

ausgesetzt sind, einer im Betrage  $\alpha$  um die Ase  $A$  selbst und einer anderen —  $\gamma$  um die Ase  $C$ . Betrachtet man daher die in einer und derselben festen Geraden gelegene Bahn, welche die Meißelspitze einer gewöhnlichen Hobelmaschine beschreibt, als die Erzeugende, so muß dieselbe die genau richtige Zahnfläche hervorbringen, sobald man das zu bearbeitende Rad in solcher Weise unterstützt, daß es außer einer Drehung um die eigene Ase noch einer anderen um die Ase  $C$  des zu Grunde gelegten Hülsaxoids fähig ist, und sobald man dafür sorgt, daß ihm diese beiden Drehungen gleichzeitig und in dem Verhältnisse  $\alpha : -\gamma$  mitgetheilt werden. Zu diesem Behufe hat man nur nöthig, die betreffende Hobelmaschine, welche übrigens von gewöhnlicher Einrichtung sein kann, mit einem geeigneten Support oder Apparat zur Aufnahme des Rades zu versehen, um ganz automatisch die Zahnflächen anhobeln zu können. In dieser Weise ist die Bearbeitung der Zähne sowohl für Stirnräder wie für conische, hyperboloidische und Schraubenräder ohne Schwierigkeit möglich, und können ebensowohl Cycloiden- wie Evolventenformen erzeugt werden. Es ist hierzu keinerlei Schablone oder Façonstichel erforderlich, ja es bedarf nicht einmal einer vorherigen Aufzeichnung des Zahnprofils, wenn man nur das erzeugende Hülsaxoid angenommen hat. Es muß ferner bemerkt werden, daß die auf solche Weise erzeugten Zähne conischer Räder die exacten Formen (Kegel mit sphärischen Cycloiden und sphärischen Evolventen als Grundflächen) an sich tragen, während bei der seitherigen Darstellungsweise conischer Räder wegen der Nothwendigkeit, eine Schablone anzufertigen, immer nur die Annäherungsformen mit Hülfe der Ergänzungsregel zur Verwendung gekommen sind. In Betreff der gedachten Apparate zur Unterstützung der zu hobelnden Räder sei hier auf eine Abhandlung des Verfassers in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbleißes, Jahrgang 1877, verwiesen.

**Kettenräder.** Gemäß der in §. 40 angegebenen Eintheilung der §. 90. Räder wären schließlich noch die sogenannten Kettenräder zu besprechen. Dieselben stimmen mit den Riemscheiben darin überein, daß die Bewegungsübertragung wie bei jenen nicht durch directe Berührung der Radflächen, sondern mittelst eines Zwischengliedes, nämlich einer Kette, bewirkt wird. Mit den Zahnradern andererseits haben sie das Vorhandensein gewisser zahnartiger Vorsprünge gemein, welche, zwischen die Lücken der Kettenglieder tretend, unter allen Umständen die Bewegungsübertragung sichern, indem durch die Zähne ein Gleiten der Ketten über die Rollenumfänge verhindert wird, wie es beim Riemenbetrieb in Folge ungenügender Spannung eintreten kann. Demgemäß erfordert die Kette auch keine besondere Anspannung, und es werden daher die an den Zapfen der Kettenräder auftretenden Reibungen nur durch die zu übertragende Kraft, also durch den einfachen Kettenzug hervorgerufen, da das nicht treibende Kettenstück ganz schlaff sein kann.

Die Treibketten werden in verschiedener Form und zwar immer aus Schmiedeeisen ausgeführt, welches wegen der unpermeidlichen kleinen Stöße, denen diese Ketten fortwährend ausgesetzt sind, von sehniger möglichst zäher Beschaffenheit sein muß. Die gewöhnliche Lastkette, Fig. 309 und 310, mit elliptischen Gliedern, denen man zur Versteifung nach Brunton auch

Fig. 309.



Fig. 310.

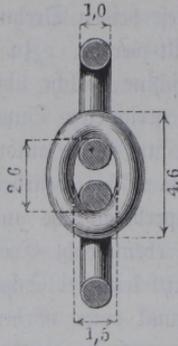
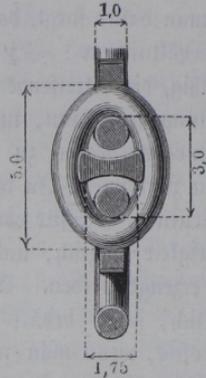


Fig. 311.



gußeiserne Querstege, Fig. 311, giebt, findet für die eigentlichen Kettenräder zur Bewegungsübertragung wenig Verwendung. Bei Winden und Hebevorrichtungen, für welche diese Ketten meist gebraucht werden, giebt man den Rollen und Trommeln in der Regel glatte Oberflächen ohne Hervor-

Fig. 312.



Fig. 313.



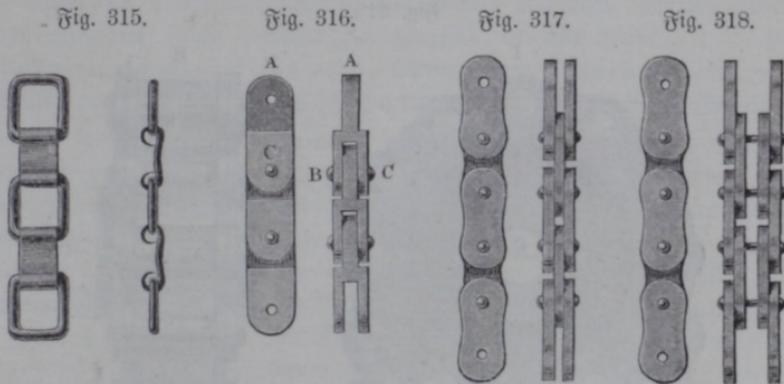
Fig. 314.



ragungen, und machen hiervon etwa nur die Differentialflaschenzüge eine Ausnahme. Auch die Ketten nach Fig. 312 wendet man mehr für Rollenzüge, z. B. zum Bewegen der Rauchschieber von Dampfkesselfeuerungen zc., an, wogegen die in Fig. 313 und 314 abgebildeten Ketten als eigentliche Treibketten mehrfach Verwendung finden. Die letztere von Baucanson angegebene ist, wie leicht zu erkennen, nur zur Ueber-

tragung schwacher Kräfte geeignet, da die Nesen der Glieder nur durch Umbiegungen des Drahts ohne Schweißung hergestellt sind. Wegen der leichten Herstellung und sicheren Auflagerung auf die Rollenumfänge ist diese bandförmige Kette jedoch sehr beliebt und z. B. vielfach bei den Krakenmaschinen der Wollspinnereien gebräuchlich, wo dieselbe Treibkette zugleich einem System von mehreren Walzen die Bewegung mittheilt. Dieser Kette nahe

steht die Bandkette von Proché, Fig. 315, aus geschweißten Ringen von Kundscheisen und flachen Blechgliedern mit umgebogenen Enden bestehend.

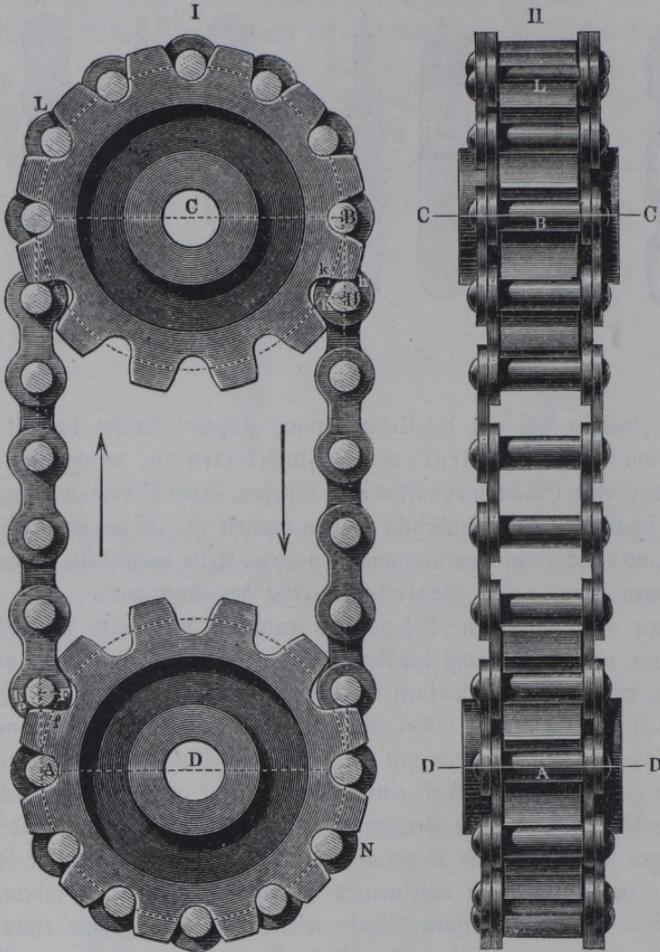


Da, wo es sich um die Uebertragung größerer Kräfte handelt, wendet man am besten die Gelenk- oder Laschenketten an, welche aus einfachen oder doppelten Gliedern aus Flacheisen bestehen, deren Verbindung durch gleichfalls schmiedeeiserne cylindrische Bolzen bewirkt ist. In den Figuren 316 bis 318 sind verschiedene Ausführungsarten dieser Kette dargestellt, die gewöhnlich mit dem Namen der Galle'schen Kette bezeichnet wird. Die schmiedeeisernen oder stählernen Bolzen sind entweder beiderseits mit Nietköpfen versehen, oder auch behufs der Auswechslung nur auf einer Seite mit einem Kopfe, andererseits durch einen Vorsteckstift oder eine Schraubmutter am Herausfallen verhindert. Bei sehr soliden Ausführungen werden auch wohl die Augen in den Gliedern mit Stahl oder Messingringen ausgefüttert.

In Fig. 319 (a. f. S.) ist ein Kettenräderwerk abgebildet, bei welchem die Laschenkette *ALBN* die Bewegungsübertragung zwischen den beiden zwölfzähligen Rädern *C* und *D* vermittelt. Die Zähne treten in die Zwischenräume zwischen je zwei aufeinander folgenden Bolzen ein, indem sie auf dieselben etwa in derselben Weise wirken, wie die Zähne eines Stirnrades auf die cylindrischen Triebstöcke einer Zahnstange, vergl. Fig. 249, §. 72. Man hat daher die Zähne der Räder nach den betreffenden Äquidistanten *ef*, *kh* der Kreisevolventen *EF*, *KH* zu profiliren. Kettenräder werden nur für parallele Axen angewendet. Ein großer Uebelstand aller Kettenräder besteht darin, daß die Glieder mit der Zeit durch den fortwährenden Zug sichrecken und daher ihre Länge bald nicht mehr mit der Theilung der Räder übereinstimmt. In Folge davon tritt zwischen den Radzähnen und den Bolzen der Kette todter Gang ein, welcher zu entsprechenden kleinen Stößen Veranlassung giebt, deren schädliche Einwirkung

um so erheblicher wird, je größer die Geschwindigkeit der Kette ist. Aus diesem Grunde wendet man Kettenräder nur selten und meist nur bei geringen

Fig. 319.



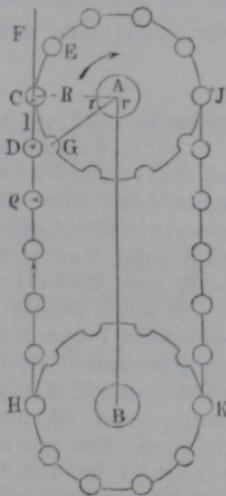
Geschwindigkeiten an, und ist es, um den gedachten Uebelstand möglichst herabzuziehen, gerathen, die Kettenglieder und Bolzen so kräftig zu construiren, daß die pro Querschnittseinheit darauf entfallende Spannung nur eine verhältnißmäßig kleine ist. Die Bestimmung der Abmessungen, welche man den Kettengliedern und ihren Bolzen zu geben hat, bietet unter Zugrundelegung einer höchstens als zulässig erachteten specifischen Spannung des

Materials nach den in Theil I gegebenen Regeln der absoluten resp. Absteherungsfestigkeit keine Schwierigkeiten dar.

Außer als Transmissionsmittel zum Betrieb von Axen kommen Ketten von geeigneter Form häufiger bei gewissen Arbeitsmaschinen, z. B. bei Baggermaschinen, Elevatoren, Tuchrahmmaschinen u., vor, hinsichtlich deren Betrachtung auf die zugehörigen Stellen verwiesen werden muß.

Die mit einem Kettenräderwerke verbundenen Reibungen setzen sich zusammen aus der Zapfenreibung, der Reibung zwischen den Zähnen und Bolzen und derjenigen, welche zwischen den Bolzen und Kettengliedern in den Augen der letzteren an den Umbiegungsstellen eintritt, wo die Ketten aus der geraden Richtung abweichen, um sich dem Umfange der Rollen anzuschmiegen. Bezeichnet  $R$  den Rollenhalmmesser  $AC$ , Fig. 320,  $r$  denjenigen der Axenzapfen und  $q$  den des Kettenbolzens, ferner  $l$  die Länge  $DC = CE$  eines Ketten-

Fig. 320.



gliedes von Mitte zu Mitte der Bolzen, so ergeben sich die durch eine am Umfange der Rolle  $A$  wirkende Umfangskraft  $P$  hervorgerufenen Reibungen an dieser Rolle wie folgt:

Die Zapfenreibung an  $A$  beträgt auf den Punkt  $C$  reditirt bekanntlich:

$$F_1 = \varphi P \frac{r}{R}.$$

Die Zahnreibung zwischen den Zähnen und den Kettenbolzen ergibt sich nach §. 79, wenn  $n$  die Zahnzahl bezeichnet, zu:

$$F_2 = \pi \varphi P \frac{1}{n}.$$

Um die Reibung der Glieder zu bestimmen, bedenke man, daß bei einer Bewegung der Kette um die Gliedlänge  $l$  das Glied  $DC$  in die Lage  $CE$  gelangt, also um den Winkel  $FCE = \frac{1}{2} CAG = \frac{1}{2} \tau$  gedreht wird, unter  $\tau$  den Theilwinkel  $\frac{2\pi}{n}$  verstanden. Der entsprechende Widerstand beträgt daher

$$F_3 = \frac{\varphi P q}{l} \cdot \frac{\tau}{2} = \frac{\varphi P q}{2R}, \text{ da } \tau = \frac{l}{R} \text{ ist.}$$

Man hat daher die gesammten an der Rolle  $A$  auftretenden Reibungswiderstände

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \varphi P \left( \frac{r}{R} + \frac{\pi}{n} + \frac{q}{2R} \right).$$

Ebenso sind die an der Rolle  $B$  an den Zapfen und an der Ablaufstelle  $H$  der Kette auftretenden Widerstände gegeben durch

$$F' = \varphi P \left( \frac{r'}{R'} + \frac{\pi}{n'} + \frac{Q}{2R'} \right),$$

wenn mit  $r', R'$  und  $n'$  die entsprechenden Größen dieser Rolle bezeichnet werden. Setzt man der Kürze wegen die obigen Parenthesen

$$\frac{r}{R} + \frac{\pi}{n} + \frac{Q}{2R} = f \quad \text{und} \quad \frac{r'}{R'} + \frac{\pi}{n'} + \frac{Q}{2R'} = f',$$

so sind die gesammten Widerstände des Kettenbetriebs ausgedrückt durch

$$F = \varphi P (f + f')$$

oder bei gleichen Rollen

$$F = 2 \varphi P f.$$

An der Ablaufstelle  $J$  und der Auflaufstelle  $K$  können die Widerstände vernachlässigt werden, da das Kettenstück  $JK$  einer Spannung nicht unterworfen ist.

Literatur. Die geometrische Construction der Radzähne ist zuerst von dem dänischen Astronomen Römer, nächstdem aber von Lahire, Camus und Deparcieuz gezeigt worden. Ueberdies haben sich auch Euler und Kästner damit beschäftigt, die besten Zahnformen für Räder auszumitteln. Man findet die hierauf bezüglichen Schriften angeführt in Gytelwein's Statik, Bd. I. Ausführlich über die Verzeichnung der Radzähne handelt außer Gytelwein auch noch Gerstner im dritten Bande seiner Mechanik, sowie Hachette in seinem *Traité élém. de machines*, ferner Olivier in dem bereits angeführten Werke (deutsch von Schnufe) und Willis in den vorzüglichen *Principles of Mechanism*. Siehe auch Verdam's Grundsätze der angewandten Werkzeugwissenschaft und Mechanik, Thl. II (aus dem Holländischen von Schmidt), Gaindl's Maschinenkunde und Salzenberg's Vorträge über Maschinenbau; ebenso wie Wiebe's Lehre von den einfachen Maschinen. Eine sehr ausführliche und eingehende Behandlung giebt die Constructionslehre für den Maschinenbau von Moll und Reuleaux. Das Nothwendigste für den Constructeur ist in Morin's *Aide-mémoire* und in Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau enthalten. Von den Rädern handeln fast sämtliche Werke über allgemeinen Maschinenbau und Constructionslehre, so z. B. das von H. v. Reiche. Die Maschinenfabrikation, 2. Auflage 1876. Die in technischen Journalen zerstreute Literatur über Räder ist sehr ausgedehnt.