

B. Räderwerke.

Während Wellen nur zur Fortpflanzung der rotierenden Bewegung dienen können, ermöglichen die Räderwerke die Übertragung derselben auf andere Wellen mit gleichzeitiger Änderung der Geschwindigkeit und des Sinnes der Drehung, sowie in ihrer mehrfachen Anwendung die Verteilung der Triebkraft. Sie zerfallen in Zahnräder und Reibungsräder und zwar sind direkt wirkende und indirekt wirkende Rädergetriebe zu unterscheiden, je nachdem die Räder unmittelbar auf einander wirken oder, wie dies bei Kettenrädergetrieben, Riemen- und Seiltrieben der Fall ist, vermittelt eines biegsamen Zwischenorgans, der Kette, dem Riemen oder dem Seil, auf einander wirken.

Das Übersetzungs- oder Umsetzungsverhältnis, nämlich das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit oder der minutlichen Umdrehungszahl (w_1 und n_1) des getriebenen Rades zur gleichzeitigen Winkelgeschwindigkeit oder minutlichen Umdrehungszahl (w und n) des treibenden Rades (vergl. Kap. I. S. 30):

$$\psi = \frac{w_1}{w} = \frac{n_1}{n}$$

läßt sich auch durch das umgekehrte Verhältnis der Radien r_1 und r von irgend welchen zusammengehörigen Verhältniskreisen beider Räder (Kreise gleicher Umfangsgeschwindigkeit) oder speziell der Radien R_1 und R der Teilkreise (sich berührende, also auf einander wälzende Verhältniskreise) ausdrücken:

$$\psi = \frac{r}{r_1} = \frac{R}{R_1}.$$

Teilkreise bedingen konstantes Übersetzungsverhältnis. Veränderlichen Übersetzungsverhältnissen entsprechen unrunde Räder.¹⁴⁾ Ihr selteneres Vorkommen rechtfertigt es, sich hier auf erstere zu beschränken.

1. Zahnräder.

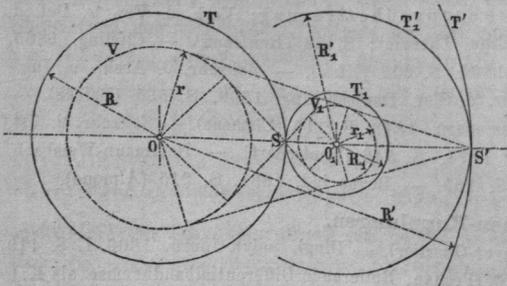
Nach der Lage ihrer Axen, von welchen die Grundformen der Radkörper (Axoide) abhängig sind, unterscheidet man:

1. Cylindrische oder Stirnräder, für parallele Axen.
2. Kegelräder, für sich schneidende Axen.
3. Hyperbelräder, für sich kreuzende (windschief liegende) Axen.

Die Axoide sind Rotationskörper, welche sich in einer Erzeugenden berühren. In den ersten beiden Fällen findet bei der Drehung der Räder ein Abrollen der Axoide auf einander statt, im letzten Falle neben dem Rollen senkrecht zur Berührungsgesamten noch Gleiten längs derselben.

§ 9. Stirnräder. Sind V und V_1 , Fig. 15, zwei in einem Normalschnitt zu beiden Axen liegende Verhältniskreise mit den Radien r und r_1 , so lassen sich an

Fig. 15.



dieselben, wenn sie sich nicht schneiden, vier gemeinschaftliche Tangenten legen, von denen sich sowohl die äußeren, als auch die inneren je in einem Punkte der Verbindungslinie der beiden Radmittelpunkte (Centrallinie) schneiden. Die durch diese Punkte gelegten Kreise, von den Radien R und R_1 , bzw. R' und R_1' , sind, weil $\frac{r}{r_1} = \frac{R}{R_1} = \frac{R'}{R_1'}$, zwei Paare

¹⁴⁾ Herrmann-Weisbach, Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. I. Abt. S. 251. — Excentrisches Zahngetriebe (für Quarzstampfmühlen). Maschinenb. 1878. S. 72.

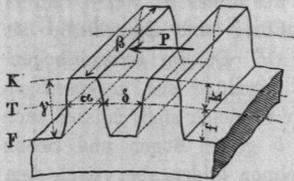
sich berührender Verhältniskreise, d. h. Teilkreise. Da sie gleiche Umfangsgeschwindigkeiten besitzen, rollen sie aufeinander und zwar T und T_1 mit entgegengesetztem, T' und T'_1 mit gleichem Drehungssinn. Im ersten Falle ergeben sich Räder mit äußerem Eingriff, im zweiten Falle Räder mit innerem Eingriff. Die sämtlichen in den verschiedenen Normalschnitten liegenden Teilkreise bilden die cylindrischen Axoide.

Die auf den Teilkreisen gemessene Entfernung zweier benachbarter Zähne, die Zahnteilung, muß für zusammenwirkende Räder gleich sein, während die Zahndicken, wie dies bei verschiedenen Materialien z. B. bei Holz auf Eisen der Fall ist, unter Umständen ungleich genommen werden. Sind Z und Z_1 die Zahnzahlen, so läßt sich vermöge $2 R \pi = Z t$ und $2 R_1 \pi = Z_1 t$ das Übersetzungsverhältnis

$$\psi = \frac{R}{R_1} = \frac{Z}{Z_1} \text{ schreiben.}$$

Die Stirnradzähne werden nach Cylinderflächen geformt, als deren Leitlinie das in der Normalebene liegende Zahnprofil dient.

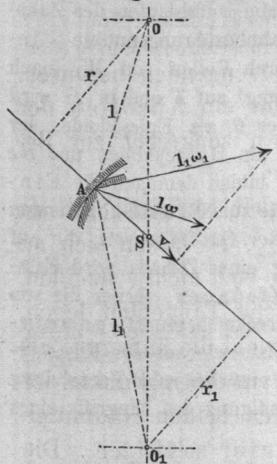
Fig. 16.



Man bezeichnet (Fig. 16) mit: Zahnkopf den über den Teilkreiscylinder hervorragenden Teil des Zahns, Zahnfuß den übrigen Teil desselben, Zahnscheitel die obere Fläche des Zahnkopfes, Zahnsohle die untere Fläche des Zahnfußes, Zahnflanken die nach den Zahnkurven gebildeten Cylinderflächen, welche sich von der Zahnsohle nach dem Zahnscheitel erstrecken, Zahnücke

den Raum zwischen zwei benachbarten Zähnen. Unter Zahnhöhe γ wird der radiale Abstand von Zahnsohle und Scheitel verstanden. Zahn- oder Radbreite β ist die Entfernung der Zahnendflächen (Stirnflächen), Zahndicke α die Länge des Teilkreisbogens zwischen den Zahnflanken eines Zahnes und Lückenweite δ der zwischen den Flanken zweier benachbarten Zähne gemessene Teilkreisbogen. Flankenspielraum nennt man die Differenz zwischen Lückenweite des einen und Zahnstärke des eingreifenden Rades, Scheitelspielraum die Entfernung des Zahnscheitels des einen von dem Zahnboden des andern Rades. Die Kreise K und F heißen Kopfkreis und Fußkreis.

Fig. 17.



Scheitelspielraum die Entfernung des Zahnscheitels des einen von dem Zahnboden des andern Rades. Die Kreise K und F heißen Kopfkreis und Fußkreis.

Zweckmäßigerweise werden die Zahnformen so gewählt, daß alle Räder gleicher Teilung, in beliebiger Auswahl zu einem Paare zusammengestellt, richtig zusammenwirken (Satzräder).

§ 10. Zahnform. Die Form der Zahnflanken ist so zu bestimmen, daß die Bewegungsübertragung unter gegenseitigem Abwälzen der Teilkreise stattfindet. Haben zwei im Punkte A (Fig. 17) sich berührende Zähne an dieser Stelle die absoluten Geschwindigkeiten $l w$ und $l_1 w_1$, so müssen ihre Projektionen auf die Berührungsnormale, wenn die Zahnflanken nicht in einander eindringen sollen, gleich groß sein. Wie aus Fig. 17 ersichtlich, gilt:

$$\frac{r}{l} = \frac{v}{l w} \text{ oder } v = r w \text{ und } \frac{r_1}{l_1} = \frac{v}{l_1 w_1} \text{ oder } v = r_1 w_1, \text{ somit } \frac{w_1}{w} = \frac{r_1}{r},$$

d. h. r und r_1 sind die Radien zweier Verhältniskreise und S ist der Berührungspunkt der Teilkreise. Die Bedingung für richtigen Zahneingriff lautet demnach:

„In allen Eingriffsstellungen geht die gemeinschaftliche Normale durch den Berührungspunkt der Teilkreise.“

Hiernach läßt sich zu der gegebenen Zahnform eines Rades die entsprechende Zahnform des zugehörigen Rades konstruieren, welches Verfahren (allgemeine Verzahnung) in der Praxis zwar nur bei Herstellung von Ersatzrädern vorkommt, welche mit einem vorhandenen, mehr oder weniger abgenutzten Rade richtig zusammen zu wirken haben. Zur systematischen Durchführung der Verzahnungen neu zu konstruierender Räder eignen sich die cyklischen Kurven.

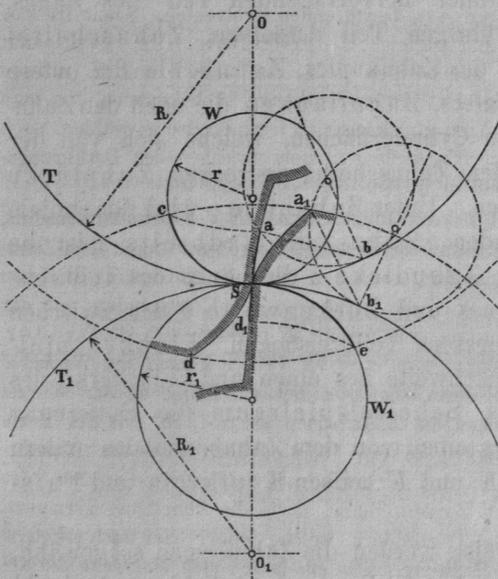
Beim Rollen eines Kreises, des Wälzungs- oder Rollkreises, auf einem andern, dem Bahnkreise, beschreibt jeder Punkt des ersteren auf der Ebene des letztern eine cyklische Kurve. Den Halbmesser desjenigen der beiden Kreise, welcher den andern mit seiner Innenseite berührt negativ, den andern positiv genommen, ergibt sich folgende Übersicht der entstehenden Rollkurven:

| | | | | | |
|------------------------|-------------|----------|--------------|-----------|--------------|
| Radius des Bahnkreises | + R | ∞ | - R | + R | + R |
| Radius des Rollkreises | + r | + r | + r | ∞ | - r |
| Entstehende Kurve | Epicykloide | Cykloide | Hypocykloide | Evolvente | Pericykloide |

Die Normale eines Rollkurvenelements geht durch den zugehörigen Berührungspunkt der Erzeugungskreise; hierauf beruht die Anwendbarkeit der cyklischen Kurven als Zahnprofile.

a. Cykloiden- oder Radlinien-Verzahnung. In Fig. 18 sind T und T_1 die Teilkreise zweier Räder und W und W_1 die durch den Centralpunkt S gehenden beliebig großen Wälzkreise.

Fig. 18.



Durch Rollen von W in T erhält man eine Hypocykloide als Zahnfuß des Rades O , von W auf T_1 in der gleichen Richtung eine Epicykloide als Zahnkopf des Rades O_1 . Da die Teilkreisbogenlängen Sb und Sb_1 vermöge des gegenseitigen Abwälzens der Teilkreise gleich sind, müssen auch Bogen und Sehne ab gleich Bogen und Sehne a_1b_1 sein. Diese Sehnen bilden aber nach dem vorangeschickten, für Rollkurven gültigen Satze Normale der Kurven in a und a_1 und fallen zusammen, wenn die Räder so weit gedreht werden, daß b und b_1 nach S kommen, wobei sich die Kurvenpunkte a und a_1 in c treffen. Diese Zahnkurven genügen also der auf S. 133 für die Verzahnungen im allgemeinen aufgestellten Bedingung. Es ist ersichtlich, daß der Bogen Sc der geometrische Ort der beim Durchlaufen des Zahneingriffs auftretenden Zahnberührungspunkte (Eingriffslinie) ist. Durch Rollen von W_1 (nach entgegengesetzter Richtung) auf T und in T_1 wird der Zahnkopf des Rades O als Epicykloide, der Zahnfuß des Rades O_1 als Hypocykloide und Se

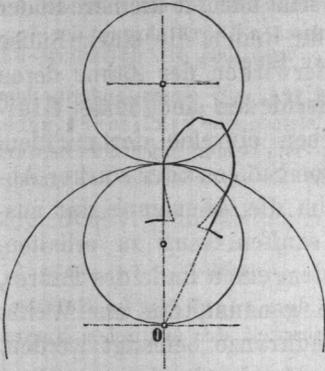
als geometrischer Ort der Berührungspunkte erhalten. Die Wälzkreise bilden demnach die Eingriffslinien, das Stück cSe derselben heißt Eingriffsstrecke. Die zum Eingriff kommenden Teile der Zahnflanken dSa und d_1Sa_1 heißen arbeitende Strecken der Griff längen, die auf einem Teilkreis gemessene Entfernung zwischen Anfangs- und Endstellung eines Zahnes wird Eingriffsbogen, derselbe als Vielfaches der Teilung ausgedrückt Eingriffsdauer, ferner die von den beiden Zahnkopfkreisen eingeschlossene Fläche, welche die Eingriffsstrecke begrenzt, gemeinsames oder Eingriffsgebiet genannt. Bei der Radlinienverzahnung ist, wie aus der Figur ersichtlich, der Eingriffsbogen gleich der Eingriffsstrecke. Die Eingriffsdauer muß bei jeder Verzahnung größer als 1 sein, d. h. mindestens eine Teilung betragen, damit vor Beendigung des Eingriffs eines Zahnpaars das folgende zum Eingriff gelangt.

Die Wälzkreise W und W_1 werden gewöhnlich gleich groß und zwar bei Triebwerk-rädern für Satzräder $r = r_1 = t$ genommen.

Wenn man eine radiale Begrenzung des Zahnfußes noch zuläßt, siehe Fig. 19, welche hier bei $r = \frac{R}{2}$ resultiert, und eine weitere Verschwächung des Zahnfußes nach der punktierten Linie

nicht gestattet, so berechnet sich, da $r = \frac{R}{2} = t$ und $2R\pi = Zt$,

Fig. 19.



die zulässige Minimalzähnezahl $Z_{\min} = 13$.

Die Verzahnung zweier Stirnräder mit innerem Eingriff und diejenige eines Stirnrades mit einer Zahnstange unterscheiden sich von dem betrachteten Falle eines Räderpaares mit äußerem Eingriff nur durch die Grösse der Teilkreise. Für den ersten Fall ist jedoch die Verzahnung nur möglich, so lange die Summe der Rollkreisradien kleiner ist, als die Differenz der Teilkreisradien, also

$$r + r_1 < R_1 - R,$$

wenn R_1 der Teilkreis-Radius des innen verzahnten Rades ist. Für

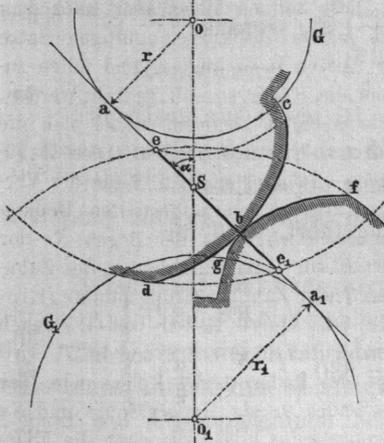
$$r = r_1 = 2t \text{ wird } 2t < \frac{Z_1 t}{2\pi} - \frac{Z t}{2\pi},$$

$$\text{also } Z_1 - Z > 13,$$

d. h. die Differenz der Zähnezahlen müsste grösser als 13 sein.

b. Evolventen- oder Fadenlinienverzahnung. Fig 20 stellt zwei beliebige Grundkreise G und G_1 mit deren gemeinschaftlicher Tangente $a a_1$ dar. Beim Rollen derselben auf den Grundkreisen werden von dem Punkt b die Evolventen $cb d$ und $g b f$ beschrieben, welche sich in b berühren, da sie eine gemeinschaftliche Normale $a b a_1$ haben. Jeder andere Punkt der Geraden $a a_1$ beschreibt aber die gleichen und sich ebenfalls stets auf $a a_1$ berührenden Evolventen. Somit ist $a a_1$ stets Normale im Berührungspunkt der Zahnkurven und zugleich Eingriffslinie. Ihr Schnittpunkt S mit der Centralen $O O_1$ ist Berührungspunkt der zugehörigen Teilkreise, und G und G_1 müssen demnach Verhältniskreise sein. Um eine richtige Evolventenverzahnung zu bekommen, hat man nur ein Paar Verhältniskreise als Grundkreise zu wählen, doch mufs die Eingriffsstrecke $e e_1$ stets zwischen den Berührungspunkten a und a_1 liegen.

Fig. 20.



Ist der Fufskreisradius kleiner als der Grundkreisradius, so wird die Zahnfußkurve von der Evolvente nach dem Zahnfufse hin radial fortgesetzt und mit einer Abrundung in diesen übergeführt. Wird der Winkel α der Erzeugenden mit der Centralen konstant genommen, so ergeben sich Satzräder. Gewöhnlich nimmt man $\alpha = 75^\circ$.¹⁵⁾ Je kleiner der Winkel α gewählt wird, desto stärker fallen die Zähne an der Wurzel aus und stimmen die Zahnformen bei $\alpha < 75^\circ$ mit der Form gleicher Festigkeit nahezu überein, doch wird der Normaldruck der Zähne und der Axendruck entsprechend grösser, also die Zahn- und Zapfenreibung, sowie die Abnutzung vermehrt. An Zähnen von Triebrädern, welche immer oder doch meistens nur in einer Richtung umlaufen, lassen sich einerseits die arbeitenden Zahnflanken günstig hinsichtlich Reibung und Ab-

nutzung, die Zahnprofile auf der anderen Seite hingegen vorteilhaft hinsichtlich Festigkeit bilden.¹⁶⁾ Bei dem Eingriff eines Stirnrades mit einer Zahnstange werden die Flanken der Stangenzähne gerade und unter dem Winkel α zur Teillinie geneigt.

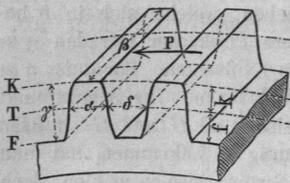
In der Praxis werden sowohl Cycloiden- als Evolventenverzahnungen verwendet. Vorteile der letzteren sind die einfachere Zahnform und die Möglichkeit, die Axendistanz ohne Störung des richtigen Eingriffes etwas zu verändern, Vorzüge der ersteren die geringere Zahnreibung und die Möglichkeit der Anwendung kleinerer Zähnezahlen, was bei Kranrädern von Wichtigkeit ist.

¹⁵⁾ Vergl. Klein. Über Evolventenverzahnung. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1871. S. 241. — Büttner. Die Evolventenverzahnung für Satzräder. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1871. S. 305. — Hagen-Torn. Über Herstellung möglichst genauer Zahnflanken, sowie auch über die zweckmässigsten Grössenverhältnisse bei Kreisevolventenverzahnungen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1872. S. 353.

¹⁶⁾ Gee's verstärkte Triebradzähne. Dingl. pol. Journ. 1877 IV. 135.

§ 11. Berechnung und Konstruktion der Stirnräder. Das Material für Zahnräder ist hauptsächlich Gufseisen und in neuerer Zeit, mehr und mehr an Wichtigkeit gewinnend, Gufsstahl; Schmiedeseisen findet sich nur für kleinere Räder und für Zahnstangen in Anwendung; Phosphorbronze ist für Räder, die starke Stöße auszuhalten haben, zu empfehlen. Da bei dem Aufeinanderwirken der Zähne deren Tangentialgeschwindigkeiten an den Berührungsstellen verschieden sind, findet Gleitung, also auch Reibung und Abnutzung statt. Brechen einzelne der mit dem Radkörper aus einem Stücke hergestellten Zähne infolge von Stößen oder starker Abnutzung ab, so muß das ganze Rad erneuert werden. Um die Abnutzung auf auswechselbare Zähne zu beschränken und einen ruhigen, sanften Gang zu erhalten, giebt man bei schnell laufenden Triebwerkkrädern häufig dem einen Rade des Paares, in der Regel dem größeren Rade, Holzzähne, Kämme genannt, die aus Weifsbuchen-, Ahorn- oder Eschenholz hergestellt und in dem Radkranze befestigt werden. Der zweite Grund verliert jedoch insofern an Bedeutung, als durch ein genau geteiltes, gut ausbalanciertes Eisenzahnradpaar gleichfalls ein beinahe geräuschloser Gang erzielt werden kann.

Fig. 21.



Den Zahn als rechteckigen Balken von der Höhe α , Breite β und Länge γ betrachtet, siehe Fig. 21, und angenommen, die für den Teilkreis gültige Umfangskraft P sei von einem einzigen Zahne zu übertragen und greife am Scheitel des Zahnes an, so gilt als Festigkeitsgleichung:

$$P\gamma = \frac{\beta \alpha^2}{6} \mathfrak{S} \quad \text{oder} \quad P = \frac{\alpha^2}{6} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left(\frac{\gamma}{\alpha}\right) \mathfrak{S}, \text{ woraus}$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{6 P}{\mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right) \left(\frac{\gamma}{\alpha}\right)}. \quad \dots \dots \dots 34.$$

Man nimmt für Kranräder $k = 0,55 \alpha$ $f = 0,75 \alpha$ $\gamma = 1,3 \alpha$ }
 „ Triebwerkkräder $k = 0,7 \alpha$ $f = 0,9 \alpha$ $\gamma = 1,6 \alpha$ } 35.

Dies eingesetzt und auch $M = PR = 71\,620 \frac{N}{n}$ eingeführt, wird für

$$\left. \begin{array}{l} \text{Kranräder} \quad \alpha = 2,8 \sqrt{\frac{P}{\mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} = 2,8 \sqrt{\frac{M}{R \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} = 750 \sqrt{\frac{N}{n R \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} \\ \text{Triebwerkkräder} \quad \alpha = 3,1 \sqrt{\frac{P}{\mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} = 3,1 \sqrt{\frac{M}{R \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} = 830 \sqrt{\frac{N}{n R \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} \end{array} \right\} \dots \dots 36.$$

Ferner nimmt man $t = 2,1 \alpha$, 37.

demnach $R = \frac{Zt}{2\pi} = \frac{2,1}{2\pi} Z\alpha$. Somit wird für

$$\left. \begin{array}{l} \text{Kranräder} \quad \alpha = 2,85 \sqrt[3]{\frac{M}{Z \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n Z \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} \\ \text{Triebwerkkräder} \quad \alpha = 3,1 \sqrt[3]{\frac{M}{Z \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} = 127 \sqrt[3]{\frac{N}{n Z \mathfrak{S}} \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)} \end{array} \right\} \dots \dots 38.$$

Bezeichnet bei Holz auf Eisen, d. h. bei einem gemischten Räderpaare, α_1 die Dicke und \mathfrak{S}_1 die Maximalspannung des Holzzahnes, dessen Höhe γ gleich derjenigen des zugehörigen Eisenzahnes von der Dicke α ist, so gilt

$$P\gamma = \frac{\beta \alpha_1^2}{6} \mathfrak{S}_1, \quad \text{also:} \quad \frac{\alpha}{\alpha_1} = \sqrt{\frac{\mathfrak{S}_1}{\mathfrak{S}}}.$$

Man kann $\mathcal{S} = 2,25 \mathcal{S}_1$ d. h. die Bruchsicherheit des Holzzahnes ungefähr gleich der Hälfte derjenigen des Eisenzahnes annehmen, so dafs sich ergibt:

und demnach die Teilung $t = \alpha + \alpha_1 + 0,1 \alpha = 2,6 \alpha$ } 39.

Für Kranräder, bei welchen $v < 1$ m, wird genommen $\frac{\beta}{\alpha} = 4$ bis 6,
 „ Triebwerkkräder, bei welchen $v = 1$ m bis 20 m (und höher), wird genommen $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ „ 15.

Empirische Regeln für das Breitenverhältnis, gültig für $N \geq 1$ und $n \geq 60$, sind:

für $\frac{E}{E} \quad \frac{\beta}{\alpha} = 2,4 + 0,24 \sqrt[3]{Nn}$ } 40.
 „ $\frac{H}{E} \quad \frac{\beta}{\alpha} = 3 + 0,3 \sqrt[3]{Nn}$ }

Bei Werten von N und n , welche geringer sind als die angegebenen Minimalgrenzwerte, werden letztere in den Formeln benutzt.

Die zulässige Spannung \mathcal{S} nimmt mit wachsender Geschwindigkeit ab.

Man nimmt:

für Kranräder $v \leq 1$ m $\mathcal{S} = 250$ bis 500 }
 „ Triebwerkkräder $v = 10$ m $\mathcal{S} = 170$ „ 300 } 41.
 „ „ $v = 10-20$ m $\mathcal{S} = 120$ „ 170 }

Bei Triebwerkkrädern ist mit Rücksicht auf die Abnutzung, welche von dem Drucke pro Breitereinheit $\frac{P}{\beta}$ und der Umdrehungszahl n abhängig ist, nach

Reuleaux: $\frac{Pn}{\beta} < 5000$ zu nehmen.

Für Eisen auf Eisen ist die Umdrehungszahl n des kleinen Rades, für Holz auf Eisen die Tourenzahl des mit Holzzähnen versehenen Rades einzusetzen.

Damit kleine Ausführungsfehler auf die Gleichmäßigkeit der Bewegung nicht zu störend einwirken, wählt man bei Triebwerkkrädern

$Z \geq 30$ 42.

Holz-Eisenverzahnung wendet man meist mit bearbeiteten Eisenzähnen in sorgfältiger Ausführung hauptsächlich für höhere Geschwindigkeiten ($v \geq 5,5$ m) an.¹⁷⁾

Die Zähne der Kranräder werden in der Regel nicht bearbeitet; bei Triebwerkkrädern kommt die Genauigkeit des Gusses mehr in Frage, doch werden in der Neuzeit auf Formmaschinen hergestellte Räder mit unbearbeiteten Zähnen bis zu hohen Geschwindigkeiten angewendet.

Die Dicke des Radkranzes nimmt man gleich der Zahnstärke α , bei Rädern mit Holzzähnen zu 3α .

Für die Bestimmung der Anzahl A der Radarme kann die empirische Regel dienen:

$A = 2 + 0,2 \sqrt[3]{Z^2}$.

Der Armquerschnitt wird, wie Fig. 3 bis 7, 12 und 13 auf Taf. IX zeigen, kreuzförmig, einfach- oder doppel-T-förmig ausgeführt. Für die Dimensionen sind sowohl

¹⁷⁾ Die Dauerhaftigkeit solcher Holzzähne sei durch ein, zur Übertragung von 84 Pferdestärken verwendetes Rad illustriert, dessen mit Talg und Graphit geschmierte Zähne aus Buchenholz sich nach 26^{1/2}-jährigem Betriebe nur um ca. 15% ihrer ursprünglichen Dicke abgenutzt hatten. Es war $R = 214$ cm, $Z = 175$, $\beta = 25,4$ cm, $n = 38 - 45$, $P = 680$ kg, $v = 9,3$ m, $\frac{Pn}{\beta} = 1100$. — Engng. 1879 I, S. 122.

Fabrikations- als Festigkeitsbedingungen maßgebend. Nimmt man an, die Umfangskraft P werde nur durch die in der Radebene liegenden Hauptrippen der Arme von der Dicke b und der Höhe h in der Radmitte übertragen, und wird eine Biegungsspannung \mathcal{S} gestattet, so gilt:

$$\frac{PR}{A} = 71\,620 \frac{N}{nA} = \frac{bh^2}{6} \mathcal{S}, \text{ woraus}$$

$$h = \sqrt{\frac{6PR}{bA\mathcal{S}}} = 655 \sqrt{\frac{N}{nbA\mathcal{S}}}, \dots\dots\dots 43.$$

worin passend $b = \alpha$ und die Spannung etwa $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ derjenigen der Eisenzähne des Getriebes gesetzt wird. Die übrigen Dimensionen des Radkörpers sind aus Taf. IX ersichtlich.

Die Befestigung der Holzzähne geschieht gewöhnlich durch eiserne Stifte, siehe Fig. 12 bis 14, Taf. IX, welche das Herausrutschen der fest eingetriebenen Zähne verhüten; im letzten Fall wird der unten mit der Säge eingeschnittene Zahn durch Eintreiben des Stiftes auch seitlich festgeklemmt. Fig. 15 u. 16 zeigen Befestigungsarten mittelst Holzkeile, wobei gut ausgetrocknetes Material notwendig ist, um nicht Schwinden des Holzes und Lockerwerden der Zähne befürchten zu müssen. In Fig. 17 wird jeder Zahn durch eine besondere Schraube befestigt, eine ihrer Kostspieligkeit wegen sich nur für große Ausführungen eignende Verbindungsweise.

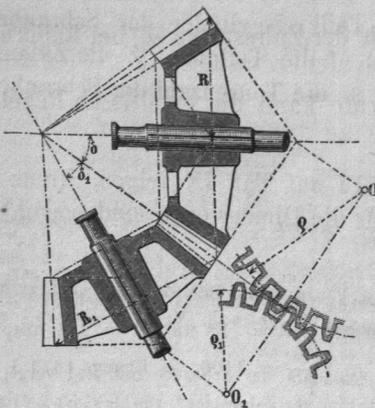
Bei Breiten über 10 bis 17 cm macht man die Holzkämme zwei- und mehrteilig. Das in Fig. 12 u. 13 auf Taf. IX dargestellte zweiteilige Rad läßt sich bequem an beliebiger Stelle der Welle anbringen.

Bei kleinen Getrieben bringt man zweckmäÙig, siehe Fig. 10 u. 11, zur Verstärkung Seitenscheiben an.

§ 12. Kegelhäder. Die aufeinander rollenden Radkörper (Axoide) sind Kegel mit gemeinschaftlicher Spitze im Schnittpunkt der Drehaxen. Von denselben wird durch Ebenen senkrecht zu den Axen eine Zone herausgeschnitten, deren Endflächen von dem äußeren und inneren Teilkreis begrenzt werden. Der Winkel der beiden Axen ist in der Regel 90° ; andere Neigungswinkel werden wegen weniger bequemer Herstellung und bei unwahrscheinlicher Wiederverwendung der Modelle zu vermeiden gesucht. Kegelhäder mit innerem Eingriff finden nur sehr ausnahmsweise Anwendung. — Aus Fig. 22 ist ersichtlich, daß

$$\frac{R_1}{\sin \delta_1} = \frac{R}{\sin \delta}, \text{ somit } \phi = \frac{w_1}{w} = \frac{n_1}{n} = \frac{R}{R_1} = \frac{Z}{Z_1} = \frac{\sin \delta}{\sin \delta_1}.$$

Fig. 22.



Bei gegebenem Umsetzungsverhältnis ϕ und Axenwinkel ist für Kegelhäder noch die Größe der Teilkreise zu wählen, beziehungsweise nach Zähnezahl und Teilung zu berechnen. Die Zahnkörper sind abgestumpfte Kegel, deren durch Kegelflächen normal zu den Teilkreis Kegeln gebildete Endflächen die Zahnstirnflächen darstellen. Die richtigen Zahnformen ergeben sich auf einer Kugeloberfläche vom Radius OS , doch begnügt man sich mit dem Annäherungsverfahren, Stirnräder mit den Radien ρ und ρ_1 als Hilfsräder anzunehmen und ihre Zahnformen auf den Normalkegeln abzuwickeln. Nach gegebenem Axenwinkel α und den Teilkreisradien

R und R_1 bestimmt sich:

$$\rho = \frac{R \sqrt{R^2 + R_1^2 + 2 R R_1 \cos \alpha}}{R_1 + R \cos \alpha};$$

für $\alpha = 90^\circ$

$$\rho = \frac{R}{R_1} \sqrt{R^2 + R_1^2}, \quad \rho_1 = \frac{R_1}{R} \sqrt{R^2 + R_1^2}, \quad \frac{\rho}{\rho_1} = \left(\frac{R}{R_1}\right)^2 = \psi^2 \quad \dots \dots \dots 44.$$

Die Berechnung der Zahndicke erfolgt wie bei den Stirnrädern. Die Regeln zur Bestimmung von Kranz-, Arm- und Nabendimensionen sind in Fig. 3 u. 4, 12 u. 13, Taf. IX, angegeben. Die Bezugseinheit ist hierbei gleich dem mittleren α (in der Mitte der Zahnbreite gemessen) zu nehmen.

§ 13. Hyperbel- und Schraubenräder. Die Zahnreibung der hyperbolischen Räder ist gröfser als diejenige von Stirn- und Kegelrädern, indem aufser dem Gleiten der Zahnprofile Verschiebung der Zähne in der Richtung ihrer Erzeugenden stattfindet. Ohne Benutzung von Specialmaschinen ist ihre genaue Herstellung schwierig, weshalb sie nur ausnahmsweise Anwendung finden.¹⁸⁾

Den einfachsten Fall der Schraubenrädernetriebe bildet die Schraube mit Schraubenrad, auch endlose Schraube oder Schnecke genannt, siehe Fig. 18—20. Das Gewinde einer ein- oder mehrgängigen Schraube greift in die Lücken eines Zahnrades ein. In der Regel sind die Axen von Schraube und Rad rechtwinklig geschränkt, wobei die Radzähne gegen die Radaxe um den Steigungswinkel der Schraube geneigt ausfallen. Meistens findet nicht auf der ganzen Radbreite, sondern nur in einem Punkte der mittleren Radebene Berührung zwischen Schraube und Schraubenrad statt, doch läfst sich eine richtige Verzahnung mit Berührung in einer Linie herstellen. Die Verzeichnung geschieht, indem unter Annahme der Form der Schraube mit Ebenen senkrecht zur Radaxe Schnitte durch die Schraubenflächen geführt, diese als Zahnstangenprofile von gleicher Geschwindigkeit in der Richtung der Schraubenaxe aufgefaßt und für dieselben die entsprechenden Radzahnformen nach der allgemeinen Verzahnungsmethode aufgesucht werden. Zur praktischen Ausführung dient eine Fräse von einer mit der in Eingriff kommenden Schraube kongruenten Form (mit einer Vermehrung der Zahndicke und Zahnhöhe um den beabsichtigten Flankenpielraum und Scheitelspielraum), bei deren schneidender Wirkung Schraubenrad und Fräse mit einer dem richtigen Umsetzungsverhältnis entsprechenden Geschwindigkeit zwangsläufig bewegt und mit ihren Axen einander allmählich genähert werden.¹⁹⁾

Bezeichnet: s die Ganghöhe der Schraube, r den Radius des Teilkreisylinders, α den Steigungswinkel der Schraubenlinie auf dem Teilkreisylinder der Schraube, i die Anzahl der Schraubenwindungen pro Ganghöhe, t die Teilung, Z die Zähnezahl und R den Teilkreisradius des Schraubenrades, n die Tourenzahl der Schraube, n_1 die des Schraubenrades, so ist:

$$t = \frac{s}{i}, \quad \text{tang } \alpha = \frac{s}{2r\pi},$$

$$\psi = \frac{n_1}{n} = \frac{i}{Z} = \frac{s}{2R\pi} = \frac{r}{R} \text{ tang } \alpha \dots \dots \dots 45.$$

¹⁸⁾ Pützer. Über den spiraloïdischen Zahneingriff. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1860. S. 234. — Kirsch. Theorie der hyperbolischen Räder. Civiling. 1874. S. 311. — Hermann-Weisbach. Mech. d. Zwisch.- u. Arb.-Masch. I. Abt. S. 228.

¹⁹⁾ Über die genaue Herstellung der unbearbeiteten Räder, besonders der Schraube mit Rad vergl.: „Über die Vorzüge der Verwendung von Formmaschinen für die Fabrikation der Zahnräder“ von J. v. Schütz.

Der Zahndruck zwischen Schraube und Rad macht sich in der Axenrichtung der Schraube geltend und muß durch genügend große Anläufe oder mittelst Kammzapfen aufgenommen werden. Soll das Getriebe selbsthemmend sein, d. h. die Schraube nicht durch das Schraubenrad in Bewegung gesetzt werden können, wie dies bei Hebemaschinen gefordert wird, so ist $\frac{r}{t} \leq 1,5$ zu nehmen.

Der Arbeitsverlust durch Reibung setzt sich zusammen aus der Zahnreibung, der Schraubengewindereibung und der durch Axendrücke hervorgebrachten Zapfenreibung. Der erste Verlust darf gegen die beiden andern vernachlässigt werden.

Es bezeichne: γ den Neigungswinkel der Berührungsnormalen der Zahnprofile zur Schraubenaxe²⁰⁾, f den Reibungskoeffizienten, m das Drehmoment der Schraube, M dasjenige des Schraubenrades.

Bei alleiniger Berücksichtigung der Schraubenreibung schreibt sich das Momentenverhältnis:

$$\frac{m}{M} = \frac{\tan \alpha \cos \frac{\gamma}{2} \pm f}{\cos \frac{\gamma}{2} \mp f \tan \alpha} \frac{r}{R}, \dots \dots \dots 46.$$

wobei das obere Zeichen gilt, wenn m , das untere hingegen, wenn M das treibende Moment ist.

Da $\gamma = 5^\circ$ bis 30° , darf $\cos \frac{\gamma}{2} = 1$ und demnach

$$\frac{m}{M} = \frac{\tan \alpha \pm f}{1 \mp f \tan \alpha} \frac{r}{R} = \frac{\varphi \pm f \frac{r}{R}}{1 \mp \varphi f \frac{R}{r}} \dots \dots \dots 47.$$

gesetzt werden. Der Wirkungsgrad, wenn m treibend, ist

$$\eta = \frac{1 - f \tan \alpha}{1 + \frac{f}{\tan \alpha}}; \dots \dots \dots 48.$$

er wird für $\tan \alpha = \sqrt{1 + f^2} - f \cong 1 - f$, also für $\alpha = 40^\circ 20'$ ein Maximum.

Hierbei ist: $\frac{R}{r} = \frac{0,85}{\psi}$ und $\eta_{\max} \cong 0,73$.

Wenn M treibend, ist der Wirkungsgrad:

$$\eta_0 = \frac{1 - \frac{f}{\tan \alpha}}{1 + f \tan \alpha} \dots \dots \dots 49.$$

Das Maximum desselben ergibt sich für

$$\tan \alpha = \sqrt{1 - f^2} + f \cong 1 + f, \text{ also für } \alpha = 48^\circ 50', \text{ wobei}$$

$$\frac{R}{r} = \frac{1,145}{\psi} \text{ und } \eta_{\max} \cong 0,73.$$

Die Verwendung des Schraubenrades als Antriebrad kommt nur in vereinzelt Fällen z. B. bei Ventilatoren vor; meistens, insbesondere bei Hebemaschinen, ist die Schraube treibend, und stellt man hierbei die Anforderung der Selbstsper-

Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1879. S. 99. — Ferner: Machine a tailler les dents d'engrenages pour roues d'wites et hélicoidales, par Piat. Armengaud. Publ. industr. 1879. S. 233. Taf. 19.

²⁰⁾ Dieser Winkel wird in der Verzahnungsebene, d. h. in der durch die Schraubenaxe gehenden und zur Radaxe senkrechten Ebene gemessen, nach welcher in Fig. 18 der Schnitt geführt ist. Bei Evolventenverzahnung ist γ konstant (praktischer Mittelwert $\gamma = 75^\circ$), bei Cykloidenverzahnung während des Eingriffs veränderlich, doch dürfte als Mittelwert gesetzt werden $\gamma \cong 5 - 10^\circ$.

rung des Getriebes, d. h. dafs eine Bewegung durch das Rad nicht eingeleitet werden kann. Dann mufs $\eta_0 \leq 0$, also $1 \leq \frac{f}{\tan \alpha}$ sein, somit $\alpha \geq 9^\circ$. Dann ist der Wirkungsgrad: $\eta \leq \frac{1-f^2}{2}$, $\eta \leq 0,49$. Bei Selbstsperrung kann der Wirkungsgrad 50% nie übersteigen.

Bei grossem Steigungswinkel α und entsprechend grosser Ganghöhe kann es sich ergeben, dafs die Zähne der Schraube nur einen Teil eines Schraubengangs ausmachen, also eine mehrgängige Schraube in die Form eines Schraubenrades übergeht.

§ 14. Arbeitsverlust durch Zahn- und Zapfenreibung. Für ein Stirnräderpaar seien: R und R_1 die Radien, Z und Z_1 die Zähnezahlen, d und d_1 die Zapfendurchmesser der Wellen, f der Reibungskoeffizient der Zahnreibung, f_1 derjenige der Zapfenreibung, εt die Eingriffsbogen. Von der eingeleiteten Kraft P wird durch Zapfenreibung am treibenden Rade ein Teil verloren gehen, so dafs dem Rade nur die Umfangskraft P_1 zukommt, wobei

$$P - P_1 = P_1 f_1 \frac{d}{2R}, \quad P_1 = \frac{P}{1 + f_1 \frac{d}{2R}} = \eta_1 P.$$

Von P_1 wird ein Teil durch Zahnreibung absorbiert und demnach nur die kleinere Umfangskraft P_2 auf das getriebene Rad übertragen, wobei:

$$P_1 - P_2 = \pi f \frac{\varepsilon}{2} P_1 \left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{Z_1} \right),$$

$$P_2 = P_1 \left(1 - \pi f \frac{\varepsilon}{2} \left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{Z_1} \right) \right) = \eta_2 P_1 = \eta_1 \eta_2 P.$$

Endlich geht von P_2 durch Zapfenreibung am getriebenen Rade ein Teil verloren, so dafs nur P_3 nutzbar übrig bleibt:

$$P_2 - P_3 = P_2 f_1 \frac{d_1}{2R_1},$$

$$P_3 = P_2 \left(1 - f_1 \frac{d_1}{2R_1} \right) = \eta_3 P_2 = \eta_1 \eta_2 \eta_3 P.$$

Somit ist der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = \frac{P_3}{P} = \frac{\left(1 - f_1 \frac{d_1}{2R_1} \right) \left(1 - \pi f \frac{\varepsilon}{2} \left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{Z_1} \right) \right)}{1 + f_1 \frac{d}{2R}} \dots \dots 50.$$

Bei Kegelrädern berechnet sich der Arbeitsverlust durch Zahnreibung als annäherd gleich demjenigen ihrer Hilfsräder, deren Zähnezahlen in die vorstehende Formel einzusetzen sind.

§ 15. Rechnungsbeispiel. Eine vertikale schmiedeiserne Turbinenwelle übertrage bei $n = 70$ Umdrehungen pro Minute mittelst Kegelrädern $N = 70$ Pferdestärken auf die horizontale schmiedeiserne Haupttransmissionswelle von $n_1 = 140$ minutlichen Umdrehungen.

Durchmesser der Turbinenwelle (siehe Formel 1. S. 116): $d = 71 \sqrt[3]{\frac{N}{n \mathfrak{S}}}$,

$\mathfrak{S}_1 = 200$ gewählt, ergibt $d \cong 12$ cm.

Nach Formel 4 die spezifische Verdrehung:

$$\vartheta^0 = 52 \frac{N}{n} \frac{1}{d^4} = 0,0025^0 \text{ pro cm Wellenlänge,}$$

Anlaufhöhe: $e = 0,3 + 0,07 d \cong 0,6$ cm,

Durchmesser des Wellenkopfes: $d = d + 2e = 13,2$ cm,

Durchmesser der Hauptwelle für:

$\mathfrak{S}_1 = 180 \quad d_1 = 10$ cm,

$\vartheta_1^0 = 0,0026^0$ pro cm Wellenlänge.

Für die Zahnung der Räder wählen wir Holz auf Eisen.

Angenommen $Z = 84$, wird: $Z_1 = \frac{n}{n_1} \cdot Z = 42$.

Nach Formel 40: $\frac{\beta}{\alpha} = 3 + 0,3 \sqrt[3]{Nn} \cong 8$

$\odot = 200$ gesetzt, wird: $\alpha = 127 \sqrt[3]{\frac{N}{nZ\odot}} \frac{\alpha}{\beta} \cong 2,5 \text{ cm}$,

Stärke der Holzzähne: $\alpha_1 = 1,5 \alpha \cong 3,8 \text{ cm}$,

Teilung: $t = 2,6 \alpha \cong 6,5 \text{ cm}$,

Flankenspielraum: $\sigma = 2 \text{ mm}$, $\beta = 8 \alpha = 20 \text{ cm}$.

Diese Holzkämme werden in zwei Hälften geteilt ausgeführt.

$R = \frac{Zt}{2\pi} = 86,9 \text{ cm}$, $R_1 = 43,45 \text{ cm}$.

Umfangsgeschwindigkeit: $v = \frac{2R\pi n}{60} = 6,37 \text{ m pro Sekunde}$.

Umfangskraft (Zahndruck): $P = \frac{75N}{\alpha} = 824 \text{ kg}$, $\frac{Pn}{\beta} = 2884$.

Also ist der Bedingung $\frac{Pn}{\beta} < 5000$ Genüge geleistet.

| | Großes Rad | Kleines Rad |
|--|-----------------|----------------|
| Kranzstärke | $3\alpha = 7,5$ | $\alpha = 2,5$ |
| Armdicke $b = \alpha$ | $b = 2,5$ | $b = 2,5$ |
| Armhöhe $h = \sqrt{\frac{12PR}{A\odot b}}$ | $h = 17$ | $h = 15$ |
| Armhöhe $h_0 = \frac{3}{4}h$ | $h_0 = 13$ | $h_0 = 11$ |
| Nabendicke $\delta = 1,0 + 0,4d^1$ | $\delta = 6$ | $\delta = 5,4$ |
| Nabellänge $l = \beta + 0,06R$ | $l = 25$ | $l = 22,5$ |

Wirkungsgrad des Rädergetriebes:

$$\eta = \frac{(1 - f_1 \frac{d_1}{2R_1}) (1 - \pi f \frac{\varepsilon}{2} (\frac{1}{Z} + \frac{1}{Z_1}))}{1 + f_1 \frac{d}{2R}}$$

$f_1 = 0,08$ und $\varepsilon = 2$ angenommen, wird $\eta = 0,976$, d. h. es gehen 2,4% an Arbeit, also 1,7 Pferdestärken verloren.

2. Reibungsräder.

§ 16. Verschiedene Arten von Reibungsrädern und ihre Konstruktion.

Den Axoiden der Zahnräder entsprechend sind cylindrische und konische Reibungsräder für parallele und sich schneidende Drehaxen zu unterscheiden. Bezeichnet:

- P die zu übertragende Umfangskraft,
- N den Normaldruck an der Berührungsstelle,
- f den Reibungskoeffizienten, so muß sein:

$$N \geq \frac{P}{f} \dots \dots \dots 51.$$

Bei cylindrischen Reibungsrädern tritt die Kraft N , mit welcher die Räder aneinandergepreßt werden müssen, radial als Lagerdruck für jede Axe auf.

Bei Kegel-Reibungsrädern, deren Axen sich rechtwinklig schneiden, siehe Fig. 70, Taf. IX, ergeben sich die radialen und axialen Drücke S_1 und S_2 :

$$S_1 = N \sin \alpha \geq \frac{P}{f} \sin \alpha, \quad S_2 = N \cos \alpha \geq \frac{P}{f} \cos \alpha.$$

Das Umsetzungsverhältnis wird:

$$\varphi = \frac{R}{R_1} = \tan \alpha \dots \dots \dots 52.$$

Die Reibungskoeffizienten sind für Eisen auf Eisen $f = 0,15$, Eisen auf Leder $f = 0,25$, Eisen auf Papier $f = 0,20$, Eisen auf Holz $f = 0,10$ bis $0,60$, Holz auf Holz $f = 0,40$ bis $0,60$.

Es muß also sein: für Eisen auf Eisen $N \geq 6,7 Q$,
 „ Holz auf Holz $N \geq 2 Q$ bei $f = 0,5$.

Diese großen Drücke und die damit bedingte Zapfenreibung bilden einen wesentlichen Nachteil der einfach cylindrischen oder kegelförmigen Reibungsräder. Man sucht deshalb den Reibungskoeffizienten möglichst groß zu machen, indem die Gufseisenscheiben mit Leder armiert oder kleinere Scheiben aus Holz, Leder oder Papier ausgeführt werden.

Wegen ihres geringen Lagerdruckes empfehlen sich die hauptsächlich von Robertson ausgebildeten Minotto'schen Keilräder, deren Kranzprofile keilförmig in einander greifen. Fig. 71, Taf. IX, zeigt den Kranz-Querschnitt solcher Räder, wie sie von der Patent Frictional Gearing Comp. in Glasgow ausgeführt werden.

Ist α der Keilwinkel, Q der Radialdruck, P die übertragene Kraft, so ergibt sich der die Reibung bedingende gesamte Normaldruck zu

$$2 N = \frac{Q}{\sin \frac{\alpha}{2} + \kappa f \cos \frac{\alpha}{2}} \dots \dots \dots 53.$$

$$Q \geq P \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + \kappa f \cos \frac{\alpha}{2}}{f}, \dots \dots \dots 54.$$

wobei $0 < \kappa < 1$. Man nimmt $\alpha \geq 30^\circ$, so daß für den ungünstigsten Fall von $\kappa = 1$ (siehe folgende Seite und Anmerkung 23) $Q \geq 2,7 P$ anstatt $6,7 P$ wird.

Zu Ungunsten der Keilräder spricht der Umstand, daß die Berührungslinie der cylindrischen Axoide, in welcher Rollen stattfindet, nur durch ihre Schnittpunkte mit dem Kranzprofil vertreten ist, außerhalb und innerhalb welcher die Keilflanken auf einander gleiten. Diesem Nachteil sucht man durch kleine Kopfhöhen möglichst zu begegnen; um dann den spezifischen Flächendruck genügend klein zu erhalten, ist die Rinnenzahl entsprechend groß zu nehmen. Die Keilräder eignen sich am besten als Stirnräder, doch sind dieselben auch als konische Räder zur Ausführung gekommen. Reibungsräder überhaupt, besonders aber die Keilräder haben ausgedehnte praktische Verwendung, namentlich in England und Amerika bei Aufzügen und Kranen gefunden, ferner für Walzwerke, Fördermaschinen²¹⁾ (mit konstant laufender Antriebsmaschine und Kraftübertragung auf eine größere Zahl von Fördertrömmeln), Pumpen²²⁾, Ventilatoren, Centrifugen. Sie sind in den Fällen, wo eine nachgiebige, Brüche verhütende Verbindung zweier Wellen gefordert wird oder geräuschlose Bewegung erzielt werden soll, sowie für Maschinen, die öfters ein- und ausgertückt werden, zu empfehlen. Bei den Keilrädern variiert die Rinnenzahl von 2 bis 10; mit dem Durchmesser ist man bis zu 7,5 m, mit der Geschwindigkeit bis 13 m und mit der zu übertragenden Arbeit bis 150 Pf. gegangen.

Fig. 70, Taf. IX zeigt die Verwendung glatter konischer Reibungsräder bei einer Centrifugaltrockenmaschine. Der kleinere Kegel besteht aus Lederriemen, die mittelst einer Mutter fest aufeinander gepreßt sind.

²¹⁾ Vergl. Riedler. Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien 1877.

²²⁾ Friction gear for driving pumps. Engng. 1877 I. S. 118.

In Fig. 66, 67, 68 dienen Keilräder zum Betriebe einer Winde, wobei der Antrieb von der Riemenscheibe A ausgeht. Zum leichten Ein- und Ausrücken ist die Trommelaxe auf einer Seite in einer excentrisch ausgebohrten Büchse gelagert, die mittelst der Arme BB gedreht werden kann. Sofort nach dem Ausrücken erfolgt die Anpressung des Rads gegen einen hölzernen Bremsklotz behufs Festhaltung der Last, deren langsames Niedergehen durch Entlastung der Bremse mittelst des Seiles links veranlaßt wird. Die Verwendung konischer Keilräder zum Betriebe einer Fördertrommel stellt Fig. 69 dar.

Die Keilräder erfordern eine sehr genaue Herstellung der Profile. In dieser Beziehung bieten Brauer's Lamellenräder, siehe Fig. 72 u. 73, Taf. IX, eine Erleichterung der Fabrikation, indem die Keilringe durch eine Anzahl schmiedeiserne oder stählerne, schwach keilförmiger Ringe (Lamellen) gebildet sind, welche mittelst Feder und Nut auf die Radkörper aufgeschoben werden. Die Reibung wird nun hier nicht durch eine auf Annäherung der Radaxen wirkende Druckkraft, sondern durch axiale Zusammenpressung der Lamellen erzielt. Durch eine auf der Welle des Getriebes befindliche Mutter, die mittelst einer Scheibe und zwischen gelegter Kautschukplatte auf die Lamellen drückt, läßt sich der Druck und die übertragbare Umfangskraft regulieren. Hinter der letzten Lamelle des Getriebes liegt ebenfalls eine Kautschukplatte. Mit Schmiedeisenslamellen lassen sich bei schnell gehenden Rädern 3 bis 4 kg Umfangskraft, bei Stahl 6 kg pro Lamelle übertragen.

§ 17. Arbeitsverluste durch Reibung. 1. Glatte cylindrische Reibungsräder. Bezeichnen R und R_1 deren Radien, f den Koeffizienten der Reibung zwischen den Radkörpern, P die dem treibenden Momente entsprechende Umfangskraft, P_1 die dem getriebenen Rade mitgeteilte, vermöge der Zapfenreibung der treibenden Welle kleinere Tangentialkraft und P_2 die nach Abzug des Zapfenreibungsmoments verbleibende Umfangskraft, welche dem nutzbaren Momente der getriebenen Welle entspricht, d und d_1 die Zapfendurchmesser ihrer Wellen, $f_1 = 0,08$ den Zapfenreibungskoeffizienten, so schreibt sich die durch Zapfenreibung am treibenden Rade verloren gehende Kraft:

$$P - P_1 = P_1 \frac{f_1}{f} \frac{d}{2R}, \text{ woraus } P_1 = \frac{P}{1 + \frac{f_1}{f} \frac{d}{2R}} = \eta_1 P.$$

Durch Zapfenreibung am getriebenen Rade geht verloren:

$$P_1 - P_2 = P_1 \frac{f_1}{f} \frac{d_1}{2R_1}, \text{ woraus } P_2 = P_1 \left(1 - \frac{f_1}{f} \frac{d_1}{2R_1}\right) = \eta_2 P_1.$$

Somit ist der Wirkungsgrad des Getriebes:

$$\eta = \frac{P_2}{P} = \eta_1 \eta_2 = \frac{1 - \frac{f_1}{f} \frac{d_1}{2R_1}}{1 + \frac{f_1}{f} \frac{d}{2R}} \dots \dots \dots 55.$$

Für $f = 0,15$, $\frac{d}{R} = \frac{1}{3}$, $\frac{d_1}{R_1} = \frac{1}{10}$ wird $\eta = 0,89$, also gingen bei diesen allerdings ungünstig gewählten Verhältnissen 11% der disponiblen Arbeit verloren.

2. Cylindrische Keilräder. Es sei $f_0 = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2} + \alpha f \cos \frac{\alpha}{2}}$ der Reibungs-

koeffizient für Keilnuten²⁵⁾, wobei wir den ungünstigsten Fall $\alpha = 1$ annehmen wollen, ferner b die radial gemessene Breite der Berührungsfläche. Dann ist der Kraftverlust durch Zapfenreibung am treibenden Rade:

²⁵⁾ Klingensfeld. Reibung in Keilnuten. Civiling. 1878. S. 455.

$$P - P_1 = P_1 \frac{f_1}{f_0} \frac{d}{2R}, \text{ woraus } P_1 = \frac{P}{1 + \frac{f_1}{f_0} \frac{d}{2R}} = \eta_1 P.$$

Der Kraftverlust durch gleitende Reibung am Radumfang wird:

$$P_1 - P_2 = P_2 \frac{b}{4} \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right)^{24}, \text{ woraus } P_2 = P_1 \left(1 - \frac{b}{4} \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right) \right) = \eta_2 P_1 = \eta_1 \eta_2 P.$$

Endlich schreibt sich der Kraftverlust durch Zapfenreibung am getriebenen Rade:

$$P_2 - P_3 = P_2 \frac{f_1}{f_0} \frac{d_1}{2R_1}, \text{ woraus } P_3 = P_2 \left(1 - \frac{f_1}{f_0} \frac{d_1}{2R_1} \right) = \eta_3 P_2 = \eta_1 \eta_2 \eta_3 P.$$

Der Wirkungsgrad η wird demnach:

$$\eta = \frac{P_3}{P} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = \frac{\left(1 - \frac{b}{4} \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right) \right) \left(1 - \frac{f_1}{f_0} \frac{d_1}{2R_1} \right)}{1 + \frac{f_1}{f_0} \frac{d}{2R}} \dots \dots 56.$$

Nimmt man zu den Werten des vorhergehenden Beispiels noch $\alpha = 30^\circ$, sodafs $f_0 = 0,37$, ferner $\frac{b}{R} = 0,04$ und $\frac{b}{R_1} = 0,01$, so wird $\eta = 0,94$ d. h. es gehen nur 6% der disponiblen Arbeit verloren.

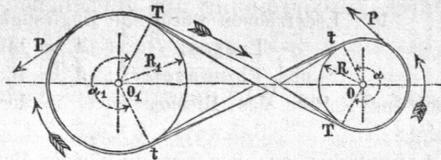
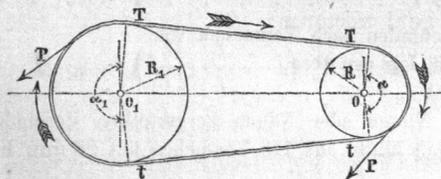
3. Riemetrieb.

Der als indirektes Reibungsradergetriebe anzusehende Riemetrieb dient hauptsächlich zur Bewegungsübertragung auf grosere Entfernungen, für welche Räder mit direktem Zahn- oder Reibungseingriff zu grofs ausfallen oder Zwischenwellen mit Kegelrädern erforderlich würden. In der Neuzeit ist der Riemetrieb wegen seines ruhigeren Ganges häufiger statt der Zahnräder, insbesondere bei Dampfmaschinenanlagen bis zu den gröſsten Arbeitsstarken in Anwendung gekommen. Derselbe eignet sich auch für sich schneidende oder geschränkt liegende Drehaxen; im ersten Falle sind immer, im letzteren Falle hingegen nicht unbedingt Leitrollen erforderlich.

§ 18. Berechnung des Riemetriebes. In dem gewöhnlichen Falle paralleler Lage der Wellenachsen unterscheidet man offenen und geschränkten Riemetrieb, siehe Fig. 23 und 24, mit gleichem und entgegengesetztem Drehsinn der beiden Riemenscheiben. Zunächst sei T_0 die überall gleichmafsigke Spannungskraft eines auf

Fig. 23.

Fig. 24.



den Scheiben liegenden Riemens im Ruhezustande. Dreht man nun die Scheibe O in Fig. 23 im angedeuteten Sinne, also rechts um, ohne dafs der Riemen gleitet, während am Umfange der Scheibe O_1 ein Widerstand P auftritt, so wird die Spannungskraft im oberen Riemenstück, der führenden, ziehenden oder treibenden Seite, vergrosert auf T , im unteren Stücke, der geführten, gezogenen oder getriebenen Seite, hingegen um eben so viel verkleinert auf die Kraft t , indem $2 T_0 = T + t$. Es mufs also für den Beharrungszustand die übertragene Kraft gleich der Differenz der beiden Riemenkrafte, d. h. $T - t = P$ sein.

²⁴⁾ Vergl. Brauer. Beschreibung und Theorie der patentierten Lamellenrader. Verhandl. d. Ver. z. Bef. d. Gwbf. in Preussen 1877. S. 295.

Diese Spannungsdifferenz wird ermöglicht durch die zwischen Scheibe und Riemen auftretende Reibung, welche mindestens gleich der übertragenen Kraft sein muß. Bezeichnet:

- $e = 2,718$ die Basis der natürlichen Logarithmen,
- f den Reibungskoeffizienten zwischen Riemen und Scheibe,
- α die Bogenzahl des kleineren Umspannungswinkels,

so wird unter Vernachlässigung der Centrifugalkraft, sowie des möglicher Weise den Riemen anpressenden Luftdruckes, für den Gleichgewichtszustand: $T = t e^{f\alpha}$,

demnach: $t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1}$, $T = \frac{P e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$, $T_0 = \frac{P}{2} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \dots \dots \dots 57.$

Der Umspannungswinkel α bestimmt sich aus den Scheibenradien R und R_1 und der Axendistanz a und ist beim offenen Riemen für die kleinere Scheibe:

$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{R_1 - R}{a}$, beim gekreuzten Riemen für jede Scheibe: $\cos \left(\pi - \frac{\alpha}{2} \right) = \frac{R_1 + R}{a}$.

Die Versuche zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten ergaben die verschiedensten Resultate. So fanden

| | |
|--|-------------------------|
| Morin ²⁵⁾ für gewöhnliche fette Riemen auf Eisenscheiben | $f = 0,28,$ |
| „ stark eingefettete „ „ „ | $f = 0,12,$ |
| „ feuchte „ „ „ | $f = 0,38.$ |
| Briggs und Towne ²⁶⁾ aus Versuchen mit gebrauchten und neuen Riemen auf Gufseisenscheiben | $f = 0,42$ bis $0,59.$ |
| Pinzger ²⁷⁾ für gufseiserne Scheiben | $f = 0,15,$ |
| „ schwach gewölbte schmiedeiserne Scheiben | $f = 0,25,$ |
| „ stärker „ „ „ | $f = 0,28.$ |
| Leloutre ²⁸⁾ für trockene Riemen auf polierten „ | $f = 0,12$ bis $0,155,$ |
| „ fettige „ „ „ | $f = 0,2$ bis $0,22.$ |

Legt man, wie gebräuchlich, den Rechnungen $f = 0,28$ und $\alpha = 0,8 \pi$ zu Grunde, so wird:

$T = 2 t = 2 P$, $T_0 = 1,5 P \dots \dots \dots 58.$

Die Berechnung des Riemenquerschnittes erfolgt nach der Spannungskraft T , so daß, wenn β die Breite, δ die Dicke und \mathcal{S} die zulässige Materialspannung bezeichnen, zu setzen ist:

$\beta \delta \mathcal{S} = T = 2 P \dots \dots \dots 59.$

Für Lederriemen wurde die Zugfestigkeit A gefunden nach Versuchen von Tresca: $A = 149$ bis 276 kg pro qcm, und Thomasett²⁹⁾: $A = 133$ „ 400 „ „ „ wobei das Reißen des Riemens stets in der durch Nieten oder Nähen hergestellten Verbindung erfolgte. Schwartz & Co.³⁰⁾: $A = 392$ als Mittel aus 175 Versuchen mit 26 mm breiten Lederstreifen aus dem Kernstück einer Haut.

| | |
|---|------------|
| Bauschinger ³¹⁾ : Eßlinger Kronleder ohne Naht | $A = 666,$ |
| „ „ mit „ | $A = 437,$ |
| Englisches „ „ „ | $A = 365,$ |
| Schweizer „ „ „ | $A = 392,$ |

Englisches, amerikanisches und Reutlinger Braunleder mit Naht $A = 200$ im Mittel. — Der Rifs erfolgte stets durch die Naht oder die Nietstelle.

²⁵⁾ Nouvelles experiences sur le frottement. Paris 1838.
²⁶⁾ Journal of the Franklin Institute. 1868 I.
²⁷⁾ Wochenschrift des Ver. deutsch. Ing. 1878. S. 112.
²⁸⁾ Annal. industr. 1879 I. S. 117.
²⁹⁾ Divers modes de transmission etc. Armengaud. Publ. ind. 1879. S. 521.
³⁰⁾ Brauer. Festigkeitsversuche mit Leder. Verhandl. d. Ver. z. Bef. d. Gwbl. in Preuss. 1878. S. 115
³¹⁾ Gerberzeitung. 1880. S. 19.

Nach den Ergebnissen der Festigkeitsversuche ist eine Spannung von $\mathcal{S} = 20$ bis 30 kg pro qcm selbst für geringere Ledersorten zulässig, wenn auch die Verschwächung des Riemens durch Nähen und Nieten noch hinzukommt, so daß der Riemenquerschnitt genommen werden kann:

$$\beta \delta = 0,07 P \text{ bis } 0,1 P \quad \text{oder} \quad \beta \delta = 5000 \frac{N}{nR} \text{ bis } 7200 \frac{N}{nR}, \dots 60.$$

wobei der gröfsere Wert für geringere Kräfte und Breiten gilt. Auch die Riemen-
dicke δ , die von 4 bis 8 mm variiert, läfst man im allgemeinen mit der Breite zu-
nehmen. Bei grofsen Kräften werden doppelt und dreifache Riemen verwendet. Es
ist gebräuchlich einfache Riemen bis $\beta = 30$ cm, doppelte Riemen für $\beta = 15$ bis
150 cm und darüber, dreifache Riemen für $\beta \geq 100$ cm zu verwenden, doch finden
sich einfache Riemen bis $\beta = 50$ cm, wobei dann die Ränder durch aufgelegte Strei-
fen von ca. 10 cm Breite verstärkt werden. Bezüglich der Riemenbreiten besteht
kaum eine Beschränkung, da man Riemen bis 2 m Breite ohne Schwierigkeiten her-
stellt. Einfache Riemen haben zwar den mehrfachen gegenüber den Vorzug geringerer
Steifigkeit, hingegen den Nachteil des leichteren Verziehens.

Bei grofser Riemengeschwindigkeit mufs die Centrifugalkraft berücksichtigt werden. Be-
zeichnet:

v die Riemengeschwindigkeit in Metern pro Sekunde,

γ das Gewicht des ccm Riemen in kg,

g die Beschleunigung des freien Falls, so gilt

$$T - 100 v^2 \beta \delta \frac{\gamma}{g} = e^{f\alpha} (t - 100 v^2 \beta \delta \frac{\gamma}{g}) \quad \text{und mit } P = T - t \quad \text{und} \quad T = \beta \delta \mathcal{S} \quad \text{wird:}$$

$$\beta \delta = P \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \frac{1}{\mathcal{S} - 100 v^2 \frac{\gamma}{g}} \dots \dots \dots 61.$$

Für $\gamma = 0,0009$, $g = 9,81$ und $v = 25,5$ wird: $100 v^2 \frac{\gamma}{g} = 6$, d. h. es wird der Centri-
fugalkraft bei $v = 25,5$ m dadurch Rechnung getragen, daß man von vornherein eine um 6 kg ge-
ringere Spannung einführt.

Die übertragbare Arbeit $L = P v = \beta \delta v \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} (\mathcal{S} - 100 v^2 \frac{\gamma}{g})$

wird ein Maximum für $\frac{dL}{dv} = 0$, woraus:

$$v = \sqrt{\frac{g}{300 \gamma} \mathcal{S}} \dots \dots \dots 62.$$

g und γ wie oben, und $\mathcal{S} = 25$ gesetzt, wird $v = 30$ m die günstigste Geschwindigkeit.
Da bei höherer Geschwindigkeit auch die Festigkeit der Scheiben gefährdet wird, geht man in der
Praxis nur selten darüber hinaus.

Steht beim Entwurfe eines Riemetriebes die Wahl eines Riemenscheibendurch-
messers frei, so nimmt man denjenigen der kleineren Scheibe zweckmäfsig $D = 40 \delta$
bis 50δ , um den Biegungswiderstand nicht zu hoch zu erhalten. Riementriebe wer-
den zur Übertragung der gröfsten Kräfte bis 1000 und 1500 Pf. benutzt, wobei die
Gesamtbreite der nebeneinander liegenden Riemen, welche von der Schwungradwelle
der Betriebsdampfmaschine direkt zu den Transmissionswellen der einzelnen Stock-
werke laufen, bis 4,5 m beträgt.

Die Erfahrung lehrt, daß ein langer Riemen bei grofser Axendistanz besser
„zieht“ als ein kurzer, weshalb mit der Axenentfernung nicht unter den doppelten
Durchmesser der gröfseren Scheibe herabgegangen wird; auch zieht ein horizontaler
Riemen besser, als ein schief oder vertikal angeordneter, weil bei dem ersteren eine
bleibende Verlängerung die Einsenkung des Riemens vergrößert, ohne die Spannung

wesentlich zu ändern, während dieselbe im zweiten Falle bedeutend vermindert wird. Schiefe und vertikale Riemen müssen daher schärfer gespannt werden als horizontale.

Außer dem weitaus gebräuchlichsten Material für Riemen, dem Rindsleder, kommen Kautschuk, Guttapercha, Hanf- und Baumwolle, Wallrofsleder, Papier und Metalldrahtgewebe in Anwendung.

§ 19. Riemenberechnung nach amerikanischer Anschauung. Neben der bei uns üblichen Berechnungsmethode der Riemen ist in Amerika die empirische Formel

$$\frac{\beta v l}{N} = \text{Const.} \dots \dots \dots 63.$$

sehr verbreitet, wobei β die Breite, v die sekundliche Geschwindigkeit, l die Auflagenlänge des Riemens auf der kleineren Scheibe und N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken bedeutet. Die Konstante wird verschieden angegeben, am gebräuchlichsten ist der von Radinger³²⁾ angegebene Roper'sche Wert derselben, nach welchem sich durch Umrechnung ergibt:

$$\beta l = 31,47 P \dots \dots \dots 64.$$

und bei halber Umspannung der Scheibe für $l = \pi R$,

$$\beta = 10 \frac{P}{R} \dots \dots \dots 65.$$

Nach Radinger soll dieser Formel die Ansicht zu Grunde liegen, daß der Riemen auch durch den Luftdruck an seine Scheibe geprefst werde, weshalb die Beziehung $T = t e^{f\alpha}$ jedenfalls nicht allein maßgebend sei. Die wesentlichsten Folgerungen, die aus dieser Ansicht gezogen werden können, sind: die Riemenbreite ist nicht als statische, sondern als dynamische Dimension aufzufassen; bei entsprechender Bemessung derselben kann die Spannungskraft t verschwindend klein werden, und braucht T nur wenig größer als P zu sein, so daß der Axendruck auch weniger von P verschieden ausfällt; die Riemendicke δ kommt erst in zweiter Linie in Frage, wobei allerdings $\delta > \frac{T}{\beta c}$ sein muß.

Bedingungen für die Wirkung des atmosphärischen Druckes: Benutzung der glatteren Seite, der Haarseite des Riemens, als Lauffläche, um ein inniges Anschmiegen an die Scheibe zu erreichen; Anwendung genau hergestellter, gut gelagerter, sorgfältig ausbalancierter Scheiben und durchweg gleich starker, tadellos ebener und glatter Riemen.

Die Frage nach der Mitwirkung des Luftdruckes ist zwar durchaus noch nicht entschieden, doch hat dieselbe bereits zu verschiedenen Erörterungen Veranlassung gegeben.³³⁾

³²⁾ Radinger. Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika. Wien 1878. Die Riementriebe S. 285—314. Eingehende Behandlung der Verwendung, Berechnung und Konstruktion der amerikanischen Riementriebe.

³³⁾ Schlink. Über Riementriebe. Dingl. polyt. Journ. 1878 IV. S. 465. — Schmidt. Theorie des Riementriebes, Dingl. polyt. Journ. 1879 I. S. 406, 550. — Becker und Pinzger. Transmission durch Riemenbetrieb. Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 172. — Bach. Einige Bemerkungen zur neuen Riemenberechnung. Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 151, 163, 176. — Pinzger. Vorschläge zur Aufsuchung einer rationellen Methode zur Berechnung des Riementriebs. Dingl. polyt. Journ. 1879 II. 22. — Schwartz. Beitrag zur prakt. Berechnungsweise der Riemenbreiten im Riemenbetriebe. Dingl. polyt. Journ. 1879 II. 404. — Weifs. Zur Frage der Riementriebe. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. 177. — Weifs. Die Effektverluste des Riementriebs gemäß der amerikanischen Anschauung. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. 265. — Weifs und Schmidt. Kontroverse. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. 433. — Weifs. Der Starrheitsgrad der Riementriebe etc. Dingl. polyt. Journ. 1880 IV. 98.

§ 20. **Arbeitsverlust des Riemetriebes.** Derselbe setzt sich aus den Verlusten durch Zapfenreibung, Riemensteifigkeit und Riemengleiten zusammen, wovon sich die ersten beiden als Kraftverluste, der letzte als Geschwindigkeitsverlust geltend machen.

Bezeichnen: R den Halbmesser der treibenden, R_1 den der getriebenen Scheibe, d und d_1 die Zapfendurchmesser ihrer Wellen, $f = 0,08$ den Zapfenreibungskoeffizienten, und ist P die eingeleitete, P_1 die nach Abzug der Zapfenreibung an der treibenden Scheibe übergeleitete und P_2 die nach Abzug der Zapfenreibung an der getriebenen Scheibe ausgeleitete Kraft, $Q = 3 P_1$ der Axendruck, so gilt:

$$P - P_1 = 3 P_1 f \frac{d}{2R} \quad \text{und} \quad P_1 - P_2 = 3 P_1 f \frac{d_1}{2R_1},$$

woraus der partielle Wirkungsgrad:

$$\eta_1 = \frac{P_2}{P} = \frac{1 - 3f \frac{d_1}{2R_1}}{1 + 3f \frac{d}{2R}} \dots \dots \dots 66.$$

Für den relativen Arbeitsverlust ε_2 durch Riemensteifigkeit³⁴⁾ ergibt sich, wenn $E = 1500$ der Elasticitätsmodul des Leders,

$$\varepsilon_2 = \frac{E \beta \delta^3}{24P} \left(\frac{1}{R^2} + \frac{1}{R_1^2} \right), \quad \text{oder mit Einführung von } \mathfrak{S} = \frac{2P}{\beta \delta},$$

$$\varepsilon_2 = 125 \frac{\delta^2}{\mathfrak{S}} \left(\frac{1}{R^2} + \frac{1}{R_1^2} \right), \quad \text{somit als Wirkungsgrad bei bloßer Berücksichtigung der Steifigkeit:}$$

$$\eta_2 = 1 - \varepsilon_2 = 1 - 125 \frac{\delta^2}{\mathfrak{S}} \left(\frac{1}{R^2} + \frac{1}{R_1^2} \right) \dots \dots \dots 67.$$

Bedeutet endlich: η_3 den vom Gleiten des Riemens abhängigen Wirkungsgrad, $\mathfrak{S}_1 = \frac{\mathfrak{S}}{2}$ die Spannung pro qcm im gezogenen Riemenstück, v die Geschwindigkeit der treibenden Scheibe gleich der des ziehenden Riemenstückes, v_1 diejenige der getriebenen Scheibe gleich der des gezogenen Riemenstückes, so wird, da ein Riemenstück von der ursprünglichen Länge l infolge der verschiedenen Spannungen \mathfrak{S} und \mathfrak{S}_1 die Längen

$$l \left(1 + \frac{\mathfrak{S}}{E} \right) \quad \text{und} \quad l \left(1 + \frac{\mathfrak{S}_1}{E} \right) \quad \text{annimmt,} \quad \frac{v_1}{v} = \frac{1 + \frac{\mathfrak{S}_1}{E}}{1 + \frac{\mathfrak{S}}{E}} = \eta_3$$

$$\eta_3 = 1 - \frac{\mathfrak{S}}{2(E + \mathfrak{S})} \cong 1 - \frac{\mathfrak{S}}{2E} = 1 - \frac{\mathfrak{S}}{3000}, \quad \dots \dots \dots 68.$$

somit der Gesamtwirkungsgrad:

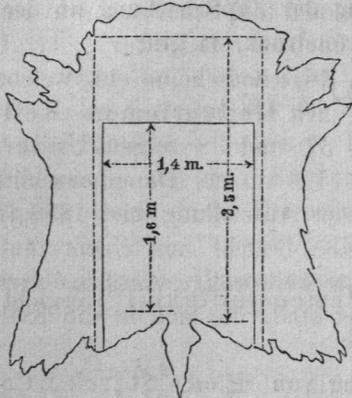
$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = \frac{1 - 3f \frac{d_1}{2R_1}}{1 + 3f \frac{d}{2R}} \left(1 - 125 \frac{\delta^2}{\mathfrak{S}} \left(\frac{1}{R^2} + \frac{1}{R_1^2} \right) \right) \left(1 - \frac{\mathfrak{S}}{3000} \right) \dots \dots \dots 69.$$

Treiben von einer Welle aus mehrere Riemen, so wird die Anordnung zweckmäßiger Weise so getroffen, daß die Riemenspannungen, die an der treibenden Welle als Axendrucke auftreten, sich möglichst aufheben und demnach das erste Glied vorstehenden Ausdrucks nahezu gleich 1 wird.

³⁴⁾ Steifigkeit der Lederriemen nach Autenheimer. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1861, S. 102. — Grashof. Theor. Maschinenlehre. Leipzig 1879. Bd. 2. S. 321.

§ 21. Material der Treibriemen. Lederriemen werden aus gutem lohgaren Rindsleder und zwar am besten aus dem Kernleder, welches aus dem Rückenteil der Haut genommen wird, hergestellt. Die sogenannten Kerntafeln, siehe Fig. 25, haben eine Breite von circa 1,4 m bei einer Länge von etwa 1,6 m. Bei Mitverwendung der Schulterteile der Haut fallen die Tafeln bis 2,5 m Länge, aber von geringerer Qualität aus. Diese Tafeln schneidet man der Länge nach in Streifen,

Fig. 25.



welche bei einfachen Riemen nur an den Enden, bei größerer Breite auch an den Längskanten vereinigt werden. Bei doppelten und mehrfachen Riemen werden die Lagen auf- und nebeneinander zusammengefügt und erhalten bei großer Riemenbreite behufs solideren Verbandes derart verschiedene Breiten, daß sich versetzte Stosfugen ergeben. Bei schmalen Doppelriemen findet eine Versetzung der Einzelstücke der Länge nach statt. Die Vereinigung erfolgt durch Nähen mit Leder, Hanfgarn oder Metalleisen, durch Stiften und Pflöcken mit Leder- und Holzpflöcken, Eisen- und Bronzestiften, durch Niete, Schrauben, und vor allem durch Leimen (Cementieren).

Eine besondere Fabrikationsmethode der Riemen haben Sampson & Co., Stroud Gloucestershire, eingeführt³⁵⁾, indem sie aus je einer Haut einen einzigen Streifen spiralförmig ausschneiden und je zwei solcher Streifen mit ihrer äußeren Schnittfläche zusammenstoßen und vernähen.

Die Verbindung der einzelnen Streifen durch Leimen ist die zweckmäßigste. Hierbei werden die Enden derselben zugespitzt, mit gutem Riemenleim³⁶⁾ bestrichen, durch Pressen fest zusammengedrückt und zur Sicherheit noch mit Kupfernieten verbunden.

Die Verbindung der Riemenenden kann bei geringen Breiten und bei Riemen, die oft nachzuspannen sind, durch Metallschließsen erfolgen, wobei die Enden in der Regel stumpf zusammengestoßen werden. Allgemein bekannt ist der in Fig. 53, Taf. IX, dargestellte Harris'sche Verbinder. Neuere Konstruktionen gehen darauf aus, eine Schwächung der Riemen durch Lochen zu vermeiden.³⁷⁾ Sehr gebräuchlich ist das Aufeinanderlegen und Vernähen oder Verschrauben der Enden nach Fig. 55 bis 58, Taf. IX. Behufs glatten Anlaufens des Riemens an der Riemenscheibe wird wohl auch stumpfes Zusammenstoßen der Enden und Vernähen ohne Kreuzung der Schnürrriemen nach Fig. 54 beliebt, wobei dieser allerdings die ganze Riemenspannung auszuhalten hat. Als beste Methode muß auch hier das Abschrägen der Enden und Cementieren gelten, indem die Verbindungsstelle dabei nur wenig an Festigkeit und Biegsamkeit verliert. Schmale Riemen lassen sich nach ihrer Verbindung ohne Schwierigkeit auf die Scheiben legen, bei Riemen über 100 mm Breite hingegen empfiehlt es sich, dieselben auf den Scheiben liegend mit Hilfe von Spannapparaten, von denen Fig. 52, Taf. IX, eine zweckmäßige Konstruktion darstellt, heranzuziehen, um hiernach deren Enden bequem verbinden zu können.

³⁵⁾ Auch in Deutschland von W. Tennert nach D. R. P. 10244.

³⁶⁾ Vergl. Riemen und Riemenverbindung. Prakt. Masch. Konstr. 1879. S. 390.

³⁷⁾ Vergl. Neuerungen an Riemenverbindern. Dingl. polyt. Journ. 1879 IV. S. 89.

In Europa läßt man größtenteils die Fleischseite der Riemen auf den Scheiben laufen, während es in Amerika ausnahmslos gebräuchlich ist, die Haarseite aufzulegen, und die widerstandsfähigere Fleischseite nach außen zu nehmen; vergl. S. 148.

Lederriemen sollten nur in trockenen Räumen verwendet werden. Zu ihrer Konservierung ist von Zeit zu Zeit Abwaschen mit warmem Wasser und darauf folgendes Einfetten mit einem Gemisch von 3 Teilen Thran und 1 Teil heißem Talg empfehlenswert. Die Dauer solcher Riemen kann dann 15 bis 20 Jahre erreichen.

Zur Vergrößerung der Reibung zwischen Riemen und Scheibe, sowie zur Verminderung des Axendrucks bandagiert man die Scheiben mit Leder³⁸⁾; vergl. S. 153. Zu letzterem Zwecke schaltet Gwynne³⁹⁾ eine Zwischenscheibe ein, welche auf beiden Scheibenumfängen rollt. Endlich hat man auch Kettenriemen, Keilketten oder Pyramidalriemen⁴⁰⁾ angewendet. Fig. 37 und 38 zeigen Underwood's Patent Angular belting, wie derselbe sich 1873 an der Dampfmaschine von Davis und Pickering in Portland, auf der Wiener Ausstellung und 1876 in Philadelphia in mehreren Exemplaren vorfand. Derselbe besteht aus einem fünf- bis achtfachen schmalen Riemen, an dessen innerer Seite keilförmige Ansätze durch fünf bis zehn aufeinander liegende Lederstücke gebildet sind, die sich in die Keilnute der Riemenscheibe einpressen.

Um das Verziehen der Riemen wirksam zu verhindern, fabrizieren Starck & Co. in Mainz Riemen mit ellipsoidalem Querschnitt⁴¹⁾.

Riemen aus Kautschuk und anderen Materialien. In feuchten Räumen, im Freien beim Betriebe landwirtschaftlicher Maschinen, bei Maschinen auf Baustellen u. s. f. sind Kautschukriemen mit Vorteil verwendet worden.

Dieselben bestehen aus abwechselnden Lagen von vulkanisiertem Gummi und Leinen- oder Baumwollgeweben. An den Kanten nutzen sie sich leicht ab, weshalb sie als Ausrückriemen nicht zu gebrauchen sind. In Amerika fanden Kautschukriemen bis 1,2 m Breite, 100 m Länge und über 1600 kg Gewicht Verwendung. Ihre absolute Festigkeit beträgt nach Versuchen von

Tresca⁴²⁾: $A = 100$ bis 330 , im Mittel $A = 185$ kg pro qcm,

Bauschinger, bei Riemenstücken ohne Naht:

$A = 160$ bis 331 , im Mittel $A = 214$ kg pro qcm,

wonach sie nur den geringeren Ledersorten gleich zu stellen sind.

Als Betriebsresultat mag angeführt werden, daß ein seit 4 Jahren Tag und Nacht in Betrieb befindlicher Kautschukriemen pro qcm Querschnitt 15 kg Umfangskraft übertrage, wonach derselbe bei $P = \frac{T}{2}$ mit $\varnothing = 30$ kg pro qcm beansprucht wäre. Der Reibungskoeffizient darf hier eher etwas höher angenommen werden als bei Lederriemen.

Die Verbindung der Riemenenden kann durch stumpfes Zusammenstoßen und Zusammnähen mittelst Nähriemen geschehen, doch ist zur größeren Haltbar-

³⁸⁾ Warth's Elastic Pulley. Engng. 1868 I. S. 608.

³⁹⁾ Engng. 1868 II. S. 520, ohne Abb.

⁴⁰⁾ Keilketten von Clissold und Angström, siehe Reuleaux's Konstrukteur S. 365.

⁴¹⁾ Reichhaltige Angaben, besonders über amerikanische Riementransmission, über Herstellung, Verbindung, Behandlung der Riemen u. s. f. siehe Grothe. Riemenbetrieb. Verh. d. Ver. z. Bef. d. Gwfl. in Preußen 1878. S. 319.

⁴²⁾ Civiling. 1872. S. 163 nach Bullet. d'encouragem. Febr. 1862; s. a. Armengaud. Publ. industr. 1879. S. 540.

und Schwinden der Nabe erleichtert und das Entstehen von Rissen vermieden; gerade Arme, welche ebenfalls in Fig. 32 dargestellt sind, erfordern zwar geringeren Materialaufwand, machen jedoch besondere Sorgfalt bei der Regelung der Abkühlung nötig, um jene schädlichen Spannungen im Gufsstück zu umgehen. Kleine Scheiben gießt man vollwandig, siehe Fig. 27 und 28. Zur Erleichterung des Aufbringens auf die Welle stellt man die Scheiben nach Fig. 21, 22, 23 und 34, 35 zweiteilig her.

Große und breite Scheiben werden der nötigen Stabilität wegen zweckmäßiger mit zwei Armsystemen versehen, siehe Fig. 36, auch erhält der Kranz verstärkende Randleisten.

Zur Vergrößerung der Reibung dient das Bandagieren der Scheiben d. h. das Überziehen mit Leder, wie dies von Starek & Co. in Mainz mit Erfolg in die Praxis eingeführt worden ist. Demselben Zwecke entspricht die sogenannte Elastik-Scheibe von genannter Firma, siehe Fig. 24. Der Kranz besitzt schwalbenschwanzförmige Rinnen, in welche Lederscheiben so eingetrieben werden, daß der Scheibenumfang nur Hirnleder zeigt. Der Reibungskoeffizient soll auf diesen Scheiben etwa 0,5 betragen. Die Preise derselben sind zwar ungefähr 15% höher als diejenigen gewöhnlicher Scheiben, doch wird dieser Unterschied durch die geringere erforderliche Riemenbreite und die Reduktion des Arbeitsverlustes, sowie Aufwands an Schmiermaterial mehr als ausgeglichen.

Schmiedeeiserne Scheiben kommen in neuerer Zeit sehr in Aufnahme; hierbei sind entweder Kranz in Eisenblech und Nabe mit Armen in Gufseisen ausgeführt, oder es werden die Arme aus Rundeisen hergestellt, einerseits mit dem Blechkranz vernietet und andererseits in die Nabe eingegossen. Letztere Konstruktion von Hudswell, Clarke & Co. in Leeds zeigen Fig. 34 und 35. Je nach Größe werden ein oder zwei Armsysteme angebracht oder statt derselben wohl auch volle Blechscheiben. Derartige Riemenscheiben, deren Vorzug in geringerem Gewicht besteht, wurden bis 8 m Durchmesser und 1,2 m Breite und zwar stets zweiteilig ausgeführt, wobei die Verbindung der Kranzhälften mittelst Laschen aus Flacheisen erfolgte; bei großen Dimensionen kommen sie auch wesentlich billiger als Gufsscheiben zu stehen. Andere Konstruktionen zeigen eine schmiedeeiserne zweiteilige Nabe und einen an einer Stelle aufgeschnittenen federnden Kranz, so daß die Scheibe an beliebiger Stelle leicht auf die Welle gebracht werden kann. Für sehr rasch laufende, möglichst leichte Scheiben ist auch Stahl vorteilhaft verwendet worden.

Die Riemenscheiben werden auf den Wellen meist durch Keile, öfter auch durch Stellschrauben, oder durch Keilringe befestigt. In letzterem Falle wird in die konisch ausgebohrte Nabe eine zweiteilige konische Büchse, welche die Welle fest umspannt, eingetrieben und so eine genügende Reibungsbefestigung hergestellt.

Zur Aufsergangsetzung (Abstellung) getriebener Wellen dienen folgende Mittel:

1. Abwerfen des Riemens.
2. Schieben des Riemens von der festgekeilten Scheibe auf eine daneben befindliche, lose auf der Welle sitzende Scheibe.
3. Ausrückung einer zwischen Scheibe und Welle eingeschalteten lösbaren Kupplung, so daß die Scheibe wechselnd Fest- und Losscheibe ist.
4. Aufhebung der Riemen Spannung.

Im ersten, nur bei seltenerem Abstellen zweckmäßigen Fall erfordert das Wiederauflegen des Riemens auf die treibende Scheibe von Hand Übung und ist mit

Gefahr verknüpft, weshalb besser Riemenaufleger⁴⁷⁾ verwendet werden. Bei der in Fig. 47 u. 48, Taf. IX, dargestellten Read'schen Konstruktion sitzt lose neben der Scheibe eine gußeisernerne Hülse *A*, an welche zwei schmiedeiserne Arme *B* und *C* genietet sind. Der abgeworfene Riemen liegt auf der Hülse und wird durch Drehen derselben um 180° mit den Armen wieder aufgelegt, indem er von den schrägen Flächen auf die Scheibe gleitet.

Für öfteres Abstellen dient zweckmäßiger meist eine Leer- oder lose Scheibe, 3 bis 8 mm von der Festscheibe entfernt, auf welche der Riemen mittelst einer Riemengabel, die ihn am auflaufenden Teile umfaßt, geschoben wird. Fig. 49, 50 u. 51 zeigen ein sogenanntes Wendegetriebe mit einer festen und zwei losen Scheiben, letztere von doppelter Breite, bei welchem durch offenen und gekreuzten Riemen verschiedene Drehungsrichtungen erreicht werden. Durch zwei, auf einer beweglichen Schiene befestigte Riemengabeln werden beide Riemen gemeinschaftlich verschoben. Losscheiben sind mit Schmierloch und Schmiernuten oder zweckmäßiger mit einer Schmierbüchse zu versehen.⁴⁸⁾ Um den Arbeitsverlust durch Axenreibung bei den Losscheiben zu vermindern, und um Riemen und Lager zu schonen, giebt man wohl der Leerscheibe einen etwas kleineren Durchmesser, als der festen Scheibe, so daß sich die Riemenspannungen beim Leergang verringern.

Schaltet man zwischen Welle und Riemenscheibe eine Reibungskupplung ein, so genügen bei einem Wendegetriebe zwei Scheiben von gewöhnlicher Breite, auf denen die Riemen dauernd liegen bleiben.⁴⁹⁾

Bei der Anordnung von Spannrollen ist eine Regulierung der Riemenspannungen besonders leicht möglich. Hierbei legt sich der Riemen so lange lose um die Scheiben, bis eine auf einem Hebelzapfen drehbare Rolle gegen das gezogene, mit der Spannungskraft *t* behaftete Riemenstück gepreßt und dadurch die notwendige Riemenspannung erzeugt wird. Durch Näherung der Riemenscheiben (Verminderung der Axendistanz) kann ebenfalls die Spannung aufgehoben, also ausgerückt, durch Entfernung derselben wieder eingerückt werden.⁵⁰⁾

Soll der Riemen nicht von der Scheibe fallen, so muß stets die Mittellinie des auflaufenden Riemenstückes in die Mittelebene der Rolle fallen. Sind hierzu keine Leitrollen erforderlich, so nennt man den Rientrieb selbstleitend, wie z. B. der sogenannte halbgeschränkte Riemen in Fig. 41 u. 42, Taf. IX.

Bei diesem beträgt nach Völkers⁵¹⁾ zur Verhütung des Abfallens die Minimal-Axenentfernung: $a = 10\sqrt{\beta D}$, wenn *D* der Durchmesser der treibenden Scheibe ist.

Die Fig. 39, 40 und 43 bis 46 zeigen Anordnungen von Riemenge trieben mit Leitrollen.⁵²⁾

⁴⁷⁾ Bach. Über Riemenaufleger. Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1876. S. 525 und Bl. 8.

⁴⁸⁾ Bryant's selbstschmierende Riemenscheibe. Dingl. polyt. Journ. 1877 II. S. 127. — Hillet's Centrifug.-Schmierbüchse für Leerscheiben. Dingl. polyt. Journ. 1877 IV. S. 467. — Kitson's bearing for loose pulleys. Engng. 1879 I. S. 243. — Sauerl's Schmiergefäß für Leerscheiben. Dingl. polyt. Journ. 1879 I. S. 13.

⁴⁹⁾ Davi's Leerscheibe. Eng. 1880 I. S. 299 und Engng. 1880 II. S. 349. — Pfeleiderer's friction clutch. Engng. 1879 I. S. 243. — Hipp's Vorrichtung zum Abstellen der Treibriemen. Maschinenbauer 1878. S. 19.

⁵⁰⁾ Transmissionshängelager und Riemenspanner. Maschinenbauer 1876. S. 310. — Radinger. Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika. Wien 1878. Ausrückung der Riemen. S. 310.

⁵¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1860. S. 115.

⁵²⁾ Über Riemeführungen mit Leitrollen siehe Reuleaux's Konstrukteur.

Bei vielen Arbeitsmaschinen, besonders Werkzeugmaschinen, wird gefordert, das Umsetzungsverhältnis zweier Wellen innerhalb gewisser Grenzen verändern zu können. Zu diesem Zwecke kommen Stufenscheiben oder kegelförmige Scheiben in Anwendung.⁵³⁾

§ 23. Rechnungsbeispiel. Von einer Lokomobile sollen zum Betriebe einer Centrifugalpumpe $N = 10$ Pf. geleistet werden. Es betrage der Halbmesser der getriebenen Scheibe $R_1 = 21,5$ cm, deren minutliche Umdrehungszahl $n_1 = 430$, die Umdrehungszahl der treibenden Scheibe $n = 125$.

Demnach wird das Umsetzungsverhältnis: $\varphi = \frac{n_1}{n} = 3,472$,

Halbmesser der treibenden Scheibe: $R = \varphi R_1 = 75$ cm,

Riemengeschwindigkeit: $v = \frac{\pi R n}{30} = 9,68$ m,

Umfangskraft: $P = \frac{75 N}{v} = 77,5$ kg,

Riemenspannungskräfte: $T = 2P = 155$ kg, $t = P = 77,5$ kg,

für den Stillstand des Riemetriebes: $T_0 = 1,5P = 112,5$ kg.

Wir wählen die Riemendicke $\delta = 0,5$ cm und die Spannung $\mathcal{S} = 20$ kg; dann wird die Riemenbreite $\beta = \frac{2P}{\delta \mathcal{S}} = 15,5$ cm, wofür eine Scheibenbreite von $b = 1,5 + 1,1\beta = 18,5$ cm erforderlich ist. Die Radinger-Roper'sche Formel würde

$$\beta = 10 \frac{P}{R_1} = 36 \text{ cm, einen viel zu großen Wert ergeben.}$$

Nach der praktischen Formel $\beta = \sqrt[3]{P}$ erhält man $\beta = 18,2$ cm.

Ist $d = 8$ cm die Dicke der Kurbelwelle der Lokomobile,

$d_1 = 4$ cm der Durchmesser der Pumpenwelle,

$f = 0,08$ der Zapfenreibungskoeffizient, so berechnet sich der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{1 - 3f \frac{d_1}{2R_1}}{1 + 3f \frac{d}{2R}} \left(1 - 125 \frac{\delta^2}{\mathcal{S}} \left(\frac{1}{R^2} + \frac{1}{R_1^2} \right) \right) \left(1 - \frac{\mathcal{S}}{3000} \right)$$

$$= 0,965 \cdot 0,996 \cdot 0,993 = 0,95.$$

Somit haben wir einen Arbeitsverlust von 5% oder 0,5 Pf.

4. Hanf- und Baumwollseiltrieb.

§ 24. Anordnung derartiger Triebwerke. Zur Übertragung großer Kräfte sind schon seit längerer Zeit Hanfseile und neuerdings auch Baumwollseile statt des Riemens bei Hauptantrieben von Fabriken mit gutem Erfolg in Verwendung. Während aber bei Riemetrieb und Drahtseiltrieb in der Regel nur ein Zugorgan vorhanden ist, wird beim Hanfseiltrieb die Kraft auf eine Anzahl Seile verteilt, die neben und miteinander laufen. Derselbe wurde vor ungefähr 15 Jahren von Pearce Brothers & Comp., Lilybank-Foundry, in Dundee (Schottland), eingeführt und hat seitdem in Schottland, England, Ostindien und auch auf dem Kontinente ausgedehnte Anwendung gefunden.

Ist die Kraft des Motors, z. B. einer Dampfmaschine, mittelst Hanfseile auf die Transmissionswellen einer Fabrik zu übertragen, so wird in der Regel das Schwungrad der Maschine als Seilscheibe konstruiert, indem es an seinem Umfange zur Aufnahme der Seile eine Anzahl keilförmiger Rinnen, nicht selten bis zu 30, erhält, in denen sich die Seile zur Vergrößerung der Reibung einkleiden. Von der Schwung-

⁵³⁾ Außer den bereits genannten Arbeiten über den Riemetrieb ist noch anzuführen: Konstruktion der Triebwerke. Riemetrieb. Prakt. Masch. Konstr. 1876 u. 1877. — Cooper, A Treatise on the use of belting for the transmission of power. Philadelphia 1878.

radscheibe geht eine Gruppe Seile nach dem ersten Wellenstrang, eine weitere nach der zweiten Wellenleitung u. s. f. Fig. 59, Taf. IX, zeigt die Disposition eines Seiltriebes für eine mehrstöckige Spinnerei. Hierbei gehen die Seile von der Schwungradscheibe der Dampfmaschine durch Öffnungen in den Fußböden direkt nach den Scheiben der einzelnen Wellen. Eine Anordnung für Shedbau geben Fig. 60 u. 61. Die Seilscheiben sind hier vollständig vom Fabriksaal abgeschlossen, was aus Gründen der Sicherheit gegen Unglücksfälle sowohl, als auch des bedeutenden Luftzuges halber, der durch die große Seilgeschwindigkeit erzeugt wird, zu empfehlen ist. Die Disposition III in Fig. 65 ist ebenfalls für Shedbau entworfen. Die Umtriebsmaschine befindet sich hier so hoch über dem Fußboden, daß das Mittel der Kurbelwelle beinahe auf Höhe der Wellenstränge kommt. Bei dieser Disposition ist bemerkenswert, daß einzelne Wellenstränge von den vorhergehenden angetrieben werden.

Wie aus den drei Anordnungen hervorgeht, sucht man dieselben stets so zu treffen, daß die auf die Welle der Antriebscheibe wirkenden Seilspannungskräfte sich möglichst aufheben, unter Umständen auch noch das Gewicht der Seilscheibe teilweise ausgleichen, so daß die Zapfenreibung bedeutend herabgezogen wird.

§ 25. Berechnung des Hanfseiltriebes. Es bedeute:

P die zu übertragende Umfangskraft,

i die Anzahl der hierzu dienenden Seile,

$K = \frac{P}{i}$ die durch ein Seil zu übertragende Kraft,

T und t die Seilspannungskräfte im Betrieb,

T_0 die Seilspannungskraft im Ruhezustande,

δ den Durchmesser des den Seilquerschnitt umschreibenden Kreises,

α die Bogenzahl des kleineren Umfassungswinkels,

β den Keilwinkel der Riemen (siehe Fig. 64, Taf. IX),

v die Seilgeschwindigkeit in m pro Sekunde,

n die minutliche Tourenzahl und R den Radius der treibenden Scheibe,

γ das Seilgewicht pro ccm,

g die Beschleunigung der Schwere in m.

Ohne Berücksichtigung der Centrifugalkraft werden die Minimalspannungskräfte:

$$T = \frac{P e^{f_1 \alpha}}{e^{f_1 \alpha} - 1}, \quad t = \frac{P}{e^{f_1 \alpha} - 1}.$$

f_1 ist der Reibungskoeffizient in Keilnuten:

$$f_1 = \frac{f}{\sin \frac{\beta}{2} + x f \cos \frac{\beta}{2}}, \quad \text{wobei } 0 < x < 1.$$

Durch Versuche wurde bei einem Keilwinkel $\beta = 40^\circ$ gefunden:

für ein neues Seil $\delta = 4,2$ und $4,8$, ungeschmiert $f_1 = 0,79$ u. $1,0$,

geschmiert $f_1 = 0,42$,

„ „ gebrauchtes Seil, $\delta = 5,7$, ungeschmiert $f_1 = 0,57$,

geschmiert $f_1 = 0,38$.

Die Form der Seilrinnen ist von großem Einfluß auf das richtige Arbeiten und die Dauer der Seile. Bei zu kleinem Keilwinkel klemmt sich das Seil fest, es würde also zum Herausziehen des Seiles aus der Nute Arbeit erforderlich sein, während im entgegengesetzten Falle die Reibung zu gering ausfällt. Versuche mit halbkreisförmigen Rinnen, wobei das Seil, behufs seiner Schonung, auf dem Grunde

derselben lag, fielen ungünstig aus. Nach der Erfahrung ist ein Winkel:

$$\beta = 40^\circ \text{ bis } 50^\circ$$

am vorteilhaftesten. Für denselben darf gesetzt werden: $f_1 = 0,3$.

Um den Umspannungswinkel α möglichst groß zu erhalten, legt man das ziehende Seilstück wie bei den Riemen nach unten, doch wird bei größerer Differenz der Scheibenhalmesser nur gesetzt werden können: $\alpha = 0,8 \pi$.

Man erhält dann $T = 2,1 t$, wofür aber wie beim Riementrieb

$$T = 2t = 2K \dots\dots\dots 71.$$

$$T_0 = \frac{T+t}{2} = 1,5K \dots\dots\dots 72.$$

gesetzt werden möge, indem dann jedenfalls hinreichende Sicherheit gegen Gleiten vorhanden sein wird.

Die in der Praxis gebräuchlichen Seildurchmesser variieren je nach der Größe der Arbeitsübertragung von $\delta = 3$ bis 5 cm und darüber. Nun gilt:

$$T = 2K = \frac{\pi \delta^3}{4} \mathfrak{S} \dots\dots\dots 73.$$

Die Praxis nimmt \mathfrak{S} sehr gering, nämlich: $\mathfrak{S} = 12 \text{ kg pro qcm}$.

Diese bescheidene Beanspruchung im Vergleich zur Zugfestigkeit von $A = 1000$ erscheint jedoch dadurch motiviert, daß die Seile thunlichst geschont und ihre Dauer möglichst erhöht werden soll.

i Seile übertragen somit:

$$P = \frac{75N}{v} = iK = \frac{\pi}{8} \mathfrak{S} i \delta^3 = 4,7 i \delta^3, \dots\dots\dots 74.$$

woraus sich die Seilzahl bestimmt zu:

$$i = \frac{P}{4,7 \delta^3} = 16 \frac{N}{v \delta^3} = 15300 \frac{N}{Rn \delta^3} \dots\dots\dots 75.$$

Um bei etwaigem Defektwerden eines Seiles den Betrieb nicht unterbrechen zu müssen und um überhaupt sicher zu gehen, daß die Seile nicht zu stark beansprucht werden, nimmt man ein oder zwei Seile mehr, als sich nach dieser Rechnung ergeben. Weniger als drei Seile wendet man nicht gern an. Für $N = 1$, $v = 1$ und $i = 1$ ergibt sich $\delta = 4,0$, so daß als praktische Regel gilt, daß ein 40 mm dickes Seil pro Meter Geschwindigkeit eine Pferdestärke überträgt. Allerdings geht man in der Praxis auch bis zu 2 Pferdestärken. Die Geschwindigkeit der Seile findet sich gewöhnlich von $v = 10$ bis 20 m, doch kommen ausnahmsweise auch Geschwindigkeiten $v > 30$ m und in Walzwerken $v > 40$ m vor.

Die Centrifugalkraft verlangt eine etwas strammere Anspannung der Seile als oben berechnet. Sind T_1 und t_1 die Spannungskräfte mit Berücksichtigung der Centrifugalkraft, so wird:

$$T_1 = T + 100 v^2 \delta^2 \frac{\gamma}{g}, \quad t_1 = t + 100 v^2 \delta^2 \frac{\gamma}{g} \dots\dots\dots 76.$$

und die wirkliche Beanspruchung \mathfrak{S}_1 infolge dessen

$$\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S} + 100 v^2 \frac{\gamma}{g} = \mathfrak{S} + 0,0085 v^2 \dots\dots\dots 77.$$

Demnach tritt eine Spannungserhöhung ein

| | | | |
|---|-----|------|------------------|
| bei $v = 10$ | 20 | 30 | 40 m |
| um $\mathfrak{S}_1 - \mathfrak{S} = 0,85$ | 3,4 | 7,65 | 13,6 kg pro qcm. |

Die berechneten Spannungen T , t und T_0 gelten für den horizontalen Seiltrieb, für welchen die Auflaufstellen des Seiles in derselben Horizontalen liegen. Bei dem schiefen Seiltrieb müssen diese Spannungen an der tiefer gelegenen Auflaufstelle vorhanden sein, während die Vertikalkomponente der Spannungen an

den höher liegenden Auflaufstellen um das Gewicht der Seilstücke, die über der unteren Auflaufstelle liegen, gröfser ausfallen.

Für die Seilberechnung würde die gröfsere Spannung in Rechnung kommen; da nun 13 m als gröfster Höhenunterschied bei ca. 10 m Horizontalabstand angenommen werden kann, wobei eine Spannungsvergrößerung von circa 10% eintritt, so bringt man bei dem schiefen Seiltrieb eine um 5% bis 10% gröfsere Umfangskraft, als thatsächlich benötigt wird, in Rechnung.

Der Durchmesser der Seilscheiben sollte zur Verminderung des Seilbiegungswiderstandes und des daraus hervorgehenden Arbeitsverlustes, sowie der Abnutzung:

$$D \gtrsim 30 \delta \quad \text{genommen werden.}$$

Fig. 64, Taf. IX, zeigt den Querschnitt einer Seilscheibe für ein dreilitziges Seil von 47 mm Dicke. Der Spielraum zwischen den Seilen beträgt nur 17 mm. Wird nun der Axenabstand a der Seilscheiben grofs, so geraten die Seile infolge seitlicher Schwankungen, bei der geringen Entfernung, in der sie neben einander laufen, leicht in streifende Berührung oder schlagen an einander. Will man dies ohne Verbreiterung der Seilscheiben und ohne schärfere Anspannung der Seile vermeiden, so nehme man: $a < 20$ m.

§ 26. Arbeitsverlust des Seiltriebs. Wie bei dem Riemetrieb setzt sich derselbe aus den Kraftverlusten durch Zapfenreibung und Seilsteifigkeit und dem Geschwindigkeitsverlust durch Gleiten zusammen. Unter Beibehaltung der dort gewählten Bezeichnungen ist

$$\eta_1 = \frac{1 - 3f \frac{d_1}{2R_1}}{1 + 3f \frac{d}{2R}}, \quad \dots \dots \dots 78.$$

$$\eta_2 = 1 - 0,057 \delta^2 \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right) - \frac{0,27}{\mathcal{E}} \quad \dots \dots \dots 79.$$

$$\eta_3 = 1 - \frac{\mathcal{E}}{2E} \quad \dots \dots \dots 80.$$

Für $E = 5000$ und $\mathcal{E} = 10$ wird $\eta_3 = 0,999$ d. h. der Effektverlust durch Gleiten ist zu vernachlässigen, so dafs der Wirkungsgrad geschrieben werden darf:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = \frac{1 - 3f \frac{d_1}{2R_1}}{1 + 3f \frac{d}{2R}} \left(1 - 0,057 \delta^2 \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right) - \frac{0,27}{\mathcal{E}} \right) \dots \dots 81.$$

Für den Kraftverlust durch Reibung, der durch Einschieben (Einzwängen) des Seiles in die Keilrinne entsteht, fehlen Anhaltspunkte.

§ 27. Seile und Seilscheiben. Betrieb. Die Seile bestehen aus gutem langfaserigen Hanf. Man verwendet russischen, am besten aber badischen Schleifshanf oder Manilahanf.⁵⁵⁾ Bei schweren Seilen ist der letztere seines geringeren spezifischen Gewichtes halber zu empfehlen, ebenso ist er in feuchten Räumen oder im Freien vorzuziehen, dagegen hat der badische Schleifshanf den grofsen Vorzug einer weichen, elastischen Faser. Die Seile sind 3 oder 4litzig, lose

⁵⁴⁾ Nach Grashof's theoret. Maschinenlehre, Bd. II. S. 320.

⁵⁵⁾ Vorzügliches Fabrikat liefern in Deutschland: Joh. Jak. Wolff, Mechanische Seilerei und Hanfspinnerei in Mannheim, und Felten & Guillaume in Köln. Bei dem Arnheimer internationalen Wettstreit 1879 gelegentlich der holländischen Industrieausstellung ergaben Seile aus badischem Schleifshanf eine Zugfestigkeit $A = 1285$ kg pro qcm.

geschlagen und gedreht wie gewöhnliche Zugseile. Von besonderer Wichtigkeit ist es, die Seile so zu spleißen, daß die Verbindungsstelle genau rund und mit dem übrigen Seile überall von gleicher Dicke ist. Die Seilenden sollen mindestens 3 m in einander genommen werden, da sich das Seil gerade an seiner Verbindungsstelle am meisten rekt. Verdickungen und Unebenheiten versetzen das Seil in Schwingungen, die unregelmäßiges Treiben, Abnutzung und Kraftverlust zur Folge haben.

Leit- und Spannrollen sind wegen der raschen Abnutzung der Seile infolge des unvermeidlichen Schleifens am Scheibenumfang nur ausnahmsweise zulässig.

Die Seilscheiben erfordern einen durchaus blasenfreien Guß, wenn das Seil bei dem elastischen Einkeilen nicht in kurzer Zeit schadhast werden soll. Sorgfältiges Ausbalancieren derselben ist notwendig. Die Rinnen werden nach Leere genau auf das richtige Profil ausgedreht und geschmirgelt. Den Kranzquerschnitt zeigt Fig. 64, Taf. IX. Den Armen giebt man kreuzförmigen Querschnitt und bestimmt ihre Anzahl und Dimensionen nach den bezüglichen Regeln für Zahnräder.

In Fig. 62 u. 63, Taf. IX ist eine aus zwei Hälften bestehende Scheibe dargestellt. Große Schwungradseilscheiben, die bis zu 9 m Durchmesser und 30 Rinnen ausgeführt werden, lassen sich am besten aus mehreren Stücken herstellen. Zu empfehlen ist unmittelbar neben einer Seilscheibe auf jeder Seite ein Lager zur Aufnahme des durch die Seilspannungen bedingten Axendruckes mit einem Längenverhältnis von etwa $\frac{l}{d} = 3$ anzubringen. Neu aufgelegte Seile strecken sich anfänglich bedeutend, doch laufen sie nach erfolgter Kürzung etwa 10 Monate ohne Nachspannen.

Zur Erhaltung der Geschmeidigkeit werden die Seile von Zeit zu Zeit mit einer dicken Seifenschmiere eingerieben. Für feuchte Lokalitäten und solche mit sehr veränderlicher Temperatur ist Hanfseiltrieb nicht gut verwendbar, indem die Seile gegen Temperatureinflüsse, bezw. die dadurch bedingten Schwankungen des Feuchtigkeitsgrades der Luft sehr empfindlich sind, sich strecken und zusammenziehen.

Die Dauer der Seile hängt wesentlich von der richtigen Erfüllung der gegebenen Vorschriften ab und beträgt 3 bis 4 Jahre, in manchen Fällen bis 7 und 10 Jahre.

Scharfgedrehte und nicht sorgfältig gespseifte Seile drehen sich während des Ganges um sich selbst. Sie bleiben dabei zwar am Umfange rund, die einzelnen Litzen reiben sich aber derart aneinander, daß der Kern zu Staub zermahlen wird und die Seile in kürzester Zeit verdorben sind.

Baumwollseile, die im Innern eine weiche, mit Fett getränkte Seele besaßen, hielten sich unter solchen Umständen besser.⁵⁶⁾

Während Seiltrieb und Riementrieb gegenüber der Zahnrädertransmission gemeinsam die Vorzüge eines sanften ruhigen Ganges bieten und die Vermeidung von Stößen und Brüchen Reparaturen erspart, hat der erstere dem Riementrieb gegenüber noch spezielle Vorteile, bestehend in der geringeren Rauminanspruchnahme, etwas geringeren Betriebskosten, und in der größeren Sicherheit gegen Betriebsstörung durch die Verteilung der Kraft auf mehrere Zugorgane. Reißt ein Seil, was übrigens voranzusehen ist, so läßt sich mit den übrigen weiter arbeiten, bis ein neues Seil aufgelegt werden kann. Diese Vorzüge werden denn auch zu zahlreichen und

⁵⁶⁾ Becker. Mitteilungen über Seilbetrieb Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1880. S. 49.

bedeutenden Ausführungen geführt, wie z. B. in Calcutta 1000 Pf. durch 25 Seile mit $v = 19,2$ m Geschwindigkeit übertragen werden.

Eine andere Verwendung haben namentlich die Baumwollseile zum Betriebe von Laufkränen in Montierwerkstätten und auf Bauplätzen bereits seit 1861 gefunden, wo dieselben zuerst von Ramsbottom zum Betriebe eines 6 Tonnen-Laufkrans benutzt wurden. Hier ist nur ein endloses Seil vorhanden, das über Scheiben mit keilförmiger Rinne läuft. Es sind Durchmesser von Antrieb- und Leitrollen von 90 bis 110 cm, Seilstärken von 16 bis 22 mm und Geschwindigkeiten von 8 bis 25 m gebräuchlich. Die Beanspruchung wird ebenfalls sehr gering genommen, doch beträgt die Dauer solcher Seile wegen der Leitung über eine gröfsere Zahl von Scheiben nur $\frac{3}{4}$ bis 1 Jahr. Ein derartiges Baumwollseil⁵⁷⁾ von 22 mm Dicke, zum Betriebe eines 15 Tonnen-Laufkranes mit $v = 9,2$ m laufend, zeigte beispielsweise nach 6 Monaten schon eine Abnahme des Durchmessers um 3 mm.

Seile aus Lederstreifen gedreht, wurden probeweise verwendet, doch mit geringem Erfolge. Sie eignen sich nur für den Betrieb kleiner Maschinen, wie z. B. Drehbänke und Ventilatoren.

Auch sind Darmsaiten für geringen Kraftbedarf, insbesondere bei Maschinen mit Hand- oder Fufsbetrieb, zweckmäfsig zu verwenden. — Vergleiche übrigens Fig. 15, Taf. VIII.

§ 28. Rechnungsbeispiel. Die zwei Hauptwellen einer Fabrik von $d_1 = 10$ cm Durchmesser mit $n_1 = 200$ Umdrehungen pro Minute sollen mittelst Hanfseile durch eine Dampfmaschine von $N = 300$ Pf. und $n = 50$ minutlichen Umdrehungen betrieben werden. Die Anordnung sei so getroffen, dafs nur die Hälfte der Seilspannungskräfte als Axendruck in den Kurbellagern von $d = 20$ cm auftritt. Wählt man:

$$\delta = 5 \text{ cm}, \quad D_1 = 30 \delta = 1,5 \text{ m}, \quad \text{so wird:}$$

$$D = \frac{n_1}{n} D_1 = 6,0 \text{ m}, \quad v = \frac{D \pi n}{60} = 15,7 \text{ m}, \quad i = 16 \frac{N}{v \delta^2} = 12,2.$$

Es wird sich $i = 14$ empfehlen, so dafs auf jeden Strang 7 Seile kommen.

$$\eta = \frac{1 - 3f \frac{d_1}{2R_1}}{1 + \frac{3}{2} f \frac{d}{2R}} \left(1 - 0,057 \delta^2 \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right) - \frac{0,27}{\text{C}} \right) = 0,98 \cdot 0,95$$

$$\eta = 0,93.$$

⁵⁷⁾ Smith. Grue des ateliers d'Eglinton (Glasgow). Annal. industr. 1869. S. 242. Pl. 33 u. 34. — Vergl. ferner: Lentz. Laufkrane mit Seilbetrieb. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1868. S. 290. Taf. VIII, IX. — Laufkran für 800 Ctr. von Jacobi, Haniel & Huyssen, Sterkrade. Hüttenzeichn. 1869. Taf. 17. — Jeep. Laufkran für 100 Ctr. von Zimmermann, Chemnitz. Civiling. 1871. 237. Taf. 13—16. — 20 Tonnen Laufkran von Stuckenholz & Co., Wetter a. d. Ruhr (Manilahanfseil $\delta = 2$ cm, $v = 12,8$ m). Engng. 1877 II. S. 87.

Litteratur über den Hanfseiltrieb.

Keller. Über Hanfseiltransmissionen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1876. S. 397, 542.

Konstruktion der Triebwerke. Prakt. Masch. Konstr. 1877. S. 454.

Schellhaas. Hanfseilbetrieb in Fabriken. Allgem. pol. Ztg. 1877. S. 366.

Rope driving gear. Eng. 1877 I. 443.

Transmission de la force motrice au moyen de cordes. Rev. industr. 1878. S. 478. Annales industr. 1878. II. 722.

Hanfseilbetrieb. Prakt. Masch. Konstr. 1880. S. 51.

Bock. Einige ausgeführte Hanfseiltransmissionen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1880. S. 11.

Keller. Triebwerke. 2. Aufl. München 1881. S. 221.

5. Drahtseiltrieb.

§ 29. Allgemeine Eigenschaften und Anordnungen des Drahtseiltriebs.

Zur Übertragung beliebig grosser Kräfte auf grössere Entfernungen wendet man statt der bisher behandelten Transmissionsmittel, den im Freien benutzbaren, in Anlage und Betrieb billigeren Drahtseiltrieb an, welcher anfangs der 50er Jahre durch die Gebrüder Hirn im Elsass eingeführt wurde. In der Regel wird die gesamte Kraft von einem einzigen Seil übertragen, in einzelnen Fällen verteilt man dieselbe jedoch sicherheitshalber auf zwei Seile. Infolge der grösseren Axendistanz werden die durch das Eigengewicht bedingten Einsenkungen bedeutender als bei dem prinzipiell nicht verschiedenen Riementrieb, so dass sie ein Mass für die Grösse der Anspannungen der Seilläufe abgeben. Als kleinster Rollenstand ist 20 m anzunehmen. Demnach beginnt die Anwendbarkeit des Drahtseiltriebes da, wo Riemen und Hanfseile aufhören praktisch zu sein. Bei geringeren Axenabständen rufen kleine Längendifferenzen zu grosse Spannungsänderungen hervor, ein Umstand, der auch die Verwendung des vertikalen Triebes ohne Spannrollen oder wenn nicht in Verbindung mit einem längeren horizontalen Seiltrieb unmöglich macht. Die grösste Entfernung, auf welche bis jetzt durch Drahtseile Kraft fortgeleitet wurde, findet sich bei den Freiburger Wasserwerken zu circa 2000 m vor.

Fig. 26.

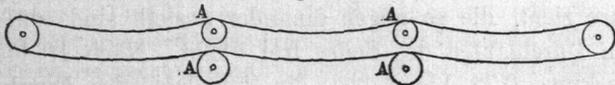


Fig. 27.



hoher Pfeiler durch Tragrollen *A A*, siehe Fig. 26, unterstützt werden.

Zur Einschränkung der bei vorkommenden Seilbrüchen durch das zeitraubende Spleissen bedingten, unter Umständen sehr empfindlichen Betriebsunterbrechungen ist ein Reserveseil fertig zum Auflegen bereit zu halten, dessen Kosten jedoch besonders bei grösseren Transmissionslängen nicht unbedeutend sind.

Bei dem von David Ziegler in Winterthur eingeführten zusammengesetzten Seiltrieb, nach Fig. 27, werden Zwischenstationen mit zweisprigen Rollen eingeschaltet, welche von Station zu Station je durch ein endloses Seil verbunden sind. Zwischenrollen und Kraftrollen werden von gleicher Grösse und in gleichen Abständen von einander genommen, so dass ein im Voraus gespleisstes Reserveseil überall hin als Ersatz eines defekten verwendet, somit die Zeit der Ausserbetriebsetzung wesentlich abgekürzt werden kann.

Ablenkungen des Seillaufes bei Terrainhindernissen oder Verzweigungen der Kraftleitung erfordern sogenannte Wechselstationen mit Kegelhädergetrieben, siehe Fig. 11, 12 u. 16, 17, Taf. X, wenn Leitrollen, welche bei Richtungsänderungen des Seiles für dessen Dauerhaftigkeit nachteilig sind, vermieden werden sollen.

In Fig. 32, Taf. X, ist Pfeiler III Wechselpfeiler, während Station VII ausserdem zu seitlicher Kraftabgabe dient. Bei der Wahl der Entfernung der Zwi-

Die Seilrollen sind gewöhnlich gleich gross und ihre Axen meistens parallel. Bei grosser Entfernung der treibenden und getriebenen Scheibe, der Kraftrollen, über welche ein endloses Seil geschlungen ist, muss dasselbe seiner bedeutenden Einsenkungen halber zur Vermeidung allzu

schenstationen ist zu berücksichtigen, daß große Entfernungen die Zahl der kostspieligen Pfeiler und Seilrollen, sowie den Kraftverlust durch Reibung vermindern, die Pfeilerhöhen aber vergrößern. Ausführungen zeigen Rollenabstände von 100 bis 200 m.

§ 30. Beschaffenheit der Drahtseile und Berechnung des Drahtseiltriebs.

Die Drahtseile für Transmissionszwecke bestehen in der Regel aus sechs- oder mehrdrähtigen, meist mit Hanfseelen versehenen Litzen, welche um eine Seele aus geteertem Hanfe gedreht sind. Diese Hanfseelen bilden ein elastisches Lager zwischen den Drähten, welches die bei den fortwährend wiederkehrenden Seilbiegungen infolge der Relativbewegung der einzelnen Drähte stattfindende Reibung und Abnutzung derselben wesentlich vermindert.

Beim Betriebe eines neuen Seiles werden die einzelnen schraubenförmig gewundenen Litzen durch die auftretende Zugkraft der Seilaxe zu nähern gesucht, die weiche Hanfseele zusammengedrückt und der Seildurchmesser verringert, die Seillänge hingegen entsprechend vergrößert. Dieses Strecken des Seils macht ein Verkürzen, das Einschlagen des Seiles öfters notwendig, bis die Hanfseelen genügend komprimiert sind. Um die hierdurch entstehenden Betriebsstörungen, sowie den für die Arbeit des Spließens und Auflegens des Seils erforderlichen Aufwand an Zeit und Geld zu vermindern, werden die Seile vor dem Gebrauche gestreckt, indem man sie durch zwei kleine Stahlwalzenpaare zieht, die so gegen einander gestellt sind, daß gerade der nötige Querschnitt zum Durchlaufen des Seiles frei bleibt. Nach 10 bis 15 Durchgängen betrug die Streckung 0,72 bis 3,6%, die Abnahme des Durchmessers bei einem 35 mm dickem Seile nach 17 Durchgängen ungefähr 6%. Felten u. Guilleaume in Köln suchen dies Strecken zu vermindern, indem sie die Hanfseelen der Litzen durch solche aus weichem, ausgeglühtem Drahte ersetzen, wodurch jedoch das Seilgewicht ohne Gewinn an Festigkeit vermehrt wird.

Als Material der Drähte ist bestes schwedisches Holzkohleneisen und Gußstahl in Gebrauch. Die Drahtstärken variieren von 0,5 bis 2,2 mm, die Drahtzahl einer Litze, sowie die Litzenzahl eines Seiles von 6 bis 12, die Seildicke von 5 bis 32 mm.

Fig. 7, Taf. X, stellt wohl das schwerste bis jetzt zum Seiltrieb verwandte Drahtseil dar. Es ist dem Haupttriebe der Bellegarder Anlage entnommen, vergl. S. 171, hat 8 Litzen zu je 9 Drähten von $\delta = 2,2$ mm Stärke, ist 32 mm dick und überträgt bei 20 m Geschw. 300 Pf.

Fig. 8 zeigt ein 5 mm dickes, aus 6 Litzen zu je 6 Drähten von 0,6 mm Stärke bestehendes Seil mit Central- und Litzenhanfseelen. Zum Schutze der Drähte gegen Abnutzung und zur Vergrößerung der Reibung zwischen Seil und Scheibe haben M. Stein & Co. in Mühlhausen Seile versucht, deren Litzen mit Baumwoll- oder Hanfgarn umspinnen waren, doch haben sich dieselben nicht besonders bewährt.⁵⁸⁾

Der Seildurchmesser d , d. h. der Durchmesser des den Seilquerschnitt umschreibenden Kreises wird, wenn δ die Dicke und i die Anzahl der Drähte bedeutet, annähernd gefunden zu

$$d = 1,5 \delta \sqrt{i}. \quad \dots \dots \dots 82.$$

Das Eigengewicht q des Seils pro m Länge bestimmt sich nach dem Ge-

⁵⁸⁾ Vergl.: N. Macbeth's Drahtseile mit Leder-, Gummi- oder Kautschukringen überzogen, D. R. P. No. 6303 vom 4. Febr. 1879.

wichte $\gamma = 0,0077$ kg pro cem unter Berücksichtigung der ungefähr 10% betragenden Verkürzung der ursprünglichen Drahtlänge beim Zusammendrehen und mit Einrechnung des Gewichtes der Hanfseelen, das circa 10% des Seilgewichtes ausmacht, zu

$$q = 0,95 F = 0,75 i \delta^2, \dots \dots \dots 83.$$

wobei F den Seilquerschnitt in qcm bedeutet.

Bei der Berechnung des Drahtseiltriebs sind wieder führender und geführter Seillauf mit den Spannkraften T und t zu unterscheiden. Bezeichnet P die zu übertragende Kraft, α die Bogenzahl des Umspannungswinkels, f den Reibungskoeffizienten zwischen Seil und Scheibe, v die Seilgeschwindigkeit in m pro Sek. und g die Beschleunigung der Schwere in m, so gilt unter Berücksichtigung der Centrifugalkraft:

$$T - \frac{v^2 q}{g} = \frac{e^{f\alpha} P}{e^{f\alpha} - 1}, \quad t - \frac{v^2 q}{g} = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} \dots \dots \dots 84.$$

Für $f = 0,25$ und $\alpha = 0,9 \pi$ resultiert:

$$T - \frac{v^2 q}{g} = 2 P, \quad t - \frac{v^2 q}{g} = P \dots \dots \dots 85.$$

Bei der zulässigen Spannung \mathcal{S} in kg pro qcm wird

$$i \frac{\pi \delta^2}{4} \mathcal{S} = 2 P + \frac{v^2 q}{g} \dots \dots \dots 86.$$

oder unter Berücksichtigung von Gleichung 83 und mit Einführung der Anzahl N der zu übertragenden Pferdestärken, der minutlichen Umdrehungszahl n , sowie des Scheibenhalbmessers R in cm

$$i \delta^2 = 2,55 \frac{P}{\mathcal{S} - 0,1 v^2} = 191 \frac{N}{v (\mathcal{S} - 0,1 v^2)} = 182400 \frac{N}{n R (\mathcal{S} - 0,1 v^2)} \dots \dots \dots 87.$$

Die Spannungszunahme $0,1 v^2$ pro qcm infolge der Centrifugalkraft beträgt somit bei

| | | | |
|-----------------|----|----|--------|
| $v = 5$ | 10 | 20 | 30 m |
| $0,1 v^2 = 2,5$ | 10 | 40 | 90 kg. |

Man findet in der Praxis $v = 8$ bis 30 m, geht aber nicht höher um die Scheiben durch die Centrifugalkraft nicht zu gefährden. Dieselbe veranlaßt also bei der höchsten Geschwindigkeit eine Spannungszunahme von 90 kg, demnach bei $\mathcal{S} = 600$ eine Steigerung der Spannung um 15%.

Die durch einen Seiltrieb übertragbare Arbeit:

$$L = P v = \frac{v}{2} \left(T - \frac{v^2 q}{g} \right) \dots \dots \dots 88.$$

würde ein Maximum, wenn

$$v = \sqrt{\frac{Tg}{3q}}, \dots \dots \dots 89.$$

oder da $\frac{T}{q} = \frac{\mathcal{S}}{0,95}$, läßt sich auch schreiben:

$$v = 1,85 \sqrt{\mathcal{S}} \dots \dots \dots 90.$$

Bei einer Beanspruchung $\mathcal{S} = 600$ kg pro qcm würde $v = 45,3$ m ausfallen.

Für die Zerreißfestigkeit der Drähte ergaben Versuche von Felten u. Guilleaume⁵⁹⁾ folgende Werte:

⁵⁹⁾ Thometzek. Festigkeitsversuche mit verschiedenen Drahtsorten aus dem Karlswerk des Herrn F. C. Guilleaume zu Köln. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1877. S. 279. — Vergl. auch: Festigkeitsversuche mit Stahldraht, Engng. 1877 I. S. 134.

| | Härtezustand | Bruchbelastung pro qem |
|----------------------|--------------|------------------------|
| Holzkohleneisendraht | geglüht | 3 600—4 000 |
| von 2 mm Dicke | halbweich | 5 600—6 400 |
| Tiegelgußstahldraht | " | 12 800 |
| von 2 mm Dicke | hart | 18 300—19 900. |

Infolge der zwei- bis dreifachen Festigkeit des Stahldrahtes gegenüber derjenigen des Eisendrahtes fallen Stahlseile entsprechend leichter und ihre Einsenkungen geringer aus.

Bei der Wahl der Spannung \mathcal{S} ist zu beachten, daß durch Umlegen des Seiles um die Scheibe auch eine Biegungsspannung \mathcal{S}_b entsteht, welche sich, wenn $E = 2\,000\,000$ und $E = 2\,750\,000$ die Elasticitätsmodel für Eisen beziehungsweise Stahl sind, bestimmt

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Eisen} \quad \mathcal{S}_b = \frac{E\delta}{2R} = 1\,000\,000 \frac{\delta}{R} \\ \text{für Stahl} \quad \mathcal{S}_b = 1\,375\,000 \frac{\delta}{R} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 91.$$

Die resultierende Beanspruchung \mathcal{S}_r der Drähte ist die Summe der von der Seilkraft abhängigen Zugspannung und der durch die Seilbiegung am Scheibenumfang bedingten Biegungsspannung: $\mathcal{S}_r = \mathcal{S} + \mathcal{S}_b$.

Man darf nehmen für Eisendraht $\mathcal{S}_r = 1800$,
für Stahldraht $\mathcal{S}_r = 2500\text{—}3500$.

Die Festigkeit des Seiles leidet durch die Drehung der Drähte in den Litzen und dieser im Seile nicht, sondern es hat sich im Gegenteile durch Versuche herausgestellt, daß die Bruchbelastung eines Seiles größer ist, als die der einzelnen Drähte zusammengenommen, was sich dadurch erklärt, daß die Drähte einzeln an ihrer schwächsten Stelle reißen, was jedoch im Seile nicht möglich ist.

Der Scheibenhalmmesser R wird, wenn man \mathcal{S} und \mathcal{S}_b variabel, ihre Summe \mathcal{S}_r aber konstant nimmt, ein Minimum für

$$\mathcal{S}_b = \frac{2}{3} \mathcal{S}_r = 2 \mathcal{S}, \dots \dots \dots 92.$$

wonach für Eisendraht $\mathcal{S}_b = 1200$, $\mathcal{S} = 600$, $R = 830 \delta$,
" Stahldraht $\mathcal{S}_b = 2000$, $\mathcal{S} = 1000$, $R = 688 \delta$.
Ausführungen zeigen $R = 850 \delta$ bis 1300δ
oder $R = 80 d$ bis $160 d$.

Der Durchmesser der Tragrollen für den führenden Seillauf darf nicht kleiner genommen werden als derjenige der Kraftrollen. Für den geführten Seillauf, in dem nur eine Spannung $\mathcal{S}_1 = \frac{\mathcal{S} + 0,1v^2}{2} \cong \frac{\mathcal{S}}{2}$ herrscht, sind kleinere Tragrollen statthaft, deren Minimalhalmmesser sich bestimmt zu

$$R_1 = \frac{E\delta}{2\mathcal{S}_b} = \frac{E\delta}{2(\mathcal{S}_r - \frac{\mathcal{S}}{2})} \dots \dots \dots 93.$$

Für $E = 2\,000\,000$, $\mathcal{S}_r = 1800$, $\mathcal{S} = 600$ wird $R_1 = 670 \delta$ }
" $E = 2\,750\,000$, $\mathcal{S}_r = 3000$, $\mathcal{S} = 1000$ " $R_1 = 550 \delta$ } \dots \dots 94.

Die Drahtdicke δ wählt man entsprechend der zu übertragenden Kraft und läßt sich etwa nach Ausführungen nehmen bei

| | | | | | | | |
|------------|------|------|-----|------|------|-----|----------|
| $N =$ | 15 | 40 | 70 | 100 | 200 | 250 | 300 |
| $\delta =$ | 0,05 | 0,08 | 0,1 | 0,13 | 0,18 | 0,2 | 0,22 cm, |

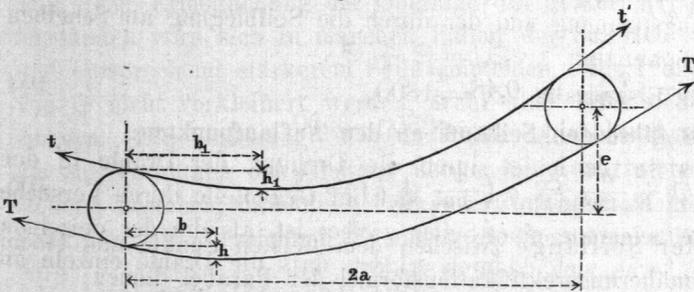
wobei jedoch zu berücksichtigen bleibt, daß die Drahtdicke den vorhandenen Drahtlehren entsprechen muß.

Da bei zu geringer Anspannung des Seils Gleiten desselben, bei einer Überspannung aber vermehrter Axendruck und entsprechend größerer Arbeitsverlust eintritt, ist die Kenntnis der Seileinsenkungen sowohl während des Betriebs, als auch im Ruhezustande von Wichtigkeit, indem dieselben als Maß der Seilspannungen das Mittel zur Herstellung der richtigen GröÙe derselben bilden.

Die Kurve, welche ein in zwei Punkten aufgehängtes widerstandslos biegsames Seil von konstantem Gewichte pro Längeneinheit bildet, ist die gemeine Kettenlinie. Da die Rechnungen für dieselbe umständlich sind, indem sie die Benutzung von Tabellen notwendig machen und man es meist mit sehr flach gespannten Seilen zu thun hat, begnügt man sich mit der Annäherung, das Eigengewicht proportional der Horizontalprojektion des Seiles zu setzen, so daß die Kettenlinie in die Parabel übergeht.

Der horizontale und der vertikale Axenabstand $2a$ beziehungsweise e eines

Fig. 28.



schiefen Seiltriebes, siehe Fig. 28, dürfen ohne Weiteres gleich Horizontalbeziehungsweise Vertikalbeziehungsweise Entfernung der Auflaufpunkte des Seiles an den Scheiben gesetzt werden. Dann gilt, wenn $2p$ den Parameter der Parabel, T die Spannungskraft des

führenden Seillaufs am tiefer gelegenen Auflaufpunkt bezeichnet:

$$b^2 = 2ph, \quad (2a - b)^2 = 2p(e + h), \quad T = bq \sqrt{1 + \frac{b^2}{4h^2}}.$$

Aus diesen drei Gleichungen berechnet sich b und h :

$$b = \frac{4a^3 - e \sqrt{\left(\frac{T}{q}\right)^2 (4a^2 + e^2) - 4a^4}}{4a^2 + e^2}, \quad \dots \dots \dots 95.$$

$$h = \frac{b^2}{2 \sqrt{\left(\frac{T}{q}\right)^2 - b^2}} \dots \dots \dots 96.$$

Für den höher gelegenen Auflaufpunkt ist die Seilkraft

$$T' = (2a - b)q \sqrt{1 + \frac{(2a - b)^2}{4(h + e)^2}} \dots \dots \dots 97.$$

nach Einsetzung der Werte von b und h ebenfalls bestimmt. Da nun $\frac{T}{q} = \frac{\mathcal{S}}{0,95}$ gesetzt werden kann, ergibt sich, daß bei gegebenen Axenabständen die Lage des tiefsten Punktes allein von der gewählten Spannung \mathcal{S} abhängt.

Die Differenz der Spannungen T' und T , läßt sich mit der Annäherung:

$$T = q \left(\frac{b^2}{2h} + h \right), \quad T' = q \left(\frac{(2a - b)^2}{2(e + h)} + e + h \right)$$

finden zu $T' - T = qe, \dots \dots \dots 98.$

wonach $\mathcal{S}' - \mathcal{S} = 0,95e. \dots \dots \dots 99.$

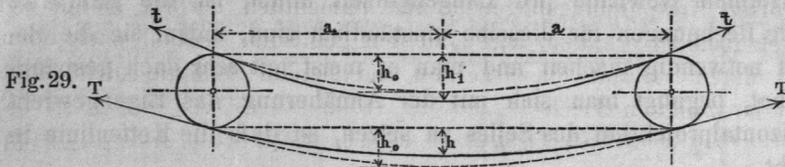
Gestattet man die weitere Annäherung, daß

$$T = q \frac{b^2}{2h}, \quad \text{so werden obige Gleichungen für } b \text{ und } h:$$

$$b = a - \frac{T}{q} \frac{e}{2a} = a - 0,5263 \frac{e}{a} \mathfrak{S}, \quad \dots \dots \dots 100.$$

$$h = \frac{q b^2}{2T} = 0,475 \frac{b^2}{\mathfrak{S}} \dots \dots \dots 101.$$

Für den geführten Seillauf ist in vorstehenden Gleichungen t statt T , t' statt T' , c statt b und \mathfrak{S}_1 bezw. \mathfrak{S}_1' statt \mathfrak{S} und \mathfrak{S}' zu setzen.



Für den horizontalen Seiltrieb, Fig. 29, wird

$$b = a, \dots \dots 102.$$

$$h = \frac{a^2}{2 \sqrt{\left(\frac{T}{q}\right)^2 - a^2}} = \frac{a^2}{2 \sqrt{1,108 \mathfrak{S}^2 - a^2}}, \dots \dots \dots 103.$$

oder annähernd:

$$h = \frac{q a^2}{2T} = 0,48 \frac{a^2}{\mathfrak{S}} \dots \dots \dots 104.$$

und die Spannungskraft des führenden Seillaufs an den Auflaufpunkten:

$$T = a q \sqrt{1 + \frac{a^2}{4h^2}} \cong q \left(\frac{a^2}{2h} + h \right) \cong \frac{q a^2}{2h} \dots \dots \dots 105.$$

Zur Bestimmung der Seillänge zwischen dem tiefsten Punkte und einem Auflaufpunkte kann die Annäherungsrektifikationsformel der Parabel dienen:

$$l = a \left(1 + \frac{2}{3} \left(\frac{h}{a} \right)^2 \right), \quad l_1 = a \left(1 + \frac{2}{3} \left(\frac{h_1}{a} \right)^2 \right),$$

so daß die Gesamtseillänge L eines horizontalen Triebes im gespannten Zustande:

$$L = 4a \left[1 + \frac{1}{3} \left(\left(\frac{h}{a} \right)^2 + \left(\frac{h_1}{a} \right)^2 \right) \right] + 2 \pi R \dots \dots \dots 106.$$

und im ungespannten Zustande, d. h. die Naturlänge des von den Scheiben genommenen Seils:

$$L_1 = \frac{2a \left(1 + \frac{2}{3} \left(\frac{h}{a} \right)^2 \right) + \pi R}{1 + \frac{\mathfrak{S}}{E}} + \frac{2a \left(1 + \frac{2}{3} \left(\frac{h_1}{a} \right)^2 \right) + \pi R}{1 + \frac{\mathfrak{S}_1}{E}} \dots \dots 107.$$

Eine genaue Bestimmung der Seillängen ist notwendig, weil geringe Längendifferenzen die Pfeilhöhen und damit die Spannungen bedeutend verändern können. Auch Temperaturänderungen haben einen nicht unmerklichen Einfluß auf die Einsenkungen der Seile.⁶⁰⁾

Die Seileinsenkungen h_0 des ruhenden Seiles, die natürlich für beide Seilläufe gleich groß sind, lassen sich nach Grove⁶¹⁾ in der Weise bestimmen, daß man auf die Naturlängen des Seiles, berechnet sowohl aus dem im Betrieb befindlichen, als auch ruhenden Seil, zurückgeht. Es

⁶⁰⁾ Wehage. Spannungsänderungen in gespannten Drähten bei Temperaturänderungen. Civiling. 1879. S. 619.

⁶¹⁾ Grove. Die Ermittlung der Seileinsenkungen beim Drahtseiltriebe. Mitt. d. Gewerby. f. Hannover. 1876. S. 201.

ergibt sich:

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{B}{2} + \sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 - \left(\frac{A}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{\frac{B}{2} - \sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 - \left(\frac{A}{3}\right)^3}}, \dots 108.$$

worin: $A = 2,5 h^2 - 0,502 \frac{\alpha^4}{h E}$ und $B = 0,669 \frac{\alpha^4}{E} \dots 109.$

h_0 liegt zwischen den Grenzen:

$$1,33 h < h_0 < 1,58 h$$

und kann annähernd genommen werden:

$$h_0 = 1,5 h = 0,75 h_1 \dots 110.$$

Um einen grossen Umspannungsbogen α und namentlich geringe Höhen der Pfeiler für die Seilscheiben zu erhalten, legt man den geführten Seillauf nach oben, den führenden nach unten. Damit ein Streifen der beiden Seilläufe nicht stattfindet, muss für den horizontalen Trieb

$$h_1 < 2 R + h, \dots 111.$$

oder, wenn $h_1 = 2 h$ ist,

$$h < 2 R \dots 112.$$

sein. Zur Ermöglichung der Oberlage des geführten Seillaufs bei sehr grossen Rollenständen wird sich in manchen Fällen der Seiltrieb mit verschärfter Anspannung und entsprechend stärkerem Seile empfehlen. Die Pfeilhöhe h kann ohne Erhöhung von \mathcal{S} nicht verkleinert werden, wohl aber lässt sich \mathcal{S}_1 vergrößern, also h_1 verringern. Die Beziehung $T = t e^{f\alpha}$ gilt dann, da grössere Reibung vorhanden ist, als zur Verhütung des Gleitens notwendig wäre, nicht mehr, doch bleibt die Beziehung bestehen, dass die übertragene Umfangskraft gleich der Differenz der beiden Seilkräfte ist. Bezeichnen T_s und t_s die Spannungen des straffen Treibseiles und wird

$$T_s = m T \dots 113.$$

d. h. die Spannung des führenden Seillaufes auf das m fache erhöht, so gilt:

$$t_s = (2m - 1) t, \dots 114.$$

$$h_{1s} = 0,48 \frac{a^2}{\mathcal{S}_{1s}} = 0,48 \frac{a^2}{(2m - 1) \mathcal{S}_1} = \frac{h_1}{2m - 1} = \frac{2h}{2m - 1} \dots 115.$$

Für Oberlage des geführten Seillaufs eines horizontalen Triebes muss sein:

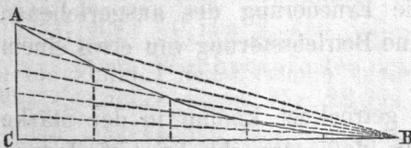
$$h_{1s} < 2 R + h, \text{ woraus}$$

$$m > \frac{1}{2} \frac{2R + 3h}{2R + h} \dots 116.$$

Der Querschnitt F_s des Seiles wird

$$F_s = m F \dots 117.$$

Fig. 30.



Die Verzeichnung der Seilkurve als Parabel erfolgt, wenn deren Scheitel B und ein Punkt A derselben gegeben ist, nach Fig. 30 in der Weise, dass man AC und BC in gleich viele Teile teilt, die Punkte auf AC mit B verbindet und in den Punkten auf BC Senkrechte errichtet. Deren Schnittpunkte mit den korrespondierenden Verbindungslinien sind Punkte der Parabel.

§ 31. Arbeitsverlust des Drahtseilbetriebs. Wird der verhältnismässig sehr geringe Luftwiderstand unberücksichtigt gelassen, so setzt sich der Arbeitsverlust wie bei dem Riementrieb zusammen aus den Kraftverlusten durch Zapfenreibung und Seilsteifigkeit, sowie dem Geschwindigkeitsverlust infolge Gleitens des Seiles.

Der letztere beträgt nur ungefähr 0,015 Prozent, ist also zu vernachlässigen.

Der relative Arbeitsverlust durch Seilsteifigkeit wird für eine Rolle:

$$\varepsilon_1 = \left(\frac{0,051}{R} + \frac{0,204}{P} \right) d^2 \quad (62) \quad \dots \quad 118.$$

oder mit Einführung von $d = 1,5 \delta \sqrt{i}$ und $P = \frac{i \pi \delta^2}{8} \mathcal{S}_1$:

$$\varepsilon_1 = 0,081 \frac{d^2}{R} + \frac{1,17}{\mathcal{S}} \quad \dots \quad 119.$$

Der relative Arbeitsverlust durch Zapfenreibung richtet sich nach der Anzahl der Rollen, dem Seil- und Rollengewicht und dem Zapfendurchmesser.

Für den einfachen horizontalen Seiltrieb, bestehend aus zwei gleichen Rollen vom Halbmesser R und Zapfendurchmesser d_1 , wird unter Vernachlässigung des Rollengewichts:

$$\varepsilon_2 = 6 f_1 \frac{d_1}{2R} \quad \dots \quad 120.$$

Da $\frac{d_1}{R}$ im Mittel 0,06 beträgt, wird $\varepsilon_2 \cong 1\frac{1}{2}$ Prozent.

Bei dem horizontalen Seiltrieb mit Zwischenstationen von gleichem Rollenstand heben sich die Horizontalkomponenten der Spannkraft an den Trag- oder Zwischenrollen auf, so daß nur deren aus dem Seilgewichte resultierende Vertikal-komponenten als Axendrucke übrig bleiben. Da das Seilgewicht im Mittel nur etwa 20% des Rollengewichtes beträgt, ist besonders von letzterem die Zapfenreibung abhängig, und wird der Wirkungsgrad um so günstiger, je leichter die Rollen und je größer die Rollenabstände sind.

Versuche an ausgeführten Seiltransmissionen ergaben im Mittel pro 100 m Entfernung circa 1,5% Effektverlust. So betrug z. B. bei dem 966 m langen zusammengesetzten Seiltrieb zu Oberursel, der $N = 104$ Pf. überträgt, der Verlust 13,6 Pf. (63)

§ 32. Konstruktion der Seilscheiben und Tragpfeiler. Betrieb. Die Seilscheiben werden möglichst leicht aus Gußeisen hergestellt und erhalten am Kranze Ränder, welche zur Verhütung des Reibens des Seiles nach außen divergieren. Die Seilrinnen werden zur Erhöhung der Reibung und zur Schonung des Seiles mit einem weichen Material ausgekleidet.

Nachdem man anfänglich die schwalbenzschwanförmig ausgedrehte Rinne mit Pappel- oder Weidenholzstücken, getränkt mit Leinöl, ausfütterte, später Kork und Guttapercha versuchte, benutzt man jetzt meistens Leder- oder Bindfadenbesatz, welche sich verhältnismäßig noch am dauerhaftesten erweisen. Die aus Lederabfällen, z. B. alten Treibriemen, geschnittenen Streifen werden hochkantig eingetrieben und für das Seil eine kleine Hohlkehle eingedreht, wie aus den Kranzquerschnitten einer ein- und zweiseitigen Seilscheibe, Fig. 5 u. 6, Taf. X, ersichtlich ist. Durch die alle drei bis vier Monate notwendig werdende Erneuerung des ausgeriebenen Futters entstehen nicht unbedeutende Kosten und eine Betriebsstörung von etwa einem Tage für eine Rolle von 5 m Durchmesser.

Bindfaden in Teer getränkt und leicht getrocknet kommt in der Stärke dünner Packschnüre in der Weise zur Verwendung, daß man ihn bei aufgelegtem Seile und langsamem Gange sich selbst aufwickeln läßt, wobei er fest zusammengepreßt wird. Der Ersatz der abgeriebenen und herausgeschleuderten Schnüre erfolgt

(62) Grashof. Theoret. Maschinenlehre. Bd. II. S. 320.

(63) Vergl. auch Leloutre u. Zuber. Versuche über die Hirn'sche Seiltransmission. Civiling. 1861. S. 461.

in gleicher Weise, so daß nur geringe Kosten und Betriebsstörungen damit verknüpft sind. Das Aufwinden auf der treibenden Scheibe muß von der Seite aus erfolgen, an der die größere Spannung auftritt, so daß sie ihre gewöhnliche Drehrichtung beibehält, während es bei der getriebenen Scheibe umgekehrt zu geschehen hat.

Die gußeisernen in der Regel geraden Arme erhalten selten kreuzförmigen, meist ringförmigen oder vollen Ovalquerschnitt. Ihre Anzahl läßt sich nehmen:

$$A = 4 + 4D \text{ bis } 5 + 4D, \dots \dots \dots 121.$$

wobei D in Metern einzusetzen ist. Die übrigen Dimensionen sind aus den Fig. 9 u. 10, Taf. X, die eine zweiteilige Seilrolle darstellen, ersichtlich. Im Interesse leichtester Konstruktion werden nicht selten eingegossene schmiedeiserne Speichen vorgezogen.

Bei Berechnung der Arme auf Biegezugfestigkeit ist die Spannung pro qcm für Gußeisen 30 bis 40 kg zu nehmen, um praktische Resultate zu bekommen. Die Seilrollen werden in Durchmessern von 1 bis 6 m ausgeführt.

Die Entfernung der Lager für Zwischen- oder Tragrollen kann gleich dem Radius derselben genommen werden. Um schädliche Schwingungen des Seiles zu vermeiden, müssen die Rollen vollkommen rund laufen, also gut ausbalanciert und genau centrisch auf die Axen gekeilt sein.

Um die tiefste Stelle des Seiles in die nach lokalen Umständen erforderliche Höhe über dem Terrain zu bringen, werden die Rollen auf Pfeiler gesetzt, die aus Holz, Stein, Beton, Schmiedeisen oder Gußeisen hergestellt sind und zur Aufnahme der Seilspannungen genügende Stabilität, sowie gegen Vibrationen hinreichende Masse besitzen müssen. Zwischenpfeiler des zusammengesetzten Seiltriebes müssen auf Stabilität für den Fall bestimmt werden, daß ein Seil abgenommen ist.

Fig. 20 u. 21, Taf. X, stellen einen Zwischenpfeiler in Bruchstein, nach Ausführungen der Maschinenfabrik J. J. Rieter & Co. in Winterthur, Fig. 22 u. 23 einen solchen in Beton hergestellt dar.

Die Wechselfeiler in Fig. 11, 12 u. 16, 17 (letzterer ist Pfeiler III der Seiltransmission Freiburg; vergl. S. 171) sind in Quadersteinen erbaut. Der Pfeiler Fig. 24 u. 25 dient für zwei Tragrollen. Bei dem der Drahtseiltransmission des Züricher Wasserwerks entnommenen Pfeiler, Fig. 13 bis 15, bestehen die Eckpfosten aus zwei Blechen von 24/1 cm, verbunden durch 8/8 cm Winkeleisen. Den Fuß bildet ein aus Blech und Winkeleisen hergestellter Rahmen. Die Seiten des Turmes zeigen Fachwerkkonstruktionen; das Ganze ist durch horizontale Diagonalen in den Knotenpunkten versteift und durch vier starke Ankerbolzen solid mit dem aus Hausteinen hergestellten Sockel verbunden. Die Zwischenrolle von 3,5 m Durchmesser überträgt mittelst eines 20 mm dicken Seiles bei 20 m Geschwindigkeit circa 150 Pf.

Einen Wechselfeiler aus Gußeisen mit rechtwinkliger Richtungsänderung des Seiles zeigen Fig. 28 bis 30. Die aus zusammengeschraubten gußeisernen Säulen bestehenden Eckpfosten sind durch horizontale Gußstreben verbunden und durch Diagonalen aus Flachschieben versteift. Ein oben auf die Säulen gesetzter gußeiserner Rahmen nimmt die Lager der Wellen auf.

Bei Zwischen- und Tragrollenstationen ist der Seiltrieb beinahe geräuschlos, nur hier und da ist das Anstreifen des Seiles an die Scheibenränder zu hören. Bei Wechselstationen mit Eisenpfeilern verursachen jedoch die Kegelräder, da die eisernen Pfeiler selbst in merkliche Vibrationen geraten, einen störenden Lärm, das sogenannte

Mahlen, welches auf grofse Entfernungen hörbar ist und Anlafs zu Reklamationen geben kann, weshalb in solchen Fällen Steinpfeiler vorzuziehen sind.

Das Drahtseil mufs, um vor Oxydation geschützt zu sein, von Zeit zu Zeit mit gekochtem Leinöl bestrichen werden. Seine Dauer beträgt in der Regel zwei bis drei Jahre.

Besondere Sorgfalt erfordert das Spleifsen der Drahtseile, da die Verbindungsstelle unnachgiebig und, wenn nicht schädliche Schwankungen eintreten sollen, mit dem übrigen Seil von gleicher Dicke sein mufs. Ein Seil von 20 mm Dicke wird auf eine Länge von etwa 8 m in der Weise in einander genommen, dafs man zuerst an den zu verbindenden Enden die Hälfte der Litzen auf 4 m aufdreht und die andere Hälfte mit der Hanfseele abschneidet. Dann werden die Seilenden so zusammengestofsen, dafs sich die Hanfseele berühren; hierauf die stehen gelassenen Litzen auf verschiedene Längen abgeschnitten und dann in das ganze Seil, aus welchem entsprechende Litzenabschnitte fortfallen, an Stelle derselben eingeflochten.

§ 33. Beschreibung ausgeführter Seiltransmissionsanlagen. Der Drahtseiltrieb ermöglicht mit seinem günstigen Wirkungsgrade besonders die Ausnutzung grofser Wasserkräfte an Orten, in deren unmittelbarer Nähe die Anlage von Fabriken nicht vorteilhaft sein würde, indem er die Kraftverteilung auf gröfsere Entfernungen gestattet, wie nachstehend beschriebene Ausführungen zeigen mögen.

Seiltrieb des Schaffhauser Wasserwerks; Fig. 19, Taf. X. Von einer im Jahre 1862 in Schaffhausen gegründeten Gesellschaft wird durch 3 Turbinen von zusammen 760 Pf. das durch Stauung mittelst eines quer über den Rhein gehenden Wehres gewonnene Gefälle von 4,2 bis 4,8 m ausgenutzt.

Vom Turbinenhaus aus werden 200 Pf. mittelst Wellenleitung an die 52 m höher gelegene Bindfadenfabrik abgegeben. Die zuerst horizontal gelegte 160 mm dicke schmiedeiserne Welle ist auf einer Gitterbrücke bis zu dem gemauerten Uferpfeiler geleitet und überträgt hier mittelst Kegelräder die Kraft auf eine 120 mm starke, 170 m lange, schiefliegende stählerne Wellenleitung, die alle 3 m gelagert ist.

500 Pf. werden über den Rhein nach dem Wechelpfeiler I und von da rheinwärts bis Pfeiler IV durch zwei parallel laufende Drahtseile, wovon jedes für sich allein die volle Kraft zu übertragen vermag, geleitet und von da bis Pfeiler V durch ein Drahtseil weitergeführt. Die Kraftabgabe an die benachbarten Etablissements zum Preise von 150—200 Fres. pro Pferdestärke und Jahr erfolgt bei den Pfeilern I bis V teils durch Seiltrieb, teils mittelst Wellenleitung. Projektiert ist noch die Fortsetzung des Triebes um 247 m, behufs Abgabe der noch verfügbaren 130 Pf., wodurch er mit einer Gesamtlänge von 856 m zum Abschluss gelangen würde.

Die 80 drähtigen Doppelseile, aus 8 Litzen zu 10 Drähten von $\delta = 1,85$ mm bestehend, sind $d = 27$ mm stark, laufen mit $v = 18,84$ m Geschwindigkeit auf Scheiben von $D = 4,5$ m Durchmesser. Damit sich die Kraft auf beide Seile gleichmäfsig verteile, sind die Scheiben durch ein Differentialräderwerk, siehe Fig. 31, Taf. X, gekuppelt. Die mit den Kegelrädern *A* und *B* fest verbundenen Antriebscheiben sitzen lose auf der Welle und werden durch die Zwischenräder *C* und *D*, welche lose auf einer fest mit der Hauptwelle verbundenen Axe drehbar sind, derart mit einander verbunden, dafs eine Ausgleichung der Anspannung der beiden Seile selbstthätig stattfindet. Turbinen und Seiltransmission wurden von der Maschinenfabrik J. J. Rieter & Co. in Winterthur unter Leitung ihres Ingenieurs David Ziegler ausgeführt.

Turbinen- und Seiltransmissionsanlage der Société des Eaux et des Forêts in Freiburg; Fig. 32 u. 33, Taf. X. Durch diese in den Jahren 1872 und 73 ebenfalls von J. J. Rieter & Co. hergestellte Anlage wird die Wasserkraft der Sarine außerhalb der Stadt Freiburg ausgebeutet. Durch Stauung der Sarine mittelst eines Beton-Dammes von 120 m Länge, 20 m Höhe, 6 m Breite an der Krone, 30 m an der Basis, wurde ein Gefälle von 10,5 m und eine disponible Kraft von 1700 Pf. eff. gewonnen. Hiervon werden 600 Pf. durch zwei gleich große mit $n = 74,5$ Umdrehungen laufende Girard-Turbinen, berechnet für je 2,898 cbm Wassermenge pro Sekunde, ausgenutzt, und zwar sind 300 Pf. zum Betriebe der Pumpen für die städtische Wasserversorgung in Verwendung, die übrigen 300 Pf. werden durch zusammengesetzten Seiltrieb zu den 765 m entfernten 81,84 m höher gelegenen Sägewerk geleitet.

Das Gefälle ist auf sämtliche Stationen gleichmäßig verteilt. Station II liegt in einem 95 m langen Tunnel. Wechselfeiler III ist in Fig. 16 u. 17 dargestellt. Sämtliche Pfeiler sind in Stein errichtet. Pfeiler IV hat eine Höhe von rund 21 m. Bis zum Sägewerk sind Rollen von $D = 4,5$ m Durchmesser und $n = 81$ Umdrehungen pro Minute verwendet. Die Seile haben eine Dicke $d = 27$ mm, $i = 90$ Drähte von $\delta = 1,8$ mm bei einer Litzenzahl = 10 und laufen mit $v = 19$ m Geschwindigkeit. Die Säge absorbiert 180 Pf., so daß 120 Pf. mittelst Rollen von $D = 3,75$ m Durchmesser und Seile von $d = 18$ mm Stärke bis zu der 285 m entfernten Wechselstation VII weiter gehen können, wo 100 Pf. an eine Waggonfabrik abgegeben werden.

Die noch disponiblen 20 Pf., vermehrt um 40 Pf. von einer später hinzukommenden dritten Turbine, sollen für den Betrieb einer Gießerei und Düngerefabrik dienen. Entfernung der Wechselfeiler VII und XI 502,2 m, Rollendurchmesser $D = 3,75$ m, Umdrehungen pro Minute $n = 120$, Geschwindigkeit pro Sekunde $v = 23,55$ m, Seildurchmesser $d = 12$ mm. Von dem Sägewerk aus wird durch eine kurze Wellenleitung eine 106 m lange Seiltransmission angetrieben. Diese treibt mittelst endloser Schraube eine Fördertrommel, welche auf den bis zum Flusse hinab gehenden Eisenbahngleise die mit Holz beladenen Wagen auf einer Neigung von circa 1:4 heraufbefördert.

Totallänge des ausgeführten Triebes 2000 m. Der Preis pro Pferdestärke und Jahr ist 200 Frs. Je nach Bedürfnis soll eine dritte, vierte und fünfte Turbine eingesetzt und deren Kraft durch Seiltriebe, wie in Fig. 32 punktiert angegeben, auf das Plateau geleitet werden.

Seiltransmission der Wasserwerksanlage der Compagnie Générale de Bellegarde (Frankreich); Fig. 26 u. 27, Taf. X. Im Jahre 1872 bildete sich in Bellegarde genannte Gesellschaft in der Absicht, die disponible Wasserkraft der Rhone von circa 12000 Pf. für die Industrie nutzbar zu machen. Ausarbeitung der Pläne sowohl wie Lieferung der Turbinen und Seiltransmission wurden gleichfalls der Firma J. J. Rieter & Co. übertragen. Das Betriebswasser wird oberhalb des perte du Rhone gefaßt und in einem 550 m langen Tunnel der Valserine zugeführt, an deren Einmündung in die Rhone das Turbinenhaus für fünf Jonvalturbinen angelegt wurde. Zwei derselben sind aufgestellt, die dritte harret der Errichtung neuer Etablissements.

Jede Turbine ist für ein Gefälle von 13,01 m und eine Wassermenge von 5,188 cbm pro Sekunde beziehungsweise 11,08 m und 6,092 cbm bei Hochwasser konstruiert

und entwickelt bei 70% Wirkungsgrad $N = 630$ Pf., so daß die Totalkraft der fünf Turbinen $N = 3150$ Pf. betragen würde. Die erste Turbine betreibt zwei im Turbinenhaus aufgestellte, das Wasser für eine Holzstoff-Fabrik liefernde Pumpen und giebt noch mittelst Drahtseiltrieb 300—400 Pf. an eine Phosphatmühle und andere Etablissements ab. Wie aus dem Längenschnitt ersichtlich, fließt die Rhone in einer tiefen Schlucht dahin, weshalb die Antriebseilscheibe im Turbinenhaus bei 60 m Horizontalabstand um 36 m tiefer liegt als die getriebenen Rollen auf dem Plateau. Vom Turbinenhaus bis Station II wird die Kraft durch zwei Seile gleicher Stärke übertragen, die in Station I durch je zwei Tragrollen unterstützt sind. Von Station II bis Phosphatmühle ist der Trieb zusammengesetzt. Totalentfernung vom Turbinenhaus bis Phosphatmühle 906,8 m. Seilstärke durchweg $d = 32$ mm, Litzenzahl = 8, Drahtzahl $i = 72$, Drahtstärke $\delta = 2,2$ mm, Seilgeschwindigkeit $v = 20,15$ m pro Sekunde. Fig. 7, Taf. X, zeigt den Querschnitt des Seiles, welches $N = 300$ Pf. überträgt. Rollendurchmesser $D = 5,5$ m, Umdrehungen pro Minute $n = 70$.

Die ganze Kraft der zweiten Turbine, 630 Pf., wird durch zwei gleiche Seile von den angegebenen Dimensionen über Tragrollenstation I zur Holzstoff-Fabrik geleitet. Horizontalabstand vom Turbinenhaus bis Holzstoff-Fabrik 240 m, Rollen und Seilgeschwindigkeit wie oben. Sobald die Kraft der fünf Turbinen ausgenutzt sein wird, beabsichtigt die Gesellschaft, weiter unten eine zweite Serie Turbinen aufzustellen, denen das Betriebswasser durch einen in Fig. 27 angegebenen Tunnel zugeführt werden soll.

Wasserwerk der Stadt Zürich; Fig. 18, Taf. X. Als sich infolge der raschen Entwicklung Zürichs die vorhandenen Pumpwerke für die Wasserversorgung der Stadt als ungenügend erwiesen, entschloß man sich zum Bau eines neuen Wasserwerkes mit Turbinenanlagen zur Ausnutzung der Wasserkraft der Limmat. Die Arbeiten begannen im Jahre 1875 mit der Regulierung des linken Ufers, worauf die Herstellung des Zufluskanales folgte, der einen 760 m langen Erddamm erforderte. Das Betriebswasser wird einzig der Limmat entnommen und sind bei Niederwasser 30 cbm pro Sekunde mit 3,2 m Gefälle, bei Hochwasser 66 cbm pro Sekunde mit 1,45 m Gefälle nutzbar.

Durch ein Nadelwehr von 50 m Breite beim Dammkopf im Drahtschmiedli kann im Winter das Wasser gestaut, und die Limmat gänzlich von ihrem Nebenflusse, der Sihl abgesperrt werden. Das Turbinenhaus ist zur Aufnahme von 12 Jonvalturbinen eingerichtet, von denen zwei als Reserve dienen sollen. Bei 70% Nutzeffekt sind pro Turbine 90 Pf., also insgesamt 900 Pf. disponibel⁶⁴⁾, von denen nach Abzug von 10% Reibungsverlusten noch 810 Pf. übrig bleiben. 460 Pf. erfordert der Betrieb von neun im Turbinenhaus aufgestellten horizontalen Pumpenpaaren (nach Girards System) und 350 Pf. sind vorgesehen, mittelst Drahtseiltrieb dem jenseits der Limmat in der Entwicklung begriffenen Industriequartier zugeführt zu werden.

Für die eigentliche Wasserversorgung dienen nur etwa 310 Pf., die übrigen auf den Pumpenbetrieb verwendeten 150 Pf. liefern der mit zahlreichen hydraulischen Kleinmotoren ausgerüsteten städtischen Industrie Triebwasser von etwa 160 m Druckhöhe. Durch Seiltrieb werden vorläufig etwa 150 Pf. abgegeben, indem von der Hauptwelle im Maschinenhaus mittelst Kegelräder und stehender Welle zunächst

⁶⁴⁾ Vergl.: Meißner. Die hydraulischen Motoren auf der Pariser Ausstellung. (Wasserwerk Zürich). Prakt. Masch. Konstr. 1878, S. 445. Taf. 89 u. 93.

die auf dem Seilturm des Maschinenhauses befindliche Seilscheibe angetrieben und von dieser die Kraft über die Limmat nach Wechselfeiler I weiter geleitet wird. Scheibendurchmesser $D = 4,75$ m, Umdrehungen pro Minute $n = 80$, Seilgeschwindigkeit $v = 20$ m pro Sekunde. Von Pfeiler I geht ein zusammengesetzter Trieb in gerader Richtung nach der Stadtmühle, welche ungefähr 125 Pf. absorbiert, während mit 10 bis 15 Pf. bei Pfeiler III eine Zwirnerei betrieben wird. Etwa 10 bis 15 Pf. gehen durch Reibung verloren. Scheibendurchmesser $D = 3,5$ m, Seildurchmesser $d = 20$ beziehungsweise 18 mm. Die Pfeiler sind aus Walzeisen nach Fig. 13, 14 u. 15, Taf. X, konstruiert. Die Totallänge des ausgeführten Triebes beträgt 635 m.

Nach Maßgabe der entstehenden industriellen Geschäfte soll der Seiltrieb nach der anderen Richtung hin bis zu einer Totallänge von ungefähr 1300 m fortgesetzt werden. Die Initiative zu dieser zweckmäßigen Anlage ging von dem Stadtgenieur Birekli-Ziegler aus; Turbinen, Pumpen und Seiltrieb wurden von der bekannten Maschinenfabrik Escher-Wyfs & Co. in Zürich entworfen und ausgeführt.

§ 34. Besondere Verwendungen des Drahtseiltriebs. Die geringe Dauer der Hanf- und Baumwollseile bei dem Betriebe von Laufkränen veranlassten, für diesen Zweck Drahtseile mit verringerter Geschwindigkeit und größeren Seilscheiben zu benutzen. John Fowler & Co. in Leeds haben unter Anwendung ihrer in Fig. 3 u. 4, Taf. X, dargestellten „clip-drum“ Laufkrane bis 40 t Tragfähigkeit⁶⁵⁾ ausgeführt. Die Flanken der Seilrinne bestehen aus drehbaren Klappen, so angeordnet, daß das Seil beim Anziehen festgeklemmt wird, ohne daß sich dem Ablaufen desselben Widerstand entgegen stellt. Die clip-pulley⁶⁶⁾ ermöglicht, da es keiner Spannung des geführten Seillaufes bedarf, die Übertragung einer größeren Kraft, als eine gewöhnliche Seilscheibe. Ausgedehnte Verwendung hat diese Konstruktion bei der Seilschleppschiffahrt auf der Donau, dem Rhein und anderwärts gefunden.

Das Bestreben, die Reibung des Seiles am Scheibenumfange zu vergrößern, führte noch auf andere Konstruktionen klemmender Seilscheiben.⁶⁷⁾

Eine besondere, sehr umfangreiche Verwendung findet der Seiltrieb bei den Drahtseilbahnen.⁶⁸⁾

In neuester Zeit sucht man auch für geringe Axendistanzen als Ersatz der Hanf- und Baumwollseile den dauerhaften Stahldraht in der Form von Spiralfedern einzuführen.⁶⁹⁾

§ 35. Rechnungsbeispiel. 200 Pf. sind auf eine Horizontaldistanz von 800 m bei einem Vertikalabstand von 100 m in gerader Strecke zu übertragen.

Wir wählen zusammengesetzten Seiltrieb mit 4 je 160 m in horizontaler und 20 m in vertikaler Richtung entfernten Zwischenstationen, so daß ein einfacher schiefer Seiltrieb von 160 m Rollenstand und 20 m Vertikalabstand zu berechnen bleibt.

⁶⁵⁾ 40 Ton travelling crane. Engng. 1874 I. S. 208, mit Abb. (Stahldrahtseil. $v = 2,0$ m pro Sekunde).

⁶⁶⁾ Vergl. auch Pelzer's Zangenscheiben bei der Seiltransmission auf der Steinkohlengrube Neulaurweg. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen. 1876. S. 165.

⁶⁷⁾ Kelsey's Triebseibe. Maschinenbauer 1870. S. 158 u. 1871. S. 245.

⁶⁸⁾ Vergl. Heusinger von Waldegg. Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik. 4. Aufl. Bd. I. Leipzig 1877. S. 951 Seilebenen und Bd. V. Leipzig 1878. S. 494. Drahtseilbahnen; S. 544. Schwibende Draht- und Seilbahnen; S. 608 Betrieb der Strafsenbahnwagen durch Drahtseil. (Mit vollständiger Litteratur).

⁶⁹⁾ Jarolimek's Stahlschnurtrieb. Dingl. pol. Journ. 1880 IV. S. 1. — Schmidt. Jarolimek's Stahlschnurtrieb. Techn. Bl. 1880. S. 127. Nach einem neuen auch in Deutschland bestehenden Patent werden derartige Stahltreibschnüre zweckmäßiger aus zwei Drähten zusammengedreht.

Die Seilgeschwindigkeit werde $v = 22 \text{ m}$ genommen.

Die Umfangskraft berechnet sich: $P = \frac{75 N}{v} = 682 \text{ kg}$.

Um die Einsenkungen möglichst zu reduzieren, wählen wir \mathcal{C} groß und zwar vorläufig $\mathcal{C} = 900 \text{ kg}$ pro $q \text{ cm}$. Um hierbei, da \mathcal{C}_b klein werden muß, nicht ein zu großes R zu erhalten, sei $\delta = 0,16 \text{ cm}$ gegenüber dem Wert $0,18 \text{ cm}$ der Tabelle S. 164.

Aus $i \delta^2 = \frac{2,55 P}{\mathcal{C} - 0,1 v^2}$ ergibt sich nahezu genau $i = 80$, sodafs $\mathcal{C} = 900$ beizubehalten ist. Es läßt sich ein Seil von 8 Litzen zu je 10 Drähten verwenden, dessen Durchmesser

$$d = 1,5 \delta \sqrt{i} = 2,2 \text{ cm} \text{ wird.}$$

Für eine Biegungsspannung $\mathcal{C}_b = 1800 - 900 = 900$ berechnet sich ein Minimalscheibenhalmmesser $R = \frac{1000000 \delta}{s} = 180 \text{ cm}$, statt dessen wir $R = 200$ setzen wollen. Weiter

wird das Verhältnis $\frac{R}{d} = 91$, welches also innerhalb der S. 164 angegebenen Grenzen liegt.

Das Seilgewicht pro m wird $q = 0,75 i \delta^2 = 1,54 \text{ kg}$.

Für die Seilspannungen erhält man:

$$T = 2P + \frac{v^2 q}{g} = 1440 \quad \text{bei} \quad \mathcal{C} = 900 \text{ kg}$$

$$t = P + \frac{v^2 q}{g} = 758 \quad \text{,,} \quad \mathcal{C}_1 = 474 \text{ kg}$$

an den tiefer gelegenen und

$$T' = T + q e = 1471 \quad \text{bei} \quad \mathcal{C}' = \mathcal{C} + 0,95 e = 919 \text{ kg}$$

$$t' = t + q e = 789 \quad \text{,,} \quad \mathcal{C}'_1 = \mathcal{C}_1 + 0,95 e = 495 \text{ kg}$$

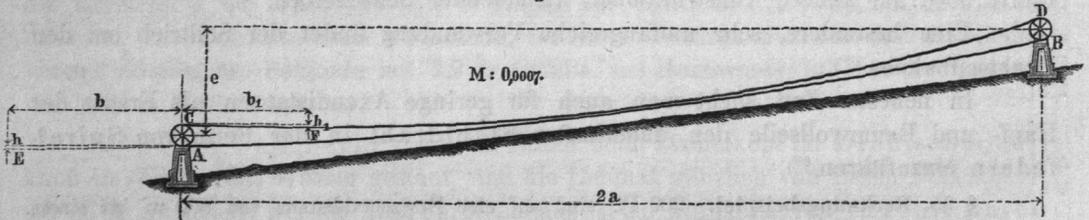
an den höher liegenden Auf- und Ablaufpunkten.

Die Lage der Kurvenscheitel, siehe Fig. 31, berechnet sich genau zu

$$b = \frac{4a^3 - \sqrt{\left(\frac{T}{q}\right)^2 (4a^2 + e^2) - 4a^4}}{4a^2 + e^2} = -36,79 \text{ m,}$$

$$h = 0,71 \text{ m,} \quad b_1 = 18,52 \text{ m} \quad \text{und} \quad h_1 = 0,35 \text{ m.}$$

Fig. 31.



Nach den Annäherungsformeln 100 und 101 kommt:

$$b = a - \frac{T}{q} \frac{e}{2a} = -36,88, \quad b_1 = a - \frac{t}{q} \frac{e}{2a} = 18,52,$$

$$h = \frac{q b^2}{2T} = 0,73, \quad h_1 = \frac{q b_1^2}{2t} = 0,35,$$

wonach die praktische Brauchbarkeit der Näherungsformeln dargethan ist.

Oberlage des geführten Seillaufes wird gerade noch möglich, da die Minimalentfernung der beiden Seilläufe noch etwa 40 cm beträgt.

Die Seillängen werden nach S. 166

$$A E = 36,799, \quad B E = 198,243,$$

$$C F = 18,524, \quad D F = 143,431$$

$$\text{und} \quad R \pi + B E - A E = l = 167,727,$$

$$R \pi + C F + D F = l_1 = 168,238.$$

Die Gesamtlänge im gespannten Zustande beträgt also

$$L = l + l_1 = 335,965 \text{ m}$$

und demnach die Naturlänge:

$$L_1 = \frac{l}{1 + \frac{\epsilon}{E}} + \frac{l_1}{1 + \frac{\epsilon_1}{E}} = 335,85 \text{ m.}$$

Mit Zugabe des Spliefsens wären demnach pro Teilstrecke 340 m, im Ganzen somit 1700 m Drahtseil erforderlich.

Das Rollengewicht betrage je für eine Kraftrolle $G = 1500 \text{ kg}$,
für eine Zwischenrolle $G_1 = 2000 \text{ kg}$.

Die Zapfendurchmesser seien durchweg gleich $d_1 = 5 \text{ cm}$.

Seilgewicht $G_2 = 5 \cdot L \cdot q \cong 2600 \text{ kg}$.

Lagerdruck der ersten Kraftrolle $Q \cong \sqrt{G^2 + (T + t)^2} = 2660 \text{ kg}$,

„ „ letzten „ $Q_1 \cong \sqrt{G^2 + (T' + t')^2} = 2710 \text{ kg}$.

Gesamtlagerdruck für die Zwischenrollen $Q_2 \cong 4 G_1 + \frac{4}{5} G_2 \cong 10\,100 \text{ kg}$.

Als Kraftverlust an Reibung reduziert auf den Rollenumfang erhält man demnach

$$F = (Q + Q_1 + Q_2) f_1 \frac{d_1}{2R} = 19,3 \text{ kg},$$

wenn der Reibungskoeffizient $f = 0,1$ angenommen wird.

Relativer Effektverlust $\epsilon_2 = \frac{19,3}{682} = 0,028$.

Ferner der relative Effektverlust durch Seilsteifigkeit für fünf Rollenpaare:

$$\epsilon_1 = 10 \left(0,081 \frac{d^2}{R} + \frac{1,17}{\epsilon} \right) = 0,033.$$

Wirkungsgrad $\eta = 1 - (\epsilon_1 + \epsilon_2) = 0,94$. Es gehen also ungefähr 12 Pferdestärken verloren.

Thatsächlich dürfte sich der Verlust trotz der großen Entfernung der Stationen eher etwas höher herausstellen.

Litteratur.

Technische Werke.

- Reuleaux. Konstrukteur. Braunschweig 1869. Drahtseiltrieb S. 374. (Neue Auflage im Erscheinen begriffen.)
v. Reiche. Maschinenfabrikation, II. Aufl. Leipzig 1876. Drahtseile S. 441.
Hermann-Weisbach. Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. Braunschweig 1876. Drahtseiltrieb S. 292.
Keller. Triebwerke, München 1881. Drahtseiltransmission S. 248.

Zeitschriften.

- Autenheimer. Anordnung und Haltbarkeit des Drahtseiltriebes. Deutsche Indztg. 1865. S. 2.
Werner. Die Benutzung der Drahtseiltransmission von Maschinen über Tage aus durch saigere Schächte nach den davon abgehenden Strecken. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1866. S. 731.
Kronauer. Turbinenanlage und Seiltransmission der Wasserwerksgesellschaft in Schaffhausen. Schweiz. polyt. Zeitschr. 1867. S. 1.
Kolster. Resultate beim Drahtseiltrieb in Lesjöfors. Wieck's Gewerbeztg. 1869. S. 275.
Kleinstüber. Die Wasserwerke zu Schaffhausen. Prakt. Masch. Konstr. 1870. S. 145. Mit Taf. 37, 38, 41, 42, 45, 46, 49, 50, 53.
Guillaume. Über Drahtseilbetrieb. Zeitsch. d. Ver. deutsch. Ing. 1870. S. 35.
Maurouard. Poudrierie nationale de Sevran (mit Drahtseilbetrieb). Portefeuille économ. des mach. 1872. S. 25. Taf. 11/12, 13/14.
Kögel. Über Drahtseiltransmission. Prakt. Masch. Konstr. 1873. S. 134.
Delabar. Wasserwerksanlage in Freiburg. Dingl. polyt. Journ. 1873 II. S. 89.
Bellegarde. (Wasserwerke, Seiltransmission). Eng. 1874 I. S. 195.
Réal. Théorie de la transmission par cables. Comptes rendus 1874. S. 421.
Achard. De la transmission par cables etc. Ann. des mines 1874. S. 131. Taf. V.
Achard. Description de quelques transmissions par cables métalliques (Oberursel, Schaffhausen, Freiburg, Bellegarde). Ann. des mines 1875. S. 229. Taf. IV, V.
Cables métalliques. Poulies de transmission pour cables. Portef. économ. 1875. S. 141. Taf. 49/50.

- Gstöttner. Über Drahtseiltransmissionen (Schaffhausen und Freiburg). Österr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenw. 1875. S. 47. Taf. III.
- Bethouart et Brault. Transmission par cables métalliques établie à la poudrière du Bouchet, Armengaud. Publ. ind. 1876. S. 191. Taf. 17, 18.
- Dubuc. Mécanisme de débrayage applicable aux transmissions par cables métalliques. Armengaud. Publ. ind. 1876. S. 199. Taf. 19.
- Vigreux. Etude d'une transmission de mouvement par cable téléodynamique et par poulies et courroies. Ann. du génie civil 1876. S. 171. Taf. VI, VII.
- Die großen Drahtseiltransmissionen der Neuzeit. Hannover. Wochenbl. f. Handel u. Gew. 1876. S. 89.
- Der gegenwärtige Zustand der großen Turbinenanlagen und Drahtseiltransmissionen zu Bellegarde. Hannover. Wochenbl. f. Handel u. Gew. 1877. S. 371.
- Konstruktion der Triebwerke (Seiltrieb). Prakt. Masch. Konstr. 1877. S. 372.

6. Kettenrädergetriebe.

§ 36. Konstruktion der Kettenrädergetriebe und Arbeitsverlust. Die bisher hauptsächlich zur zeitweisen Bewegungübertragung bei Verstellungsmechanismen, z. B. zur Verschiebung der Laufkatze bei Kranen, und in besonderen Fällen bei ununterbrochen arbeitenden Maschinen, z. B. zur Kupplung der Triebräder von Straßenlokomotiven und für landwirtschaftliche Maschinen (siehe ferner Schmid's Lokomobile, Taf. VI) nicht selten verwendeten Triebketten, werden neuerdings auch für den Maschinenbetrieb im allgemeinen als Ersatz des Riementriebs mehr und mehr in Anwendung gebracht. Sie eignen sich zwar nur für parallele Axen, doch für beliebig große Kräfte, besonders bei mäßigen Geschwindigkeiten und realisieren das Übersetzungsverhältnis in zuverlässiger Weise. Bei Axenentfernungen, die für Räderbetrieb zu groß, für Riemenbetrieb zu klein sind und namentlich bei vertikal über einander liegenden Wellen können sie mit Vorteil benutzt werden. Goubet u. Monroeq in Paris verwenden sie als Ersatz der Riemen auch bei größeren Geschwindigkeiten zum Betriebe von Arbeitsmaschinen.⁷⁰⁾ Häufiger sind die Ketten gleichzeitig zur Kraftübertragung und zum Materialtransport in Gebrauch, z. B. bei Elevatoren, Baggermaschinen u. s. w., wo zwei derselben in einem gewissen Abstände durch die Fördereimer oder besondere Verbindungsglieder vereinigt werden.⁷¹⁾

Fig. 32.

Fig. 33.

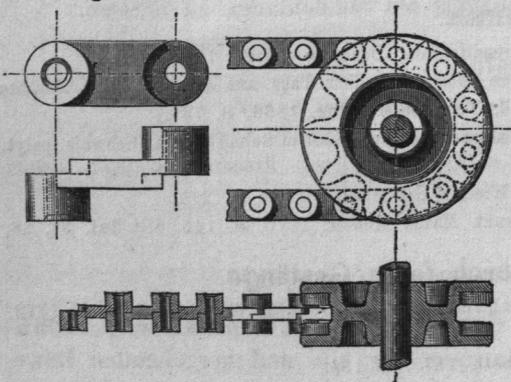


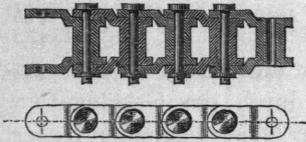
Fig. 74 u. 75, Taf. IX, zeigen einen Trieb mit Galle'scher Kette, deren Berechnung im Kapitel VI „Hebemaschinen“ folgen wird. In Fig. 76 u. 77 ist die Vaucanson'sche Kette, in Fig. 78 u. 79 die Piat'sche Schleifenkette dargestellt. Die Kettenantriebe von Goubet & Monroeq zeigen die Holzschnitte Fig. 32 u. 33. Ferner ist die Konstruktion der zum Antrieb der Hinterräder des Bolle'schen Dampfwagens dienenden Kette aus Fig. 34 ersichtlich. A. Stotz in Stuttgart hat amerikanische

⁷⁰⁾ Transmission métallique système Goubet et Monroeq. Revue industr. 1875. S. 457, mit 2 Taf. und Maschinenb. 1876. S. 113, Taf. VIII.

⁷¹⁾ Vergl. Thonförderung auf schiefer Ebene mittelst Kette ohne Ende. Dingl. polyt. Journ. 1875 I. S. 409 und Heusinger von Waldegg. Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik. V. Bd. Leipzig 1878. S. 511. — Bremsbergförderung mit Kette ohne Ende. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preuss. Staate. 1880. S. 253.

Triebketten⁷²⁾ nach Fig. 1 u. 2, Taf. X, eingeführt, die nicht wie die bisher genannten aus Schmiedeisen oder Stahl, sondern aus schmiedbarem Gufiseisen (Weichguß)

Fig. 34.



hergestellt sind. Die Vereinigung der einzelnen Glieder geschieht ohne besondere Bolzen einfach durch seitliches Ineinanderschieben. Diese Ketten werden bei 22 bis 150 mm Gliedlänge in Breiten von 18 bis 150 mm für Bruchbelastungen von 200 bis 6000 kg hergestellt. Von 80 mm aufwärts erhalten sie einen Mittelsteg.

Sieht man bei den meist nur geringen Axenentfernungen von dem Eigengewicht der Kette ab, so ist die Spannung im treibenden Kettenlauf nicht größer als die zu übertragende Umfangskraft.

Der Eingriff der Ketten in die Radzähne wird, wenn sich die Gelenkzapfen abnutzen, ungenau, weil sich die Baulänge der Kette vergrößert. Deshalb empfehlen sich Gelenkzapfen, welche in der ganzen Breite der Kette gelagert sind, so daß ohne Vergrößerung ihres Durchmessers eine große Auflagefläche, also kleiner spezifischer Flächendruck und geringe Abnutzung resultiert. Bei den drei zuletzt angegebenen neueren Konstruktionen ist dies auch berücksichtigt, worin ein wesentlicher Vorzug derselben vor den vorher genannten älteren Formen beruht.

Die bei einem Kettenräderwerke auftretenden Arbeitsverluste setzen sich zusammen aus der Wellenzapfen- und Gelenkzapfenreibung.

Bedeutend D , d und d_1 die Durchmesser der Kettenräder, Wellenzapfen und Kettengelenkzapfen, ferner f und f_1 die bezüglichen Reibungskoeffizienten, so schreibt sich der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{1 - f \frac{d}{D}}{1 + f \frac{d}{D}} \left(1 - f_1 \frac{d_1}{2D}\right)^2 \cong 1 - \left(2f \frac{d}{D} + f_1 \frac{d_1}{D}\right) \dots \dots 122.$$

Für $f = 0,1$, $f_1 = 0,15$, $\frac{d}{D} = 0,2$ und $\frac{d_1}{D} = 0,1$ ergibt sich $\eta = 0,945$, also ein Arbeitsverlust von 5,5%.

Die Teilung der Kettenräder (gleich der Baulänge der Kette) ist auf dem durch die Gelenkmittelpunkte gehenden Teilkreis als Sehnenlänge zu messen.

Litteratur.

Keller. Triebwerke. 2. Aufl. München 1881. Kettenrädertransmission. S. 227.

Prakt. Masch. Konstr. 1878. Kettenrädernetze. S. 233.

Hermann-Weisbach. Mechanik der Zwischen- u. Arbeitsmaschinen. Braunschweig 1877. Kettenräder. S. 437.

C. Kraftübertragung durch feste Gestänge.

§ 37. Konstruktive Ausführung der Gestänge und praktische Erfahrungen. Die Gestänge dienen zur Fortpflanzung der hin- und hergehenden Bewegung fast ausschließlich bei dem Betriebe von Pumpen auf größere Entfernungen, insbesondere bei den Wasserhaltungsmaschinen für den Bergbau. Das Material derselben ist gewöhnlich Holz, Schmiedeisen oder Bessemerstahl; ausnahmsweise hat

⁷²⁾ Vergl. Ewart's Gliederkette. Prakt. Masch. Konstr. 1876. S. 395. — Transmissionsketten von Stotz. Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878. S. 213 u. 233.