Rinne dient zur Aufnahme der Räder, so dass der Stuhl dicht an die Wand gedrängt erscheint. Zu beachten ist wieder die (links punktirte) horizontale Leiste auf der Rückwand, welche auf das entsprechend geebnete Mauerwerk aufgesetzt und unter Umständen festgeschraubt wird (vergl. Fig. 150).

XII. RIEMSCHEIBEN ODER ROLLEN.

§. 107.

Eintheilung der Räder.

Die Räder, welche in den Maschinen gebraucht werden, um Drehungen zu übertragen, zerfallen in zwei Hauptclassen:

1. Reibungsräder; 2. Zahnräder,

je nachdem die Kraftübertragung nämlich bewirkt werden soll: entweder durch die Reibung an den glatten Umfängen der alsdann durchgängig als Drehungskörper gestalteten Räder, oder durch das Ineinandergreifen von Zähnen und Zahnlücken an den Radumfängen.

Jede der beiden Hauptclassen zerfällt wieder in zwei Unterabtheilungen:

a. direct wirkende; b. indirect wirkende Räder,

je nachdem nämlich die Kraftübertragung von einem Rade entweder unmittelbar auf das andere, oder unter Vermittelung eines Zugkraftorganes (Seil, Band, Kette) geschehen soll. Demnach kann man folgende vier Gattungen von Rädern zur Drehungsübertragung unterscheiden:

I. Directwirkende Reibungsräder, auch Reibungsräder oder Reibräder schlechthin genannt;

II. Indirectwirkende Reibungsräder, Riemscheiben, Rollen, Seilscheiben, Seilräder;

III. Directwirkende Zahnräder, schlechthin Zahn- oder Kammräder genannt;

IV. Indirectwirkende Zahnräder, Kettenzahnräder oder Kettenräder kurzweg genannt.

Weitaus am meisten angewandt sind die zweite und dritte Gattung, weshalb auch diese im Folgenden mit Vorzug behandelt werden.

§. 108.

Cylindrische und konische Reibräder.

Die cylindrischen Reibungsräder, Fig. 159, müssen behufs Ueberwindung eines Umfangswiderstandes P mit einem Drucke Q radial zusammengepresst werden, welcher bei dem Reibungscoëfficienten f am Radumfange ist:

$$Q = \frac{P}{f} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (116)$$

Der Coëfficient f hat dabei folgende Werthe:

für Eisen auf Eisen . . . . . 0,10 bis 0,30
für Holz auf Eisen . . . . . 0,10 bis 0,60
für Holz auf Holz . . . . . 0,40 bis 0,60.

Die kleineren Zahlen sind zu benutzen, wenn auf Fettigkeit und grosse Glätte der Reibflächen zu rechnen ist, was der gewöhnliche Fall ist.

Fig. 159.

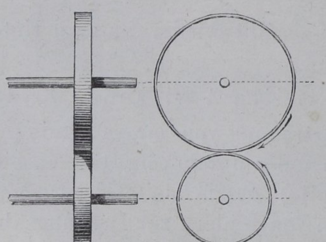
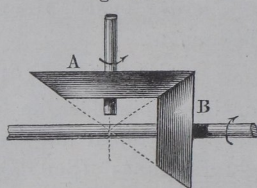


Fig. 160.



Von der Kraft P geht ein nicht unbeträchtlicher Antheil (3 bis 10 Procent), welcher mit den Zapfendicken zunimmt, auf die schädlichen Widerstände der getriebenen Welle. Die grossartigste Anwendung der cylindrischen, oder doch wie solche wirkenden Reibräder findet bei den Locomotiven statt.

Die Abmessungen der Reibräder richten sich theils nach dem statthaften Maximum des Flächendruckes an den Radumfängen (für welchen Gegenstand ausreichende rechnerische Verwerthungen der Beobachtungen zur Zeit nicht vorliegen), anderntheils nach der Beanspruchung des Radkranzes und der Arme durch die Kraft Q. Kranz und Arme müssen bei gleicher Umfangskraft P und übrigens gleichen Abmessungen in den Querschnittmaassen etwas stärker genommen werden, als bei den Riemscheiben (s. §. 119).

Bei den konischen Reibrädern, Fig. 160, ist der Druck Q (mit genügender Genauigkeit) als in der Mitte der Kranzbreite, normal zur Kegelfläche gerichtet anzunehmen. Die Zahl der Anwendungen konischer Reibräder ist gering.

§. 109.

Keilräder.

Die Keilräder sind Reibräder, deren Kranzprofile keilförmig ineinandergreifen. Sie wurden in Italien durch Minotto, in England durch Robertson besonders ausgebildet, woher sie häufig nach diesen Namen benannt werden; vorzugsweise werden sie als Stirnräder (für parallele Achsen) gebraucht. Die Kranzquerschnitte für ein einfaches Keilräderpaar zeigt Fig. 161. Der Radialdruck Q fällt hier weit kleiner aus, als bei den cylindrischen Reibrädern, nämlich bei einem Keilwinkel θ:

$$Q = P \left(\frac{\sin \frac{\theta}{2}}{f} \right) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (117)$$

Ein Nachtheil, und zwar Ursache starker Reibungen ist der Umstand, dass nur in einem cylindrischen Schnitte durch jeden Kranz die berührenden Kreise auf einander nur wälzen; der Fehler

Fig. 161.

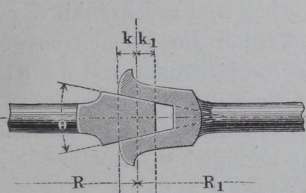
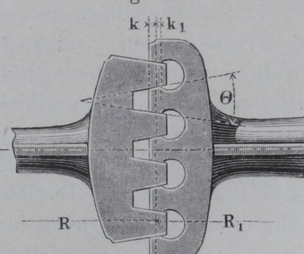


Fig. 162.



wird um so kleiner, je kleiner die Kopflängen k und k_1 der Keile im Verhältniss zu den Radien R und R_1 sind. Um unter gleichem

Flächendrucke $\frac{k}{R}$ und $\frac{k_1}{R_1}$ möglichst klein ausführen zu können, macht man die Keilräder mehrfach, siehe Fig. 162. Der Winkel θ wird meist 30^0, bei Robertson noch kleiner gewählt. Starke Erwärmung und Abnutzung sind bei grossen Umfangsgeschwindigkeiten unvermeidlich. Minotto hat mit besonderer Vorliebe auch die konischen Keilräder praktisch zu machen getrachtet; er gibt ihnen nur eine Rinne und richtet diese zum Nachstellen ein, so dass das eingreifende Keilprofil genau an der besten Stelle zum Eingriff gebraucht werden kann. Robertson macht die Rinnen wie bei den Stirnrädern fest, d. h. unverstellbar. Auch auf die Locomotive hat man den Keilrädertrieb angewandt, und damit im Modell steile Rampen überwunden. Die Frage der Abnutzung tritt aber hier einstweilen zu störend in den Weg. In Amerika benutzt man die Keilräder mit Erfolg seit Jahren bei Fördermaschinen für Gruben; vorzugsweise sind dieselben für Uebersetzungen ins Langsame zu empfehlen.

§. 110.

Regel für die Anordnung der Riemscheiben.

Die Riemscheiben sind indirectwirkende Reibungsräder. Sie werden in mehreren Formen angewandt; hier sollen vorerst die sogenannten cylindrischen Rollen für bandförmige Riemen behandelt werden. Die gegenseitigen Stellungen der Rollenachsen sind viererlei Art:

1. Die Achsen fallen geometrisch zusammen;
2. sie sind parallel;
3. sie schneiden einander;
4. sie gehen an einander vorbei, sind geschränkt.

In diesen verschiedenen Fällen werden die Riemen entweder unmittelbar, oder durch Vermittlung von Leitrollen von der Kraftrolle zur Lastrolle geleitet; immer aber sollen die Scheiben so angeordnet werden, dass der Riemen ohne besondere Riemenführer auf den Rollen bleibt. Die hierauf bezügliche geometrische Anordnung eines Riementriebes heisst dessen Leitung.

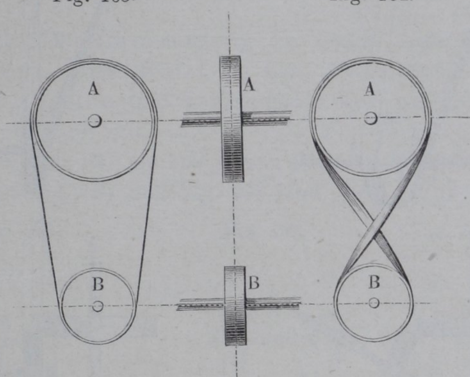
Regel: Die Riemenleitung wird richtig vollzogen, wenn man die Scheiben so anordnet, dass bei jeder Rolle die Mittellinie des auflaufenden Riemenstückes in die Mittelebene der Rolle fällt.

§. 111.

Selbstleitende Riementriebe.

Diejenigen Riementriebe, bei welchen die obige Bedingung ohne Zuhilfenahme von Leitrollen oder anderen Führungen erfüllt wird, heissen selbstleitende Riementriebe. Die einfachsten derselben sind die für parallele Wellen, welche Fig. 163 und Fig. 164 darstellen. Der Riemen in Fig. 163 heisst ein offener, der

Fig. 163. Fig. 164.



in Fig. 164 ein geschränkter oder gekreuzter. Beide können in beiden Drehrichtungen umlaufen.

Für Rollen mit geometrisch zusammenfallenden Achsen ist kein selbstleitender Riementrieb ausführbar, ebensowenig für Rollen mit schneidenden Achsen. Dagegen ist der selbstleitende Riementrieb für die vierte Achsenstellung ausführbar und vielfach angewandt, Fig. 165 und Fig. 166 (a. f. S.).

Dieser Riementrieb wird selbstleitend, wenn man die Rollen so legt, dass die Durchschnittlinie oder Spur SS der Rollenebenen beide Rollenschnitte an der Ablaufstelle des Riemens berührt. Die Ablaufstellen sind in Fig. 165 a und b_1, der Riemen muss sich in der Richtung der Pfeile bewegen. Will man die andere Drehrichtung durchführen, so müssen die Rollen so auf ihren Achsen verschoben werden, dass die Rollenebenenspur die Rollen an den gegenüberliegenden

Punkten a_1 und b berührt. Dies wird erreicht, wenn man die Rollen ebensoweit jenseits der Kreuzungsstelle K der Wellen schiebt,

Fig. 165.

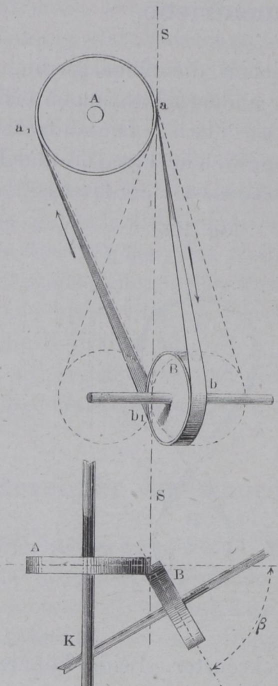
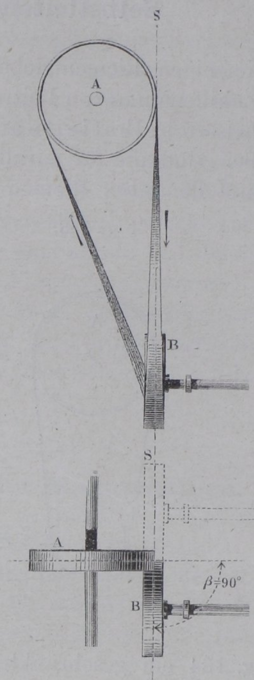


Fig. 166.



als sie jetzt diesseits liegen. Vorstehender Riementrieb ist der allgemeine Fall der selbstleitenden Riementriebe; er liefert den offenen Riemen, wenn der Winkel β, den die Rollenebenen einschliessen, $=0$, den gekreuzten oder geschränkten, wenn $\beta = 180^0$ wird. In den Zwischenstellungen findet eine theilweise Riemenschränkung statt. Ist $\beta = 90^0$, so ist der Riemen halbgeschränkt (sogenannter halber Riemen); ist $\beta = 45^0$, so hat der Riemen Viertelschränkung, u. s. f.

Wenn der theilweise geschränkte Riemen verhältnissmässig kurz ist, so wird der Riemen an der Ablaufstelle leicht von der Rolle gezogen. Damit dieses nicht eintrete, ist*) der kleinste zulässige

*) Nach Redtenbacher.

Rollenabstand = dem zweifachen Durchmesser der grösseren Rolle zu setzen, d. i., es soll der Ablenkungswinkel des Riemens nicht über 25° betragen. Soll ferner der Riemen nicht zu sehr angegriffen werden, so hat man*) den Rollenabstand auch nicht unter $10\sqrt{bD}$ zu nehmen, wenn b die Riemenbreite, D den Durchmesser der treibenden Rolle bezeichnet. Das grössere der beiden Ergebnisse ist in jedem besonderen Falle beizubehalten.

§. 112.

Riementriebe mit Leitrollen.

Regel: Die Riemenleitung bei einem Leitrollentriebe ist richtig, wenn jede Rolle an der Ablaufstelle von der Spur ihrer Ebene mit derjenigen der nächstfolgenden Rolle berührt wird.

Die Figuren 167 bis 169 zeigen Riemenleitungen für parallele Wellen. In Fig. 167 und Fig. 169 sind die Leitrollen in Ebenen

Fig. 167.

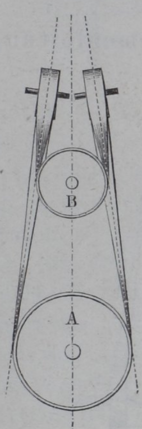


Fig. 168.

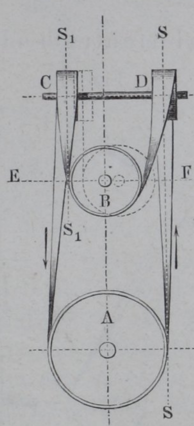
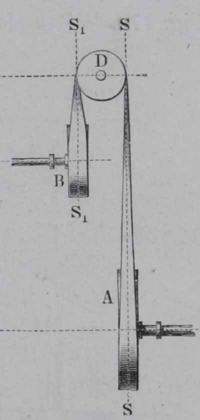


Fig. 169.



gelegt, welche beide Triebrollen berühren, und erhalten den Abstand der Triebrollen-Mittelebenen zu Durchmessern. Die entstehende Riemenleitung gestattet Bewegung in beiden Drehrich-

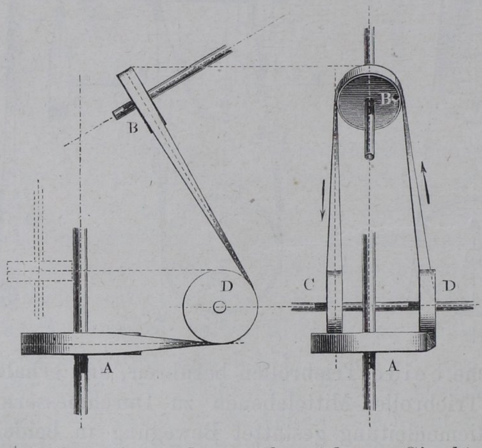
*) Siehe Herrn Völker's Aufsatz in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Bd. IV. (1860) S. 115.

tungen. Gewöhnlich wird nur ein Drehungssinn erfordert. Hierfür genügt die einfachere Anordnung in Fig. 168 und Fig. 169, wo die Achsen der beiden Leitrollen zusammenfallend gemacht sind. A und B Triebrollen; in den Ablaufpunkten derselben werden an die Rollen berührende parallele Ebenen gelegt und als Mittelebenen der Leitrollen benutzt, die wieder als Durchmesser den Abstand der Rollenebenen erhalten.

Betrachtet man B als Leitrolle, in welchem Falle man sie auch lose auf die Achse von A stecken kann, so können C und D als Triebrollen dienen. Eine derartige Verwendung vorliegender Riemenleitung findet sich in Spinnereien und Webereien oft angewandt, um mittelst C und D zwei getrennte Arbeitmaschinen zu treiben. Die Welle A liegt dann an der Saaldecke oder auch unter dem Fussboden und trägt, verlängert, eine Anzahl von Wiederholungen der vorliegenden Riemenleitung so, dass auf diese Weise eine grosse Doppelreihe von Maschinen derselben Art in sehr praktischer Weise betrieben werden kann. Die zur Leitrolle gewordene Rolle B findet sich dabei in der Regel in zwei kleinere Leitrollen zerlegt, deren Achsen parallel zu der von A und in deren Nähe angebracht werden.

Fig. 170, Winkelriementrieb oder Riemenleitung für

Fig. 170.



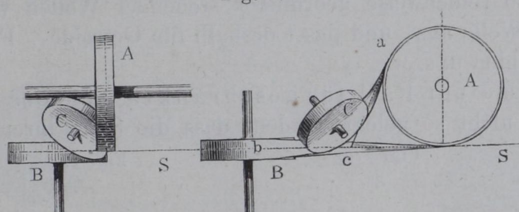
Achsen, welche einander schneiden. Sie lässt sich aus der Anordnung in Fig. 168 und Fig. 169 durch Verlegung der Achse B ableiten, und entspricht wie sie der Drehung in nur einer

Richtung. Man erhält die Leitrollen, indem man zunächst dieselben berührend an die Mittelebenen der Triebrollen legt, und ferner jeder einzelnen Leitrolle zur Mittelebene eine Ebene gibt, welche parallel zu den Achsen von A und B ist und die Triebrollen an der zugehörigen Ablaufstelle des Riemens berührt. Soll der Drehungssinn umgekehrt werden, so können die Leitrollen und deren gemeinschaftliche Achse erhalten bleiben; nur sind die Leitrollen auf letzterer entsprechend zu verschieben.

Hierbei, wie bei der vorigen Anordnung ist nicht zu vergessen, dass die Leitrollen in entgegengesetztem Sinn umlaufen, also nicht beide fest auf der sie tragenden Achse sein dürfen.

Fig. 171. Halbgeschränkter Riemen mit Leitrolle. Die Triebrollen sind so gestellt, dass die Halbschränkung von Fig. 166 möglich würde, wenn nicht der Rollenabstand zu klein

Fig. 171.

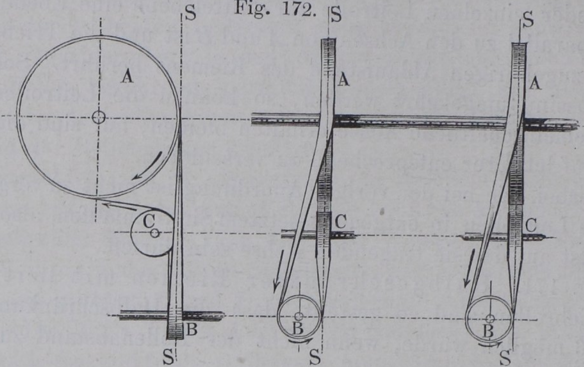


wäre. Um die Riemenleitung zu bewirken, ist hier zunächst eines der Riemenstücke in die Spur SS der Rollenebenen gelegt; sodann sind nach einem beliebig gewählten Punkt c der Spur SS die Tangenten ca und cb an die Rollenumfänge gezogen, und darauf berührend an ac und bc, und in deren Ebene die Leitrolle C angebracht. Die Drehung kann in beiden Richtungen erfolgen; jedoch hat die Leitrollenachse eine für die Construction unbequeme Lage, welche namentlich die Aufstellung des Riementriebes sehr erschwert, und dadurch diese Anordnung unpraktisch macht.

Fig. 172 (a. f. S). Andere Anordnung des halbgeschränkten Riementriebes mit Leitrolle. Hier liegen die Triebrollen wieder so, dass die Spur SS ihrer Ebenen sie beide berührt; sodann ist aber die Leitrolle in die Ebene der Triebrolle A gebracht. Das von A ablaufende Riemenstück wird nun wie beim geschränkten Riemen schief nach Rolle B hin abgeleitet, das auflaufende Stück dagegen durch die Leitrolle C geführt, welche die Spur S und eine Tangente an A, welche aus einem beliebigen Punkt von

S gezogen ist, berührt. Es ist nur die durch die Pfeile angegebene Drehrichtung zulässig. Sehr geeignet ist diese Riemenleitung für

Fig. 172.



den Betrieb reihenweise geordneter stehender Wellen von einer liegenden Welle aus, und passt deshalb für Getreide-, Farbstoff-, Graphitmühlen u. s. w.

Allgemeiner Fall für geschränkte Achsen. Können die Rollen nicht so gelegt werden, dass die Spur ihrer Ebenen

Fig. 173.

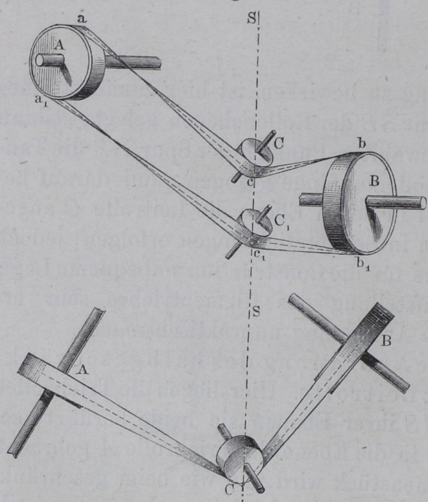
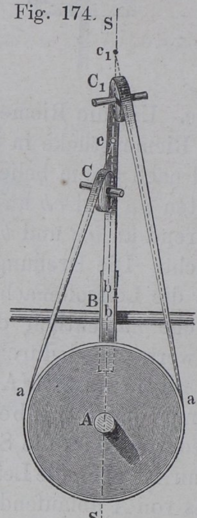


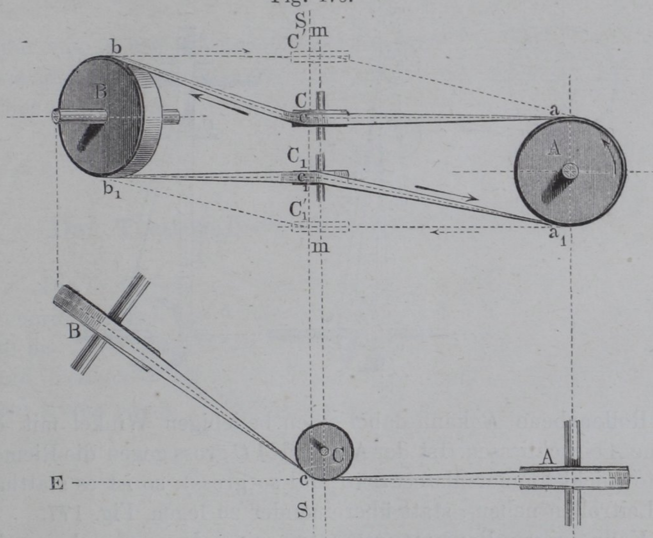
Fig. 174.



beide Rollen berührt, so müssen zwei Leitrollen angewandt werden. Den allgemeinen Fall dieser Anordnung, welcher überhaupt als allgemeiner Fall der Leitrollentriebe anzusehen ist, zeigt Fig. 173, eine Anwendung desselben auf den Fall, dass die Spur SS durch die Mitte der zweiten Rollenebene geht, Fig. 174, wobei man sich die Achse von B in einer zu A parallele Ebene zu denken hat. Man suche zuerst die Spur SS der Rollenebenen auf, wähle in ihr zwei beliebige Punkte c und c_1 und ziehe von denselben aus die Tangenten ca und cb, $c_1 a_1$ und $c_1 b_1$ an die Rollenschnitte, so hat man in den Ebenen cab und $c_1 a_1 b_1$ die Ebenen zweier richtig wirkenden Leitrollen C und C_1, welche so zu legen sind, dass sie die zugehörigen Rollentangenten berühren. Der Riementrieb kann nach beiden Richtungen umlaufen.

Eine Vereinfachung der Riemenleitung Fig. 173 erzielt man, indem man die Leitrollen auf eine und dieselbe geometrische Achse mm bringt, welche man parallel den beiden Triebrollen legt, Fig. 175.

Fig. 175.

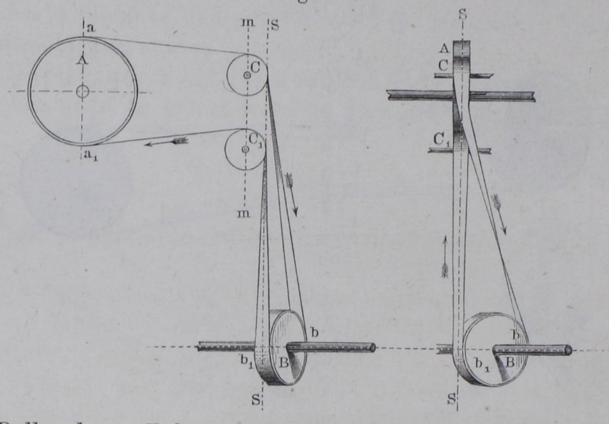


SS Spur der Rollenebenen, ac und $b_1 c_1$ Normalebenen auf dieselbe, in welche die Leitrollen C und C_1 gelegt werden, berührend die Geraden ac und $b_1 c_1$. Eine schiefe Ablenkung geschieht nur bei den Leitrollen. Die Pfeile geben die zulässige Drehrichtung an; soll dieselbe den entgegengesetzten Sinn haben, so sind die punktirt angegebenen Leitrollen C' und C'_1 anzuordnen.

Es verdient, namentlich mit Rüchsicht auf Uebungsaufgaben, bemerkt zu werden, dass der Riemen statt von c nach a und von c_1 nach a_1 auch von c nach a_1 und von c_1 nach a geleitet werden kann, wodurch ebenfalls Drehung in entgegengesetztem Sinn hervorgebracht wird. Auch lassen sich die Leitrollen senkrecht anstatt wagerecht stellen, d. h. so, dass C in die Ebene der Rolle A, C_1 in diejenige von B fällt, wobei aber gebührende Rücksicht auf die Grösse des Ablenkungswinkels zu nehmen ist (§. 111).

Wenn dann ausserdem die Triebrollen noch so gelegt werden können, dass die Spur SS der Rollenebenen die eine der Rollen berührt, so lässt sich bei ausreichendem Abstande der parallelen Ebenen, in welchen die Achsen von A und B liegen, statt der in Fig. 174, die recht praktische Riemenleitung in Fig. 176 anwenden, wo die Leitrollenachsen parallel zur Welle A angebracht sind.

Fig. 176.



Die Rollenebene B kann dabei einen beliebigen Winkel mit der Ebene A einschliessen. Ist der Abstand $A\,C$ gross gegen die Riemenbreite (nicht kleiner als etwa 40 Mal so gross), so ist es statthaft die Leitrollen neben-, statt übereinander zu legen, Fig. 177.

Kann wegen Raummangels etwa eine der angegebenen bequemen Anordnungen nicht benutzt werden, so suche man wenigstens die Leitrollen in eine der Hauptebenen der Aufstellung zu bringen und unter sich parallel zu machen, wie es z. B. Fig. 178 zeigt (anwendbar u. a. auf den Regulatorbetrieb bei liegenden Dampfmaschinen). Ziehe die Tangente ab, und lege in die zur Zeichnung senkrechte durch ab geführte Ebene die Leitrolle C derart, dass sie in a die Spur von A und C berührt; ziehe ferner von

a_1 aus die Gerade $a_1 a_2$ parallel zu ab, und lege in die dadurch geführte zu C parallele Ebene die zweite Leitrolle C_1, berührend die

Fig. 177.

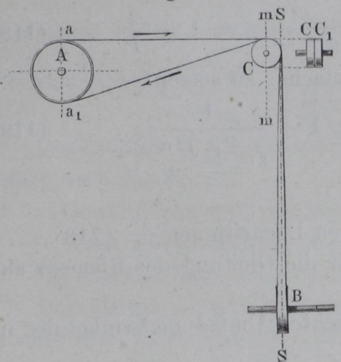
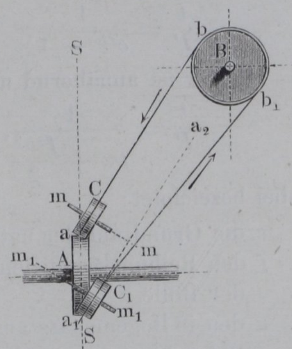


Fig. 178.



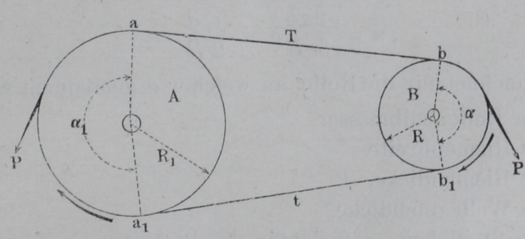
Spur von A und C_1 und die Ebene von B, so werden die Achsen mm und $m_1 m_1$ parallel und kommen in eine zur Rolle B parallele Ebene zu liegen.

§. 113.

Der Treibriemen und seine Anspannungen.

Die Treibriemen werden gewöhnlich in Bandform aus Kuhleder, neuerdings auch aus Kautschuck gefertigt und in einer Breite von 50 bis 200mm angewandt; für grosse Kräfte benutzt man doppelte und dreifache Riemen, für kleine Kräfte und sehr rasche Bewegungen häufig runde Treibschnüre aus Hanf, Baumwolle oder Leder.

Fig. 179.



Soll die Rolle B, Fig. 179, die mit einem Umfangswiderstande P

belastete Rolle A umtreiben, so müssen die Riemenanspannungen T und t im führenden und geführten Riementrum wenigstens so gross sein, dass:

$$\frac{t}{P}=\frac{1}{e^{f\alpha}-1},\quad \frac{T}{P}=\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}=1+\frac{t}{P}\cdot \quad . \; . \; (118)$$

Hierfür ist annähernd und einfacher zu setzen:

$$\frac{t}{P}=\frac{1}{f\alpha+\frac{f^2\alpha^2}{2}},\quad \frac{T}{P}=1+\frac{1}{f\alpha+\frac{f^2\alpha^2}{2}} \quad . \; . \; . \; (119)$$

wobei bezeichnet:

e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen $= 2{,}718\ldots$,
f den Reibungscoëfficienten für die Gleitung des Riemens auf der Rolle,
α den in Bogenmaass ausgedrückten Umfassungswinkel der in Betracht gezogenen Rolle.

In (118) und (119) ist indessen keine Rücksicht auf Riemensteifigkeit und Achsenreibung genommen; diese mit in Betracht gezogen, ergibt sich

$$\left.\begin{aligned}\frac{t}{P}&=\frac{1}{e^{f\alpha}(1-u)-(1+u)} \quad . \; . \; . \; .\\ \frac{T}{P}&=\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}(1-u)-(1+u)} \quad . \; . \; . \; .\end{aligned}\right\}\; (120)$$

oder angenähert wie oben:

$$\left.\begin{aligned}\frac{t}{P}&=\frac{1}{\left(1+f\alpha+\frac{f^2\alpha^2}{2}\right)(1-u)-(1+u)}\\ \frac{T}{P}&=\left(1+f\alpha+\frac{f^2\alpha^2}{2}\right)\frac{t}{P}\end{aligned}\right\}\; . \; . \; (121)$$

wofern:

$$u=\frac{2s\,b}{\pi R}\delta+\frac{f_1 d}{2R} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (122)$$

Hierin bezeichnet für die Rolle, an welcher α genommen wird:

R den Rollenhalbmesser,
b die Riemenbreite,
δ die Riemendicke,
d die Wellzapfendicke,
s den Steifigkeitscoëfficienten des Riemens,
f_1 den Reibungscoëfficienten der Wellzapfen.

Im Durchschnitt ist bei dem einfachen bandförmigen Riemen, der vorerst hier betrachtet wird, $\delta = 4{,}5^{mm}$, $\frac{b}{R} = 0{,}35$, $\frac{d}{R}$ etwa $= 0{,}25$, $s = 0{,}009$, $f_1 = 0{,}08$ zu setzen. Mit diesen Werthen ergibt sich zunächst:

$$1 + u = 1{,}02, \quad 1 - u = 0{,}98.$$

Der Coëfficient für die Reibung des Riemens auf der Rolle ist ferner nach Morin für:

Gewöhnliche fette Riemen auf dergleichen	0,28
Stark gefettete Riemen auf dergleichen	0,12

Die Coëfficienten für Kautschuck sind noch nicht bekannt.

Der Umspannungswinkel α geht bis zu etwa $0{,}8\,\pi$ herab, möchte aber in gewöhnlichen Fällen etwa $0{,}95\,\pi$ betragen. Nimmt man nun an, dass f in der Regel $= 0{,}28$ sei, in Folge der Einfettung der Riemen aber auf 0,24 herabsinke, so sind die Werthe von T und t zwischen denjenigen, welche sich bei $f\alpha = 0{,}24 \,.\, 0{,}8\,\pi$ und $f\alpha = 0{,}28 \,.\, 0{,}95\,\pi$ finden, zu suchen.

Der erstere Werth liefert aus (121),

$$\frac{t}{P} = 1{,}37, \quad \frac{T}{P} = 2{,}44, \quad \frac{T+t}{P} = 3{,}81, \quad \frac{t}{T} = 0{,}561 \quad . \quad . \quad (123)$$

während der andere Werth liefert:

$$\frac{t}{P} = 0{,}89, \quad \frac{T}{P} = 1{,}95, \quad \frac{T+t}{P} = 2{,}84, \quad \frac{t}{T} = 0{,}456 \quad . \quad . \quad (124)$$

Bemerkung. In Folge der Verschiedenheit der Anspannungen T und t sind die Umfangsgeschwindigkeiten v und v_1 der Rollen in den Kreisen von den Halbmessern $R + \frac{\delta}{2}$ und $R_1 + \frac{\delta}{2}$ nicht gleich gross, sondern es findet ein durch unvermeidliches Gleiten des Riemens hervorgebrachter Geschwindigkeitsverlust — der Gleitungsverlust — statt, welcher sich aus folgender Formel berechnen lässt:

$$\frac{v_1 - v}{v} = \frac{1 - \frac{t}{T}}{1 + \frac{E}{\mathfrak{S}_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (125)$$

wobei noch E den Elasticitätsmodul des Riemens, $\mathfrak{S}_1$ die Spannung im führenden Riementrum bezeichnet. Im Mittel beträgt derselbe*) nahe $^1/_2$ Procent. Der hierbei gleichzeitig stattfindende Arbeitsverlust geht auf Erwärmung und Abreibung des Riemens und der Rollen.

§. 114.

Berechnung des einfachen bandförmigen Riemens.

Man kann in dem führenden Riementrum gut die Spannung $\mathfrak{S}_1 = \frac{1}{200}\sqrt[4]{b^3}$ pro mm^2 gestatten; für die grösseren Riemenbreiten wird ausserdem meist dickeres Leder gewählt, als für die kleineren, und zwar erhält man gute Uebereinstimmung mit der Praxis, wenn man setzt: $\delta = 1{,}5\sqrt[4]{b}$. Hieraus ergibt sich, wenn noch $p = \mathfrak{S}_1\,\delta$ die pro mm Breite entstehende Anspannung bezeichnet, für:

$b =$	50	100	150	200^{mm}
$\delta =$	3,97	4,74	5,25	$5{,}64^{mm}$
$\mathfrak{S}_1 =$	0,09	0,16	0,21	$0{,}27^{k}$
$p =$	0,36	0,76	1,10	$1{,}52^{k}$.

Unter diesen Annahmen erhält man für die Riemenbreite:

1. wenn an der Riemscheibe ein Umfangswiderstand P wirkt:

$$b = 18\sqrt{P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (126)$$

2. wenn N Pferdestärken bei n minutlichen Umdrehungen übertragen werden sollen:

$$b = 15250\sqrt{\frac{N}{Rn}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (127)$$

3. oder wenn die Uebertragung bei v^m Riemengeschwindigkeit stattfinden soll:

$$b = 156\sqrt{\frac{N}{v}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (128)$$

4. bei einem statischen Momente $(P R)$ als Widerstand:

$$b = 6{,}87\sqrt{\frac{b}{R}(PR)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (129)$$

---

*) Bei $E = 15 - 20^k$, s. Tabelle §. 2, einem Mittelwerthe, welchen Hirn auf Anregung des Verfassers durch sorgfältige Versuche an gebrauchten aber wohl erhaltenen Riemen bestimmt hat. Aeltere Versuche von Bevan geben allerdings E nur ungefähr halb so gross, und dann den Gleitungsverlust weit stärker als oben mitgetheilt ist.

5. oder auch:

$$b = 615 \sqrt[3]{\frac{b}{R}\,\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (130)$$

wobei es in allen Fällen gut ist, die Riemenbreite gegen den Rollenhalbmesser nicht grösser zu nehmen als:

$$\frac{b}{R} = \frac{0{,}7}{1 + \frac{R}{R_1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (131)$$

Diese Formel, bei welcher R und R_1 die Halbmesser der zusammenarbeitenden Rollen sind, gibt bei:

$\frac{R}{R_1} =$	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	7	8
$\frac{b}{R} =$	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
$\frac{b}{R_1} =$	0,35	0,39	0,42	0,45	0,47	0,50	0,52	0,56	0,58	0,60	0,61	0,62

Es ist für die Kraftersparniss nur nützlich, wenn $\frac{b}{R}$ kleiner genommen wird, als es diese Zahlenreihe angibt.

Die übertragbare Kraft ist beim Riementrieb begrenzt. Ein einfacher Lederriemen von der Maximalbreite 200^{mm} kann nach (126) als Maximum die Kraft $P = \frac{1}{18^2} 200^2 = 123{,}5^k$ übertragen, wobei übrigens seine Anspannung T nach Formel (123) $= 2{,}44 \,.\, 123{,}5 = 301{,}3^k$ ist. Das zulässige Maximum der Riemen-, d. i. Rollenumfangsgeschwindigkeit, zu 32^m setzend, erhält man für denselben Riemen das Maximum der übertragbaren Arbeitstärke in Pferden aus (128): $N_{max} = \frac{1}{156^2} 200^2 \,.\, 32 = 52{,}6$ Pferdestärken. Selten wird indessen die Riemengeschwindigkeit bis zu 32^m getrieben. Bei dem Doppelriemen (vergl. Formel (132)) steigen auch P_{max} und N_{max} auf das $1{,}33^2 = 1{,}78$fache.

§. 115.

Tabelle über die Breite des einfachen Riemens.

Nachstehende Tabelle ist nach den Formeln (126), (127), (129) und (130) berechnet, wobei wegen der kleinen Werthe von $\frac{N}{Rn}$ und $\frac{b}{R}\frac{N}{n}$ statt ihrer $1000\,\frac{N}{Rn}$ und $1000\,\frac{b}{R}\frac{N}{n}$ eingeführt sind.

Riemen-breite b.	P	$1000\ \frac{N}{Rn}$	$\frac{b}{R}\,(PR)$	$1000\ \frac{b}{R}\ \frac{N}{n}$
50	7,72	0,011	385	0,538
55	9,34	0,013	512	0,715
60	11,11	0,015	665	0,929
65	13,04	0,018	846	1,181
70	15,12	0,021	1056	1,475
75	17,36	0,024	1299	1,814
80	19,75	0,027	1576	2,202
85	22,30	0,031	1890	2,641
90	25,00	0,035	2245	3,135
95	27,85	0,039	2641	3,687
100	30,86	0,043	3080	4,300
110	37,34	0,052	4099	5,732
120	44,44	0,062	5322	7,430
130	52,15	0,073	6767	9,446
140	60,49	0,084	8452	11,799
150	69,44	0,097	10395	14,513
160	79,00	0,110	12616	17,613
170	89,19	0,124	15132	21,126
180	102,99	0,139	17963	25,078
190	110,75	0,155	21126	29,487
200	122,72	0,172	24640	34,392
210	135,30	0,190	28524	39,813
220	148,49	0,208	32796	45,776
230	162,30	0,227	37474	52,306
240	176,72	0,248	42578	59,429
250	191,75	0,269	48125	67,172
260	207,40	0,291	54134	75,559
270	223,66	0,313	60624	84,620
280	240,53	0,337	67612	94,372
290	258,02	0,362	75118	104,848

Bemerkung. Formel (126) setzt wie (127) die Annahme von R voraus; beide Formeln liefern nur für die Fälle brauchbare

Werthe, wo sich schliesslich $\frac{b}{R}$ nicht grösser herausstellt, als Formel (131) verlangt. Bei Benutzung der Spalten unter P und $\frac{1000\,N}{Rn}$ vorstehender Tabelle muss daher eine nachträgliche Probe erst nachweisen, ob $\frac{b}{R}$ klein genug ist, also der voraus angenommene Scheibenhalbmesser angewandt werden darf.

1. Beispiel. Ein Riementrieb ist bestimmt, 2 Pferdestärken von einer 60mal in der Minute umlaufenden Welle auf eine doppelt so schnell laufende zu übertragen; Riemenbreite und Rollenhalbmesser werden gesucht. Hier ist $\frac{N}{n} = \frac{1}{30}$, $\frac{R}{R_1} = 2$. *Nach (131) soll nun sein:* $\frac{b}{R} \overset{=}{<} 0{,}23$. *Dies liefert* $1000 \cdot \frac{b}{R}\frac{N}{n} = \frac{1000 \cdot 0{,}23}{30} = 7{,}66\ldots$, *und mithin laut Spalte 5 Zeile 13:* b *etwas über* 120^{mm}, *bei welcher Zahl man stehen bleiben kann. An der anderen Scheibe rechnend hat man* $\frac{N}{n_1} = \frac{1}{60}$, $\frac{R_1}{R} = \frac{1}{2}$, *also nach (131)* $\frac{b}{R_1} = 0{,}47$, *giebt* $1000\,\frac{b}{R_1}\frac{N}{n_1} = 7{,}83$, *was sehr nahe auf den vorhin ermittelten Werth führt, und streng genommen ganz dieselbe Zahl liefern sollte; der kleine Unterschied rührt von den Abrundungen der Werthe von* $\frac{b}{R_1}$ *aus (131) her. — Man hat nun noch* $R = \frac{1}{0{,}23} \cdot 120 = 522^{mm}$, $R_1 = 261^{mm}$, *wofür wir 520 und* 260^{mm} *nehmen würden*

2. Beispiel. Ein Seilaufzug von 200^k *Zuglast, welche durch ein* 15^{mm} *dickes Seil gehoben werden soll, habe eine Seiltrommel von* 90^{mm} *Halbmesser (gemessen bis zur Seilmitte), und soll durch eine auf der Trommelwelle sitzende Riemscheibe von* 1^m *Durchmesser, der eine gleichgrosse gegenübersteht, getrieben werden; gesucht: die Riemenbreite. Hier ist der auf den Riemscheibenumfang zurückgeführte Widerstand* $P = \frac{90 \cdot 200}{500} = 36^k$, *und demnach gemäss Spalte 2 Zeile 12 die Riemenbreite zu nehmen:* $b = 110^{mm}$. $\frac{b}{R}$ *wird* $= \frac{110}{500} = 0{,}22$, *dürfte aber nach (131) bis zu 0,35 gehen; der gefundene Werth ist also brauchbar.*

3. Beispiel. Eine Pumpe von 40^k *Kolbenwiderstand soll durch eine Kurbel von* 300^{mm} *Armlänge getrieben werden; die Kurbelwelle werde von einer zweiten,* $\frac{4}{7}$ *mal so schnell laufenden Welle mittelst Riemen getrieben; gesucht: die Scheiben und der Riemen. Hier ist* $\frac{R_1}{R} = 1{,}75$, *also zu nehmen nach (131):* $\frac{b}{R_1} = 0{,}25$; *dies gibt* $\frac{b}{R_1}(PR) = 0{,}25 \cdot 40 \cdot 300 = 3000$, *also nach Spalte 4 Zeile 11:* $b = 100^{mm}$, *und somit* $R_1 = 4 \cdot 100 = 400^{mm}$, $R = \frac{4}{7} \cdot 400 \sim 230^{mm}$.

4. Beispiel. Gäbe man der grösseren Scheibe aus Beispiel 1. von vornherein 600mm Halbmesser, so wäre $\frac{1000\,N}{R\,n} = \frac{1000}{600\,.\,30} = 0{,}055$. *Hierfür ist dann nach Spalte 3 Zeile 12 b etwas über 110mm zu nehmen, welcher Werth brauchbar ist; denn nach (131) soll* $\frac{b}{R} \overline{\gtrless}\ 0{,}23$ *sein, während hier wird:* $\frac{b}{R} = \frac{110}{600} = 0{,}183$.

Fällt eine Riemenbreite über 200mm hinaus, so kann die Uebertragung auf zwei Riemen von der halben herauskommenden Breite vertheilt, oder auch ein Doppelriemen angewandt werden (s. den folgenden Paragraphen).

§. 116.

Doppelriemen. Treibschnüre.

Die Dicke δ_2 des Doppelriemens fällt etwa 1,75 mal so gross aus, als die des einfachen. Man nehme seine Breite:

$$b_2 = 0{,}75\,b \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (132)$$

wenn b die Breite des auf dieselbe Aufgabe anzuwendenden einfachen Riemens bezeichnet, und mache den Rollenhalbmesser gleich demjenigen, welcher sich für den einfachen Riemen ergeben hatte.

Beispiel. Für das 1. Beispiel des vorigen Paragraphen ergab sich $b = 120^{mm}$, $R = 520^{mm}$. *Bei Anwendung eines Doppelriemens machen wir also* $b_2 = 0{,}75\,.\,120 = 90^{mm}$ *und lassen* $R = 520^{mm}$ *wie oben.*

Die Treibschnüre werden fast immer nach dem Gefühl angenommen; ist die zu übertragende Umfangskraft P bekannt, so gebe man der Treibschnur eine nicht unter $4\sqrt{P}$ betragende Dicke.

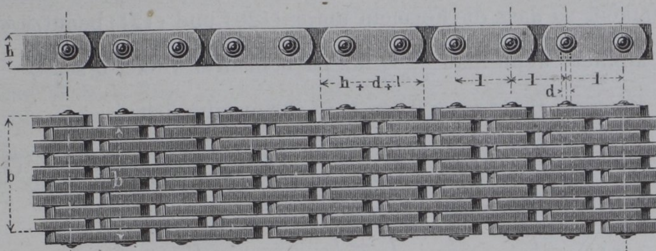
§. 117.

Kettenriemen. Keilkette.

Seit einigen Jahren bedient man sich an vielen Orten des (Rouiller'schen) Kettenriemens, einer Gelenkkette mit ledernen Gliedern und vernieteten drahtstiftähnlichen Zapfen, Fig. 180. Da die Glieder dieser Lederkette aus Abfällen hergestellt, dieselbe überdies sehr bequem verkürzt und verlängert werden kann, wird sie billiger und zweckmässiger gefunden als der bandförmige

Riemen. Soll der Kettenriemen einen nach den obigen Regeln berechneten einfachen bandförmigen Riemen ersetzen, so

Fig. 180.



gebe man ihm so viele Glieder, dass die Gesammtbreite b gleich der des bandförmigen Riemens wird, und mache dabei:

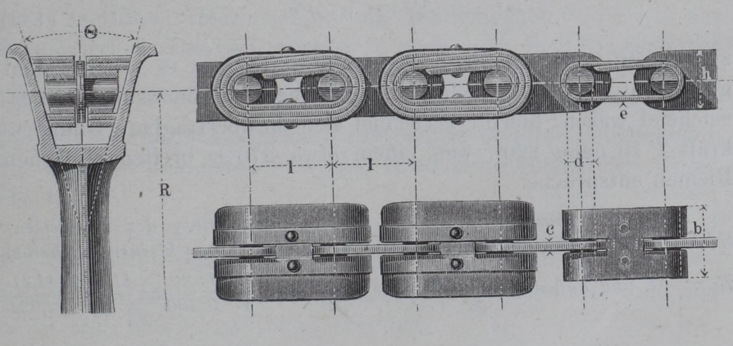
$$h = 11^{mm},\quad d = 3^{mm},\ l = 16^{mm}\quad \ldots\ldots \quad (133)$$

Soll der Kettenriemen einen nach (132) berechneten Doppelriemen, d. i. einen $^4/_3$ mal so breiten einfachen Riemen ersetzen, so mache man zunächst b gleich der Breite b_2 des Doppelriemens, d. i. $= {}^3/_4$ der Breite des gleichwerthigen einfachen Riemens, und ausserdem:

$$h = 15^{mm},\quad d = 4^1/_3{}^{mm},\ l = 21^{mm}\quad \ldots\ldots \quad (134)$$

Einen anderen Ersatz des bandförmigen Riemens, für grosse Umfangskräfte, u. a. für den Betrieb landwirthschaftlicher Maschinen gut geeignet, ist die (Clissold'sche) Keilkette, Fig. 181, eine eiserne Gelenkkette, bei welcher je ein ums andere Glied mit

Fig. 181.



einer keilförmig zugeschnittenen Lederbewickelung versehen ist, die in den trapezisch profilirten Rollenumfang passt. Hinsichtlich der Berechnung der Anspannungen tritt hier die Reibung der Kettenzapfen an die Stelle der in §. 113 in Betracht gezogenen Riemensteifigkeit, so dass die Formeln unter (120) und (121) benutzt werden können, wenn man $\frac{f\alpha}{\sin\theta}$ für $f\alpha$ beim Keilwinkel θ setzt.

Bei $f = 0{,}24$, $\alpha = 0{,}8\,\pi$, $\theta = 30^0$ ergibt sich:

$$\frac{t}{P} = 0{,}20,\quad \frac{T}{P} = 1{,}23,\quad \frac{T+t}{P} = 1{,}43,\quad \frac{t}{T} = 0{,}163 \quad . \quad . \quad (135)$$

und bei $f = 0{,}28$, $\alpha = 0{,}95\,\pi$, $\theta = 30^0$:

$$\frac{t}{P} = 0{,}12,\quad \frac{T}{P} = 1{,}15,\quad \frac{T+t}{P} = 1{,}27,\quad \frac{t}{T} = 0{,}105 \quad . \quad . \quad (136)$$

welche Werthe bedeutend günstiger als die für den Bandriemen, Formel (123) und (124), sind, und bei dem grossen laufenden Gewicht der Keilkette eine manchmal ganz schlaff erscheinende Auflegung derselben gestatten. Unter Zugrundelegung der Werthe aus (135) ergibt sich (vergl. §. 37) für die Kettenzapfendicke:

$$\left.\begin{aligned} d &= 0{,}54\sqrt{P} = 457\sqrt{\frac{N}{nR}} \quad . \quad . \quad . \\ &\text{oder auch:} \\ d &= 0{,}46\sqrt[3]{\frac{l}{R}(PR)} = 41{,}11\sqrt[3]{\frac{l}{R}\frac{N}{n}} \quad . \end{aligned}\right\} \quad (137)$$

wobei zu machen ist:

$$\frac{l}{d} = 3,\quad \frac{b}{d} = 2^3/_4,\quad \frac{c}{d} = {}^1/_3,\quad \frac{e}{d} = {}^1/_5,\quad \frac{h}{d} = 2^1/_6 \quad . \quad . \quad (138)$$

und es sehr zweckmässig ist, bei der kleineren Rolle

$$\frac{R}{l} \geqq 5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (139)$$

zu nehmen. In der Praxis geht man mit d wie es scheint nicht gern unter 8^{mm}, auch wenn geringere Abmessungen ausreichend wären; hierfür berechnet sich die übertragbare Umfangskraft P zu nahe 220^k, was einem etwa 270^{mm} breiten einfachen Riemen entspräche.

Beispiel. Gegeben $N = 20$, $n = 50$, $n_1 = 100$; der Keilkettentrieb ist zu berechnen. Wir wählen den Halbmesser (der kleineren Scheibe) $R_1 = 5l$, und haben dann nach (137): $d = 41{,}11\sqrt[3]{\frac{1}{5}\,\frac{20}{100}} = \frac{41{,}11}{\sqrt[3]{25}} = \frac{41{,}11}{2{,}924}$

$= 14{,}06 \sim 14^{mm}$. Dies gibt nach (138) $l = 3 \,.\, 14 = 42^{mm}$, $b = 2^3/_4 \,.\, 14 \sim 38^{mm}$, $c \sim 5^{mm}$, $e \sim 3^{mm}$, $h = 2^1/_6 \,.\, 14 \sim 30^{mm}$, $R_1 = 5\,l = 210^{mm}$, $R = 420^{mm}$.

Der Keilkettentrieb ist der indirecte Keilrädertrieb (vergl. §. 109); eine andere Form desselben (ebenfalls von Clissold versucht), bei welcher statt der Kette ein im Querschnitt trapezischer dicker Riemen benutzt wurde, ist wegen dessen geringer Dauerhaftigkeit aufgegeben worden; als eine unvollkommene Form des indirecten Keilradtriebes ist übrigens der Schnurtrieb (vergl. Fig. 184) zu betrachten.

§. 118.

Der Kranz oder die Felge der Riemscheibe.

Bei flachen Riemen erhält die Rollenfelge eine sanfte Wölbung, Fig. 182 und Fig. 183, welche den Riemen stets nach der Kranz-

Fig. 182.

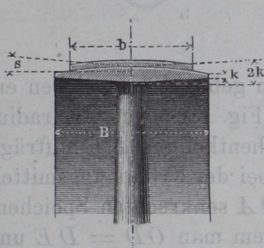


Fig. 183.

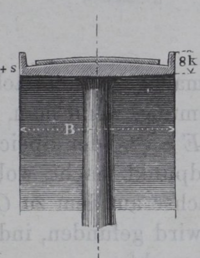
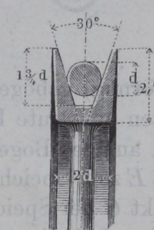


Fig. 184.



mitte hinführt. Man nehme die Wölbungshöhe $s = {}^1/_{20}$ der Riemenbreite. Die Felgenbreite B wird $= {}^5/_4$ der Riemenbreite genommen, die Randdicke k der Felge $= 2 + \dfrac{B}{100}$. Schnell laufende und stark stossende Riemscheiben erhalten Seitenränder, Fig. 183, die Schnurscheiben eine trapezische eingedrehte Rinne, Fig. 184.

Beispiel. Eine Rolle für einen 120^{mm} breiten Riemen erhält nach dem obigen eine Kranzbreite $B = {}^5/_4 \,.\, 120 = 150^{mm}$, am Rande eine Kranzdicke $= 2 + 1{,}5 = 3{,}5^{mm}$; die Wölbung wird $\dfrac{120}{20} = 6^{mm}$ hoch; der Kranz in der Mitte also $2 \,.\, 3{,}5 + 6 = 13^{mm}$ dick.

§. 119.

Die Arme oder Speichen der Riemscheibe.

Man gibt den Riemscheibenspeichen in der Regel ovale Querschnitte, deren Breite sich an jeder Stelle zur Höhe (letztere in der Rollenebene gemessen) wie 1 : 2 verhält. Die Speichenachse wird gerade, Fig 185, oder einfach gebogen, Fig. 186, oder zweifach

Fig. 185.

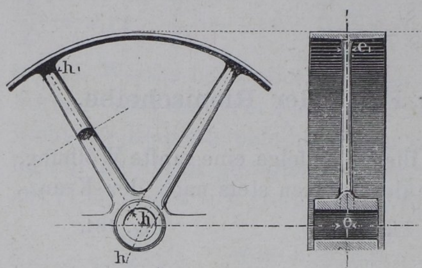
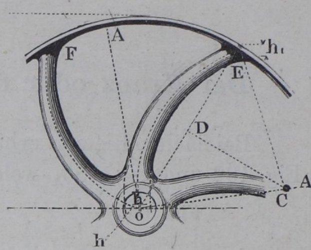


Fig. 186.



(S förmig) gebogen gemacht. Die einfach gebogenen Speichen erhalten eine gute Krümmung, wenn man, Fig. 186, vom Armradius OA aus den Bogen $AE = {}^2/_3$ der Speichentheilung EF aufträgt, und E zum Speichenendpunkt macht, wobei der Krümmungsmittelpunkt C der Speichenachse auf dem zu OA senkrechten Speichenradius OA_1 liegt. C wird gefunden, indem man $OD = DE$ und DC senkrecht zu OE macht.

Eine gute Speichenvertheilung wird erhalten, wenn die Speichenzahl $\mathfrak{A}$ genommen wird:

$$\mathfrak{A} = \frac{1}{2}\left(5 + \frac{R}{b}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (140)$$

Ferner erhält man gute Abmessungen für die Speiche, wenn man deren Höhe h in der Rollenmitte nach folgender Formel nimmt:

$$\frac{h}{b} = 0{,}40 + \frac{1}{40}\,\frac{R}{b} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (141)$$

und die Höhe h_1 am Radkranz $= {}^2/_3\,h$ macht. Die Formeln (140) und (141) liefern bei:

$\frac{R}{b} =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\mathfrak{A} =$	3		4		5		6		7		8		9
$\frac{h}{b} =$	0,43	0,45	0,48	0,50	0,53	0,55	0,58	0,60	0,63	0,65	0,68	0,70	0,73

Beim Doppelriemen ist in (140) und (141) für b die Breite b_2 einzuführen; es ändern sich im übrigen die Formeln nicht, d. h. die Speichen werden beim einfachen Riemen schon so stark genommen, als es dem Doppelriemen von derselben Breite zukommt.

Beispiel. Für die grössere Rolle in Beispiel 1, §. 115, ergab sich $\frac{b}{R} = 0{,}23$, $R = 520^{mm}$, $b = 120^{mm}$. *Hier würden wir also nach (140) fünf Speichen anwenden, welche eine Höhe* $h = 0{,}53\,b = 0{,}53 \,.\, 120 = 64^{mm}$ *in der Rollenmitte erhielten.*

Verzeichnung der Speichenprofile. a. Gerade Speichen, Fig. 187. Ziehe den Durchmesser EOC, mache $ab = cC = Cd = {}^2/_3\,h$ und ziehe die Geraden ac und bd, so liefern diese links und rechts von OE die Speichenbegrenzungen, welche an Kranz und Nabe weich überzuführen sind. b. Einfach gebogene Speichen, Fig. 188. C sei gefunden, wie oben angegeben wurde, so ziehe man die Gerade

Fig. 187.

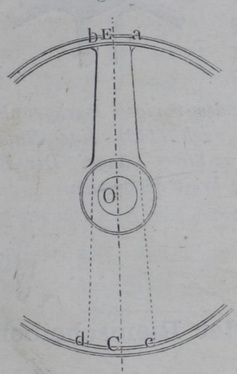
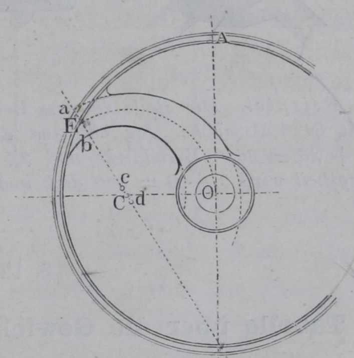


Fig. 188.



ad, mache $aE = Eb = \frac{h}{3}$, und $Cc = Cd = \frac{h}{6}$, so ist c der Mittelpunkt und cb der Halbmesser für die innere Speichenbegrenzung, während d der Mittelpunkt und da der Halbmesser für die äussere Begrenzung der Speiche ist.

§. 120.

Die Nabe der Riemscheibe.

Die Rollen-Nabe wird cylindrisch und mit weicher Ineinanderführung der Speichenansätze ausgeführt. Man nehme für die Nabenwanddicke:

$$w = 10 + 0{,}4\,h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (142)$$

und die Nabenlänge L nicht unter $2{,}5\,w$; doch wird dieses Maass häufig der Bequemlichkeit halber bis auf $B = {}^5\!/_4\, b$ erhöht. Der Befestigungskeil erhält die mittlere Dicke $3 + \frac{w}{6}$ und zur Breite das Doppelte dieses Maasses.

Fig. 189.

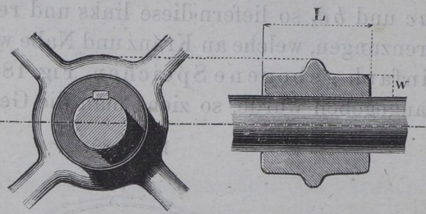
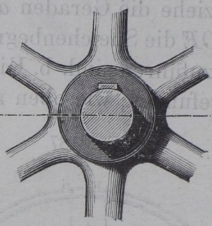


Fig. 190.



Beispiel. Die Rolle in dem Beispiel des vorigen Paragraphen erhielt 64^{mm} Armhöhe. Sie bekommt daher nach (142) eine Nabe von $10 + 26 = 36^{mm}$ Wanddicke und $2{,}5 \,.\, 36 = 80^{mm}$ Länge. Der Befestigungskeil wird $3 + 6 = 9^{mm}$ dick und 18^{mm} breit genommen.

§. 121.

Tabelle über die Gewichte der Riemscheiben.

Die Gewichte der Rollen lassen sich nur annähernd allgemein vorausberechnen, da die Nabenhöhlung von der Welle abhängt, auch die Freiheit in der Wahl gerader oder gebogener Speichen kleine Unterschiede bei sonst gleichgrossen Rollen hervorruft. Im Durchschnitt wird das Gewicht G einer nach den obigen Regeln entworfenen Riemscheibe gut ausgedrückt durch die Formel:

$$G = \left[4{,}73\ \frac{R}{b} + 0{,}44\left(\frac{R}{b}\right)^2 + 0{,}09\left(\frac{R}{b}\right)^3\right] b^3 \quad . \quad . \quad (143)$$

wobei R und b in Decimetern einzusetzen sind. Nach dieser Formel ist die folgende Tabelle berechnet.

$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$
1	5,26	2,5	15,98	5,0	45,90	8,25	119,51
1,1	5,86	2,6	16,85	5,2	49,15	8,70	129,47
1,2	6,47	2,7	17,75	5,4	52,54	8,75	135,37
1,3	7,09	2,8	18,67	5,6	56,09	9,00	143,82
1,4	7,73	2,9	19,61	5,8	59,80	9,25	152,63
1,5	8,39	3,0	20,58	6,0	63,66	9,50	161,82
1,6	9,06	3,2	22,59	6,2	97,69	9,75	171,36
1,7	9,75	3,4	24,71	6,4	71,88	10,00	181,30
1,8	10,46	3,6	26,92	6,6	76,26	10,25	191,63
1,9	11,19	3,8	29,27	6,8	80,81	10,50	202,63
2,0	12,66	4,0	31,72	7,0	85,54	11,0	225,06
2,1	12,71	4,2	34,30	7,25	91,72	11,5	249,46
2,2	13,49	4,4	37,00	7,50	98,19	12,0	275,64
2,3	14,30	4,6	39,83	7,75	104,98	12,5	298,93
2,4	15,13	4,8	42,79	8,00	112,08	13,0	333,58

Beispiel. Für die grössere Rolle aus Beispiel 1, §. 115 fand sich $\frac{R}{b} = \frac{520}{120} = 4{,}33$, *und* $b = 120^{mm} = 1{,}2$ *Decimeter. Nach Spalte 4, Zeile 12 bis 13 wird daher das ungefähre Gewicht der Riemscheibe* $G = \frac{34{,}30 + 37{,}00}{2} \,.\, 1{,}2^3 = 1{,}728 \,.\, 35{,}56 = 61{,}45^k$. *Die kleinere Rolle erhielt* 260^{mm} *Durchmesser; mithin ist für dieselbe* $\frac{R}{b} = \frac{260}{120} = 2{,}17$, *und ihr Gewicht nach Spalte 2, Zeile 12 bis 13:*

$$G = \frac{12{,}71 + 13{,}49}{2} \cdot 1{,}2^3 = 13{,}1 \cdot 1{,}728 = 22{,}64^k.$$