  wird durch Anpressen der linken dauernd laufenden Tellerscheibe  $T_1$  auf steigende Geschwindigkeit gebracht, weil  $S$  bei dem gleichzeitig eintretenden Niederschrauben der Spindel an der Scheibe  $T_1$  in immer