

dagegen $\frac{K'}{\sigma_i} = \frac{3500}{893} = 3,92$ fache Sicherheit gegen Erreichen der Fließgrenze, wenn die größte Dehnung und $\frac{K''}{\tau_i} = \frac{1750}{450} = 3,89$ fache Sicherheit aufweisen, wenn die größte Schubspannung als maßgebend betrachtet wird.

Abb. 146 bis 148 zeigt die konstruktive Durchbildung der Laufkatze mit Stirnrädern, Abb. 2005 bis 2007 diejenige mit Schneckenantrieb. Neben der völlig anderen Anordnung der Teile, dadurch bedingt, daß die Schneckenachse senkrecht zur Trommelachse liegen muß, ist die größere Zahl der Einzelteile beim Stirnräderantrieb hervorzuheben, indem zwischen den Motor und die Trommel drei Wellen mit sechs Einzellagern und drei Zahnradpaare geschaltet sind. Beim Schneckenantrieb ist dagegen außer der Schnecke mit zwei Trag- und einem Stützlager nur eine weitere Welle mit drei Lagern und ein weiteres Stirnradpaar nötig. Fünf der Lager sind am Schneckengehäuse vereinigt. Außerdem führt der Stirnradantrieb zu etwas größerer Baulänge der Katze und niedrigerer Lage des Hakengeschirres.

Sechszwanzigster Abschnitt.

Riemen-, Stahlband- und Seiltriebe.

An Riemen-, Stahlband- und Seiltrieben werden die von der treibenden Scheibe, Abb. 2008, durch Reibung an das ziehende oder straffe Trum abgebenen Kräfte von diesem durch Reibung auf die getriebene Scheibe übertragen, während das gezogene oder lose Trum ständig unter geringerer Spannung zur getriebenen Scheibe zurückläuft. Die genannten Triebe kommen vor allem bei größeren Abständen der Wellen, zwischen denen die Übertragung stattfinden soll, zur Anwendung. Als Treibmittel dienen bei den ersten beiden Arten bandförmige: Leder- und Textilriemen einerseits, Stahlbänder andererseits, bei den Seiltrieben

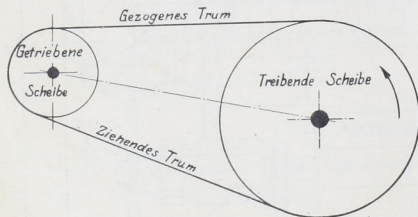


Abb. 2008. Riemen- oder Seiltrieb.

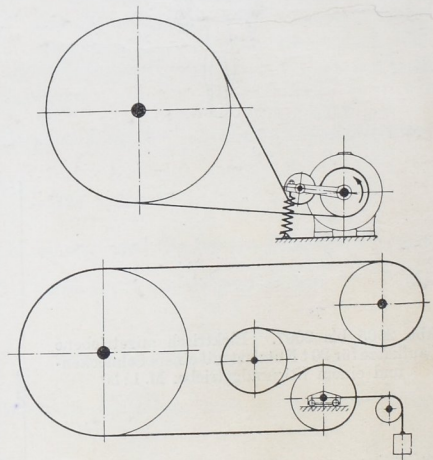


Abb. 2009 und 2010. Riemen- oder Seiltriebe mit Spannrollen.

fadenförmige: ein oder mehrere nebeneinander laufende Hanf-, Baumwoll- oder Drahtseile. Um die nötige Reibung zu erzeugen, muß das Treibmittel in genügendem Maße an den Scheibenumfängen angepreßt werden. Dazu benutzt man:

1. die Spannkraft, die das Eigengewicht des Übertragungsmittels bei größerem Achsabstande und bei wagrechter oder annähernd wagrechter Lage erzeugt,
2. die natürliche Elastizität der Treibmittel, die man unter Vorspannung auf die Scheiben auflegt,

3. künstliche Belastung mit Hilfe von Spannrollen nach Abb. 2009 oder 2010,

4. bei Riemen manchmal besondere Druckrollen an den Enden der Umschlingungswinkel, Abb. 2011. Dabei müssen durchweg gleichstarke Riemen und genau rund laufende Scheiben vorausgesetzt werden, weil sonst bei größeren Geschwindigkeiten unzulässige Erschütterungen auftreten.

In allen vier Fällen entstehen mehr oder minder beträchtliche Achsdrücke, die besonders im zweiten Falle bei Temperatur- und Feuchtigkeitswechseln oft starken Schwankungen unterliegen und die durch geeignete Lagerung der Wellen sorgfältig aufgenommen werden müssen.

Neben dem Maße der Anpressung sind von Bedeutung: die Reibungszahl zwischen Scheibe und Übertragungsmittel, die Elastizität des letzteren und die Umfangsgeschwindigkeit, aber auch die Lage des Triebes, die Scheibendurchmesser und die Winkel, unter denen die Scheiben umspannt werden.

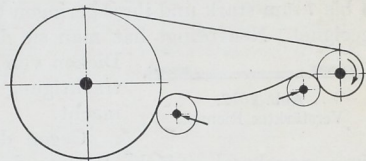


Abb. 2011. Riementrieb mit Druckrollen.

I. Riementriebe.

A. Die Arten der Riemen.

1. Lederriemen.

Zu Ledertreibriemen in Räumen mit mäßigen Wärmegraden und gewöhnlichem Feuchtigkeitsgehalt der Luft ist grubengares Rindleder von jungen Tieren, insbesondere von Ochsen, wegen seiner Elastizität und großen Dauerhaftigkeit am geeignetsten. Für feuchte Räume muß es mit besonderen Schutzmitteln getränkt werden. Chromleder ist gegen Wärme und Feuchtigkeit sowie Säuren und Alkalien widerstandsfähiger und außerdem geschmeidiger, so daß es deshalb vorwiegend in heißen und feuchten Räumen und auf sehr kleinen Scheiben benutzt wird.

Wie auf S. 130 gezeigt, sind die Festigkeits- und Dehnungsverhältnisse sowie die Stärke an den einzelnen Stellen einer gegerbten Haut sehr verschieden. Hoch beanspruchte, raschlaufende Riemen stellt man aus dem beiderseits der Rückenlinie liegenden Rückenstück, aus Kernleder her. Flankenriemen krümmen sich infolge der verschiedenen Elastizität an den beiden Rändern, eine Eigenschaft, die man bei schmalen geraden Riemen durch abwechselndes Aneinanderlegen von Stücken der rechten und linken Seite oder an Doppelriemen durch Aufeinanderleimen zweier Schichten mehr oder weniger unschädlich macht, bei geschränkten sogar ausnutzen kann. Die Teile zu guten Riemen werden sorgfältig ausgesucht, etwas breiter als dem fertigen Zustand entspricht, zugeschnitten, naß unter etwa 120 bis 150 kg/cm² Belastung gestreckt, eingefettet und getrocknet. Nach dem Entspannen bringt man die Streifen auf Maß, schärft sie an den Enden durch schräge Schnittflächen von 15 bis 20 cm Länge zu und leimt sie so zusammen, daß Stücke gleicher Dehnungsverhältnisse, also von derselben Stelle der Haut übereinanderliegen. Als Klebstoff dient guter, mit etwas Terpentin und Essig in kaltem Wasser eingeweichter und unter Erwärmen aufgelöster Tafelleim, den man auf die aufgerauhten, angewärmten Enden streicht und unter starkem Zusammenpressen trocknen läßt. Für Riemen in feuchten Räumen benutzt man eine Auflösung von Zelluloid in Eisessig oder Azeton. Meist werden die Stoßstellen noch vernäht und die dazu verwandten schmalen Riemen in die Oberfläche eingewalzt. Schließlich läßt man die fertigen, an den Enden vorläufig zusammengenähten Riemen auf Einlaufmaschinen mehrere Stunden lang unter allmählicher Steigerung der Belastung bis über die spätere Gebrauchsspannung hinaus laufen, damit sie die entsprechende bleibende Dehnung annehmen und sich im Betriebe möglichst wenig nachstrecken. Immerhin müssen neue Riemen, weil sie sich bei längerem Liegen wieder zusammengezogen

haben, beim Aufbringen auf feste Scheiben unter Kürzung ihrer Gesamtlänge um etwa 1% bei größeren, um 1,5 bis 2% bei kleineren Riemen aufgelegt werden, um ein baldiges Nachspannen zu vermeiden. Die auf die beschriebene Weise hergestellten einfachen Riemen können Breiten bis zu 500 und 600, ausnahmsweise bis zu 1000 mm haben, sind 4 bis 7 mm stark und ihres geringen Gewichts halber besonders für rasch laufende Triebe geeignet. Neuerdings hat man sie durch schwächere Gerbung und starkes Walzen auf

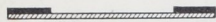


Abb. 2012.
Verstärkter Riemen.

Dicken von 3 bis 5 mm gebracht und so ohne erhebliche Beeinträchtigung ihrer Gesamtfestigkeit noch wesentlich leichter gemacht.

Gegen das Einreißen und Schlagen der Ränder verstärkt man manchmal einfache Riemen durch Aufnähen von zwei Streifen von je $\frac{1}{5}$ der Gesamtbreite, Abb. 2012, muß dabei freilich die vermehrte Fliehkraft in Kauf nehmen, ohne die Festigkeit wesentlich zu erhöhen.

Doppelriemen setzen sich aus zwei Lagen mit der Fleischseite aufeinander geleimter und gegenseitig versetzter, der Länge nach mehrfach vernähter Bahnen zusammen und haben Stärken von 10 bis 15 mm. Sie können in beliebigen Breiten hergestellt werden: in Betrieben laufen 1800 mm breite, für Ausstellungszwecke sind sogar schon solche von 3200 mm ausgeführt worden. Ihre Zugfestigkeit beträgt nach Rudeloff infolge der unvermeidlichen Verschiedenheiten der Dehnungsverhältnisse der Teile nur

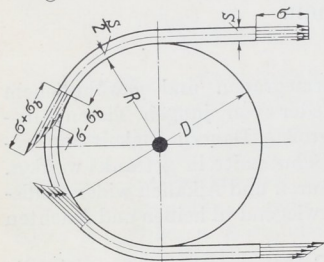


Abb. 2013. Biegebeanspruchung des Riemens.

etwa das 0,79 bis 0,84fache von derjenigen, die nach der Summe der Festigkeiten der Einzelriemen zu erwarten wäre. Unvorteilhaft ist auch die mit der Riemenstärke wachsende Steifigkeit und Biegebeanspruchung beim Laufen über die Riemenscheiben. Um sie niedrig zu halten, sind reichliche Scheibendurchmesser geboten. Nimmt man nach Abb. 2013 oben an, daß die mittlere Faser eines Riemens von der Stärke s beim Laufen über eine Scheibe vom Halbmesser R oder Durchmesser D dieselbe Länge l , wie beim geraden Lauf behält, so werden die äußeren Fasern verlängert, die inneren verkürzt. Die Verlängerung λ , die die ersten erfahren, ergibt sich bei halber Umschlingung der

Scheiben aus dem Unterschied der halben Kreisumfänge an der Außenfläche und in der Mitte des Riemens:

$$\lambda = \pi \left(R + s \right) - \pi \left(R + \frac{s}{2} \right) = \frac{\pi s}{2}.$$

Daraus folgt die Dehnung:

$$\varepsilon = \frac{\lambda}{l} = \frac{\pi s}{2\pi \left(R + \frac{s}{2} \right)} \approx \frac{s}{2R} = \frac{s}{D}$$

und bei einer Dehnungszahl α die Biegespannung in den äußeren Fasern:

$$\sigma_b = \frac{\varepsilon}{\alpha} = \frac{s}{\alpha \cdot D}. \quad (641)$$

Sie ist unabhängig vom Umspannungswinkel, wächst bei gegebenem Scheibendurchmesser verhältnismäßig der Riemenstärke s und tritt zu der im geraden Trum vorhandenen Zugspannung σ . Allerdings wird sich die Summe $\sigma + \sigma_b$ nicht ganz in der rechnermäßigen Höhe ausbilden, weil sich die äußeren Fasern bei wiederholtem Lauf über die Scheiben stärker dehnen, als die inneren. Infolgedessen stellt sich auch auf den geraden Strecken des Riemenlaufs keine gleichmäßige Verteilung der Spannungen im ganzen Querschnitt ein; in den äußeren Fasern entstehen vielmehr kleinere Zugspannungen als in den inneren. Tritt die Biegespannung hinzu, so fällt die höchste Beanspruchung immerhin niedriger

aus als bei gleichmäßiger Verteilung im geraden Trum, wie der untere Teil der Abb. 2013 zeigt. Daß aber die zusätzliche Spannung durch die Biegung unter sonst gleichen Umständen der Riemendicke verhältnismäßig steigt, bleibt bestehen.

Der Hauptvorteil der Doppelriemen ist ihre gleichmäßige Stärke, weil die verschiedenen Dicken des einfachen Leders beim Zusammenleimen gegenseitig ausgeglichen werden können. Einfachen Riemen über 600 mm Breite sind deshalb entsprechende Doppelriemen vorzuziehen, wenn der Scheibendurchmesser mindestens 1,5 m beträgt. Sie

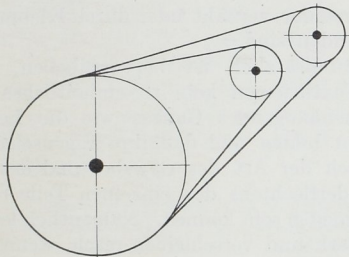


Abb. 2014. Zwei Riemen übereinander laufend.

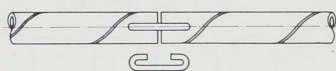


Abb. 2015. Rundriemen.

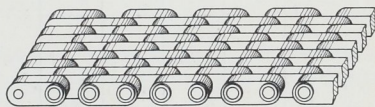


Abb. 2016. Gliederriemen.

sind notwendig bei großen Leistungen, vorteilhaft auch bei stark wechselnden Kräften.

Für schwere und stoßweise arbeitende Betriebe findet man drei- und vierfache Riemen; einige Beispiele aus Walzwerken sind in Zusammenstellung 158, S. 1194, angeführt.

Zur Verringerung der Spannungen läßt man manchmal zwei einfache Riemen aufeinander gelegt laufen, ist dabei freilich auf deren geringere Breite angewiesen. C. Heucken & Co., Aachen, benutzt mehrere Riemen übereinander, um die Leistung einer Hauptwelle auf die in derselben Ebene liegenden Scheiben, Abb. 2014, zu verteilen.

Besondere Formen der Lederriemen sind die Rund-, Glieder- und Keilriemen. Rundriemen werden entweder als Streifen von 2 bis 10 mm Durchmesser unmittelbar ausgeschnitten und mit schrägen Fugen zusammengeleimt oder aus schmalen Bändern schraubenförmig zu Riemen von 3 bis 16 mm Durchmesser, Abb. 2015, zusammengewunden oder aus dünnen Streifen von größerer Dicke zusammengeflochten. Verwendung finden sie auf Rillen- und Schnurscheiben leichter Werkzeugmaschinen usw.

Gliederriemen bestehen nach Abb. 2016 nach Art einer Gelenkkette aus kurzen Lederlaschen, die auf Drähte aufgereiht und durch Endscheiben unter Vernietung der Drahtenden zusammengehalten werden. Sie sind schmiegsam und leicht beweglich, eignen sich für Scheiben kleinen Durchmessers, sind aber wesentlich teurer und etwa viermal so schwer wie einfache Riemen gleicher Breite, so daß sie nur bei mäßigen Geschwindigkeiten angewendet werden können.

Keilriemen, Abb. 2017, setzen sich aus mehreren Lagen von Riemenstreifen zusammen, die mit einander vernäht, vernietet oder durch Klammern verbunden sind und haben trapezförmigen Querschnitt, entsprechend der keilförmigen Rille, in der sie laufen sollen. Dadurch, daß sie nur an den schrägen Flächen anliegen, tritt neben der Reibung eine Klemmwirkung auf, die die Übertragungsfähigkeit erhöht, aber auch größeren Verschleiß bedingt, weil der dicke Querschnitt beim Laufen über Scheiben von kleinem Durchmesser hohe Beanspruchungen erfährt und weil die Riemenfasern beim Auf- und Abfließen stark gescheuert werden. Keilriemen eignen sich nur zur Übertragung mäßiger Kräfte.

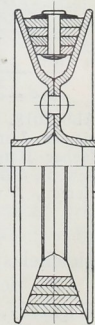


Abb. 2017. Keilriemen.

2. Textilriemen.

Textil- oder Kunstriemen trennt man nach der Art der Rohstoffe in Haar-, Baumwoll-, Gummi-, Balata- und Hanfriemen. Die während des Krieges benutzten Ersatzstoffe, wie Papier, Zell- und Mischstoffe, Draht usw., die einzeln oder in verschiedenster Weise verbunden, gebraucht wurden, werden heute für Treibriemen kaum noch verwandt.

In bezug auf den inneren Aufbau unterscheidet man im ganzen gewebte und aus einem oder mehreren Tuchstreifen zusammengefaltete Riemen, deren Schichten miteinander vernäht oder durch Klebstoffe verbunden sind.

Grundsätzlich ist hervorzuheben, daß die Textilriemen kein so einheitliches zusammenhängendes Ganzes wie die Lederriemen bilden und daß ihre Eigenschaften je nach der Art des Gewebes und des Ineinanderflechtens der einzelnen Teile recht verschieden sein können. Namentlich leiden sie stark und verschleiß rasch, wenn erst einzelne an der Oberfläche liegende Teile zerstört worden sind. Besonders empfindlich sind sie gegen das Anlaufen an Riemen-gabeln und Bordscheiben, das ihre Ränder rasch ausfransen läßt, so daß sie auf Leer- und Festscheiben, auf denen sie häufig verschoben werden müssen, wenig zu empfehlen sind. Mindestens sollen die Gabeln mit sehr leicht laufenden Führungsrollen versehen sein. Auch die Reibungs- und Haftverhältnisse sind des lockeren Gewebes, bei Balatriemen der Neigung des Loslösens der Gummischicht wegen, weniger günstig.

Aus all den Gründen ist die Belastungsfähigkeit der Textilriemen trotz vielfach höherer Festigkeit nicht so groß wie bei Lederriemen. Auch gegen Öl sind sie meist noch empfindlicher als Leder. Als Vorteil ist neben dem meist geringeren Preis hervorzuheben, daß die Textilriemen durchweg

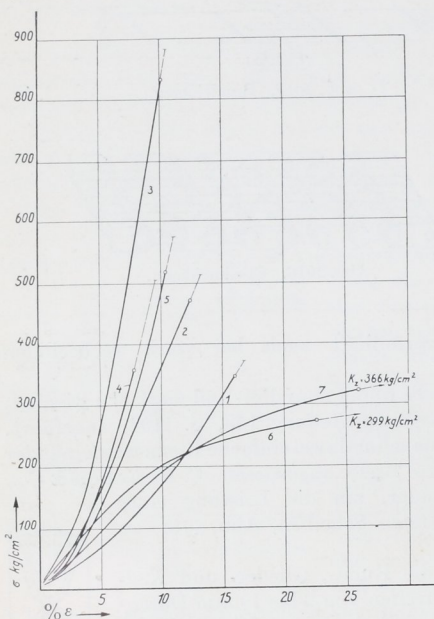


Abb. 2018. Spannungs-Dehnungslinien von Textilriemen. 1 und 2 vierfacher Baumwollriemen, 3 sechsfacher Hanftuchriemen, 4 doppelter Hanfriemen, gewebt, 5 Balatriemen, vierfach, 6 gewebter Haarriemen, 7 vierfacher Kamelhauttuchriemen. Vgl. Zusammenstellung 157.

gleichelastisch und gleichstark, manche Sorten auch endlos hergestellt werden können.

Zu den als Hauptantriebsriemen gern benutzten Haarriemen werden Garne aus Kamel-, Alpaka- und Angoraziegenhaar verwandt. Sie zeichnen sich durch große Elastizität aus, vgl. die Spannungsdehnungslinien Nr. 6 und 7 der Abb. 2018 und sind deshalb für stoßweisen Betrieb besonders vorteilhaft. Die Dehnungszahl nimmt zunächst mit steigender Belastung ab, dann wieder zu. Gegen Staub, hohe Wärmegrade und Witterungseinflüsse sind Kamelhaarriemen weniger empfindlich als Lederriemen; auch können sie widerstandsfähig gegen Laugen und Säuren gemacht werden.

Baumwollriemen, gewöhnlich 5 bis 10 mm dick, aber auch wesentlich stärker ausgeführt, werden zum Schutz gegen Feuchtigkeit mit Fett getränkt und eignen sich für Betriebe in feuchten und warmen Räumen und selbst für solche im Freien. Wegen ihrer Billigkeit werden sie auch in Fällen, in denen rascher Verschleiß unvermeidlich ist, sowie zu den den Treibriemen verwandten Förderbändern viel benutzt. Die Festigkeits- und Dehnungsverhältnisse sind günstig; die Dehnungslinie zeigt, ähnlich wie bei Leder, einen mit zunehmender Spannung steileren Verlauf, Abb. 2018, Nr. 1 und 2; die Elastizi-

tungen abgesehen wird, — ferner geringste Masse, gleiche Festigkeit, wie im freien Riemen, gleichmäßige und ununterbrochene Lauffläche, sowie rasche Wiederherstellung der Verbindung nach dem Lösen oder Kürzen des Riemens. Schlösser mit größerer Masse schlagen beim Auflaufen auf die Scheiben und rufen durch ihre Fliehkraft Nebenbeanspruchungen hervor, die bei schnellem Lauf sorgfältig beachtet werden müssen. Innen vorstehende Teile von Riemenverbindungen bedingen plötzliche, stoßähnliche Belastungen und sehr ungünstig wirkende Verlängerungen des Riemens. Selbst Nähriemen sollten aus dem Grunde in die Oberfläche eingedrückt oder eingewalzt werden, auch in Rücksicht darauf, daß die ungleiche Oberfläche die Haftfähigkeit an den Nähstellen stark herabsetzt.

Die Verbindung kann bei nachträglicher Erzeugung der Vorspannung im Falle von Trieben nach Abb. 2009 und 2010 sowie an schmalen Riemen bis zu etwa 100 mm Breite

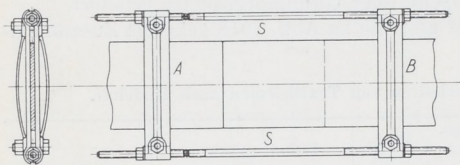


Abb. 2020. Riemenspanner.

vor dem Auflegen hergestellt werden, wenn sich der Riemen von der Seite her aufschieben läßt. Bei breiteren muß die Spannung über den Scheiben selbst hergestellt werden. Dazu verwendet man Spannvorrichtungen nach Abb. 2020, mit denen die Enden zwischen den Backen *A* und *B* senkrecht zur Mittellinie fest eingeklemmt, durch die Schrauben *S* zusammengezogen werden und der Riemen unter wiederholtem Wuchten in dem gewünschten Maße gleichmäßig vorgespannt wird. Die Vorspannung beurteilen erfahrene Monteure nach dem Gefühl; rechnerisch läßt sich die zu erzeugende Dehnung ε oder die nötige Verlängerung λ bei bekannter Dehnungszahl α des Riemens aus:

$$\varepsilon = \sigma \cdot \alpha$$

und

$$\lambda = \varepsilon \cdot l = \sigma \cdot l \cdot \alpha$$

bestimmen. Um einen Begriff über das beim Auflegen nötige Recken zu geben, sei beispielweise berechnet, um wieviel ein gut vorgestreckter Riemen von $s = 6$ mm Stärke, $b = 150$ mm Breite und $l = 12$ m Länge bei $\alpha = \frac{1}{2250}$ cm²/kg gedehnt werden muß, der mit einer Vorspannung gleich der 1,5fachen Nutzkraft $k_n = 12$ kg/cm Breite aufgelegt werden soll.

Die zu übertragende Kraft $U = b \cdot k_n = 15 \cdot 12 = 180$ kg bedingt eine Zugspannung

$\sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{180}{15 \cdot 0,6} = 20$ kg/cm². Unter 1,5facher Spannung beim Aufbringen des Riemens wird die Dehnung:

$$\varepsilon = 1,5 \sigma_n \cdot \alpha = \frac{1,5 \cdot 20}{2250} = 0,0133$$

oder 1,33%. Der Riemen muß demnach um:

$$\lambda = \varepsilon \cdot l = 0,0133 \cdot 1200 = 16 \text{ cm}$$

gereckt werden.

Den ungespannten Zustand des Riemenstücks zwischen den Backen der Spannvorrichtung, Abb. 2020, wird man durch einen Zuschlag berücksichtigen und die Riemen tatsächlich um etwa 1,4% oder um 17 cm dehnen. Die so ermittelten Maße müssen auch bei der Bestimmung der wirklichen Länge stumpf zu stoßender Riemen berechnet werden.

Mittels der neuerdings von L. Loewe und Co., Berlin, ausgebildeten Spannwaage, D. R. G. M. 894903, ist man in der Lage, die Kraft, unter der der Riemen beim Verbinden steht, an einer Federwaage abzulesen und auf diese Weise eine bestimmte Vorspannkraft einzustellen. Die Vorrichtung gestattet auch, an bereits aufgezogenen Riemen

die bestehende Spannkraft zu messen, indem sie an einer beliebigen Stelle aufgesetzt und bis zur völligen Entlastung des Riemenstücks zwischen den Klemmbacken angezogen wird.

Für Lederriemen ist das Leimen die beste Verbindung, da es der Stoßstelle dieselbe Stärke zu geben gestattet wie dem übrigen Riemen und diesen dadurch zu einem einheitlichen Ganzen und besonders für hohe Geschwindigkeiten geeignet macht. Die Riemenenden werden auf einer Länge gleich der 20 bis 25fachen Dicke sorgfältig zugeschärft, angewärmt, nach dem Auftragen des Leims zusammengepreßt und getrocknet. Auch Haar- und Balatarriemen lassen sich auf ähnliche Weise verbinden, Gummiriemen zusammenvulkanisieren. Die Überlappungslänge ist bei der Bestellung des Riemens der Konstruktionslänge zuzuzählen. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß der Stoß mit den Leimstellen im übrigen Riemen gleichgerichtet ist und die Scheiben in Richtung

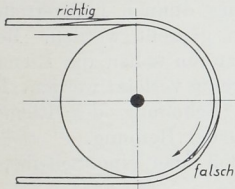


Abb. 221. Auflaufrichtung der Leimstelle.

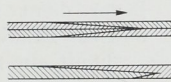


Abb. 222. Leimstelle für Spannrollenriemen.

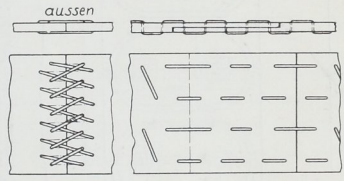


Abb. 223 und 224. Stumpfer Stoß und Überblattung an Textilriemen.

des Pfeils, Abb. 221, anläuft, weil sonst die Enden leicht aufblättern und zusammenrollen, die Fuge aber leidet. An Doppelriemen, die beiderseits über Rollen oder Scheiben laufen, wie im Falle der Abb. 2009, ist die Verbindung nach Abb. 222 oben zu empfehlen, bei der die äußere Lage die entgegengesetzte Zuschärfung wie die innere erhält. An einfachen Lenixriemen führt E. Luckhaus die darunter dargestellte Verbindung aus. Der Gefahr, daß sich geleimte Stoßstellen in feuchten Betrieben lösen können, muß durch geeigneten Leim oder Nähen begegnet werden.

Das Nähen der Riemen geschieht ebenfalls am besten unter Abschrägen der zu verbindenden Enden. Stumpfe Stöße nach Abb. 223 haben wesentlich geringere Festigkeit; die Nähriemen erleiden ungünstige Beanspruchungen beim Laufen über die Scheiben. Für Doppelriemen oder aus mehreren Lagen bestehende Kunstriemen ist die Überblattung unter gleichzeitigem Leimen, Vernähen oder Verklammern, Abb. 224, zu empfehlen. Stets sollen die Nähriemen auf der Laufseite parallel zur Mittellinie liegen.

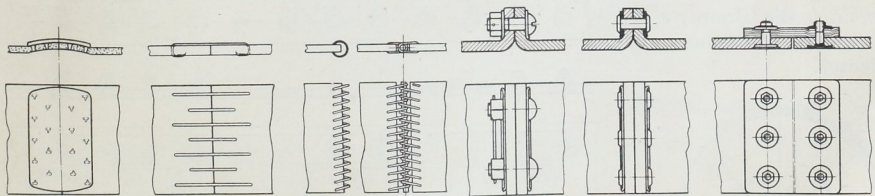


Abb. 225. Riemenkralle.

Abb. 226. Riemenklammern.

Abb. 227. Verbindung durch Drahtspiralen.

Abb. 228 und 229. Verbindungen unter Umbiegen der Enden.

Abb. 230. Laschenverbindung.

Für untergeordnete und leichte Antriebe benutzt man leicht und rasch her- und nachstellbare Verbindungen mittels Riemenkralle aus schmiedbarem Guß, Abb. 225, deren Spitzen auf der Innenseite umgeschlagen werden oder Klammern, Abb. 226, oder Drahtspiralen, Abb. 227, die durch eine Reihe von Löchern am Ende des Riemen gezogen, flach geschlagen und durch Hindurchstecken eines Drahtes oder eines Rohhautstäbchens verbunden werden.

Schwierig ist, leicht lösbare Schösser für Textilriemen zu finden. Das Umbiegen und Verschrauben oder Vernieten der Enden nach Abb. 2028 und 2029 und das Aufsetzen von Laschen, Abb. 2030, führen zu bedeutenden Massen und ungünstigen Beanspruchungen der Teile beim Abbiegen auf den Scheiben und sind deshalb höchstens für mäßige

Geschwindigkeiten brauchbar. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Schrauben- oder Nietköpfe auf der Laufseite in Rücksicht auf die Zerstörung der Riemen beim Aufschlagen auf den Scheiben ganz versenkt sind.

Vielverwendet wird das Jacksonschloß, Abb. 2030 a, aus gewölbten Eisenplatten bestehend, gegen welche die Riemenenden unter Zwischenlegen eines dünnen Lederstreifens mittels Schrauben gepreßt werden. Beim Einziehen der letzteren sollen die Riemenfäden möglichst wenig verletzt werden. Das Leder dient zur Schonung des Riemens und zur Erhöhung der Reibung.

Läuft ein Schloß über eine Scheibe, so wird der durch seine Masse $\frac{G}{g}$ erzeugten Fliehkraft $F = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r}$ nach Abb. 2031 durch zwei

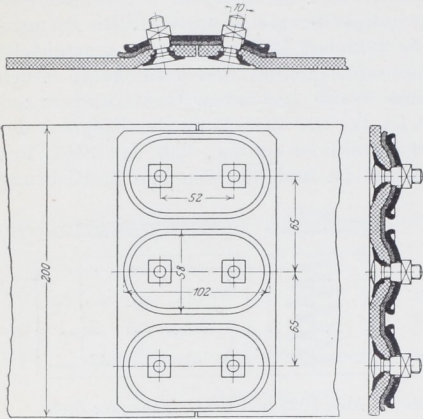


Abb. 2030 a. Jacksonschloß. M. 1 : 5.

Seitenkräfte $\frac{F}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2r \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}$ das Gleichgewicht gehalten, wenn r den Schwerpunkts-

abstand des Schlosses von der Achse und φ den Winkel bedeutet, der der Schloßlänge auf der Scheibe entspricht. Der Riemen, insbesondere aber das auflaufende Trum, kommt dadurch unter eine zusätzliche Spannung:

$$\sigma' = \frac{G \cdot v^2}{2g \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot b \cdot c}, \quad (642)$$

wenn b die Breite, s die Dicke des Riemens bedeutet.

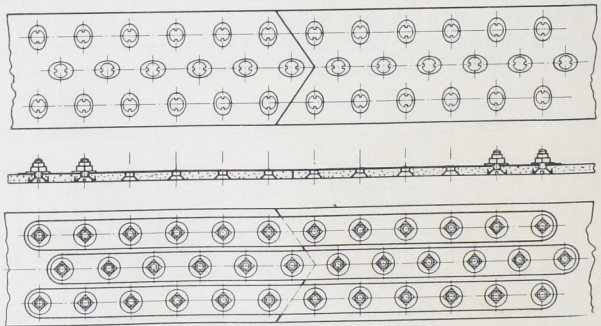
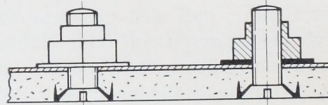
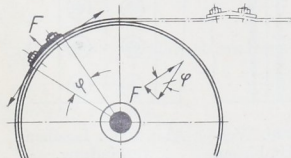


Abb. 2031. Schloß beim Laufen über die Scheibe. Abb. 2032. Schloß für Textilriemen nach Kammerer. (Im Längsschnitt sind die mittleren Schrauben weggelassen.)

Ist das Schloß starr, so pflegt es der Scheibenkrümmung entsprechend hohl ausgebildet zu werden, bedingt dann aber beim Geradestrecken des Riemens bedenkliche Biegespannungen an den Kanten. Mit zunehmendem Winkel φ , wenn sich also die Masse des Schlosses auf eine größere Länge verteilt, wird σ' kleiner, die Abbiegung an einem starren Schloß dagegen stärker und ungünstiger.



Grundsätzliche Abhilfe bringen die von Kammerer vorgeschlagenen und ausgetesteten biegsamen Schlösser aus Stahlbändern, die nach eingehenden Versuchen [XXVI, 7] schließlich die in Abb. 2032 dargestellte Form erhielten. Der Riemen ist des besseren Überganges wegen pfeilförmig gestoßen und durch lange, dünne Stahlbänder geschlossen, die mit den Riemenenden durch zahlreiche leichte Schrauben mit Unterlegscheiben verbunden sind. Das Schloß ist so zu berechnen, daß die Kraft zwischen dem Riemen und den Bändern nur durch die Reibung bei einer Reibungszahl $\mu = 0,25$ und mäßigen Spannungen in den Schrauben übertragen wird. Bei Versuchen, den Leibungsdruck an den Bolzen zum Übertragen der Kräfte heranzuziehen, gaben die Riemen stets in unzulässiger Weise nach.

Die Bänder werden durch die Längskraft P im Riemen auf Zug, beim Laufen über die Scheiben auf Biegung beansprucht und erfahren eine Höchstspannung von:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{i \cdot (b - \delta) \cdot s} + \frac{s_i}{\alpha \cdot D} \text{ kg/cm}^2, \quad (643)$$

wenn b die Breite, s die Stärke der Bänder, δ den Durchmesser der Löcher für die Schrauben, D den Scheibendurchmesser, sämtlich in Zentimetern, i die Zahl der verwandten Bänder bedeutet. Durch Nullsetzen des nach s genommenen Differentialquotienten der Gleichung findet man, daß σ den kleinsten Wert annimmt, wenn $\sigma_z = \sigma_b$ ist. Daraus folgt als günstigste Bandstärke:

$$s = \sqrt{\frac{P \cdot D \cdot \alpha}{i \cdot (b - \delta)}}. \quad (644)$$

Auch die Erfahrungen an Stahlbandtrieben, wo sich $s = \frac{D}{1650}$ und Höchstspannungen von etwa 2800 kg/cm^2 finden, dürften benutzt werden können.

Das Schloß, Abb. 2032, hat sich bei $P = 825 \text{ kg}$ Belastung und 35 m/sek Geschwindigkeit auf Scheiben von 1250 mm Durchmesser gut bewährt. Die Beanspruchung in den 18 Stück $3/8''$ -Schrauben errechnet sich aus:

$$\frac{U}{\mu} = \frac{825}{0,25} = 3300 \text{ kg},$$

$$\sigma_z = \frac{3300}{18 f_1} = \frac{3300}{18 \cdot 0,441} = 416 \text{ kg/cm}^2$$

im Kernquerschnitt. Die Bänder werden durch die Belastung P mit:

$$\sigma_z = \frac{P}{f} = \frac{825}{3(4-1)0,1} = 917 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug, beim Laufen über die Scheiben mit:

$$\sigma_b = \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{0,1 \cdot 2200000}{125} = 1760 \text{ kg/cm}^2$$

auf Biegung beansprucht, so daß die Höchstspannung $917 + 1760 = 2677 \text{ kg/cm}^2$ ist.

Nach Formel (644) würde der günstigste Wert für die Bandstärke:

$$s = \sqrt{\frac{P \cdot D \cdot \alpha}{i \cdot (b - \delta)}} = \sqrt{\frac{825 \cdot 125}{3(4-1) \cdot 2200000}} = 0,0722 \text{ cm oder } \approx 0,75 \text{ mm}$$

sein und:

$$\sigma = 2 \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{2 \cdot 0,075 \cdot 2200000}{125} = 2640 \text{ kg/cm}^2$$

werden.

Rundriemen schließt man mittels einer Drahtöse, Abb. 2015, die das rasche Lösen und Nachspannen durch Weiterzusammendrehen des Riemens gestattet. Keilriemen werden mit schrägen Fugen verleimt, überlappt verschraubt oder durch Kupferniete verbunden.

C. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Riemetrieben.

1. Grundlagen und Mittel zur Erzeugung der Spannung im ruhenden Riemen.

Die beim Laufen eines Riemens auftretenden Erscheinungen und Vorgänge sind, so einfach, äußerlich betrachtet, ein Riemetrieb aussieht, doch ziemlich verwickelt und waren bis vor kurzem trotz vieler theoretischer Untersuchungen und praktischer Versuche wenig geklärt. Auch heute fehlen noch die Grundlagen zur sicheren Beurteilung mancher Einzelheiten.

Die Kraftübertragung findet durch die Reibung zwischen Scheibe und Riemen, also an der Riemenoberfläche statt. Deshalb bezieht man die Kräfte zu Vergleichszwecken auf einen 1 cm breiten Streifen, den man sich aus dem Riemen herausgeschnitten denkt. Die im Riemenquerschnitt entstehenden Zugspannungen σ sind für die eigentliche Kraftübertragung von geringerer Bedeutung. Unzutreffenderweise bezeichnet man aber im Schrifttum auch die auf den erwähnten 1 cm breiten Streifen bezogenen Kräfte mit „Spannungen“, und spricht von „Achs-, Nutz-, Fliehspannung“ in kg/cm. Im folgenden werden, um Irrtümern vorzubeugen, dafür die ausführlichen Ausdrücke, wie „Achsdruck, Nutz- und Fliehkraft auf 1 cm Riemenbreite“ gebraucht und ihre Größe mit c_a , c_n , c_f bezeichnet, im Gegensatz zu den im Riemenquerschnitt entstehenden Spannungen σ_a , σ_n , σ_f . Zwischen beiden gelten, da der Querschnitt eines 1 cm breiten Streifens von s cm Stärke $s \cdot 1$ cm ist, die Beziehungen:

$$\sigma_a = \frac{c_a}{s}, \quad \sigma_n = \frac{c_n}{s}, \quad \sigma_f = \frac{c_f}{s}. \quad (645)$$

Bei der Riemenberechnung werde die jeweils angenommene, also als gegeben zu betrachtende Belastungszahl oder „Nutzkraft auf 1 cm Breite“ mit k_n in kg/cm bezeichnet.

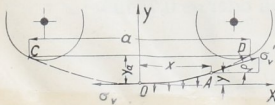
An einem stillstehenden Riemetriebe gleichen sich die Kräfte aus, so daß der Achsdruck A_v im Fall gleich großer Scheibendurchmesser, Abb. 2033 oben, im ganzen Riemen, also in beiden Trümmern, Spannkkräfte

von je $S_v = \frac{A_v}{2}$ oder eine auf 1 cm Riemenbreite bezogene Vorspannkraft $c_v = \frac{A_v}{2b}$ kg/cm und eine Vorspannung $\sigma_v = \frac{c_v}{s} = \frac{A_v}{2b \cdot s}$ kg/cm² erzeugt. Bei verschiedenen Scheibendurchmessern, Abb. 2033 unten, zerfällt A_v nach dem Parallelogramm der Kräfte in zwei Seitenkräfte von der Größe $\frac{A_v}{2 \cos \beta/2}$ sofern β den Winkel bedeutet, den die Seiltrümer einschließen und den man aus $\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2e}$ findet, wenn die Scheibendurchmesser D_1 und D_2 sowie die Mittenentfernung e gegeben sind.

Zunächst sei die Größe, welche die Vorspannung bei den verschiedenen Arten ihrer Erzeugung annimmt, näher untersucht.

1. Erzeugung durch das Eigengewicht des Treibmittels. Zwischen zwei Scheiben hängt ein Riemen oder ein Seil nach einer Ketten- oder Seillinie durch, die bei nicht zu großem Durchhang genügend genau durch eine Parabel ersetzt werden kann. Zur Aufstellung ihrer Gleichung sei die wagrechte Tangente im Scheitel O , Abb. 2034, als Abszissen- und die dazu senkrecht stehende Symmetrielinie als Ordinatenachse gewählt. Denkt man sich ein Stück OA von 1 cm² Querschnitt herausgeschnitten, so wirken an ihm im

Abb. 2033. Kräfte in einem stillstehenden Riemetriebe.



Punkte O die wagrechte Scheitelspannung σ_v , im Punkte A die Spannung σ'_v in Richtung der Tangente unter dem Winkel δ und dazwischen senkrecht nach unten das

Abb. 2034. Zur Ableitung der angenäherten Seillinie.

Eigengewicht des Riemens. Beträgt nun das Einheitsgewicht des verwandten Treibmittels γ kg/dm³, so wiegt das Stück OA , unter der Annahme, daß der Bogen OA genügend genau durch die Abszisse x ersetzt werden kann, $\frac{\gamma \cdot x \cdot 1}{1000}$ kg, wenn x in cm eingeführt wird. (Die Zahl 1000 im Nenner ergibt sich aus den benutzten Maßeinheiten $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \cdot \text{cm} \cdot \text{cm}^2 = \frac{\text{kg} \cdot \text{cm}^3}{1000 \text{ cm}^3} = \frac{\text{kg}}{1000}$.) Daraus folgen die Gleichgewichtsbedingungen in Richtung der Achsen:

$$\sigma_v = \sigma'_v \cdot \cos \delta \quad \text{und} \quad \frac{\gamma \cdot x}{1000} = \sigma'_v \cdot \sin \delta;$$

oder

$$\text{tg } \delta = \frac{dy}{dx} = \frac{\gamma \cdot x}{1000 \sigma_v}$$

und durch Integration:

$$y = \frac{\gamma \cdot x^2}{2000 \sigma_v} + C.$$

C wird Null, weil im Scheitel $x = 0$ und $y = 0$ ist; mithin lautet die Gleichung der Durchhanglinie:

$$y = \frac{\gamma \cdot x^2}{2000 \sigma_v}. \quad (646)$$

Sie kann zur Ermittlung der wagrechten Scheitelspannung:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot x^2}{2000 y} \quad (647)$$

dienen, sofern x und y bekannt sind. Für den Fall, daß die Spannweite oder der Freihang a , d. h. die Entfernung der Punkte C und D , Abb. 2034, in denen der Riemen die Scheiben berührt, sowie der zugehörige Durchhang y_a gegeben sind, wird die Gleichung für den Gebrauch bequemer, wenn man x durch $\frac{a}{2}$ ersetzt und:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000 y_a} \quad (648)$$

schreibt. Die Spannung σ'_v in irgend einem Punkte A läßt sich zeichnerisch finden, indem man dort die Tangente an die Parabel zieht und die Gleichung $\sigma'_v \cdot \cos \delta = \sigma_v$ benutzt, nach der die wagrechte Komponente σ_v sein muß. Rechnerisch folgt:

$$\sigma'_v = \frac{\sigma_v}{\cos \delta} = \sigma_v \cdot \sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta} = \sqrt{\sigma_v^2 + \frac{\gamma^2 \cdot x^2}{1000000}},$$

insbesondere für den Ablaufpunkt D :

$$\sigma'_{vD} = \sqrt{\sigma_v^2 + \frac{\gamma \cdot a^2}{4000000}}.$$

Die Spannung σ_v wächst nach (648) mit dem Quadrat der Entfernung a , über welcher der Riemen frei hängt und zwar um so mehr, je geringer der Durchhang ist. Ist beispielweise $CD = 1000$ cm gegeben und soll der Durchhang $y_a = 20$ cm betragen, so ist die entstehende Scheitelspannung σ_v eines Riemens von $\gamma = 1,0$ kg/dm³ Einheitsgewicht:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000 y_a} = \frac{1,0 \cdot 1000^2}{8000 \cdot 20} = 6,25 \text{ kg/cm}^2.$$

Zu halb so großem Durchhang müßte die doppelte Spannung aufgewendet werden. In den Punkten C und D steigt die Spannung auf:

$$\sigma'_v = \sqrt{\sigma_v^2 + \frac{\gamma^2 \cdot a^2}{4000000}} = \sqrt{6,25^2 + \frac{1,0^2 \cdot 1000^2}{4000000}} = 6,27 \text{ kg/cm}^2.$$

Anleitung zur Aufzeichnung der Parabel gibt Abb. 2035. Man zieht die den Scheiben gemeinsame Tangente, trägt von deren Mitte E den Durchhang y zweimal senkrecht nach unten bis B auf und findet die Berührungspunkte C und D der Parabel, wenn man von B Tangenten an die Scheiben legt. Die Kurve selbst ergibt sich als Eingehüllte durch gleichartiges Unterteilen der Strecken BC und BD und Verbinden entsprechender Punkte miteinander. Sie ist allerdings nur angenähert richtig, weil der Durchhang von der zuerst gezogenen gemeinsamen Tangente abgetragen wurde. Genauer bekommt man die Linie, wenn man die wahrscheinliche Lage der Berührungspunkte C und D schätzt, CD zieht und von dessen Mitte aus den Durchhang zweimal abträgt.

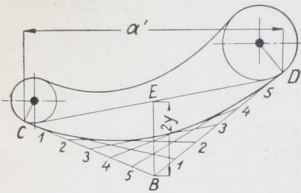


Abb. 2035. Zur Aufzeichnung der angenäherten Seillinie.

Die Länge l des flachen Parabelbogens COD , Abb. 2034, ist genügend zutreffend durch:

$$l = a \left(1 + \frac{8}{3} \frac{y_a^2}{a^2} \right) \tag{649}$$

ausgedrückt.

Infolge der während des Betriebes sich einstellenden anderen Verteilung der Spannungen ändert sich auch der Durchhang. Seine Abhängigkeit von der Spannung hat Kutzbach [XXVI, 8] anschaulich durch die Durchhangkurve dargestellt. Führt man nämlich in die vorstehende Formel $\frac{y_a}{a} = \frac{\gamma \cdot a}{8000 \cdot \sigma_v}$ ein, so wird die Riemenlänge:

$$l = a \left(1 + \frac{\gamma^2 \cdot a^2}{24 \cdot 10^6 \sigma_v^2} \right)$$

oder die Scheitelspannung:

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot a}{4900 \sqrt{\frac{l}{a} - 1}} \tag{650}$$

Sie hängt von der Spannweite a und dem Verhältnis $\frac{l}{a}$ ab. Für $a = 2000$ cm,

$\gamma = 1,0$ kg/dm³ und $\frac{l}{a} = 1,01$ wird

$\sigma_v = 4,08$ kg/cm². Stellt man am Riemen

$\frac{l}{a} = 1,02$, also eine um 1% größere Länge

oder 2% „Nachlaß“ ein, so sinkt die Spannung auf 2,89 kg/cm². Durch Ein-

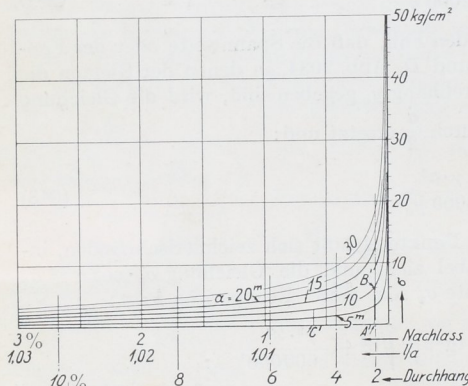


Abb. 2036. Durchhangkurven nach Kutzbach.

setzen verschiedener Werte ergeben sich so die Linien der Abb. 2036 für die angegebenen Freihänge, welche die Spannungen, die bei verschiedenem Nachlaß des Riemens auftreten, abzulesen gestatten.

Die Benutzung der genaueren Kettenlinie an Stelle der Parabel führt zu ziemlich verwickelten Ableitungen. Vgl. [XXVI, 9].

Bei Riementrieben kann die Spannungserzeugung durch das Eigengewicht des Treibmittels allein nicht verwendet werden, weil die gebräuchlichen Achsentfernungen nicht ausreichen, um auf die nötigen Spannungen zu kommen. Wohl aber verstärkt der Durchhang an wagrechten und schrägen Trieben die Wirkung der unter 2) und 3) genannten Mittel; er macht sich, wie die späteren Untersuchungen zeigen, schon bei geringen freien Längen in günstigem Sinne geltend. Bei Seiltrieben gewinnt die Spannungserzeugung durch das Trumgewicht um so mehr Bedeutung, je größer die Achsabstände und je schwerer die Seile sind.

Temperatur- und Feuchtigkeitsschwankungen haben bei großem Durchhang nur geringen Einfluß.

2. Erzeugung der Spannkraft durch Recken oder Dehnen beim Auflegen. Die entstehende Vorspannung σ_v folgt an Hand der in Abb. 2039 und 2018 wiedergegebenen Spannungsdehnungslinien aus der dem Riemen erteilten Dehnung oder rechnermäßig aus der mittleren Dehnungszahl α des verwandten Übertragungsmittels:

$$\sigma_v = \frac{\varepsilon}{\alpha}. \quad (651)$$

Ein gut vorgereckter Riemen von 15 m Länge und 6 mm Stärke, der beim Aufbringen auf die Scheiben um $\varepsilon = 1,5\%$ oder $0,015 \cdot 1500 = 22,5$ cm gestreckt wird, bekommt bei dem Bachschen Mittelwerte für $\alpha = \frac{1}{2250}$ cm²/kg:

$$\sigma_v = \frac{\varepsilon}{\alpha} = 0,015 \cdot 2250 = 33,8 \text{ kg/cm}^2$$

Spannung und weist auf Streifen von je 1 cm Breite eine Spannkraft von:

$$c_v = \sigma_v \cdot s = 33,8 \cdot 0,6 = 20,3 \text{ kg/cm}$$

auf, der ein doppelt so hoher Achsdruck von 40,6 kg/cm Riemenbreite bei zwei gleich großen Scheiben entspricht.

Nach Abb. 2039 würde $\sigma_v = 33,8 \text{ kg/cm}^2$ 1,65⁰/₁₀ Dehnung verlangen.

Die Erzeugung der Spannung durch Dehnung setzt große Elastizität des Übertragungsmittels voraus, wenn schädliche Wirkungen durch Wärme, Feuchtigkeit oder Belastungswechsel und zu häufiges Nachspannen vermieden werden sollen. Sie wird vor allem bei mittleren und kleinen Achsentfernungen benutzt. Im allgemeinen sind niedrige Spannungen vorteilhafter, weil ihnen größere Elastizität entspricht.

3. Erzeugung der Spannung durch künstliche Belastung, Abb. 2009 und 2010. Nach dem Parallelogramm der Kräfte ist die Belastung so auf die Trümer zu verteilen, daß in beiden gleich große Kräfte entstehen, wenn der Widerstand der Belastungsrolle vernachlässigt wird. Im Fall der Abb. 2009 kann z. B. die Federkraft F nach

$$F = P \cdot \frac{a}{b}$$

Abb. 2037 durch eine gleichgerichtete Kraft $P = F \cdot \frac{a}{b}$ an der Rollenachse ersetzt werden, die man zunächst in Richtung des Stützarmes und der Resultierenden der Riemenkräfte zerlegt, deren Richtung durch die Winkelhalbierende MS gegeben ist. Man findet so das Dreieck ABC und aus AC die im Riemen wirkenden Kräfte CD und DA und damit $c_v = \frac{CD}{b}$ kg/cm und $\sigma_v = \frac{CD}{b \cdot s}$ kg/cm².

Künstliche Belastung gestattet, die Spannungen unveränderlich und unabhängig von äußeren Einflüssen zu machen, im übrigen aber in beliebiger Weise zu regeln und dem Betriebe anzupassen. Die Ausführungskosten sind größer und der Wirkungsgrad durch den Widerstand der Spannrolle etwas ungünstiger, sofern nicht die im allgemeinen geringeren Spannungen im Riemen ausgleichend wirken. Die Achsentfernungen können gering sein — ein in vielen Fällen ausschlaggebender Gesichtspunkt. Spannrollen finden an Riementrieben, in neuerer Zeit auch an Seiltrieben immer weitere Anwendung.

4. Druckrollen nach Abb. 2011 erzeugen im leerlaufenden Riemen überhaupt keine Vorspannungen, lassen auch das lose Trum während des Betriebes spannungsfrei.

2. Spannungsverhältnisse während des Leerlaufs.

Läuft ein Riemen leer, d. h. ohne irgendwelche Umfangskraft zu übertragen, so tritt die Fliehkraft der Riemensteile, die über die Scheiben laufen, in Wirkung. Ist

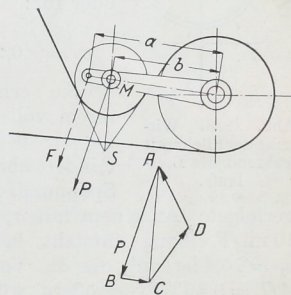


Abb. 2037. Ermittlung der Kräfte im Riemen bei künstlicher Belastung.

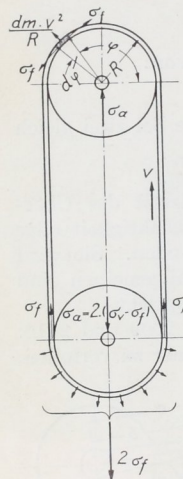
heftgewicht des Leders in kg/dm^3 , so wird die Fliehkraft des vom Winkel $d\varphi$, Abb. 2038, eingeschlossenen Masseteilchens dm eines Streifens von 1 cm^2 Querschnitt:

$$\frac{dm \cdot v^2}{R} = \frac{\gamma \cdot 1 \cdot R \cdot d\varphi}{10g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} \cdot d\varphi.$$

Ihr wird das Gleichgewicht durch die beiden Spannungen σ_f gehalten, deren Größe aus der in radialer Richtung geltenden Bedingung:

$$\frac{dm \cdot v^2}{R} = 2\sigma_f \cdot \frac{d\varphi}{2}, \quad \sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} \quad (652)$$

folgt. Diese Spannung entsteht nicht allein in den gekrümmten Teilen des Riemens auf den Scheiben, sondern auch in den geraden, wie aus der Betrachtung des unteren Teils der Abb. 2038 hervorgeht. Die radial nach außen wirkenden Fliehkräfte liefern insgesamt eine nach unten gerichtete Kraft:



$$\int_0^\pi \frac{dm \cdot v^2}{R} \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi = 2 \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = 2\sigma_f,$$

der nur durch zwei Spankräfte σ_f in den beiden Trümmern das Gleichgewicht gehalten werden kann. Der ganze Riemen kommt unter die Spannung σ_f . σ_f ist lediglich vom Quadrat der Laufgeschwindigkeit v , nicht aber vom Scheibenhalmes R abhängig.

Bei einem Einheitsgewicht von $\gamma = 1,0 \text{ kg}/\text{dm}^3$ wird die Fliehspannung

$$\sigma_f = \frac{1,0 \cdot v^2}{10 \cdot 9,81} = 0,0102 v^2$$

oder für:

$v =$	5	10	15	20	25	30	40	50 m/sek
$\sigma_f =$	0,26	1,02	2,30	4,08	6,38	9,18	16,32	25,5 kg/cm^2 .

Sie erhöht die oben berechnete Vorspannung, jedoch nicht ihrem vollen Betrag entsprechend, weil die Streckung des Riemens, die sie bedingt, den Durchhang vergrößert. Dieser Umstand vermindert aber die Spannung wieder. Das läßt sich leicht an Hand der Spannungs-Dehnungslinie und der Durchhangkurve, Abb. 2036 und 2039,

verfolgen. An einem mit $\sigma_v = AB = 6 \text{ kg}/\text{cm}^2$, Abb. 2039, vorgespannten Riemen von 10 m Freihang entsteht bei 31,5 m/sek Geschwindigkeit eine Fliehspannung von $\sigma_f = 10,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$, die die Vorspannung auf $CD = 16,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$ und die Dehnung um $AC = 0,49\%$ vergrößern würde, wenn beide sich summieren. Im gleichen Maße wächst aber der Durchhang des Riemens; aus Abb. 2036 findet man, von der Vorspannung $A'B'$ auf der Kurve für 10 m Spannweite ausgehend, durch Abtragen von $A'C' = 0,49\%$, daß dadurch die Spannung auf $2,6 \text{ kg}/\text{cm}^2$ sinken und ein Spannungsunterschied von $16,1 - 2,6 = 13,5 \text{ kg}/\text{cm}^2$ entstehen würde. Das ist nicht möglich. Den richtigen Wert findet man durch Probieren oder an Abb. 2039. Dort ist nach dem Vorgange von Kutzbach auf der Spannungs-Dehnungslinie BDE von Riemenleder der Punkt B in Höhe der Vorspannung σ_v , unter der der Riemen stand, gesucht und in ihm das Spiegelbild der Linie für 10 m Durchhang aus Abb. 2036 angetragen. Dadurch wird erreicht, daß die Formänderungen für senkrecht übereinander liegende Punkte der beiden Kurven entgegengesetzt gleich werden. Durch Einpassen der Größe $\sigma_f = 10,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$ findet man leicht, daß sich Dehnung und Durchhang bei $\sigma_0 = 13 \text{ kg}/\text{cm}^2$ Gesamtspannung ausgleichen, eine Spannung, die sich aus $\sigma'_0 = 2,9 \text{ kg}/\text{cm}^2$ freier und $\sigma_f = 10,1 \text{ kg}/\text{cm}^2$ Fliehspannung zusammensetzt. Die freie Spannung σ'_0 ist für die Durchhangs maßgebend, der im vorliegenden Falle bei Leerlauf erheblich

Abb. 2038. Wirkung der Fliehkraft während des Leerlaufs.

3. Spannungsverhältnisse im arbeitenden Riemen.

Überträgt der Riemen Arbeit, indem er eine Umfangskraft U von der treibenden Scheibe an die getriebene weitergibt, so tritt im ziehenden Trum eine größere Kraft S_1 als im gezogenen — S_2 — auf. Zunächst seien die Verhältnisse bei geringen Laufgeschwindigkeiten, bei denen die Flichspannung vernachlässigt werden kann, untersucht. Der Unterschied der Kräfte muß der Umfangskraft U entsprechen, mithin:

$$S_1 - S_2 = U$$

sein.

Ihre Summe gibt den Achsdruck A , von dem man früher annahm, daß er durch das Hinzukommen der Umfangskraft U gegenüber dem Leerlauf nicht verändert würde, daß also:

$$S_1 + S_2 = A_v$$

wäre. Durch Summieren und Abziehen der beiden Gleichungen folgte:

$$S_1 = \frac{A_v + U}{2}; \quad S_2 = \frac{A_v - U}{2}, \quad (656)$$

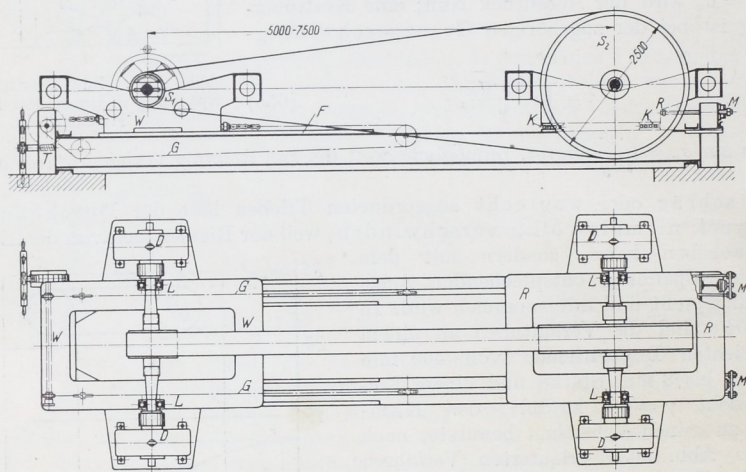


Abb. 2041. Maschine zur Untersuchung der Kraft- und Spannungsverhältnisse an Riementrieben von Kammerer. M. 1: 100.

d. h. die Umfangskraft würde die während des Leerlaufs vorhandenen Kräfte im treibenden Trum um $U/2$ erhöhen, im getriebenen um $U/2$ vermindern. Durch die Spannungen ausgedrückt lauten die Beziehungen, unter Beachtung, daß der Achsdruck $A_v = 2 \cdot \sigma_v \cdot b \cdot s$ ist:

$$\sigma_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2}, \quad \sigma_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2}. \quad (657)$$

In Wirklichkeit bleibt aber der Achsdruck größer, eine Tatsache, die namentlich die im größten Maßstabe durchgeführten Versuche Kammerers [XXVI, 6 u. 7] dargetan haben. Bei seiner Versuchsmaschine, Abb. 2041, läuft der Riemen über zwei Scheiben S_1 und S_2 , von denen S_2 in dem auf Kugeln K sehr leicht beweglichen Meßrahmen R gelagert, aber durch zwei Meßdosen M abgestützt ist, die den Achsdruck auch während des Betriebs festzustellen gestatten. Die andere, S_1 , liegt in einem auf einer Gleitführung F verschiebbaren Spannrahmen W , mit dem die Riemenlänge und die Vorspannung durch zwei Gallsche Ketten G und einen Schneckentrieb T eingestellt wird. Die Wellen laufen in je zwei Kugellagern L und tragen beiderseits fliegend die

Anker von Dynamomaschinen D , die gewöhnlich im Spanrahmen als Motoren, im Meßrahmen als Generatoren geschaltet waren. Durch die Messung ihrer Leistungen war es nach gesonderter Bestimmung der Eigenverluste möglich, die Verluste im Riementriebe und damit dessen Wirkungsgrad zu ermitteln. In die Maschine können Scheiben von 600 bis 2500 mm Durchmesser bei Achsabständen von 5000 bis 7500 mm eingebaut und Riemen und Seile bei Leistungen von 200 PS und Geschwindigkeiten bis zu 60 m/sek untersucht werden.

Der Achsdruck bleibt aus zwei Gründen größer:

1. folgt das Leder nicht dem Hooke'schen Gesetz und
2. ist die Wirkung des Durchhanges im losen Trum größer als im gespannten. Denn jenes hängt stärker durch als dieses. Die Entlastung, die ein Riemenstück beim Übertritt aus dem ziehenden Trum in das lose erfährt, ist also zahlenmäßig kleiner als die Belastung, die beim umgekehrten Vorgang auftritt. Die Wirkung beider Ursachen sei zunächst getrennt verfolgt.

Zu 1. Im Leder nehmen die Dehnungen nach Abb. 2042 langsamer als die Spannungen zu. Ein Riementrieb mit $\sigma_v = 12 \text{ kg/cm}^2$ Vorspannung, einer Dehnung $AB = 0,86\%$ entsprechend, soll eine Nutzsprungung von $\sigma_n = 20 \text{ kg/cm}^2$ bei geringer Geschwindigkeit übertragen. Welche Spannungen entstehen in den beiden Trümmern?

Nach den obigen Formeln würde sie im ziehenden Trum:

$$\sigma_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} = 12 + \frac{20}{2} = 22 \text{ kg/cm}^2$$

und im gezogenen 2 kg/cm^2 betragen. Das Trum müßte sich entsprechend dem Dehnungsunterschied $CD - AB = ED$ strecken. Im gleichen Maße kann sich das gezogene zusammenziehen und kommt unter eine geringere Spannung, die man zu $\sigma_2 = 5,0 \text{ kg/cm}^2$ findet, wenn man die Ordinate zur Dehnung $AB - ED = FG$ sucht. Da aber $\sigma_1 - \sigma_2$ nur $22 - 5 = 17$, nicht aber 20 kg/cm^2 gibt, können die Werte nicht richtig sein. Die tatsächlichen Spannungen findet man wie folgt: Man trägt σ_n auf dem senkrechten Schenkel eines rechten Winkels auf und verschiebt dessen oberen Endpunkt H längs der Spannungs-Dehnungslinie so lange, bis das Lot durch den Vorspannungspunkt B den anderen Schenkel halbiert, weil dann die Formänderungen der beiden Trümmern einander entgegengesetzt gleich werden. Auch durch Einpassen von σ_n zwischen die Spannungs-Dehnungslinie und ihr im Vorspannungspunkte B angelegtes Spiegelbild, das durch die Winkelspitze läuft, ergeben sich die zusammengehörigen Werte in den beiden Trümmern $\sigma'_1 = 23,9$, $\sigma'_2 = 3,9 \text{ kg/cm}^2$. Der Mittelwert $\frac{23,9 + 3,9}{2} = 13,9 \text{ kg/cm}^2$ ist nicht unbedeutend höher als die Vorspannung.

Zu 2. Die Wirkung läßt sich an der Durchhangkurve, Abb. 2043, verfolgen. Ein mit $\sigma_v = 12 \text{ kg/cm}^2$ vorgespannter Riemen von 15 m Freihang werde durch $\sigma_n = 20 \text{ kg/cm}^2$ Nutzsprungung belastet. Wäre der Riemen ganz unelastisch, könnte also der unter 1. untersuchte Einfluß der Dehnung des Riemenstoffs unbeachtet bleiben, so würden sich unter Benutzung des rechten Winkels oder des Spiegelbildes der Kurve die Spannungen $\sigma''_1 = 28,4$ und $\sigma''_2 = 8,4 \text{ kg/cm}^2$, als Mittelwert $18,4 \text{ kg/cm}^2$ ergeben. Aus beiden Mittelwerten erhellt, daß beide Ursachen eine Erhöhung der mittleren Spannung und damit der Achsbelastung hervorrufen.

Zur Verfolgung der an wagrechten oder schrägen Trieben stets gleichzeitig auftreten-

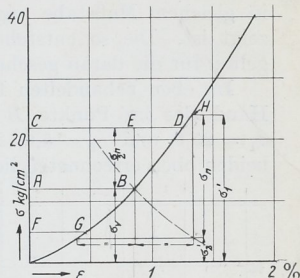


Abb. 2042. Einfluß der Dehnung auf die Spannungen im belasteten Riementrieb.

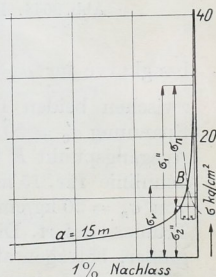


Abb. 2043. Einfluß des Durchhanges auf die Spannungen im belasteten Riementrieb.

den Einflüsse 1. und 2. dient schließlich Abb. 2044. Bei jeder durch größeren oder kleineren Durchhang verursachten Spannungsänderung erfahren die Trümer auch die den Spannungen entsprechenden elastischen Verkürzungen und Verlängerungen. In Abb. 2044 wurden demgemäß an die Größen $\frac{l}{a}$ aus Abb. 2036 für die einzelnen Spannweiten a die zu den entstehenden Spannungen gehörigen Dehnungen aus Abb. 2042 in gleichem Maßstabe angetragen, wie beispielweise für $a = 15$ m strichpunktiert gezeigt ist. Die so entstehenden Kennlinien oder Charakteristiken von Riementrieben gelten für die daran geschriebenen Spannweiten.

Im eben behandelten Falle erhält man unter Berücksichtigung beider Einflüsse an Hand des im Punkte B aufgetragenen Spiegelbildes der Kurve für 15 m Freihang $\sigma_1 = 25,6$ und $\sigma_2 = 5,6$, im Mittel aber $15,6 \text{ kg/cm}^2$, einen Wert, der zwischen den beiden oben errechneten liegen muß, weil der Riemen im zweiten Falle ganz unelastisch vorausgesetzt war.

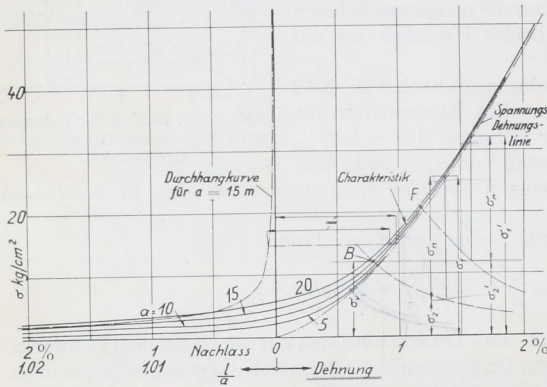


Abb. 2044. Riemenkennlinien nach Kutzbach.

hangkurve für $a = 15$ m an und paßt $\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,0 \cdot 31,5^2}{10 \cdot 9,81} = 10,1 \text{ kg/cm}^2$ senkrecht zwischen beiden Linien als Strecke FG ein. Die Ordinate unter F gibt dann die freie Spannung $\sigma'_0 = 20,6 \text{ kg/cm}^2$ während des Leerlaufes an. Sie bildet in Abb. 2044 den Ausgangspunkt F bei der Ermittlung der Spannungsverteilung mit Hilfe der Riemenkennlinie für 15 m Freihang, deren in F aufgetragenes Spiegelbild durch Einpassen von $\sigma_n = 20 \text{ kg/cm}^2$ die freien Spannungen $\sigma'_1 = 31,7$ und $\sigma'_2 = 11,7 \text{ kg/cm}^2$ in den beiden Trümmern liefert. Die Höchstspannungen sind noch um die Fliehspannung $\sigma_f = 10,1 \text{ kg/cm}^2$ größer, betragen also im ziehenden Trum $41,8$, im gezogenen $21,8 \text{ kg/cm}^2$.

Genauer, aber umständlicher ist das folgende, von Stiel [XXVI, 10] angegebene Verfahren. Ausgehend von dem der Vorspannung σ_0 entsprechenden Punkte E der Abb. 2045a erhält man bei Leerlauf die freie Spannung $\sigma'_0 = DF$ und die Gesamtspannung $\sigma'_0 + \sigma_f = DG$ in den beiden Trümmern. Für Spannungsveränderungen durch die Nutzlast stehen nun die stark ausgezogenen Zweige der Dehnungslinie oberhalb des Punktes G und der Durchhangkurve unterhalb des mit F auf gleicher Höhe liegenden Punktes F' zur Verfügung, da die dazwischen liegenden Stücke durch σ_f in Anspruch genommen sind. Bei der Ermittlung der Kennlinie zur Bestimmung der freien Spannungen in den beiden Trümmern kommen also verschiedene, um die Spannung σ_f gegeneinander verschobene Teile der Spannungs-Dehnungslinie und der Durchhangkurve in Betracht, so daß sich für jede Fliehspannung oder Laufgeschwindigkeit eine besondere Kennlinie ergibt. Man findet sie, indem man die Spannungs-Dehnungslinie entsprechend der Ordinate σ_f gekürzt und nach unten verschoben vom Punkte O aus aufträgt, so daß z. B. OG' der Strecke HG entspricht. Ihre Abszissen trägt man an der Durch-

hanglinie an. Abb. 2045b stellt die so erhaltenen Kennlinien bei $a = 10$ m Freihang und 0 bis 50 m/sek Geschwindigkeit dar.

An einem Riemen von $\sigma_v = 25$ kg/cm² Vorspannung entsteht bei 40 m/sek Geschwindigkeit oder $\sigma_7 = 16,3$ kg/cm² nach Abb. 2045a eine freie Leerlaufspannung $\sigma'_0 = 10,5$ kg/cm². Sie gibt auf der Kennlinie für 40 m/sek den Ausgangspunkt *A* für die Ermittlung der freien Spannungen in den Trümmern, wobei zu beachten ist, daß die Hauptabbildung *b* im doppelten Maßstabe wie die Nebenabbildung *a* gezeichnet ist. Paßt man nun die Nutzspannung σ_n zwischen der Hauptkurve und ihrem in *A* angetragenen Spiegelbild ein, so findet man bei $\sigma_n = 15$ kg/cm² als freie Spannung im ziehenden Trum $\sigma'_1 = 19,8$, im gezogenen $\sigma'_2 = 4,8$ kg/cm². Bei 20 m/sek würde sie, wie aus dem Spannungsdreieck in *B* folgt, 29,3 und 14,3 kg/cm² betragen.

Die Summe der freien Spannungen $\sigma'_1 + \sigma'_2$ ist der auf einen Quadratmeter des Riemenquerschnitts bezogene Achsdruck oder die sogenannte Achsspannung σ_a . Sie wurde in Abb. 2046 neben den Spannungen σ'_2 im losen und σ'_1 sowie σ_1 im ziehenden Trum bei verschiedenen Geschwindigkeiten aufgetragen. Die Linien zeigen deutlich die zunächst rasche, dann langsamere Abnahme der Achsspannung σ_a , aber auch die Steigerung der Höchstspannung σ_1 bei großen Geschwindigkeiten.

Die Abweichungen gegenüber dem vorher behandelten Näherungsverfahren gibt die gestrichelte Linie für die freie Spannung σ'_2 im gezogenen Trum. Bei 30 m/sek beträgt der Unterschied $9,8 - 9,5 = 0,3$ kg/cm², bei 50 m/sek steigt er auf $3,6 - 3,0 = 0,6$ kg/cm².

In Abb. 2047 sind für den von Kammerer benutzten, sehr leichten Doppelriemen die errechneten halben Achsspannungen als strichpunktierte Linie bei 14,7 kg/cm² Vor- und 5,3 und 8 kg/cm² Nutzspannung aufgetragen. Tatsächlich ergaben sich bei den Versuchen noch höhere Werte, die durch die ausgezeichneten Linien dargestellt sind.

Bei schräger Lage des Triebes kommt die Durchhangspannung in geringerem Maße, bei senkrechter, wie schon erwähnt, überhaupt nicht zur Geltung. Schräge Riementriebe bieten daher um so größere Betriebschwierigkeiten, je steiler sie angeordnet sind. Der Einfluß des Durchhangs läßt sich durch Einsetzen der wagrechten Entfernung a' der beiden Berührungspunkte *C* und *D* des Riemens an den Scheiben, Abb. 2035, verfolgen.

Die vorstehenden Entwicklungen vernachlässigen die Längenänderungen, welche die Riemenstücke, die sich auf den Scheiben befinden, unter den verschiedenen Betriebsbedingungen erleiden und haben ferner zur Voraussetzung, daß die freihängenden Längen der Trümm gleich groß sind und bleiben. Den ersten Fehler hat Schulze-Pillot näher erörtert [XXVI, 11]. Was den zweiten anlangt, so ist tatsächlich das ob-

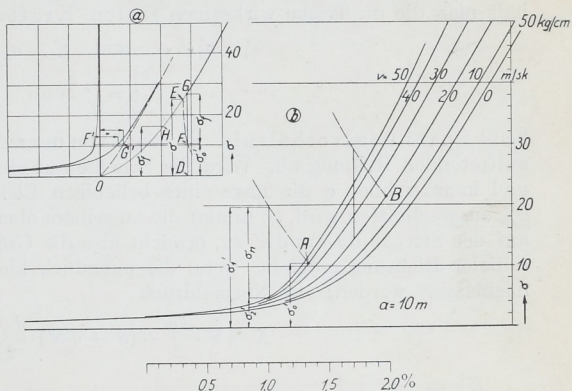


Abb. 2045a und b. Ermittlung der Spannungen in einem belasteten Riementrieb nach Stiel.

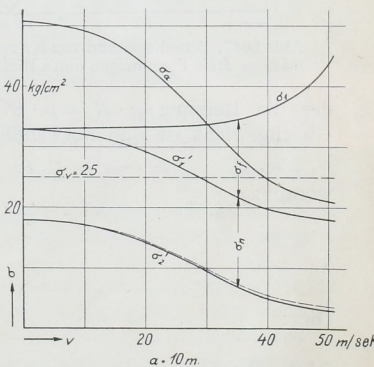


Abb. 2046. Spannungen in einem Riementrieb von 10 m Freihang, $\sigma_v = 25$ kg/cm² Vor- und $\sigma_n = 15$ kg/cm² Nutzspannung bei verschiedenen Laufgeschwindigkeiten.

von vornherein kürzer als das untere, weil die Scheibenumfänge von jenem innen, von diesem aber außen berührt werden, Abb. 2035. Praktisch sind aber diese Unterschiede gering; bei der Unsicherheit, die durch die Veränderlichkeit der Dehnungszahl in die Betrachtung kommt, dürfen sie vernachlässigt werden.

Durch Multiplikation der Spannungen σ'_1 und σ'_2 mit den Riemenquerschnitten erhält man die im Triebe wirksamen freien Kräfte:

$$S'_1 = \sigma'_1 \cdot b \cdot s \quad \text{und} \quad S'_2 = \sigma'_2 \cdot b \cdot s. \quad (658)$$

$$\frac{S'_1}{S'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = m \quad (659)$$

heißt Spannungsverhältnis. Es hängt von der zwischen dem Riemen und der Scheibe auftretenden Reibung ab. Wird die Scheibe auf einem Bogen ω , Abb. 2048, umspannt und kennzeichnet φ die Lage eines beliebigen Elementes von der Länge ds , das von $d\varphi$ ausgeschnitten wird, so nimmt die an seinem oberen Ende herrschende Spannkraft S' auf der Strecke ds um dS' zu, erreicht also die Größe $S' + dS'$ am anderen Ende. In radialer Richtung entsteht, wenn die unendlich kleinen Größen zweiter Ordnung vernachlässigt werden, ein Normaldruck:

$$N = S' \cdot \frac{d\varphi}{2} + (S' + dS') \cdot \frac{d\varphi}{2} = S' \cdot d\varphi,$$

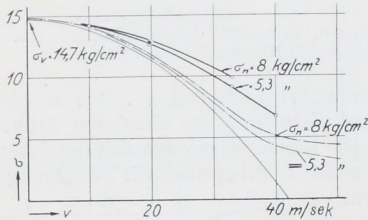


Abb. 2047. Berechnete und von Kammerer gemessene freie Spannungen eines Riementriebes.

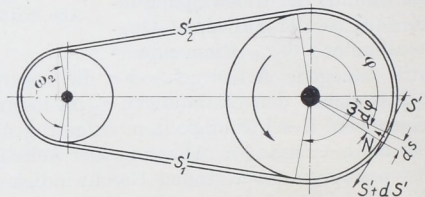


Abb. 2048. Zur Ermittlung der Spankräfte in einem Riementriebe.

der die Reibung $\mu \cdot N = \mu \cdot S' \cdot d\varphi$ längs der Scheibenoberfläche hervorruft. Zum Gleichgewicht ist nun notwendig:

$$S' + dS' - S' - \mu \cdot S' \cdot d\varphi = 0,$$

woraus:

$$dS' = \mu \cdot S' \cdot d\varphi,$$

$$\frac{dS'}{S'} = \mu \cdot d\varphi,$$

$$\ln S' = \mu \cdot \varphi + C$$

oder:

$$S' = C \cdot e^{\mu \varphi}$$

folgt. Die Grenzbedingungen: $S' = S'_2$ für $\varphi = 0$ und $S' = S'_1$ für $\varphi = \omega$ führen zu $C = S'_2$ und der Eytelweinschen Formel:

$$S'_1 = S'_2 \cdot e^{\mu \omega}. \quad (660)$$

Die Grundlage derselben bildet das Coulombsche Gesetz, daß die Reibung verhältnismäßig dem Normaldruck N ist, daß also μ unveränderlich und unabhängig von der Laufgeschwindigkeit und Größe der Berührungsfläche oder auf Riementriebe bezogen, unabhängig vom Scheibendurchmesser sei. S'_1 wächst nach der Formel um so mehr, je größer der umspannte Bogen und je größer die Reibungszahl μ ist.

Das Verhältnis

$$\frac{U}{S'} = \frac{\sigma_n}{\sigma'_1} = \frac{S'_1 - S'_2}{S'_1} = 1 - \frac{1}{e^{\mu \omega}} = \frac{e^{\mu \omega} - 1}{e^{\mu \omega}}$$

daß z. B.

gibt an, welchen Anteil die Umfangskraft U an der nutzbaren Kraft S_1 im ziehenden Trum hat und wird nach Boesner als Ausbeute bezeichnet; je größer diese Zahl ist, desto besser wird der Riemen ausgenutzt.

An einem Riemen tritt beim Laufen ein ständiger Wechsel der freien Spannkraften in den Grenzen S'_1 und S'_2 auf. Das lose Trum steht unter der Wirkung von S'_2 , Abb. 2049, auf der treibenden Scheibe steigt die Spannkraft, indem der Riemen die Umfangskraft U aufnimmt, auf S'_1 , die durchweg im ziehenden Trum herrscht und die auf der getriebenen Scheibe durch Abgabe der Umfangskraft U wieder auf S'_2 sinkt. Auf der treibenden Scheibe streckt sich der Riemen entsprechend der von S'_2 auf S'_1 zunehmenden freien Kraft; seine Teile müssen um die Verlängerung, die der Riemen erfährt, auf der treibenden Scheibe gleiten; auf der getriebenen kriecht der Riemen um dieselbe Strecke wieder ein. Das Gleiten verteilt sich nun gewöhnlich nicht auf der ganzen Fläche der Scheibe, auf welcher der Riemen aufliegt; schon Grashof zeigte vielmehr, daß Ruhe- und Gleitbögen zu unterscheiden sind. Das sieht man leicht ein, wenn man einen an beiden Enden gleich stark belasteten Riemen auf eine ruhende Scheibe legt und die Belastung des einen Endes A allmählich erhöht. Dadurch wird der Riemen gedehnt, zunächst aber lediglich in der Nähe von A . Nur die sich dehnenden Teile verschieben sich gegenüber der Scheibe; die dabei entstehende Reibung hält der Zusatzkraft das Gleichgewicht, während die übrigen Riementeile in Ruhe bleiben und Sicherheit gegen das Rutschen bieten. Bei weiterer Erhöhung der Kraft in A schreitet das Gleiten fort, bis schließlich der Riemen zum Rutschen neigt, wenn der Vorgang das Ende des Umschlingungsbogens erreicht. Unter Rutschen ist hierbei die schädliche Bewegung des ganzen Riemens auf der Scheibe zu verstehen, unter Gleiten die beim normalen Lauf auftretende und unvermeidliche Verschiebung der Riementeilchen durch die elastischen Formänderungen.

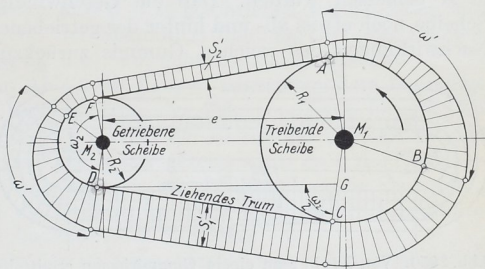


Abb. 2049. Spannkraften in einem Riementreibe.

Auch die Betrachtung der Formel $\frac{S'_1}{S'_2} = e^{\mu \omega}$ führt zur Annahme eines Gleit- und eines Ruhebogens. Wenn nämlich bei der Übertragung einer größeren Kraft das Verhältnis $\frac{S'_1}{S'_2}$ zunimmt, so kann das nur durch Vergrößerung des Winkels ω erfolgen, da die Reibungszahl μ bei gegebenen Werkstoffen und Geschwindigkeiten unveränderlich angenommen ist.

Während des Laufes eines Riementreibes unter bestimmter Last stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein. Auf der getriebenen Scheibe fällt die Kraft nach Abb. 2049, wo die Spannkraften schematisch jeweils senkrecht zur Riemenoberfläche aufgetragen sind, auf der Strecke DE von S'_1 auf S'_2 , indem sich der Riemen gleichzeitig entsprechend zusammenzieht. Auf dem Ruhebogen EF und im losen Trum herrscht die Spannkraft S'_2 . Auf der treibenden Scheibe reckt sich der Riemen; die Kraft steigt unter Gleiten auf der Strecke AB von S'_2 auf den Betrag S'_1 , der in B erreicht wird und auf dem Ruhebogen BC sowie im ziehenden Trum unverändert bleibt. Die in den Trümmern herrschenden Spannkraften werden jeweils in den Ablaufpunkten D und A des Riemens erreicht; sie bleiben beim Auflauf noch innerhalb der Ruhewinkel erhalten. Die Gefahr des Rutschens und der Störung des Betriebs tritt ein, wenn die Sicherheitsstrecken EF oder BC Null werden. Die Gleitbögen lassen sich bei bekanntem μ aus:

$$\omega' = \frac{1}{\mu} \ln \frac{S'_1}{S'_2} \quad (661)$$

berechnen, während für den Umspannungsbogen ω_2 an der kleinen Scheibe eines offenen Riementriebes nach Abb. 2049 aus dem Dreieck DGC :

$$\cos \frac{\omega_2}{2} = \frac{CG}{DG} = \frac{R_1 - R_2}{e} = \frac{D_1 - D_2}{2e} \quad (662)$$

folgt. Vgl. [XXVI, 12].

Durch Messungen konnte Fieber [XXVI, 13] die Richtigkeit der gemachten Ausführungen unmittelbar nachweisen. Infolge des Streckens nimmt nämlich die Eigengeschwindigkeit des Riemens zwischen A und B zu, durch das Zusammenziehen zwischen D und E wieder ab. Die kleinste Geschwindigkeit herrscht im gezogenen, die größte im ziehenden Trum. Auf den Ruhebogen stimmen die Umfangsgeschwindigkeiten der Scheiben mit derjenigen des darauffliegenden Bandes überein, so daß also die getriebene Scheibe stets geringere Geschwindigkeit als die treibende haben muß. Vergleiche Abb. 2050, wo die von Fieber mit einem Tachometer gemessenen Geschwindigkeiten eines sehr dehnbaren, auf zwei Scheiben gleichen Durchmessers laufenden Gummiriemens senkrecht zur Riemenlinie aufgetragen wurden. Die konzentrisch zum Riemen gezogenen dünnen Linien gestatten die Geschwindigkeit der Riemenpunkte abzulesen. Auf dem Ruhebogen FE der getriebenen Scheibe wurden 5,09 m/sek festgestellt, die auf 5,29 m/sek im Punkte D stiegen, während an der Treibscheibe 5,39 zwischen CB und 5,13 m/sek in A gemessen wurden. Daß die Geschwindigkeiten nach Verlassen der treibenden Scheibe noch etwas ab- und hinter der getriebenen etwas zunehmen, dürfte auf elastische Nachwirkungen des weichen Gummis zurückzuführen sein. An den Scheiben selbst

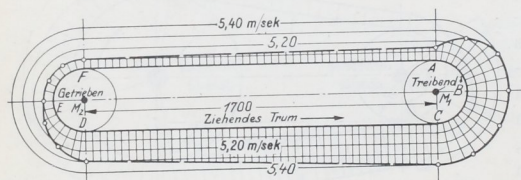


Abb. 2050. Von Fieber an einem Gummiriemen ermittelte Geschwindigkeiten.

wurden 5,38 und 5,10 m/sek gemessen. Die Ruhewinkel FM_2E und CM_1B sind im Gegensatz zur Formel (661) verschieden, und zwar ist der auf der getriebenen Scheibe kleiner, so daß dort zuerst ein Rutschen zu befürchten sein wird.

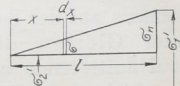


Abb. 2051.

Den Geschwindigkeitsverlust, der zwischen den beiden Scheiben eintritt, drückt man durch den Dehnungsschlupf ψ aus. Er ist durch die Strecken, um welche der Riemen sich reckt oder zusammenzieht und um die er auf den Scheiben gleitet, gekennzeichnet. Betrachtet man die treibende Scheibe, so wächst die freie Spannung auf dem Gleitbogen, dessen Länge l cm betrage, von σ'_2 auf σ'_1 , also um σ_n kg/cm². Nimmt man als erste Annäherung geradlinige Zunahme dieser Spannung nach Abb. 2051 an, wo der Bogen l gerade gestreckt dargestellt ist, so steht ein Riemenstückchen von der Länge dx in der Entfernung x vom Anfang des Gleitbogens unter der Mehrspannung $\sigma = \frac{\sigma_n \cdot x}{l}$ und erfährt eine Verlängerung $dx \cdot \sigma \cdot \alpha$. Die Verschiebung λ' des Endpunktes des Gleitbogens setzt sich aus den Einzelverlängerungen der Strecken dx zu:

$$\lambda' = \int dx \cdot \sigma \cdot \alpha = \int_0^l \frac{\alpha \cdot \sigma_n}{l} \cdot x dx = \frac{\alpha \cdot \sigma_n \cdot l}{2} = \frac{\epsilon \cdot l}{2}$$

zusammen. Um diese Größe müssen sich alle Riementeilchen während des Durchlaufens des Gleitbogens auf der Scheibe verschieben, um die gleiche Strecke bleibt aber auch der Riemen gegenüber der Scheibe zurück. $\frac{\lambda'}{l} = \frac{\alpha \cdot \sigma_n}{2}$ kennzeichnet das Zurückbleiben im Verhältnis zur Länge l , den sogenannten relativen Schlupf auf der treibenden Scheibe. Auf der getriebenen zieht sich der Riemen wieder zusammen; für den relativen Schlupf ergibt sich aber die gleiche Größe, weil die Spannungsgrenzen dieselben sind.

Und da sowohl das Strecken auf der treibenden, wie das Zusammenziehen auf der getriebenen Scheibe ein Zurückbleiben der letzteren erzeugen, summiert sich die Wirkung beider Erscheinungen und gibt als Dehnungsschlupf des gesamten Triebes:

$$\psi = \frac{2\alpha \cdot \sigma_n}{2} = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{\alpha \cdot k_n}{s}, \quad (663)$$

wenn k_n die auf 1 cm Breite übertragene Nutzkraft, s die Riemenstärke und α die Dehnungszahl des Leders bedeuten. Versuche sowohl von Bach als auch von Kammerer bestätigen die Formel.

$$v_g = \frac{\psi \cdot v}{2} \quad (664)$$

gibt die Gleitgeschwindigkeit, mit der sich der Riemen gegenüber der einen oder der anderen Scheibe bewegt und

$$u = u_0 (1 - \psi) \quad (665)$$

die wirklich erreichte Übersetzung, wobei für die theoretische u_0 die Riemenmittellinie maßgebend ist, so daß:

$$u_0 = \frac{D_1 + s}{D_2 + s} \quad (666)$$

wird, wenn D_1 der Durchmesser der treibenden Scheibe ist.

Da $\alpha \cdot \sigma_n$ durch die Dehnung ε_n ersetzt, also $\psi = \varepsilon_n$ geschrieben werden kann, läßt sich die Größe des Schlupfes ohne weiteres der Spannungs-Dehnungslinie des Riemens entnehmen, wenn man die zur Spannung $\sigma_n = \sigma'_1 - \sigma'_2$ gehörige Dehnung sucht.

Werden die Strecken EF und BC in Abb. 2049 Null, so tritt neben dem Dehnungsschlupf ein Verschieben des gesamten Riemens längs der Scheibenoberfläche auf. Zunächst erfolgt das mit geringer Geschwindigkeit, so daß der Betrieb noch weiter möglich ist, weil mit zunehmender Geschwindigkeit, wie später gezeigt wird, auch die Reibungszahl und damit die Übertragungsfähigkeit des Riemens steigt. Wird aber die Erwärmung des Fettes im Riemen zu groß, so läßt die Reibung plötzlich nach; es tritt ausgesprochenes Rutschen unter Störung und Aussetzen des Antriebes ein.

Um eine Vorstellung über die Größe der im vorstehenden besprochenen Werte zu geben, sei ein Zahlenbeispiel durchgerechnet.

Zahlenbeispiel I. Ein Doppelriemen von $b = 375$ mm Breite, $s = 12$ mm Dicke und einem Einheitsgewicht von $1,00$ kg/dm³ übertrage zwischen einer treibenden Scheibe von $D_1 = 4000$ und einer getriebenen von $D_2 = 1650$ mm Durchmesser bei $e = 7400$ mm Achsabstand eine Umfangskraft $U = 806$ kg, entsprechend einer Nutzspannung von $\sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{806}{37,5 \cdot 1,2} = 17,9$ kg/cm². Der Riemen sei mit einer Vorspannung $\sigma_v = 30$ kg/cm² aufgelegt; die treibende Scheibe laufe mit $n_1 = 80$ Umläufen in der Minute. Vergleiche Zahlenbeispiel 3, Fall 5, Seite 1189.

Vorspannkraft während der Ruhe:

$$S_v = b \cdot s \cdot \sigma_v = 37,5 \cdot 1,2 \cdot 30 = 1350 \text{ kg}; \quad c_v = s \cdot \sigma_v = 1,2 \cdot 30 = 36 \text{ kg/cm}$$

Achsdruck während der Ruhe. Neigungswinkel der beiden Trümer, Abb. 2033, aus:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2e} = \frac{400 - 165}{2 \cdot 740} = 0,1588,$$

$$\frac{\beta}{2} = 9^\circ 8'.$$

$$A_v = 2S_v \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 1350 \cdot \cos 9^\circ 8' = 2666 \text{ kg}.$$

Umfangsgeschwindigkeit der treibenden Scheibe:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 4,0 \cdot 80}{60} = 16,76 \text{ m/sek.}$$

Fliehspannung, wenn v als Riemengeschwindigkeit eingesetzt wird:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10 g} = \frac{1,00 \cdot 16,76^2}{10 \cdot 9,81} = 2,86 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Achsdruck während des Leerlaufs beträgt annähernd:

$$A = 2b \cdot s (\sigma_v - \sigma_f) \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 37,5 \cdot 1,2 (30 - 2,86) \cos 9^0 8' = 2412 \text{ kg},$$

ist also um 254 kg gesunken.

Freie Spannung aus der Aufzeichnung der Riemenkennlinie im ziehenden Trum

$$\sigma'_1 = 36,8 \text{ kg/cm}^2,$$

im gezogenen:

$$\sigma'_2 = 18,9 \quad ,, \quad .$$

Spannungsverhältnis:

$$m = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{36,8}{18,9} = 1,95.$$

Für den Umspannungswinkel an der maßgebenden kleinen Scheibe wird:

$$\cos \frac{\omega_2}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2e} = \frac{400 - 165}{2 \cdot 740} = 0,1588; \quad \omega_2 = 161^0 44'.$$

Nach der weiter unten angeführten Formel (667) ist:

$$\mu = 0,54 - \frac{14}{50 + 20v} = 0,54 - \frac{14}{50 + 20 \cdot 16,75} = 0,50.$$

Gleitbogen:

$$\omega' = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{1}{0,50} \cdot \ln 1,95 = 1,335.$$

$$\omega' = 76^0 30'.$$

Ruhebogen an der kleinen Scheibe:

$$161^0 44' - 76^0 30' = 85^0 14',$$

an der großen:

$$198^0 16' - 76^0 30' = 121^0 46',$$

wenn man die Gleitbogen auf beiden Scheiben gleich groß annimmt. Der Dehnungsschlupf ψ ergibt sich aus Abb. 2042 als die zu $\sigma'_1 - \sigma'_2$ gehörige Dehnung 0,00605.

Gleitgeschwindigkeit:

$$v_g = \frac{\psi \cdot v}{2} = \frac{0,00605 \cdot 16,75}{2} = 0,051 \text{ m/sek.}$$

Übersetzung, theoretisch:

$$u_0 = \frac{D_1 + s}{D_2 + s} = \frac{400 + 1,2}{165 + 1,2} = 2,41 \quad (n_0 = 193,1);$$

tatsächlich:

$$u = u_0 (1 - \psi) = 2,41 (1 - 0,006) = 2,396.$$

Erreichte Drehzahl der kleinen Scheibe:

$$n_2 = u \cdot n_1 = 2,396 \cdot 80 = 191,7.$$

Einen Überblick über die Strecken, um welche der Riemen bei jedem Lauf über die eine oder die andere Scheibe gleitet, gibt folgende Betrachtung. Auf der treibenden ist die Länge des Gleitbogens, auf welchem die Streckung des Riemens erfolgt:

$$l = \frac{D_1}{2} \cdot \omega' = 200 \cdot 1,335 = 267,0 \text{ cm},$$

die Verlängerung, die der Riemen dabei erfährt, um welche sich also alle Riementeilchen gegenüber der Scheibe bewegen müssen:

$$\lambda' = \frac{\varepsilon \cdot l}{2} = \frac{0,00605 \cdot 267}{2} = 0,81 \text{ cm}$$

und die dazu zur Verfügung stehende Zeit, die gleichzeitig zum Durchlaufen des Bogens nötig ist:

$$t = \frac{l}{\pi D_1} \cdot \frac{60}{n_1} = \frac{267 \cdot 60}{\pi \cdot 400 \cdot 80} = 0,16''.$$

Auf der getriebenen Scheibe ist die Bogenlänge 110,1 cm, die Verlängerung 0,33 cm und die Zeit 0,066 sek. Da aber die Verlängerung in kürzerer Zeit erfolgen muß, ergibt sich in Übereinstimmung mit dem oben berechneten Werte die Gleitgeschwindigkeit an beiden Scheiben gleich groß:

$$v_g = \frac{\lambda'}{t} = \frac{0,81}{0,16} = \frac{0,33}{0,066} = 5 \text{ cm/sek.}$$

Dagegen ist der wesentliche Unterschied zwischen der großen und kleinen Scheibe, daß auf dieser die Gleitwege kürzer sind, was wohl in bezug auf die Abnutzung des Riemens vorteilhaft, für die Haftfähigkeit aber nachteilig zu sein scheint und die Tatsache begründen dürfte, daß das Rutschen stets an der kleinen Scheibe einsetzt, selbst wenn der Spannungswinkel durch eine Leitrolle so groß wie an der großen gemacht wird. Wenn die von Fieber für einen Gummiriemen nachgewiesene Tatsache, daß der Gleitwinkel an der getriebenen Scheibe größer als an der treibenden ist, Abb. 2050, auch für Lederriemen gilt, so ergeben sich an der ersteren praktisch geringere Gleitgeschwindigkeiten, damit aber auch ungünstigere Reibungs- und Haftverhältnisse; die treibende Scheibe ist demnach der getriebenen selbst bei gleicher Größe überlegen.

Durch die mehrere Millimeter betragenden Gleitwege wird weiterhin erklärlich, daß aus Rücksicht auf die Abnutzung und die Lebensdauer der Riemen die Scheibenoberflächen so glatt als irgend möglich auszuführen sind; es ist grundsätzlich falsch, die Übertragungsfähigkeit durch größere Rauheit der Scheiben erhöhen zu wollen. Das kann nur, wie weiter unten gezeigt ist, durch ein geeignetes Fett von großer Zähigkeit erreicht werden.

Riemengeschwindigkeit im ziehenden Trum:

$$v - v_g = 16,75 - 0,05 = 16,70 \text{ m/sek.},$$

im gezogenen Trum:

$$v = 16,75 \text{ m/sek.}$$

Ausbeute:

$$\frac{\sigma_n}{\sigma'_1} = \frac{17,9}{36,8} = 0,486.$$

4. Die Riemenreibung.

Für μ wurde bis vor kurzem allgemein der von Morin angegebene Wert der Reibungszahl der Ruhe zwischen Leder und Eisen 0,28 benutzt. Er war durch Gleitversuche ermittelt worden, bei denen ein Lederstreifen an einem Ende so lange belastet wurde, bis er anfang, zu rutschen, gilt also nur für den Beginn der Bewegung und für geringe Geschwindigkeiten. Bei halber Umschlingung der Scheibe würde das Spannungsverhältnis:

$$\frac{S'_1}{S'_2} = e^{\mu \omega} = e^{0,28 \pi} = 2,41$$

werden, S'_1 also höchstens 2,41 mal so groß als S'_2 sein können.

Auch hier zeigten die Versuche Kammerers, daß wesentlich höhere Werte, $m = 5$ bis 12 für das Spannungsverhältnis und dementsprechend Reibungszahlen $\mu = 0,5$ bis zu 0,8 auftreten und bei Dauerbetrieb möglich und zulässig sind. Man suchte sie durch die Mitwirkung des Luftdrucks und elektrischer Ladungen, die sich häufig an Riemen zeigen, zu erklären, fand aber bei Versuchen keine Bestätigung. So blieb an einem Triebe, der im Vakuum von 0,114 at lief, nach Skutsch die Reibungszahl und das Spannungsverhältnis gegenüber dem Lauf unter atmosphärischem Druck unverändert: $\mu = 0,97$, $\frac{S_1}{S_2} = 16,5$ und 16,9; nur der Schlupf sank auf 4,8 gegenüber 6,8% unter atmosphä-

rischem Druck. Kammerer nahm an, daß sich in der kurzen Zeit zwischen den Spannungswechseln die Formänderungen nicht voll ausbilden könnten und daß deshalb auch die Beanspruchungen niedriger als rechnermäßig blieben. Demgegenüber wies Skutsch durch Schwingungsversuche nach [XXVI, 16], daß die federnden Dehnungen

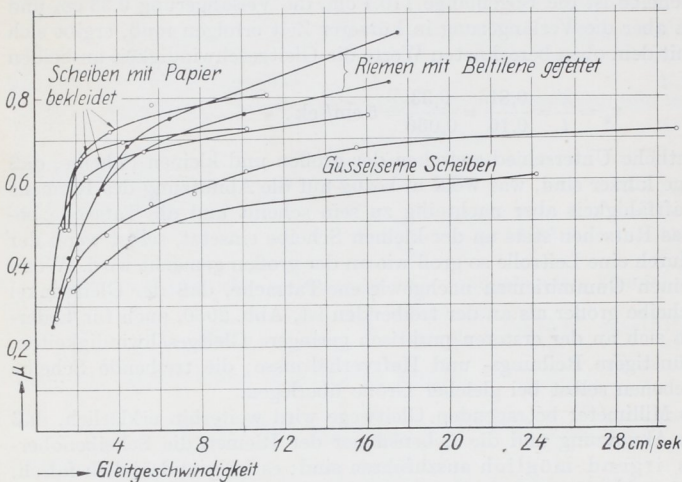


Abb. 2052. Reibungszahlen an laufenden Riemen nach Lewis.

abhängen. Aus den zahlreichen Versuchen seien die an einem Riemen von $140 \cdot 5,5$ mm Querschnitt herausgegriffen, der auf zwei Scheiben von 508 mm Durchmesser bei 4,24 m/sec lief und an dem die auftretenden Kräfte durch Abwiegen, der Schlupf aber unmittelbar und genau an dem Unterschied der Wege gemessen wurden, welche die beiden Scheiben zurücklegten. Abb. 2052 zeigt, daß die Reibungszahlen

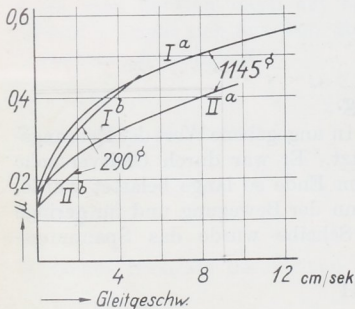


Abb. 2053. Reibungszahlen an gleitenden Riemen nach Stephan.

mit steigendem Gleiten erst rasch, dann langsamer wachsen und in starkem Maße von der Art der Scheibenoberflächen und dem Zustande des Riemen abhängen. Allerdings bemerkt Lewis zu den Versuchen an mit Papier umkleideten Scheiben, daß die Unterschiede möglicherweise auf eine veränderte Beschaffenheit der Riemenoberfläche zurückzuführen seien. Besonders wichtig ist der Einfluß des Einfettens; unter sehr günstigen Umständen erreichte μ den Wert 1,44, — an einem sehr weichen „Rohhautriemen“, vermutlich einem Chromlederriemen, sogar vorübergehend 1,67, entsprechend einem Spannungsverhältnis 90! Bei Dauerbetrieb hält Lewis Reibungszahlen in den Grenzen 0,25 bis 1 und einen Schlupf bis zu 20% für zulässig.

Aus den Versuchen leitete Barth die Größe der Reibungszahl in Abhängigkeit von der Laufgeschwindigkeit v in m/sec:

$$\mu = 0,54 - \frac{14}{50 + 20v} \quad (667)$$

ab.

Stephan fand [XXVI, 4] an zwei Riemen, die a) über eine festgestellte Scheibe von 1145 mm Durchmesser mit recht glattem, schmiedeisernem Kranze und b) über eine gußeiserne, in der üblichen Weise abgedrehte, also wesentlich rauhere Scheibe von

bei Leder den Kraftänderungen sofort und ohne merkbares Nachhinken folgen.

Schon 1895 hatte W. Lewis in einem der American Society of Mechanical Engineers vorgelegten Versuchsbericht, der jedoch in Deutschland erst 1914 durch die Übersetzung von Skutsch [XXVI, 18] weiteren Kreisen bekannt wurde, darauf hingewiesen, daß die Reibungszahl vor allem von der Gleitgeschwin-

290 mm Durchmesser gelegt waren und je nach der Überlast auf der einen Seite mit verschiedener Geschwindigkeit glitten, die in Abb. 2053 dargestellten Werte. Riemen *I* war neu, Riemen *II* schon gebraucht. Die Vorgänge stimmen mit denen beim Riementrieb insofern nicht überein, als sich bei diesem nicht der ganze Riemen, sondern nur die in den Gleitbogen eintretenden Teile nacheinander und allmählich gegenüber der Scheibe bewegen und verschieben. Wegen der grundsätzlichen Übereinstimmung der Kurven mit den unmittelbar an Riementrieben beobachteten der Abb. 2052 dürften aber Rückschlüsse und Anwendungen der Zahlen auf den Riementrieb zulässig sein. Auch in Abb. 2053 nimmt die Reibungszahl von einem der Ruhe entsprechenden niedrigsten Wert mit der Gleitgeschwindigkeit zunächst rasch, später langsam zu. Deutlich tritt der beträchtliche Einfluß der Art des Riemens, sowie der wesentlich geringere der Scheibendurchmesser auf die Reibungszahl hervor.

Sehr eingehende Versuche stellte Friederich [XXVI, 15] an einer Riemenscheibe, Abb. 2054, an, die mit geringer, dem Gleiten des Riemens während des gewöhnlichen Betriebs entsprechender Geschwindigkeit angetrieben wurde, während ein darüber gelegter Riemen an einem Ende belastet, am anderen durch eine Feder gehalten war. Die Ausdehnung der Feder ermöglichte die Beobachtung und Aufzeichnung der durch die Reibung entstehenden Kräfte, sowie die Ermittlung der Spannungsverhältnisse und der Reibungszahlen. Wie im vorangehenden Falle entsprechen die Vorgänge denen an einer Bandbremse. Die Versuche bewiesen, daß das der Eytelweinschen Formel zugrunde liegende Coulombsche Gesetz der Reibung fester Körper $R = \mu N$, welches μ unveränderlich voraussetzt, nur für vollständig fettfreie Riemen und Scheibenoberflächen gilt, annähernd also für einen neuen ungefetteten Riemen. Bei gut eingefetteten Riemen überziehen sich die Oberflächen nach kurzer Laufzeit mit dünnen Fetthäutchen, deren Zähigkeit und innerer Widerstand die Größe der Reibung und der Umfangskraft be-

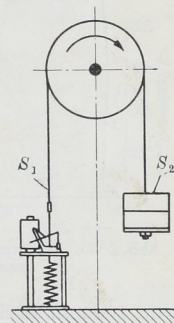


Abb. 2054. Versuchsanordnung von Friederich.

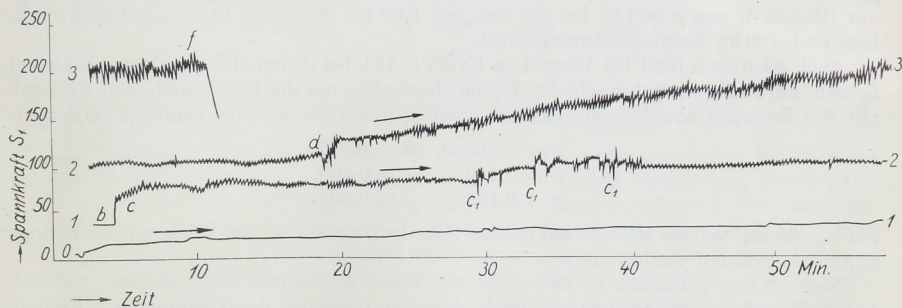


Abb. 2055. Wirkung des Einfettens eines Riemens nach Friederich.

dingt und diese ähnlich wie bei Zapfen von der Laufgeschwindigkeit, Größe der Oberflächen und Temperatur abhängig macht. Den Einfluß des Einfettens zeigt deutlich die der Arbeit entnommene Abb. 2055, welche die an einem gebrauchten Riemen erhaltenen Kräfte S_1 bei $S_2 = 4,88$ kg Belastung am freien Ende wiedergibt. Die Linien sind so, wie sie auf einer umlaufenden Trommel bei mehreren Umdrehungen aufgeschrieben wurden, übereinander dargestellt, die gegenseitigen Anschlußpunkte aber durch die Zahlen 1, 2 und 3 bezeichnet. Bei *c* wurde die Scheibe zum ersten Male gefettet; die Folge war das allmähliche Anwachsen der Kraft S_1 , das nur bei c_1 durch Verschiebungen des Riemens aus der Mittellage Störungen erlitt. Bei *d* wurde die Scheibe zum zweiten Male gefettet. Zunächst trat eine vorübergehende Verminderung der Kraft S_1 ein, bis

das Fett vom Leder aufgesaugt war; dann aber wuchs S_1 von neuem, weil sich die haftende Schicht immer weiter ausbreitete und dünner wurde, während der Reibungswiderstand zunahm. Abb. 2056 zeigt demgegenüber die Wirkung des Entfettens. Durch Abwaschen des Riemens mit Benzin fällt die Spannkraft S_1 bei b und c plötzlich ab

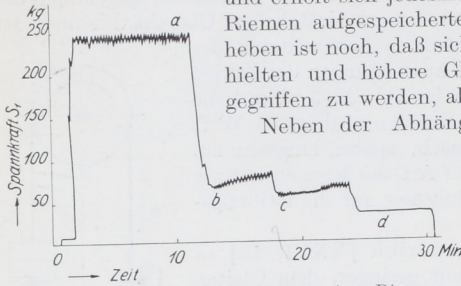


Abb. 2056. Wirkung des Entfettens eines Riemens nach Friederich.

und erholt sich jedesmal nur dadurch langsam wieder, daß das im Riemen aufgespeicherte Fett an die Oberfläche tritt. Hervorzuheben ist noch, daß sich gefettete Riemen wesentlich stabiler verhielten und höhere Gleitgeschwindigkeiten vertrugen, ohne angegriffen zu werden, als trockene.

Neben der Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit konnte Friederich den allerdings geringeren Einfluß des Spannkraftunterschiedes oder der Pressung zwischen Scheibe und Riemen zeigen. Ähnlich wie bei der Zapfenreibung nimmt die Reibungszahl mit zunehmender Pressung ab. Z. B. betrug:

a) an einem schwach gefetteten Riemen von 100 mm Breite auf einer blanken gußeisernen Scheibe von 510 mm Durchmesser bei

$$S_1 - S_2 = 10 \text{ kg} \quad \mu = 0,44,$$

$$S_1 - S_2 = 80 \text{ ,,} \quad \mu = 0,39;$$

b) an einem gebrauchten, stark gefetteten und eingelaufenen Riemen bei

$$S_1 - S_2 = 100 \text{ kg} \quad \mu = 1,18,$$

$$S_1 - S_2 = 300 \text{ ,,} \quad \mu = 0,94.$$

Höhere Temperaturen machen die Schmiermittel dünnflüssiger und vermindern deren innere Widerstände; in Übereinstimmung damit kennzeichnen die folgenden Zahlen die Wirkung der Erwärmung der Scheibe: am Riemen a sank μ von 0,43 bei 21° auf $\mu = 0,23$ bei 50° unter 13 cm/sek Gleitgeschwindigkeit und 25 kg Spannkraftunterschied; am Riemen b von $\mu = 1,31$ bei 20° auf $\mu = 1,09$ bei 50° unter 13 cm/sek Geschwindigkeit und 100 kg Spannkraftunterschied.

Auch Skutsch fand bei Versuchen [XXVI, 19], bei denen eine mit Leder bekleidete Scheibe auf einer gefetteten schiefer Ebene abrutschte, mit der Geschwindigkeit steigende, mit der Pressung abnehmende Reibungszahlen, unter anderen bei rund 2,2 cm/sek und

$$p = 0,369 \text{ at} \quad \mu = 0,577,$$

$$p = 0,249 \text{ ,,} \quad \mu = 0,700,$$

$$p = 0,130 \text{ ,,} \quad \mu = 0,839.$$

Sie begründen, warum Riemen auf großen Scheiben, auf denen der Flächendruck geringer ist, höher belastet werden können.

Nach all den Versuchen ist also nicht, wie bisher angenommen, die Reibung zwischen festen Körpern, sondern hauptsächlich der den Gesetzen der halbflüssigen Reibung folgende Widerstand der dünnen Fettschicht auf den Riemen maßgebend. Die Eigenschaften des Fettungsmittels sind für die Größe der wirkenden Kraft entscheidend, und des Riemenstoffes treten zurück, wenn nur die Bildung einer gleichmäßigen und geschlossenen Fettschicht begünstigt wird. In dieser Beziehung scheint aber das Leder den anderen Riemenstoffen überlegen zu sein. Bemerkte sei, daß es nach neueren Versuchen vorteilhafter ist, Lederriemen mit der Haarseite aufzulegen. Nach gründlichem Einlaufen ist dort die Reibung größer als auf der Fleischseite. Balata- und Gummiriemen müssen, wenn die Laufseite nicht besonders bezeichnet ist, auf der Tuchseite laufen.

Die Reibungszahl nimmt also je nach den Werkstoffen der Scheiben und des Riemens, dem Fettungszustande und den Betriebsverhältnissen sehr verschiedene Werte an.

Der Umstand aber, daß sie stets mit der Gleit- und somit auch mit der Laufgeschwindigkeit wächst und zu günstigeren Reibungsverhältnissen führt, gibt die Möglichkeit, bei höheren Geschwindigkeiten größere Nutzspannungen anzuwenden, bis die Fliehkraft die Höchstspannung zu sehr steigert.

Anschaulich läßt sich die Wirkung der Laufgeschwindigkeit an der Spannungs-Dehnungslinie, Abb. 2057, zeigen, wenn man die Fliehspannung, wie es für kleine und mittlere Geschwindigkeiten statthaft ist, vernachlässigt und eine und dieselbe freie Spannung im ziehenden Trum $\sigma'_1 = 30 \text{ kg/cm}^2$ zugrunde legt. Ausgehend von 2 m/sek Laufgeschwindigkeit und $\sigma_n = 15 \text{ kg/cm}^2$ Nutzspannung, greift man aus Abb. 2057 den zugehörigen Schlupf $\psi_0 = 0,59\%$ ab, bekommt die Gleitgeschwindigkeit:

$$v_g = \frac{\psi_0 \cdot v}{2} = \frac{0,0059 \cdot 2}{2} = 0,0059 \text{ m/sek}$$

oder 0,59 cm/sek und aus Abb. 2052 schätzungsweise $\mu = 0,25$, wenn man die niedrigen Werte der verlängerten untersten

Kurve benutzt. Das Spannungsverhältnis $\frac{\sigma'_1}{\sigma_2} = 2 = e^{\mu \omega}$ liefert

das Bogenmaß des Gleitwinkels $\omega = 2,77$. Läßt man ω unverändert, so kann man rückwärts die zu verschiedenen Reibungszahlen μ gehörigen Werte der folgenden Zusammenstellung berechnen und findet, daß bei $\mu = 0,4$ und $v = 8,3 \text{ m/sek}$ der Schlupf auf $\psi = 0,77\%$, die Nutzspannung σ_n auf $20,1 \text{ kg/cm}^2$, bei $\mu = 0,5$ und $v = 14,4 \text{ m/sek}$ der Schlupf auf $\psi = 0,9\%$, die Nutzspannung aber auf $\sigma_n = 22,5 \text{ kg/cm}^2$ erhöht werden kann.

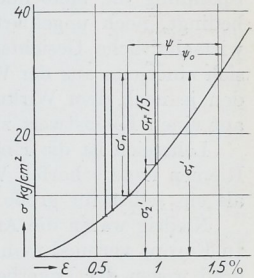


Abb. 2057. Zur Untersuchung der Wirkung der Laufgeschwindigkeit an Lederriemen.

μ	0,4	0,5	0,55
$e^{\mu \omega}$	3,031	4,00	4,59
$\sigma'_2 = \frac{\sigma'_1}{e^{\mu \omega}} = \frac{30}{e^{\mu \omega}}$	9,9	7,5	6,5 kg/cm ²
$\sigma_n = \sigma'_1 - \sigma'_2$	20,1	22,5	23,5 kg/cm ²
v_g aus Abb. 2052	3,2	6,6	12 cm/sek.
ψ aus Abb. 2057	0,77	0,9	0,96%
$v = \frac{2 v_g}{\psi}$	8,3	14,4	25 m/sek.

Versuche, auf Grund der angeführten Beobachtungen eine neue Theorie der Riementriebe zu schaffen, liegen von Friederich [XXVI, 15] und Stiel [XXVI, 10] vor. Letzterer nimmt an, daß sich die Reibung aus zwei Teilen zusammensetzt, aus Druckreibung, wie sie zwischen festen, völlig trocknen und reinen Oberflächen auftritt und aus Flüssigkeitsreibung, wie sie an geschmierten Körpern entsteht. Die erste Art hängt nur von der Größe der Belastung ab, die zweite ist verhältnismäßig der Größe der Berührungsflächen und der Gleitgeschwindigkeit. Unter Heranziehung der Skutschschen Reibungszahlen leitet er ab, daß die treibenden Scheiben den getriebenen und große den kleineren ganz bedeutend überlegen sein müssen. Die grundlegenden Zahlen der sehr beachtenswerten Theorie bedürfen jedoch noch genauerer Prüfung und Festlegung, ehe sie zur Berechnung neuer Riementriebe benutzt werden können.

Bis auf weiteres wird man sich deshalb der Eytelweinschen Formel bedienen, sich aber bewußt bleiben, daß die dabei verwandten Reibungszahlen lediglich Mittelwerte darstellen, die nur dann zutreffende Ergebnisse liefern, wenn der zu berechnende Fall ähnliche Verhältnisse aufweist, wie sie bei den Riementrieben oder Versuchen vorlagen, denen die Zahlen entstammen.

D. Berechnung der Riemenabmessungen.

Bei der Bestimmung der Riemenabmessungen geht man von der auf 1 cm Breite übertragbaren Kraft, ausgedrückt durch die Belastungszahl k_n in kg/cm, aus, dem

Umstände gemäß, daß die Umfangskraft nur durch die Reibung an der Riemenoberfläche aufgenommen und abgegeben wird. Dabei darf man aber bei wichtigen, raschlaufenden Trieben die im Riemenquerschnitt entstehenden Spannungen nicht außer acht lassen, weil sie für die elastischen Formänderungen, das Gleiten, die Abnutzung und die Lebensdauer der Riemen entscheidend sind. Hierbei wird man der Sicherheit wegen stets die größten auftretenden Spannungen der Beurteilung zugrunde legen, weil die Frage, ob bei den ständig zwischen σ_1 und σ_2 schwingenden Belastungen die mittlere Spannung die bleibenden Formänderungen und damit die Lebensdauer des Riemens bedingt, noch ungeklärt ist. Endlich muß bei der Berechnung wichtiger Triebe der wirtschaftliche Gesichtspunkt berücksichtigt werden. Die Betriebsunkosten, die sich einerseits aus der Verzinsung und Abschreibung der Anlagekosten, andererseits aus den je nach dem Wirkungsgrad verschiedenen Energieverlusten zusammensetzen, sind auf einen Kleinstwert zu bringen.

Lehrreich ist die Entwicklung der Riemenberechnung, weil sie zeigt, wie sich der Riemen trotz scharfen Wettbewerbs durch Steigerung der Anforderungen an die Triebe als ein selbst für große Leistungen sehr geeignetes Übertragungsmittel halten konnte.

Niedrig waren die Ansprüche, die man in der ersten Zeit des Maschinenbaus stellte. In Europa vermied man Riemen für alle größeren Leistungen, da man 1. den Wirkungsgrad wegen der Lagerbelastung gering einschätzte und 2. auf Grund der Eytelweinschen Formel $\frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = e^{\mu \omega}$ annahm, daß die Belastungszahl k_n mit zunehmender Geschwindigkeit nach der Parabel in Abb. 2040 sinken und im Punkte A Null werden müsse. Die dabei gemachten Voraussetzungen waren, daß μ den Wert 0,28 nicht überschreite und unveränderlich sei und daß der Achsdruck und die Anpressung um den vollen Betrag der Fliehkraft vermindert würden. Große praktische Fortschritte brachte der gewaltige und rasche industrielle Aufschwung Amerikas um die Mitte des vorigen Jahrhunderts. Namentlich dadurch, daß sich Sonderfirmen der Ausbildung der Riementriebe annahm.

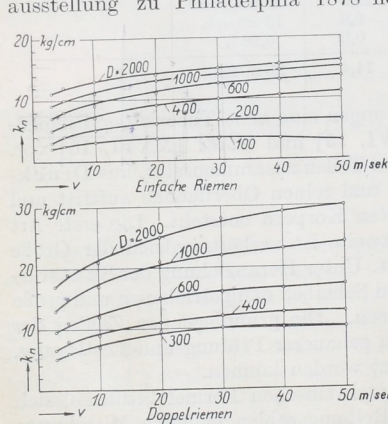


Abb. 2058. Belastungszahlen an Riementrieben nach Gehrken's.

digkeit, Abb. 2058, ständig stiegen, und die der Anlaß eines außerordentlich heftigen Streites wurden, der auch heute noch nicht zur Ruhe gekommen ist.

In Amerika war man inzwischen, wie der Aufsatz von E. Reichel zeigte [XXVI, 17], zu Werten $k_n = 13$ bis 20 kg/cm Breite bei Laufgeschwindigkeiten zwischen 20 und 38 m/sec gegangen, vgl. Nr. 7 bis 10 der Zusammenstellung 158, S. 1194.

die Ropersche Formel, welche die Belastung unabhängig von der Laufgeschwindigkeit, aber umgekehrt verhältnismäßig dem Durchmesser der kleinen Scheibe nach $b \cdot D = 20 U$ bei halber Umschlingung der Scheibe nimmt, so daß

$k_n = 2,5$ kg/cm bei 500 mm Scheibendurchmesser,
5,0 „ „ 1000 „ „ „
10,0 „ „ 2000 „ „ „

wird. Die von Radinger angeführten Beispiele wiesen meist unter 12 kg/cm Breite liegende Nutzkräfte, aber Leistungen von mehreren Hundert Pferdestärken auf bei Geschwindigkeiten bis zu 23 m/sec.

Im scharfen Gegensatz zu den in Europa herrschenden Anschauungen veröffentlichte Gehrken's, Hamburg, 1888 nach seinen praktischen Erfahrungen Zahlen, die mit dem Scheibendurchmesser, vor allem aber mit der Laufgeschwin-

Die geschilderte Steigerung ist vor allem 1. in dem Übergang zu größeren Betriebsgeschwindigkeiten, 2. in den Fortschritten bei der Herstellung der Riemen für große Leistungen und raschen Lauf befruchtet.

Zu 1. Daß bei mittleren Geschwindigkeiten höhere Nutzsparnungen angewendet werden können, weil das Spannungsverhältnis und die Reibungszahlen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit günstiger werden, war auf Seite 1180 nachgewiesen worden. Bei sehr hohen Geschwindigkeiten treten jedoch die Fliehspannungen zu den übrigen hinzu. Welche Spannungen bei Anwendung der Gehrkennschen Zahlen zu erwarten sind, sei an zwei Riemen, einem einfachen von 5 mm und einem doppelten von 10 mm Stärke, die auf Scheiben von 1000 mm Durchmesser bei 10 m Freihang laufen, an Hand der Abb. 2045 näher untersucht. Angenommen ist dabei, daß die Vorspannung σ_0 das 1½-fache der Nutzsparnung, der Achsdruck während der Ruhe also die vielfach übliche Größe 3 U habe. Die folgende Zahlentafel zeigt, daß die Spannungsverhältnisse bis zu 40 m/sek mäßig hoch sind und selbst bei 50 m/sek noch zulässig erscheinen, daß aber die Höchstspannungen im ziehenden Trum bei mehr als 30 m/sek unter Berücksichtigung der Biegespannungen 70 kg/cm² überschreiten, jedenfalls also beste Rohstoffe voraussetzen. Die höchsten Beanspruchungen sind an beiden Riemen ungefähr gleich groß, weil die durchweg im Doppelriemen erheblich geringeren Werte für die freie Spannung durch das Hinzutreten der doppelt so hohen Biegebeanspruchung ausgeglichen werden.

Dabei ist eine an Abb. 2042 ermittelte Dehnungsziffer von $\frac{1}{3400}$ cm²/kg benutzt, so daß z. B. für den Doppelriemen:

$$\sigma_b = \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{3400 \cdot 1,0}{100} = 34 \text{ kg/cm}^2$$

beträgt. Gemäß den Ausführungen auf Seite 1156 wurde schätzungsweise 0,75 davon zu den übrigen Spannungen zugezählt und so die Höchstspannung im ziehenden Trum auf dem Ruhebogen der getriebenen Scheibe ermittelt.

Stärke s	Einfacher Riemen							Doppelriemen							mm
	5							10							
	1,00			0,80				1,00			0,80				
Einheitsgewicht γ															
Riemengeschwindigkeit v	5	10	20	30	40	50	50	5	10	20	30	40	50	50	m/sek
Belastungszahl nach Gehrkens k_n	10	11	13	14	14,5	15	15	15	17	21	22	23	24	24	kg/cm ²
Nutzspannung σ_n	20	22	26	28	29	30	30	15	17	21	22	23	24	24	kg/cm ²
Vorspannung $\sigma_0 = 1,5\sigma_n$	30	33	39	42	43,5	45	45	22,5	25,5	31,5	33	34,5	36	36	„
Freie Spannung im ziehenden Trum σ'_1	40,3	44,8	48,2	47,5	42,9	36,8	39,7	30,2	33,8	38,7	35,5	31	27,5	28,8	„
Freie Spannung im gezogenen Trum σ'_2	20,3	22,8	22,2	19,5	13,9	6,8	9,7	15,2	16,8	17,7	13,5	8,0	3,5	4,8	„
Spannungsverhältnis $m = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2}$	1,97	1,97	2,17	2,44	3,09	5,41	4,1	1,99	2,01	2,19	2,63	3,88	7,85	6,0	
Fliehspannung σ_f	0,26	1,02	4,1	9,2	16,3	25,5	20,4	0,26	1,02	4,1	9,2	16,3	25,5	20,4	„
Biegespannung σ_b	17						10	34						20	„
Spannung im ziehenden Trum $\sigma'_1 + \sigma_f + 0,75\sigma_b$	53,4	58,6	65,1	69,5	72,0	75,1	67,6	56,0	60,3	68,3	70,2	72,8	78,5	64,2	„

Von größter Wichtigkeit ist die Elastizität und Weichheit, sowie das geringe Einheitsgewicht des Riemen. Während erstere auf das Spannungsverhältnis und die Biegespannung günstig wirken, erniedrigt letzteres vor allem die Fliehspannung. Beträgt α nur $\frac{1}{2000}$ cm²/kg und ist $\gamma = 0,8$ kg/dm², so wird bei 50 m/sek Geschwindigkeit $\sigma_f = 20,4$, $\sigma_b = 10$ am einfachen und 20 kg/cm² am Doppelriemen, wodurch die Beanspruchungen am einfachen Riemen auf 67,6, am Doppelriemen auf 64,2 kg/cm² fallen, vgl. die Endspalten der Zusammenstellung.

Zu 2. Leichte Triebe mit mäßigen Geschwindigkeiten werden mit billigen Lederriemen gewöhnlicher Güte betrieben, erhalten einfache, rasch zu lösende Verbindungen, müssen aber dementsprechend auch niedrige Beanspruchungen aufweisen, wenn sie nicht bald nachgeben und durch Rutschen leiden sollen. Erfahrungsgemäß werden Riemen für langsamen Lauf meist zu knapp berechnet.

Für raschlaufende Triebe wird das Leder sorgfältig ausgesucht und vorbehandelt und der Riemen in den Fabriken dem Sonderzwecke entsprechend hergestellt, so daß auf eine viel größere Gleichmäßigkeit und Güte gerechnet werden kann. Solche Riemen werden zwar erheblich teurer; an sie kann man aber wesentlich höhere Forderungen stellen.

Weiterhin pflegen bei großen Anlagen die Leistungen zur Sicherheit gegen Störungen reichlich geschätzt zu werden, so daß die hohen Belastungen überhaupt nicht oder doch nur vorübergehend auftreten. In der Beziehung muß man vielfach den im Schrifttum zu findenden Angaben mit Vorsicht begegnen. So führen die Beispiele Nr. 2 bis 6 in der Zusammenstellung 158, Seite 1194 zu keinesfalls im Dauerbetrieb zulässigen Werten für k_n .

Sicher sind die Gehrkensschen Zahlen obere Grenzwerte, an die man nur unter sehr günstigen Betriebsverhältnissen herangehen darf. So soll bei offenen, annähernd wagrechten Trieben und Übersetzungen ins Schnelle das ziehende Trum unten angeordnet sein, der Scheibendurchmesser D mindestens 100 s und das Verhältnis der beiden Scheiben 2 : 1 bis höchstens 5 : 1 sowie der Achsabstand a bei schmalen Riemen bis zu 100 mm mindestens 5, bei breiten 10 m und mehr betragen, um die Mitwirkung des Durchhangs sicherzustellen. Die Scheiben müssen genau winkelrecht zu den Wellen liegen, sorgfältig und glatt abgedreht, gut ausgewogen sein und genau zentrisch laufen, die Wellen parallel, die Riemen überall, auch an den Schlußverbindungen gleich schwer und biegsam sein.

Als geringster Achsabstand wird vielfach:

$$a = D_1 + D_2 + 2 m \quad (668)$$

empfohlen. Zu großer Freihang erzeugt leicht das der Haltbarkeit des Riemens schädliche Flattern; 300 mm breite vertragen 15 m, über 350 mm breite 20 m Abstand.

Schräge Lage der Triebe berücksichtige man durch Ermäßigung der Belastungszahlen.

Bei Übersetzungen ins Langsame scheint der Umstand, daß das stärker gespannte ziehende Trum auf der kleinen Scheibe scharf abgebogen wird, ungünstig zu wirken. Jedenfalls nehme man den Durchmesser dieser Scheibe so groß wie irgendsmöglich, die Belastung aber niedrig.

Bach gibt für k_n Werte, die mit dem Scheibendurchmesser und der Laufgeschwindigkeit bis zu 30 m/sek steigen, von da ab bis 40 m/sek gleich bleiben, sämtlich aber unter den Gehrkensschen Werten liegen.

Nach dem jetzigen Stande der Theorie kann die Nutzbelastung mit der Geschwindigkeit bis zu etwa 25 bis 30 m/sek zunehmen, sollte dann aber wieder kleiner werden.

Im Falle außergewöhnlicher Betriebsverhältnisse und sehr hoher Geschwindigkeiten wird es sich stets empfehlen, mit den für die Lieferung in Betracht kommenden Firmen in Verbindung zu treten und Vorschläge auf Grund ihrer Erfahrungen einzuholen.

Was die Verwendung und Belastungsfähigkeit der Kunstriemen anlangt, so bestimmen vielfach die Schlösser die Grenzen der Laufgeschwindigkeit. Nach Kammerer [XXVI, 7] sind Baumwoll- und Balatriemen mit Jackschlössern, Abb. 2030a, nur bis 25 m/sek, Kamelhaarriemen bis 30 m/sek verwendbar. Französische Firmen, wie Lechat und Co. verwenden nach dem Bericht über die Weltausstellung in Paris 1900 [XXVI, 20] Baumwollriemen allerdings noch bei wesentlich höheren Geschwindigkeiten, 40 m/sek und mehr. Die zulässige Belastung auf 1 cm Riemenbreite sinkt bei höheren Geschwindigkeiten, wie Abb. 2059 für mehrere Riemenarten nach Kammerer

zeigt. Gliederriemen aus Leder konnten wegen des großen Eigengewichts nur bis zu 30 m/sek und bei noch stärker fallender Belastung benutzt werden. Der Vergleich mit den in Abb. 2059 gleichfalls dargestellten, an einfachen und Doppellederriemen erhaltenen Werten läßt die Überlegenheit und das weitere Anwendungsgebiet des Leders deutlich erkennen. Die hohen, teilweise noch über den Gehrken'schen Werten der Abb. 2058 liegenden Zahlen für Doppelriemen gelten freilich nur bei Herstellung des Riemens aus Spezialleder und dürfen keinesfalls auf beliebige andere Lederarten angewendet werden.

G. Ebell, Neuruppin, gibt für Haartreibriemen $k_n = 15$ kg/cm Breite, C. Vollrath und Sohn, Blankenburg, für schmale Kamelhaarriemen $k_n = 15$, für solche von mehr als 400 mm Breite 18 kg/cm an. Gummi- und Baumwollriemen empfiehlt Bach nach:

$$U = 8 \text{ bis } 10 \cdot b \cdot s \quad (669)$$

zu bemessen.

Die zahlenmäßige Berechnung der Riemen auf den besprochenen Grundlagen ist einfach. Nach der Entscheidung, ob ein ein- oder mehrfacher Riemen genommen werden soll, wählt man den Scheibendurchmesser und die zulässige Belastung k_n auf 1 cm Breite und bestimmt danach die Riemenbreite b aus der Umfangskraft U nach:

$$b = \frac{U}{k_n} \quad (670)$$

oder aus der Leistung N in Pferdestärken und der Riemengeschwindigkeit v :

$$b = \frac{75 N}{k_n \cdot v} \quad (671)$$

In manchen Fällen kann die Aufstellung einer Liste, wie im Beispiel 3, an der man die Entscheidung trifft, empfehlenswert sein. Durch Nachrechnung überzeugt man sich bei rasch laufenden Riemen von den in den Trümmern auftretenden Spannungen, dem Spannungsverhältnis und der Größe des Schlupfes oder der Gleitgeschwindigkeit.

Der Achsdruck wird gewöhnlich einer Vorspannkraft $c_v = 1,5 k_n$ auf 1 cm Riemenbreite entsprechend zu $3 U$ berechnet. Er übersteigt diese Größe bei neu aufgelegten oder nachgespannten Riemen häufig beträchtlich, wird aber bei raschem Lauf durch die Wirkung der Fliehkraft vermindert.

Bei ungleichmäßigem oder stoßendem Betriebe, ferner, wenn beim Einrücken große Massen beschleunigt werden müssen, ist die sorgfältige Prüfung aller Umstände nötig. Falls irgendmöglich, ermittle man die größten auftretenden Kräfte und lege sie der Bestimmung der Riemenabmessungen zugrunde. Sonst gehe man von der mittleren Leistung oder Umfangskraft aus, wähle aber die Belastungszahlen den Verhältnissen entsprechend niedrig.

Für die Lebensdauer der Riemen ist neben der Höhe und Art der Belastung die Behandlung im Betriebe äußerst wichtig. Allmählich geht der Fettgehalt verloren; von Zeit zu Zeit müssen deshalb die Riemen, nachdem sie durch Abwaschen mit lauwarmem Wasser sauber gereinigt sind, neu eingefettet werden. Dazu empfiehlt Gehrken's frischen Rindertalg oder eine Mischung von Stearin, Degras und Bienenwachs. Vielfach wird fertig gemischte Riemenschmiere von den Firmen geliefert. Beim Wiederinbetriebsetzen pflegen die neu gefetteten Riemen vorübergehend zu rutschen; sobald aber das Fett aufgesaugt ist, ziehen sie wieder durch. Sehr empfindlich ist Leder gegen Mineralöle, die es steif und brüchig machen. Vor etwa von Lagern abgeschleudertem Öl sind daher die Riemen durch Fänger oder Schutzbleche sorgfältig zu bewahren.

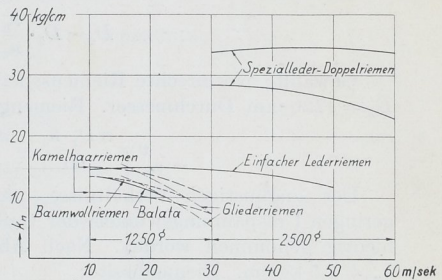


Abb. 2059. Belastungszahlen für Leder- und Kunstriemen nach Kammerer.

Zahlenbeispiel 2. Der Riemen an einem Elektromotor von 5 PS mit $n_1 = 1600$ Umdrehungen in der Minute, der eine auf gleicher Höhe angeordnete Vorgelegewelle mit $n_2 = 250$ Umdrehungen antreiben soll, ist zu berechnen. Die auf der Motorwelle sitzende Scheibe habe $D_1 = 180$ mm Durchmesser, die Achsentfernung sei $e = 3,5$ m.

Wegen des kleinen Scheibendurchmessers ist nur ein einfacher Riemen möglich. Scheibendurchmesser auf der Vorgelegewelle:

$$D_2 = D_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = \frac{18 \cdot 1600}{250} = 115 \text{ cm.}$$

Gewählt: Normrechte Riemenscheibe nach Zusammenstellung 159, Seite 1194, von $D_2 = 1120$ mm Durchmesser. Riemengeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,18 \cdot 1600}{60} = 15,1 \text{ m/sek.}$$

Der ungünstigen Verhältnisse, nämlich der Übersetzung ins Langsame und des geringen Umspinnungswinkels der treibenden kleinen Scheibe halber muß die Belastung niedrig genommen werden. Nach Abb. 2058 wäre $k_n = 5,2$ kg/cm zulässig; gewählt $k_n = 2,5$ kg/cm. Riemenbreite:

$$b = \frac{75 \cdot N}{k_n \cdot v} = \frac{75 \cdot 5}{2,5 \cdot 15,1} \approx 10 \text{ cm.}$$

Ausgeführt: Einfacher, geleimter Riemen von 5 mm Stärke und 100 mm Breite auf 120 mm breiten Scheiben gemäß Zusammenstellung 159, Seite 1194. Zur Erleichterung des Nachspanns ist es zweckmäßig, den Motor auf eine Spannplatte zu setzen.

Zwecks Vergleich mit dem auf Seite 1177 untersuchten Triebe sei der Riemen genauer nachgerechnet.

$$\text{Umfangskraft: } U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 5}{15,1} = 24,8 \text{ kg.}$$

$$\text{Nutzspannung: } \sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{24,8}{10 \cdot 0,5} = 4,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Vorspannung sei in Rücksicht auf den kurzen Achsabstand zu $\sigma_v = 2 \sigma_n = 9,8$ kg/cm² angenommen. Achsdruck während der Ruhe:

$$A_v = 2 b \cdot s \cdot \sigma_v = 2 \cdot 10 \cdot 0,5 \cdot 9,8 = 98 \text{ kg.}$$

$$\text{Fliehspannung: } \sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1 \cdot 15,1^2}{10 \cdot 9,81} = 2,32 \text{ kg/cm}^2.$$

An Hand von Abb. 2039 findet man $\sigma'_0 = 8,7$ kg/cm² und aus der Riemenkennlinie, Abb. 2044, genügend genau die freien Spannungen, wenn man die Linie für 5 m Freihang benutzt, und zwar

$$\text{im ziehenden Trum: } \sigma'_1 = 11,4 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\text{im gezogenen: } \sigma'_2 = 6,5 \text{ kg/cm}^2$$

und dementsprechend die freien Kräfte $S'_1 = 57$ und $S'_2 = 32,5$ kg sowie den Achsdruck während des Laufes:

$$A = S'_1 + S'_2 = 89,5 \text{ kg.}$$

$$\text{Spannungsverhältnis: } m = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{11,4}{6,5} = 1,75.$$

$$\text{Dehnungsschlupf bei } \alpha = \frac{1}{1600} \text{ cm}^2/\text{kg: } \psi = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{4,9}{1600} = 0,00306.$$

$$\text{Gleitgeschwindigkeit: } v_g = \frac{\psi \cdot v}{2} = \frac{0,00306 \cdot 15,1}{2} = 0,0231 \text{ m/sek oder } 2,31 \text{ cm/sek.}$$

Aus der untersten Linie der Abb. 2052 folgt die zugehörige Reibungszahl $\mu = 0,37$.

$$\text{Gleitbogen: } \omega' = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = \frac{\ln 1,75}{0,37} = 1,67.$$

$$\text{Gleitbogenlänge: } l = \frac{D_1 \cdot \omega'}{2} = \frac{18 \cdot 1,67}{2} = 15,1 \text{ cm.}$$

$$\text{Die Gleitstrecke: } \lambda' = \frac{\sigma_n \cdot \alpha \cdot l}{2} = \frac{4,9 \cdot 15,1}{2 \cdot 1600} = 0,0232 \text{ cm}$$

ist im Vergleich mit der auf Seite 1177 ermittelten sehr klein.

Wirkliche Übersetzung nach (665) und (666):

$$u = u_0 \cdot (1 - \psi) = \frac{D_1 + s}{D_2 + s} (1 - \psi) = \frac{18 + 0,5}{112 + 0,5} \cdot (1 - 0,00306) = \frac{1}{6,10}$$

Die Drehzahl der großen Scheibe:

$$n_2 = n_1 \cdot u = \frac{1600}{6,10} = 262$$

ist wegen des kleinen Schlupfes nur wenig von der theoretischen

$$n'_2 = n_1 \frac{D_1 + s}{D_2 + s} = 1600 \cdot \frac{18 + 0,5}{112 + 0,5} = 263$$

verschieden.

Zahlenbeispiel 3. 180 PS sind von einer Welle mit $n_1 = 80$ Umdrehungen in der Minute auf eine solche mit $n_2 = 195$ bei einem Achsabstande $e = 7400$ mm zu übertragen. Eine möglichst billige Anlage soll angestrebt werden.

Da bei der beträchtlichen Leistung nur ein Doppelriemen in Frage kommt, werde von einem kleinsten Scheibendurchmesser $D_2 = 100$ s, bei $s = 12$ mm also $D_2 = 1200$ mm ausgegangen. Es folgt der Durchmesser der großen Scheibe:

$$D_1 = D_2 \frac{n_2}{n_1},$$

die Riemengeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D_2 \cdot n_2}{60},$$

nach Wahl von k_n an Hand der Abb. 2058 die Riemenbreite:

$$b = \frac{75N}{k_n \cdot v}$$

und schließlich für die Kostenberechnung die Riemenlänge genügend genau aus:

$$L = 2e + \pi \frac{(D_1 + D_2)}{2}.$$

Setzt man zunächst $D_2 = 1200, 1400$ und 1600 mm, so ergeben sich die Zahlenreihen 1 bis 3 der folgenden Zusammenstellung. Die Preise, die selbstverständlich starken Schwankungen unterworfen sind, entstammen vor dem Kriege gültigen Listen.

Lfd. Nr	D_2 mm	D_1		v m/sek	k_n kg/cm	b mm	L m	Preise				
		errechnet mm	gewählt mm					Große	Kleine	Riemen		Gesamt- kosten Mk.
										Riemenscheibe	1mLänge	
								Mk.	Mk.			
1	1200	2925	2900 × 650	12,2	18,5	600	21,2	—	—	85	1800	—
2	1400	3410	3400 × 525	14,3	20	472	22,3	1050	—	64	1420	—
3	1600	3900	3900 × 450	16,3	21	395	23,4	1120	312	55	1290	2722
4	1500	3650	3650 × 500	15,3	20,6	430	22,9	1110	326	60	1380	2816
5	1650	4020	4000 × 450	16,8	21,3	375	23,6	1170	325	53	1250	2745

Da man sich der Billigkeit wegen möglichst an normale, auf Formmaschinen hergestellte Riemenscheiben halten wird, um Überpreise und lange Lieferfristen zu ver-

meiden, scheiden die Ausführungen Nr 1 und 2 aus, weil Scheiben von 1200 und 1400 mm Durchmesser nach der benutzten Liste nur bis zu Breiten von 500 mm geliefert werden. Zur Ausführung kommen daher für die kleine Scheibe nur Durchmesser von etwa 1600 mm in Frage. Zur Feststellung des günstigsten Wertes wurden deshalb noch die Zahlenreihen 4 und 5 für $D_2 = 1500$ und 1650 mm durchgerechnet. Bei der Wahl der letzten Zahl war maßgebend, daß die zugehörige große Riemenscheibe schon 4 m Durchmesser erhält, daß größere aber als Einzelstücke geformt werden müssen und deshalb erheblich teurer werden. Der Kleinstwert der Gesamtkosten, der darin begründet ist, daß die Preise für die Riemenscheiben bei steigendem Durchmesser wachsen, während die der Riemen abnehmen, liegt bei der Ausführung 3. Man wird sie wählen, soweit nicht etwa im Falle 4 wesentliche Ersparnisse an Fundamentkosten beim Einbau der etwas kleineren Scheiben zu erwarten sind.

Die Kraft- und Reibungsverhältnisse im Fall 5 sind auf Seite 1177 näher untersucht.

E. Verluste und Wirkungsgrade an Riementrieben.

Die auftretenden Verluste sind im wesentlichen:

1. Gleitverluste. Gegenüber der treibenden bleibt die getriebene Scheibe um den Dehnungsschlupf $\psi = \alpha \cdot \sigma_n$ zurück und gibt eine ihrer geringeren Umfangsgeschwindigkeit entsprechend kleinere Leistung ab.

2. Verluste durch den Luftwiderstand des Riemen und der Scheiben. Sie setzen sich aus der Luftreibung längs der Riemen- und Scheibenoberflächen und aus den Wirbelverlusten durch die Scheibenarme und beim An- und Ablaufen des Riemens zusammen, sind bei geringen Geschwindigkeiten unbedeutend, dürfen aber bei hohen nicht vernachlässigt werden, da sie im quadratischen Verhältnis zunehmen.

3. Hysteresisverluste. Dadurch, daß die Spannungs-Dehnungslinie des Leders bei Belastungen anders verläuft als bei Entlastungen und eine Schleife bildet, entstehen Verluste, auf die Stiel [XXVI, 10] zuerst aufmerksam machte, weil die dem Schleifeninhalte entsprechende Formänderungsarbeit bei jedem Spannungswechsel wieder erzeugt werden muß. An einem Lederriemen berechnete er auf Grund einer von Barth ermittelten Hysteresiskurve bei Spannungsschwankungen zwischen 1 und 19 kg/cm^2 $0,16\%$ Verlust. Noch etwas größere Werte dürften bei gewebten Kunstriemen zu erwarten sein, bei denen sich im Gegensatz zu dem ein einheitliches Ganzes bildenden Leder, die einzelnen Fasern gegeneinander verschieben und durch ihre Reibung Arbeit verbrauchen. Irrig ist dagegen die Annahme, daß durch das Abbiegen und Wiedergedrachten beim Auf- und Ablaufen des Riemen von den Scheiben besondere Biegeverluste entstehen. Da die Vorgänge elastischer Natur sind, werden nur die Hysteresisverluste dadurch, daß die Spannungsschwankungen infolge der hinzutretenden Biegespannungen wachsen, etwas vermehrt. Indirekt kann allerdings große Steifigkeit nachteilig sein, wenn durch weniger gutes Anschmiegen die Reibung vermindert wird.

4. Reibungsverluste in den Lagern. Sie sind abhängig von der Ausbildung der Lager, den zu tragenden Gewichten und den durch die Riemenkräfte bedingten Achsdrücken. Da diese bei Betriebsschwankungen nur in geringem Maße verändert werden, wenn die Geschwindigkeit dieselbe bleibt, kann auch der Lagerverlust stets gleich angenommen werden. Während der Widerstand von Gleitlagern in erheblichem Maße von der Laufgeschwindigkeit abhängt, wie des näheren auf Seite 631 ausgeführt ist, weisen Kugel- und Rollenlager bei allen Geschwindigkeiten annähernd die gleichen, sehr geringen Widerstände auf. Bei guten Ausführungen dürften bei ersteren etwa 2 bis 5% , bei letzteren 1 bis 2% der Höchstleistung als Verlust zu rechnen sein.

Bezeichnet N die übertragene Nutzleistung, V die Summe der Verluste, so ist der Wirkungsgrad η durch:

$$\eta = \frac{N}{N + V} \quad (672)$$

gegeben. Will man ihn in Abhängigkeit von der Nutzleistung N oder der Nutzspannung σ_n ermitteln, so dürfen die unter 2, 3 und 4 genannten Teilverluste annähernd als unabhängig von N oder σ_n , die Gleitverluste dagegen verhältnismäßig zu σ_n angenommen werden. Setzt man erstere mit 3% von der bei $\sigma_n = 30 \text{ kg/cm}^2$ geleisteten normalen Nutzleistung an und ermittelt ψ mit einer Dehnungszahl $\alpha = \frac{1}{2250} \text{ cm}^2/\text{kg}$, so erhält man

die in Abb. 2060 dargestellte ausgezogene Linie des Wirkungsgrades, die, von O rasch ansteigend, bald sehr günstige Werte zeigt, dann fast wagrecht verläuft und erst später langsam infolge des zunehmenden Gleitverlustes sinkt. Beispielweise gelten für eine Nutzspannung $\sigma'_n = 20 \text{ kg/cm}^2$ folgende Zahlen, wenn man die Verluste unmittelbar in Teilen der Spannung, die der Leistung verhältnismäßig ist, ausdrückt:

Gleitverlust:

$$\psi \cdot \sigma'_n = 2 (\sigma'_n)^2 \cdot \alpha = \frac{2 \cdot 20^2 \cdot 1}{2250} = 0,356 \text{ kg/cm}^2.$$

Verluste Nr 2, 3, 4: 3% von 30, d. i. 0,9 kg/cm².

$$\eta = \frac{N}{N + V} = \frac{\sigma'_n}{\sigma'_n + \sigma_v} = \frac{20}{20 + (0,356 + 0,9)} = 0,941.$$

An einem Riemen, der auf $\sigma_n = 10 \text{ kg/cm}^2$ Nutzspannung berechnet und demgemäß auch geringer, etwa mit 15 kg/cm^2

vorgespannt ist, werden die Verluste 2, 3, und 4 einen etwas größeren Betrag annehmen. Werden sie mit 5% eingeschätzt, so ergibt sich die gestrichelte Linie für den Wirkungsgrad. In beiden Fällen ist η in der Nähe der normalen Belastung und darüber hinaus am größten, was darauf hindeutet, daß bei Riementreibern mit einer Steigerung der Belastung oder der Beanspruchung auch eine Erhöhung des Wirkungsgrades verbunden ist.

Versuche, Abb. 2061, bestätigen den Verlauf der Kurven; nur ist der Abfall bei hohen Spannungen noch deutlicher ausgeprägt. Nach Kammerer liegen die Wirkungsgrade unter den angeschriebenen Umständen in den schraffierten Gebieten, nach Niethammer und Czepek [XXVI, 22] zwischen den gestrichelten Linien. Bei den genannten Versuchen sind allerdings nur die Gleit- und Steifigkeitsverluste sowie der Luftwiderstand des Riemens selbst bestimmt worden, während die Lagerreibung und der Luftwiderstand der Scheiben ausgeschaltet und in den Wirkungsgraden der Elektromotoren eingeschlossen waren. Hervorzuheben ist der günstige Einfluß großer Scheibendurchmesser, der am einfachen Riemen durch die beiden Liniengruppen ohne weiteres deutlich wird. Auch beim Doppelriemen liegen die an den größeren Scheiben ermittelten Kurven in der Nähe der oberen Begrenzung, also günstiger.

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Laufgeschwindigkeit ist gekennzeichnet durch die mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunehmenden Verluste durch den Luftwiderstand der Scheiben und des Riemens und bei Gleitlagern durch die zunächst abnehmende, dann aber wieder steigende Zapfenreibung, während bei Kugellagern die Verluste unabhängig von der Geschwindigkeit sind. Das gilt auch von den durch den Dehnungsschlupf und die Hysterese bedingten Beträgen. Bei gleichen Belastungsverhältnissen wird demnach eine zunächst mit der Ge-

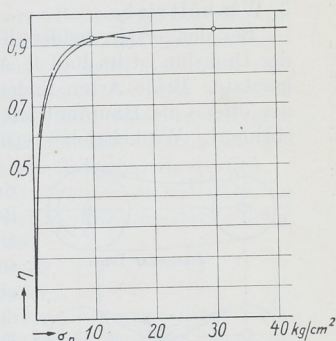


Abb. 2060. Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Nutzspannung.

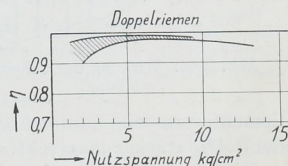
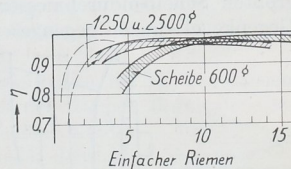


Abb. 2061. Wirkungsgrade an Riementreibern nach Kammerer sowie Niethammer u. Czepek.

schwindigkeit rasch steigende, dann sehr langsam fallende Linie zu erwarten sein, so daß auch der Wirkungsgrad nicht gegen die Anwendung hoher Geschwindigkeiten spricht.

F. Anordnung der Riementriebe.

Man unterscheidet: 1. offene, 2. geschränkte oder gekreuzte Riementriebe, 3. Winkeltriebe.

Bei den ersten beiden liegen die Achsen der Riemenscheiben parallel zueinander, der Drehsinn ist im Fall 1, Abb. 2062, der gleiche — in Fall 2, Abb. 2063, der entgegengesetzte. Beide Arten finden sich häufig nebeneinander, z. B. an Werkzeugmaschinen, der offene als Hauptantrieb für die Arbeitsbewegung, der geschränkte für den Leerücklauf. Winkeltriebe vermitteln die Bewegung zwischen sich kreuzenden Wellen.

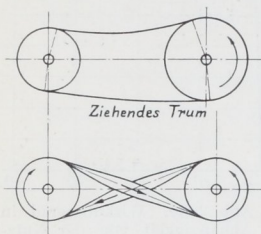


Abb. 2062 und 2063. Offener und geschränkter Riementrieb.

Am vorteilhaftesten ist der offene Trieb, weil der Riemen durch die gleichmäßige Beanspruchung geschont wird und deshalb hoch belastet werden kann; er kommt für die Übertragung großer Leistungen allein in Betracht, sollte aber auch sonst, wo immer zugänglich, angestrebt werden. Die Mittelebenen beider Scheiben müssen zusammenfallen; daß auch der Riemen trotz unvermeidlicher Aufstellfehler oder bei Durchbiegungen der Wellen in dieser Ebene läuft, wird durch Balligdreher der einen Scheibe erreicht. Ein Band *A*, Abb. 2064, das sich glatt auf einen Kegel auflegen soll, muß der Abwicklung der Kegelfläche entsprechend nach dem Halbmesser *R* gekrümmt sein. Dagegen liefe ein gerader Riemen *B* nur längs einer Kante auf der Scheibe, wenn er sich nicht dehnen und längs eines Teiles der schrägen Fläche anlegen würde. Durch die stärkere Streckung der betreffenden Fasern entsteht aber die am Riemen *C* gezeigte Krümmung vor dem Auflaufpunkt *D*, die bewirkt, daß der Riemen immer weiter auf den Kegel hinaufklettert, schließlich aber über dem größten Scheibendurchmesser festgehalten wird und dort gerade läuft, weil auf dem Gegenkegel die entgegengesetzte Verschiebung eintreten würde. Durch den größeren

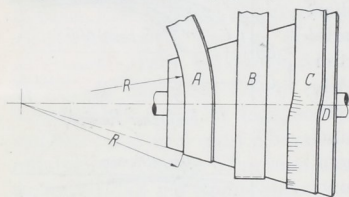


Abb. 2064. Wirkung der Scheibenwölbung.

Scheibenhälbmesser werden die mittleren Fasern des Riemen stärker gedehnt und müssen vor allem um größere Strecken gleiten als die Ränder; eine zu starke Wölbung der Scheibe ist deshalb zu vermeiden. Die Pfeilhöhen *h* normrechter Scheiben nach DIN 111 sind in Zusammenstellung 159, Seite 1194, wiedergegeben. An einer 400 mm breiten Scheibe beträgt danach die Überhöhung 3,5 mm. Hat dieselbe 500 mm Durchmesser und arbeitet sie mit einer zylindrischen Gegenscheibe zusammen, so werden die mittleren Riemenfasern beim Laufen über den halben Umfang, reichlich gerechnet, um $\pi \cdot 3,5 = 11$ mm oder 1,4% stärker gestreckt als die Randfasern, wenn man nämlich vernachlässigt, daß der Riemen etwas schmaler als die Scheibe sein soll. Auch sind die Strecken, um welche der Riemen gleiten muß, in der Mitte etwas größer als am Rande. Das wirkt im Sinne der Erhöhung der Reibung; andererseits ist aber sicher, daß zu ballige Scheiben die Riemen überanstrengen und schädigen.

Wesentlich ist auch der Unterschied zwischen zylindrischen und gewölbten Scheiben bei eintretendem Rutschen des Riemen. Beginnt dieses auf einer zylindrischen Scheibe außerhalb der Mitte, so bekommt die Mittelkraft im Riemen eine exzentrische Lage und zieht diesen krumm, was leicht zum Abfallen des Riemen von der Scheibe führt. Dagegen wird das Rutschen auf einer gewölbten Scheibe stets in der Mittelebene, wo von vornherein die größte Gleitgeschwindigkeit herrscht, beginnen, die Kraftverteilung aber symmetrisch bleiben, so daß die Neigung zum Abfallen

wesentlich vermindert wird. Deshalb wölbt man bei bedeutenden Unterschieden in der Scheibengröße am besten die kleinere Scheibe, weil dort die Haftverhältnisse ungünstiger sind und der Riemen stärkere Neigung zum Rutschen hat. Die Transmissionswerke Fr. Flender und Co., Düsseldorf, empfehlen, die treibende Scheibe bei einfachem Riemen und Geschwindigkeiten bis zu etwa 25 m/sek zylindrisch auszuführen, sie dagegen bei Doppelriemen und mehr als 25 m/sek zu wölben. Die getriebene Scheibe soll bei offenen Trieben stets ballig und nur bei geschränkten und verschiebbaren Riemen zylindrisch sein.

Die Riemen durch Randleisten auf den Scheiben halten zu wollen, hat sich gar nicht bewährt, weil sie ständig auf einen der Ränder zu steigen suchen, dabei ausfransen und schließlich ganz verdorben werden, wenn sie hochgestiegen sind. Nur bei wagrecht liegenden Scheiben empfiehlt es sich, Ränder am unteren Umfang, Abb. 2065, anzubringen, um das Abfallen der Riemen zu verhindern, wenn dieselben rutschen. Durch balliges Abdrehen sollen aber die Riemen gewöhnlich von dem Rande ferngehalten werden.

Wenn irgend möglich, ordnet man das straffere, ziehende Trum unten an, weil dann der Riemen größere Scheibenbogen, Abb. 2062, umspannt und weil der Raumbedarf zufolge des kleineren Durchhangs des ziehenden Trums geringer wird.

Beim geschränkten Trieb, Abb. 2063,

ist zwar der Spannungswinkel größer; aber der Riemen wird um so stärker verwunden und dadurch, daß der mittlere Teil mehr gestreckt wird als die Riemenränder um so ungünstiger beansprucht, je größer seine Breite und je kleiner der Achsabstand ist. Das ballige Abdrehen der einen Scheibe wirkt etwas ausgleichend und ist deshalb auch hier zu empfehlen, wenn der Riemen nicht verschoben werden muß. Ein weiterer Nachteil ist, daß sich die Riemenflächen an der Kreuzungsstelle reiben. In Rücksicht auf diese Umstände werden geschränkte Riemen lediglich bei kleinen Leistungen angewandt und nur mäßig, mit 70 bis 80% der an offenen Trieben üblichen Beträge, belastet. Für den Achsabstand gilt $e = 20 b$ als Mindestmaß.

Noch ungünstiger liegen die Verhältnisse bei Trieben an sich kreuzenden Wellen, Abb. 2066, weil der Riemen durch die verschieden starke Streckung der beiden Kanten krumm gezogen wird, so daß er nach dem Abnehmen sichelförmig gebogen erscheint. Gehrken's gibt solchen Riemen von vornherein diese Form und setzt sie nach Abb. 2067 treppenförmig zusammen, so daß die äußere stärker gedehnte Kante weiter übersteht als die innere.

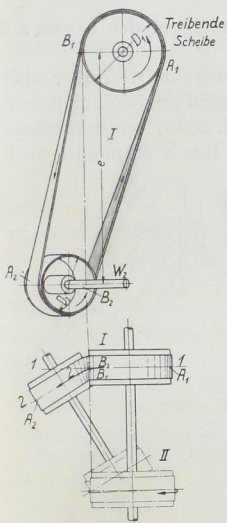


Abb. 2066. Winkeltrieb.

Um das Abfallen zu verhüten, ist es notwendig, daß die Riementrümer in der Ebene der Scheibe liegen, auf die sie auflaufen sollen. Die Bedingung wird erfüllt, wenn man von der Lage der Wellen in Abb. 2066 ausgeht, wo der kürzeste Abstand e im Aufriß in wahrer Größe, im Grundriß als Kreuzungspunkt der Wellen erscheint und die Scheiben so zueinander anordnet, daß die Ablaufpunkte übereinander liegen. So erhält man für zwei Scheiben vom Durchmesser D_1 und D_2 die Lage I für den einen Drehsinn der getriebenen Welle W_2 , die Stellung II für den entgegengesetzten; Lagen, die auch dadurch gekennzeichnet sind, daß die Schnittlinien der beiden Scheibenebenen durch die Ablaufstellen der Riemen gehen.

Im Falle I läuft das ziehende Trum von B_2 nach A_1 , also in der Ebene I I der treibenden Scheibe, auf die es sich aufwickelt; das lose von B_1 nach A_2 in der Ebene 2 2 der getriebenen Scheibe. An den Ablaufstellen darf der Riemen ohne Bedenken unter spitzen Winkeln bis zu 15°, äußerstenfalls 25° abgelenkt werden. Der Lauf in entgegengesetzter

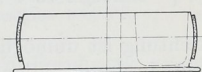


Abb. 2065. Scheibe mit Randleiste für wagrecht angeordnete Triebe.

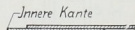


Abb. 2067. Doppelriemen für Winkeltriebe nach Gehrken's.

Lfd. Nr	Art des Antriebes	Leistung PS	Riemen			Scheibendurchmesser mm
			Art	Breite mm	Stärke mm	
1	Feineisenwalzwerk	500—1300	Stahlband	3 Bänder je 120 mm	—	3100/1400
2	Kontinuierliche Feineisenstraße .	1400—2800	Leder 3fach	1520	18	7500/1810
3	Kontinuierliche Feineisenstraße .	3000—4000	Leder 4fach	1400	18	6800/2480
4	Drahtstraße	1000—2200	Spezialleder 4fach	740	16	3500/1750
5	Drahtstraße	1200—1800	Kamelhaar	950	15	8300/1300
6	Feinblechstraße	800—1500	Balata	1200	25	7500/2200
7	American Wire Co., Cleveland . .	1250	Leder 3fach	1473	18	7315/1370
8	Westend Straßenbahn Co., Boston	850	Leder	1370	8	8534/2430
9	Minneapolis Straßenbahn Co. Minneapolis	1250	Leder	1830	10	8535/2590
10	Fraser u. Chalmers, Chicago, Aus- stellung 1893	1000	Leder 3fach	1825	16	8535/2565

Richtung ist unmöglich. Da der Riemen z. B. an der Stelle A_1 nicht in der Ebene 2 2 liegt, in der er auflaufen soll, fällt er ab.

Beim Lauf von einer Scheibe zur anderen wird der Riemen verdreht; da dieses aber an den Ablaufpunkten nicht, wie bei den vorstehenden Ausführungen angenommen, um die Riemenmitte, sondern nur um die Kanten C_1 und C_2 , Abb. 2068, erfolgen kann, müssen die Riemenscheiben etwas auseinandergerückt werden. Bach empfiehlt nach

Versuchen an Scheiben auf sich rechtwinklig kreuzenden Wellen, die treibende um $e_1 = 0,1$ bis $0,2 b$, die getriebene um $e_2 = 0,5$ bis $0,6 b$ nach außen zu verschieben, Maße, deren Unterschied in den verschiedenen Spannungen der Trümer begründet ist. Sie hängen also von der

Höhe der Belastung ab, so daß Verschiebungen auch während des Betriebs bei Belastungswechseln eintreten werden. Die Scheiben sollten deshalb rein zylindrisch abgedreht und reichlich breit, $B = 1,4 b + 1$ cm, gehalten, sowie erst nach dem Ausproben endgültig

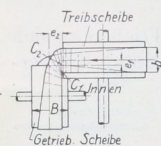


Abb. 2068. Anordnung der Scheiben an halbgeschränkten Trieben.

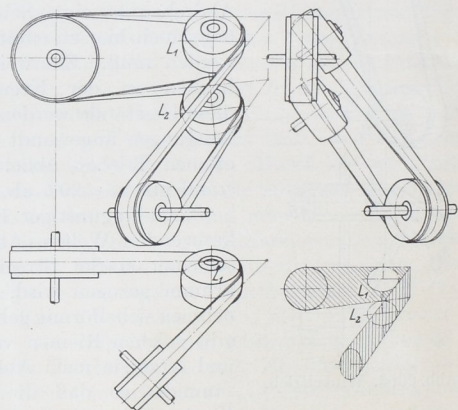


Abb. 2069. Leitrollentrieb.

festgekeilt werden. Triebe, bei denen sich die Wellen unter 90° kreuzen, bezeichnet man als halbgeschränkte.

In allen Fällen, wo das Einstellen der Scheiben und die unmittelbare Verbindung durch den Riemen nach Abb. 2066 ausgeschlossen ist oder wo der Betrieb auch in umgekehrter Richtung ermöglicht werden soll, sind Leitrollen, Abb. 2069, anzuordnen. Für sie gilt wieder die Regel, daß ihnen der Riemen in ihrer Mittelebene zugeführt werden muß, damit er gerade aufläuft. So sind in Abb. 2069 die Leitrollen L_1 und L_2 derart anzuordnen, daß sie von den Ebenen der Hauptscheiben berührt werden, wie der Grundriß und das schematische Bild zeigen. Dadurch wurde ein für beide Laufrichtungen geeigneter Trieb geschaffen. Vorteilhaft ist es, die Mittelebenen der Scheiben durch eingedrehte Nuten zu kennzeichnen, an welchen eine beim Ausrichten eingelegte Schnur leicht erkennen läßt, ob die Scheiben die richtige Lage haben. Kommt beim Laufen

Große Riementriebe.

Drehzahlen i. d. Min.	Geschwindigkeit v m/sek	Umfangskraft kg	Belastungs- zahl k_n kg/cm	Achsabstand mm	Bemerkungen
226/500	36,7	1020—2660	28,4—73,8	—	Z. V. d. I. 1911, S. 1772
72/300	28,4	3700—7400	24,3—48,6	~ 6500	Mit Spannrolle 1370 \emptyset .
120/330	42,7	5270—7030	37,6—50,2	~ 18000	
270/540	49,5	1520—3330	20,5—45,0	10000	
85/542	37	2430—3650	25,6—38,4	12150	Mit Spannrolle. Mit Spannrolle 1525 mm \emptyset Dampfmaschine 2000 PS; 2 gleiche Riemen nebenein- ander; Spannrollen- \emptyset 1830 mm
38/130	14,9	4030—7550	33,6—62,9	12000	
96/512	36,8	2550	17,3	12000	
70/245	31,3	2035	14,8	11500	
68/225	30,4	3088	16,9	11500	
60/200	26,8	2790	15,3	16000	Dampfmaschine 1500 PS; Spannrollen- \emptyset 1525 mm Dampfmaschine 1000 PS;

St. u. F. 1912;
S. 1658.

Z. V. d. I. 1893/971.

bald die eine, bald die andere Seite der Riemen mit den Scheiben in Berührung, so sind geleimte Riemen zu verwenden und so aufzulegen, daß die Schlußverbindung nicht mit der Spitze zuerst aufläuft. Die Hauptscheiben pflegen zylindrisch, die häufig auf gemeinsamen Böcken gelagerten Leitscheiben ballig abgedreht zu werden.

G. Gestaltung der Riemenscheiben.

Die Riemenscheiben vermitteln die Übertragung der Kräfte zwischen dem Riemen und den Wellen. Sie bestehen gewöhnlich aus dem zylindrisch oder ballig abgedrehten Kranz, der Nabe und den die beiden verbindenden Armen. Nur Scheiben kleinen Durchmessers werden vollwandig ausgeführt. Grundsätzlich muß man geringes Gewicht, gleichmäßige Verteilung der Massen, genau zentrische Lage zu den Wellen und sichere Aufnahme der Umfangs- und Flichkräfte anstreben, die Bildung von Gußspannungen und anderen zusätzlichen Beanspruchungen aber zu vermeiden suchen. Großer Wert ist auf gleichmäßige Kranzstärke zu legen. Bei Versuchen von Markmann [XXVI, 24] zeigte sich, daß schon kleine Ausgleichgewichte, die an den Kränzen beim Auswuchten der Scheiben angebracht werden mußten, sehr beträchtliche örtliche Durchbiegungen, störende Formänderungen und hohe Nebenbeanspruchungen auf Biegung hervorriefen. Gleichmäßiger Massenverteilung wegen empfiehlt es sich, die Kränze raschlaufender Scheiben auch innen, soweit es die Arme gestatten, abzdrehen. Etwa nötige Ausgleichgewichte müssen möglichst dicht an den Armen angeordnet werden. Die Lauffläche soll sorgfältig bearbeitet und so glatt wie irgend möglich sein. Kann man die Scheiben von einem Wellende her aufschieben, so dürfen sie ungeteilt sein. In den meisten Fällen verlangt jedoch das Aufbringen oder das gelegentliche Auswechseln, bei großen Scheiben auch der Versand, die Teilung derselben. Als Werkstoff kommt vor allem Gußeisen bei Geschwindigkeiten bis 30 m/sek, daneben des geringen Gewichts und der günstigen Reibungsverhältnisse wegen Holz und Papier, bei sehr raschem Lauf Stahl in Frage. An Hobelmaschinen, die bei großen Geschwindigkeiten umgesteuert werden, findet man neuerdings Leichtmetalle, Aluminiumlegierungen u. dgl. zur Herabminderung der bei jeder Umsteuerung zu verzögernden und zu beschleunigenden Massen verwandt.

In DIN 111 sind die normalen Scheiben nach dem Durchmesser D und der Breite B unter Angabe der zulässigen Abmaße für D und in bezug auf die Pfeilhöhe h gewölbter Kränze festgelegt worden, Zusammenstellung 159. An gewölbten Scheiben ist D der größte, in der Mitte des Kranzes gemessene Durchmesser. Die angegebenen Pfeilhöhen h können um 0,5 mm über- oder unterschritten werden. In Sonderfällen, an geschränkten und

Spannrollentrieben sind Abweichungen zulässig. Lassen sich Zwischenbreiten nicht vermeiden, so erhalten diese die Pfeilhöhe h der nächstgrößeren normalen Breite.

Zusammenstellung 159. **Riemenscheiben für Transmissionen, DIN 111¹⁾, alle Maße in mm, Scheibendurchmesser D .**

Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Nennmaß	Zulässiges Abmaß
50	± 1	225	± 3	800	± 5	2800	± 10
63		250		900		3200	
80	280	1000		3600			
90	320	1120		4000			
100	± 2	360	± 5	1250	± 7	4500	± 15
112		400		1400		5000	
125		450		1600		5600	
140		500		1800		6300	
160	± 2	560	± 5	2000	± 10	7100	± 20
180		630		2250		8000	
200		710		2500		9000	
						10000	

Scheibenbreite B .

B Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Pfeilhöhe h	Riemenbreite b	B Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Pfeilhöhe h	Riemenbreite b
40	- 2	1	30	200	- 6	2	170
50			40	230			200
60			50	260			230
70			60	300	- 8	2,5	260
85	- 4	1,5	70	350		3	300
100			85	400		3,5	350
120			100	450	- 10	4	400
140			120	500			450
170	- 6		140	600			550

¹⁾ Zu beziehen durch den Beuth-Verlag GmbH., Berlin S 14, Dresdener Str. 97.

Die aufgeführten Scheibendurchmesser stehen in Einklang mit den normalen Drehzahlen der Transmissionen nach DIN 112, Zusammenstellung 160. Hält man sich an diese Drehzahlen, die möglichst genau unter der vorgesehenen Last erreicht werden sollen, so bekommt, wenn einer der beiden Durchmesser normrecht gewählt wird, auch die andere Scheibe einen normalen Durchmesser, sofern man den Riemenschlupf vernachlässigt.

Zusammenstellung 160.

Lastdrehzahlen von Transmissionen nach DIN 112.

25	45	80	140	250	450	800	1400
28	50	90	160	280	500	900	1600
32	56	100	180	320	560	1000	
36	63	112	200	360	630	1120	
40	71	125	225	400	710	1250	

Die Beziehungen zwischen den Lastdrehzahlen, Riemenscheibendurchmessern und Umfangsgeschwindigkeiten sind in DIN 109 dargestellt.

Die Scheibenbreiten B der Zusammenstellung 159 genügen jedoch nur für offene Riementriebe; gekreuzte und halbgeschränkte verlangen wegen der unvermeidlichen Schwankungen beim Lauf:

$$B = 1,4 b + 1 \text{ cm bis } 2 b. \quad (673)$$

Beispiele gußeiserner Scheiben geben die Abb. 2070 und 2071. Die Randstärke s_1 des Kranzes betrage:

$$s_1 = \frac{D}{200} + 0,3 \text{ mm}. \quad (674)$$

Mit Schablonen geformte oder auf Durchziehformmaschinen hergestellte können rein zylindrische Kränze erhalten. Bei Verwendung von Modellen gibt man dem Kranz,

ebenso wie der Nabe schwach kegelförmige Formen mit Neigungen von 1 : 50 bis 1 : 30. Die Nabenwandstärke wird wie bei Zahnrädern zu:

$$\delta = 0,4 d + 1 \text{ cm} \quad (675)$$

oder bei ungewöhnlichen Wellenabmessungen:

$$\delta = \frac{1}{5} \left(d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4} \left(d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad (676)$$

gewählt, wobei d die Nabenbohrung, d' den zur Übertragung des Drehmomentes $U \cdot R$ nach:

$$\frac{1}{5} k_a (d')^3 = U \cdot R \quad (677)$$

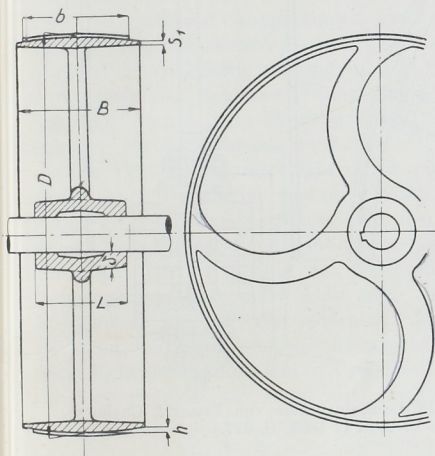


Abb. 2070. Ungeteilte Riemenscheibe mit gekrümmten Armen.

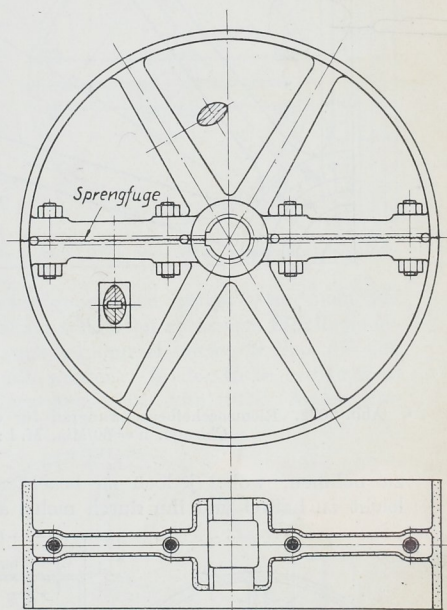


Abb. 2071. Längs eines Armpaares geteilte Riemenscheibe.

notigen Wellendurchmesser bedeutet. Als Nabenlänge L nimmt man im allgemeinen mindestens $L = 1,5 \dots 2,5 d$. An normalen Scheiben, die auch als Fest- und Losscheiben dienen sollen, findet man Naben, die beiderseits um etwa 1 mm über den Kranz vorstehen, damit beim Aneinandersetzen ein geringer Spielraum zwischen den Kränzen entsteht.

Für die auf Biegung und Zug beanspruchten Arme genügt meist elliptischer Querschnitt, dessen große Achse in der Hauptebene liegt.

Schmale Scheiben bekommen einen Armstern, solche von mehr als 400 mm Breite gewöhnlich zwei, um $\frac{B}{2}$ voneinander entfernte Sterne, wodurch die Widerstandsfähigkeit und Steifigkeit der Scheiben ganz bedeutend erhöht wird. Die Armzahl eines Armsternes i_0 pflegt man ähnlich wie bei Zahnrädern:

$$i_0 = \frac{1}{7} \sqrt{D} \text{ mm} \quad (678)$$

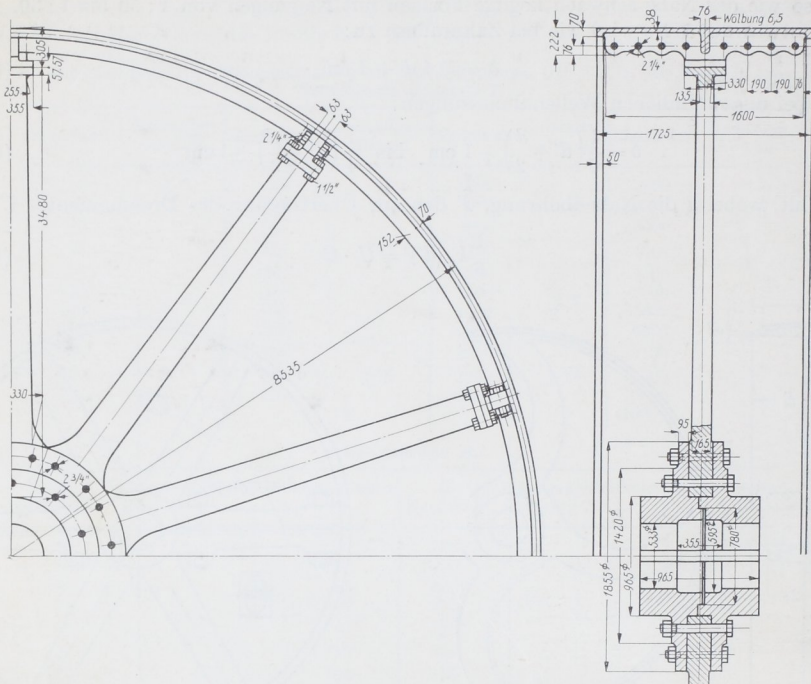


Abb. 2072. Riemenscheibenschwungrad für eine 1000 PS-Dampfmaschine von Fraser & Chalmers, Chicago. $n = 60/\text{Min}$. M. 1 : 50. (Nach Z. V. d. I. 1893, S. 977.)

zu nehmen, wobei jedoch zu beachten bleibt, daß es vorteilhafter ist, den Kranz leicht zu halten und ihn durch mehr, aber enger gesetzte Arme zu versteifen. In zwei Hälften geteilte Scheiben verlangen naturgemäß gerade Armzahlen.

Gußspannungen kann man durch Sprengen der Nabe, Abb. 2073 oder durch Teilen der Scheibe vermindern. Sie durch Krümmen der Arme, Abb. 2070, einzuschränken, ist wenig zu empfehlen, weil die Arme sowohl durch die eigene Fliehkraft als auch durch diejenige des Kranzes ungünstiger, nämlich auf Biegung beansprucht werden. Darum finden sich an neueren Riemenscheiben meist gerade Arme, aber in Verbindung mit Wülsten am Kranze, die auf gleichmäßigere Abkühlung der

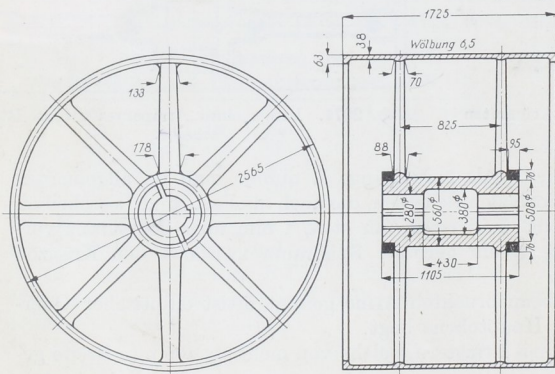


Abb. 2073. Gegenscheibe zu der in Abb. 2072 dargestellten. M. 1 : 50. (Nach Z. V. d. I. 1893, S. 977.)

ganzen Scheibe, daneben aber auch auf größere Steifigkeit des Kranzes hinwirken.

Besondere Beachtung und Sorgfalt erfordern die Verbindungsmittel geteilter Scheiben. Die Teilung erfolgt zweckmäßig in einer Armebene, Abb. 2071, um Nebenbeanspru-

chungen möglichst fernzuhalten. Eine Kranzverbindung, Abb. 2081 rechts, ist sehr ungünstig, weil die Fliehkraft die Fuge klaffen und bei a hohe Biegebeanspruchungen entstehen läßt. Bach wies z. B. an einem Rade von etwa 6 m Durchmesser beim Laufen ein Klaffen von 5 bis 6 mm nach, das erst durch Verspannen der Stoßstelle mit der Nabe beseitigt werden konnte.

Die Teilfuge wird an Scheiben bis zu 6 m Durchmesser nach dem Gießen aufgesprengt, und zwar zunächst an der Nabe, weil sonst die Arme leicht brechen. Die Fuge bleibt unbearbeitet. Klafft dieselbe, so füllen manche Firmen sie mit Zink oder Hartblei aus, um Zusammenbauspannungen beim Einziehen der Schrauben auszuschalten. Erst bei größeren Abmessungen gießt man die Teile einzeln, bearbeitet sie und paßt sie an den Stoßstellen sorgfältig zusammen. Zum Schluß dreht man den Scheibenumfang und die Nabenbohrung, damit beim Befestigen auf der Welle keine neuen Spannungen entstehen.

Zur Verbindung der Naben mit den Wellen dienen meist ein oder mehrere Keile. DIN 110 empfiehlt für Riemenscheiben, die bei Verwendung einfacher Riemen mindestens $\frac{1}{3}$ des größtzulässigen Drehmomentes der Welle übertragen, Befestigungsmittel nach Abb. 308. Diese Befestigungsarten gelten also nicht für Riemenscheiben mit Doppelriemen. Die bei kleineren Kräften zulässigen Hohlkeile erleichtern das Versetzen der Scheiben; sie sollten auch bei komprimierten Wellen, die sich beim Einarbeiten von Nuten verziehen, angewandt werden. In der Nabe ordnet man die Nut zweckmäßig unter der Ansatzstelle eines Armes an, Abb. 2070. Andere Be-

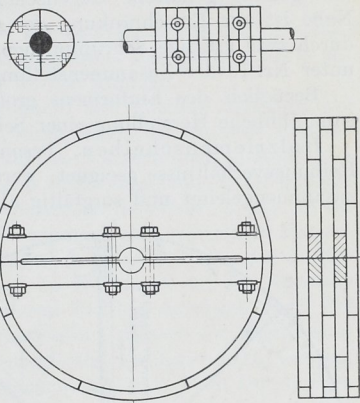


Abb. 2074 und 2075. Holzriemenscheiben.

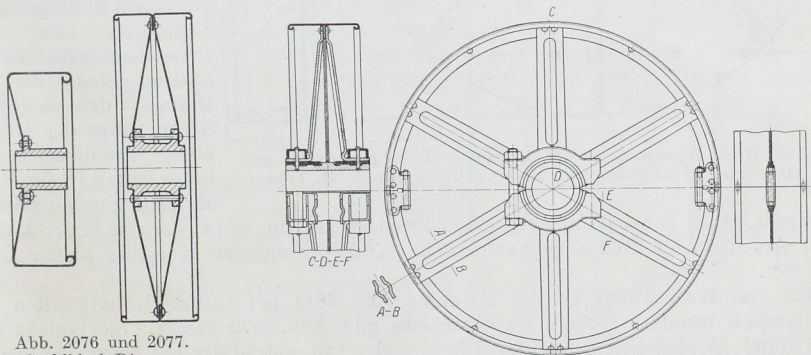


Abb. 2078. Schmiedeeiserne Scheibe mit gepreßten Armen.

festigungsarten, geschlitzte Naben oder kegelige Büchsen, sind vielfach vorgeschlagen worden, haben aber wegen der großen Kosten die einfachen Keile nicht verdrängen können.

Ausführungsbeispiele. Eine amerikanische Ausführung, das Riemen Schwungrad einer 1000 PS-Dampfmaschine von Fraser und Chalmers, Chicago, von der Weltausstellung 1893 zeigt Abb. 2072 [XXVI, 17]. Zehn Arme volllelliptischen Querschnitts sind an der Nabe zwischen zwei ungeteilten Scheiben befestigt, außen mit einem Flansch versehen und durch Schrauben mit dem zehnteiligen Kranz verbunden. Die Fugen

des letzteren liegen über den Armmitten. Die Konstruktion gestattet, Gußspannungen fast völlig auszuschalten, macht dadurch die Berechnung sicherer, führt aber zu beträchtlichen Nebenbeanspruchungen des Kranzes auf Biegung (vgl. Berechnungsbeispiel 6) und erfordert eine umständliche und sehr sorgfältige Bearbeitung. Die leicht und gefällig gehaltene Gegenscheibe, Abb. 2073, ist in einem Stück gegossen. Ihre Nabe ist zur Einschränkung der Gußspannungen gesprengt. Auf der Welle wird sie durch zwei kräftige Schrupftringe gehalten. Die Riemenabmessungen des Triebes sind unter Nr. 10 der Zusammenstellung 158, Seite 1194, aufgeführt.

Bezüglich des Einformens großer Riemenscheiben mittels Schablonen sei auf die ganz ähnliche Herstellung einer Seilscheibe, Seite 1248, verwiesen.

Holzriemenscheiben, besonders für kleine Durchmesser wegen der günstigen Reibungsverhältnisse geeignet, werden aus zahlreichen gegenseitig versetzten Schichten zusammengeleimt und sorgfältig abgedreht, Abb. 2074 und 2075 und bieten vor allem

den Vorteil geringen Gewichts. Durch große Feuchtigkeit oder Hitze verziehen sie sich aber leicht und schlagen dann oft stark.

Auch schmiedeeiserne Scheiben können mit sehr geringem Gewichte ausgeführt werden. Abb. 2076 und 2077 zeigen ein paar einfache Formen. Die Scheiben bestehen aus gußeisernen Naben, auf welche die aus einem Blech gezogene Vollscheibe oder zwei schwach kegelige Böden genietet sind, die am Umfang den zylindrischen, längs der Mittelebene geteilten Blechkranz halten. Seine Ränder sind zur Versteifung

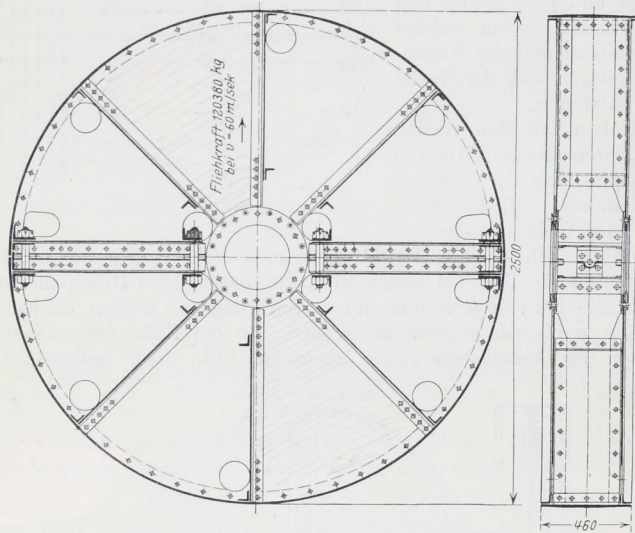


Abb. 2079. Riemenscheibe für Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 60 m/sek der Maschine Abb. 2041 von Kammerer. M. 1:30.

umgerollt. Auch Scheiben mit gepreßten Blecharmen, Abb. 2078 oder mit in den Naben nach Art der Abb. 2162 eingegossenen, im Kranz vernieteten Rundeisenarmen kommen vor.

Die von Kammerer an der Maschine Abb. 2041 bei Laufgeschwindigkeiten bis zu 60 m/sek benutzte größere Riemenscheibe gibt Abb. 2079 wieder. Sie besteht aus zwei durch Winkeleisen versteiften Blechwänden, an welche der aus einem gebogenen Blech hergestellte Kranz durch Winkeleisenringe angenietet ist. Die Verschraubung der beiden Hälften hat eine Fliehkraft von über 120 t aufzunehmen. Mit der Welle ist die Scheibe durch eine besondere Stahlgußnabe verbunden, die auch für die bei den Versuchen benutzten Seilscheiben, Abb. 2153, Verwendung fand.

H. Berechnung der Riemenscheiben auf Festigkeit und Beispiele.

Zweckmäßigerweise werden die folgenden Rechnungen in einheitlichen Maßen (kg, cm, sek) durchgeführt, die Geschwindigkeit also in cm/sek, das Einheitsgewicht γ in kg/cm³ und die Erdbeschleunigung g in cm/sek² eingesetzt.

Einfluß auf die Beanspruchung haben:

- a) die auftretenden Fliehkräfte,
- b) die zu übertragenden Umfangskräfte,
- c) der Achsdruck,
- d) der Flächendruck zwischen Riemen und Scheibe,
- e) das Eigengewicht sowie die Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte der Scheibenmasse beim Anlaufen und Stillsetzen, Kräfte, die aber gegenüber den unter a bis d angeführten meist so klein sind, daß sie vernachlässigt werden können.

Allgemein sei noch bemerkt, daß man gut tut, kleinere und mittlere Scheiben auf eine einheitliche Höchstgeschwindigkeit zu berechnen, nicht allein, um sie ohne weiteres in allen nicht außergewöhnlichen Fällen benutzen zu können, sondern auch in Rücksicht darauf, daß häufig eine freigewordene Scheibe, an anderer Stelle eingebaut, unter höherer Geschwindigkeit laufen soll. Für die gewöhnlichen gußeisernen Scheiben dürften 25 bis 30 m/sek als oberer Wert der Laufgeschwindigkeit zu betrachten sein, sowohl in Zusammenhang mit den üblichen Riemen- und Seilgeschwindigkeiten als auch wegen der Festigkeit des Werkstoffs. Große Scheiben werden vielfach in Rücksicht auf das Gewicht und den Preis als Einzelausführungen auf den besonderen Fall hin durchgebildet. Bei anderweitiger Verwendung ist Vorsicht geboten; namentlich müssen die Festigkeitsverhältnisse im Fall größerer Laufgeschwindigkeit sorgfältig nachgeprüft werden. Ferner ist noch zu beachten, ob die Scheiben nicht gelegentlich, z. B. beim Durchgehen der Antriebsmaschinen, höheren Geschwindigkeiten als den normalen ausgesetzt sein können.

1. Übliche, überschlägliche Berechnung der Scheiben.

Der Kranz einer Riemenscheibe darf in erster Annäherung als ein geschlossener Ring betrachtet werden. Dann entstehen in ihm durch die Fliehkraft beim Laufen lediglich Zugspannungen, die im ganzen Querschnitt gleichgroß angenommen werden dürfen, wenn die Kranzstärke, wie üblich, im Verhältnis zum Scheibendurchmesser klein ist. Die Höhe dieser Spannung ergibt sich auf dem gleichen Wege, der auf Seite 1168 zur Ermittlung der Fliehspannung in Riemen benutzt wurde, zu:

$$\sigma_z = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g} \quad (679)$$

wenn v_k die Geschwindigkeit des Kranzes längs des Schwerpunktkreises in cm/sek bedeutet. Bei dünnem Kranz darf v_k ohne beträchtlichen Fehler und zugunsten größerer Sicherheit der Rechnung durch die Umfangsgeschwindigkeit v ersetzt werden. Damit wird für Gußeisen bei

$$\gamma = \frac{7,25}{1000} \text{ kg/cm}^3:$$

$$\sigma_z = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot v^2 \quad (679a)$$

für Stahl und Stahlguß bei $\gamma = \frac{7,85}{1000} \text{ kg/cm}^3:$

$$\sigma_z = 7,99 \cdot 10^{-6} \cdot v^2 \quad (679b)$$

Vergleiche hierzu Abb. 2080, wo σ_z in Abhängigkeit von v_k in m/sek dargestellt ist.

Die bei der vorstehenden Rechnung gemachte Voraussetzung ist freilich meist sehr unvollkommen erfüllt. Während nämlich ein freier Ring beim Laufen seine Kreisgestalt behält, wird der Kranz einer Riemenscheibe an den Ansatzstellen der Arme zurückgehalten, dazwischen aber nach Abb. 2081 links durchgebogen und nicht unbeträcht-

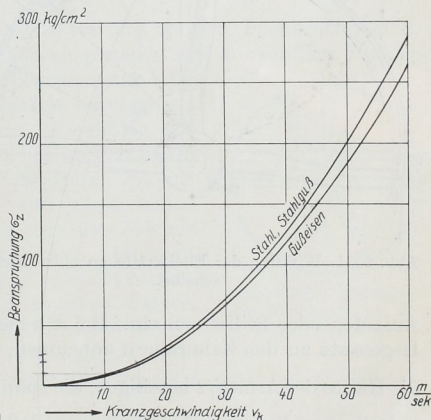


Abb. 2080. Die beim Laufen eines geschlossenen dünnen Ringes entstehenden Fliehspannungen.

lich höher als Formel (679) erwarten läßt, auf zusammengesetzte Festigkeit in Anspruch genommen. Gewöhnlich begnügt man sich der Einfachheit der Berechnung wegen damit, sehr niedrige Werte für die Zugbeanspruchung nach den Formeln (679a und b) zuzulassen, bei Gußeisen z. B. höchstens $k_z = 67 \text{ kg/cm}^2$, entsprechend einer Höchstgeschwindigkeit von:

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot k_z}{\gamma}} = \sqrt{\frac{981 \cdot 67 \cdot 1000}{7,25}} \approx 3000 \text{ cm/sek} \quad \text{oder} \quad 30 \text{ m/sek.}$$

Im übrigen sucht man die Nebenbeanspruchungen durch eine große Zahl von Armen und durch Vermeiden von Werkstoffanhäufungen und Schwächungen des Kranzes, die ebenfalls zusätzliche Biegespannungen erzeugen, einzuschränken. Man muß sich stets die großen Gefahren, die beim Auseinanderfliegen von Riemenscheiben entstehen, vor Augen halten.

Bei hohen Laufgeschwindigkeiten sind schmiedeeiserne, besonders sorgfältig entworfene Scheiben zu empfehlen, vgl. Abb. 2079. Die zusätzlichen Beanspruchungen sind auf Seite 1203 u. f. näher behandelt.

Die Arme werden

α) durch die Umfangskraft U auf Biegung,

β) durch die Eigenfliehkraft auf Zug,

γ) dadurch, daß sie einen Teil der Fliehkkräfte des Kranzes übernehmen, auf Zug,

δ) durch den Achsdruck auf Druck und Biegung beansprucht.

Zu α) Gewöhnlich werden die Arme von Riemenscheiben lediglich auf die größte Umfangskraft U berechnet, deren Überleitung sie zwischen der Nabe und dem Kranz vermitteln. In U schließt man nötigenfalls die Kräfte zur Beschleunigung oder Verzögerung der Massen der von den Riemen angetriebenen Maschinen beim

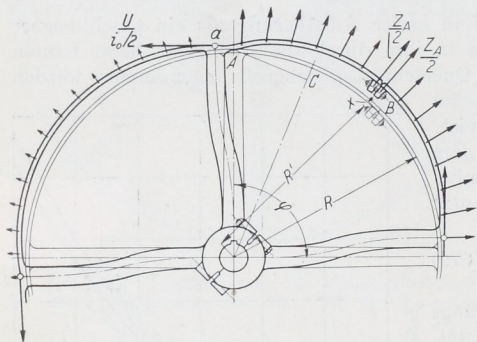


Abb. 2081. Wirkung der Fliehkkräfte an einer Riemenscheibe.

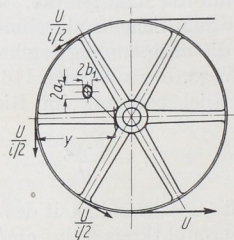


Abb. 2082. Belastung der Arme durch die Umfangskraft U .

Anlaufen oder Stillsetzen ein. Bei den meist großen Umschlingungswinkeln darf man im Gegensatz zu den Zahnrädern annehmen, daß sich an der Überleitung von U mindestens die Hälfte der Arme $i/2$ beteiligen, die somit nach Abb. 2082 durch je $\frac{U}{i/2}$ am Hebelarm y auf Biegung beansprucht werden, so daß das Widerstandsmoment eines von ihnen:

$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{2 U \cdot y}{i \cdot k_b} \quad (680)$$

sein muß. Die Biegespannung ist $\sigma_{bU} = \frac{2 U \cdot y}{i \cdot W}$. Bei dem vorwiegend benutzten elliptischen Querschnitt mit einem Halbachsenverhältnis $a_1 : b_1 = 2 : 1$ wird:

$$W = \frac{\pi \cdot a_1^2 \cdot b_1}{4} = \frac{\pi \cdot a_1^3}{8}$$

oder die große, in der Scheibenebene anzuwendende Halbchse:

$$a_1 = \sqrt[3]{\frac{5,09 \cdot U \cdot y}{i \cdot k_b}} \quad (680 a)$$

Bei der Teilung von Scheiben längs einer Armebene gilt es, den Armhälften Widerstandsmomente von je $\frac{W}{2} \text{ cm}^3$ zu geben. Bei halbelliptischem Querschnitt müssen dann die Halbachsen $a'_1 = 1,27 a_1$ und $b'_1 = 1,27 b_1$ sein.

Auch in den Armen pflegt man die zulässige Beanspruchung k_b niedrig, an gußeisernen Rädern zu 100 bis 150 kg/cm² anzunehmen.

Die genauere Berechnung der Arme sowie die Untersuchung der Wirkung der unter β bis δ angeführten Kräfte findet sich auf Seite 1209.

An der Nabe greifen die radial gerichteten Kräfte in den Armen, der Achsdruck A und die durch Keile oder sonstige Befestigungsmittel ausgeübten Kräfte an. Ihre Wirkung in geschlossenen Naben zu verfolgen, ist nicht möglich; sie geben aber die Grundlage für die Ermittlung der Beanspruchung der Verbindungsmittel geteilter Naben. An gesprengten pflegt man die Verbindungsmittel der größeren Sicherheit wegen, aber auch in Rücksicht auf das kräftige Anpressen an der Welle sowie auf den Umstand, daß der Kranz gelegentlich springen kann, auf die volle Fliehkraft Z einer Scheibenhälfte zu berechnen. Beträgt deren Gewicht $G/2$, so wird:

$$Z = \frac{G}{2g} \cdot \omega^2 \cdot \xi \cdot \frac{2R_s}{\pi} \approx 0,000324 \xi \cdot G \cdot \omega^2 \cdot R \approx 0,000324 \xi \cdot G \cdot \frac{v^2}{R}, \quad (681)$$

wobei $\frac{2R_s}{\pi}$ der Abstand des Schwerpunkts des Kranzes und $\xi = 0,7 \dots 0,8$ eine Berichtigungszahl ist, die den Einfluß der Nabe und der Arme auf die Lage des Gesamtschwerpunktes berücksichtigt. An Scheiben gedrungener Form gilt der kleinere, an luftig gestalteten der größere Wert. Einen Anhalt gibt die Scheibe Abb. 2073, für welche $\xi = 0,755$ ist.

An geteilten Scheiben sind die Verbindungsmittel der vollen Fliehkraft Z einer Scheibenhälfte ausgesetzt, Abb. 2083 und dabei so zu verteilen und anzuordnen, daß sie keine schädlichen Hebelarme finden und keine Biegemomente beim Anziehen der Schrauben oder Laufen der Scheiben hervorrufen. Man rückt sie dicht an die Welle sowie unter Anwendung von Doppelmutterschrauben so nahe wie irgend möglich an den Kranz heran und nimmt die von ihnen erzeugten Kräfte durch Spreng- oder Arbeitsflächen a in unmittelbarer Nähe auf. Grob fehlerhaft ist die Verbindung in Abb. 2081 rechts, wie des näheren auf Seite 1213 dargetan ist. Die Schrauben am Kranz, Abb. 2083, wird man auf die in demselben wirkende Kraft $P = \sigma_s \cdot F_k$ berechnen, die an der Nabe sitzenden aber wiederum so stark wählen, daß sie möglichst für sich allein die Fliehkraft einer Scheibenhälfte aufnehmen können. Alle Schrauben sind sorgfältig und gleichmäßig anzuziehen und, falls sie Erschütterungen ausgesetzt sind, gut zu sichern.

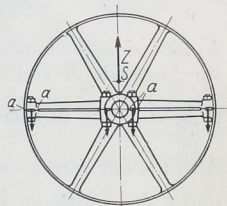


Abb. 2083. Aufnahme der Fliehkraft an geteilten Scheiben.

2. Genauere Berechnung der Scheiben.

Zur genaueren Ermittlung der Beanspruchung von Riemenscheiben müssen wegen der statischen Unbestimmtheit der Aufgabe die auftretenden Formänderungen herangezogen werden. Der Kranz dehnt sich beim Laufen aus und bekommt einen größeren Durchmesser. Wäre er vollkommen frei, so würde er sich nach Abb. 2084, in welcher die stark ausgezogenen Linien einen Scheibenausschnitt vom Zentriwinkel $\varphi = \frac{360^\circ}{i_0}$ in der Ruhelage schematisch wiedergeben, beim Laufen überall um ϱ_k cm erweitern und in die gestrichelte Form übergehen. i_0 ist hierbei die Zahl der Arme eines Armsternes.

An dieser Formänderung hindern ihn aber die Arme, in denen eine Längskraft X_A entsteht, deren Größe sich aus der Bedingung ergibt, daß der Zusammenhang zwischen den Armen und dem Kranz erhalten bleiben muß. Der Kranz wird durch die Kräfte X_A der dünnen Linie entsprechend wellenförmig verbogen und an der genannten Stelle um δ_k nach innen verschoben. Beträgt nun die Verlängerung der Arme durch X_A λ_X cm und verlängert sich der Arm durch die Eigenfliehkraft um λ_A cm, so muß:

$$\varrho_k = \lambda_A + \lambda_X + \delta_k \quad (682)$$

sein, eine Beziehung, die die Bestimmung von X_A ermöglicht.

Der Kranzumfang verlängert sich längs des Schwerpunktkreises vom Halbmesser R_s unter der Wirkung der Zugspannung $\sigma_z = \frac{\gamma \cdot v_k^2}{g}$ um den Betrag $\lambda_k = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot 2\pi R_s$, wenn α_k die Dehnungszahl des Werkstoffs des Kranzes ist. λ_k entspricht eine Vergrößerung des Kreishalbmessers, also eine Kranzerweiterung:

$$\varrho_k = \frac{\lambda_k}{2\pi} = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot R_s. \quad (683)$$

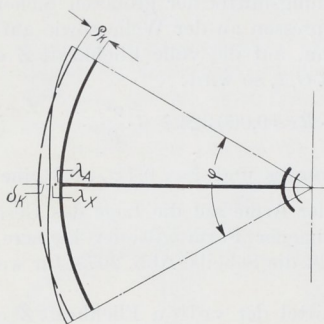


Abb. 2084. Formänderungen an Riemenscheiben.

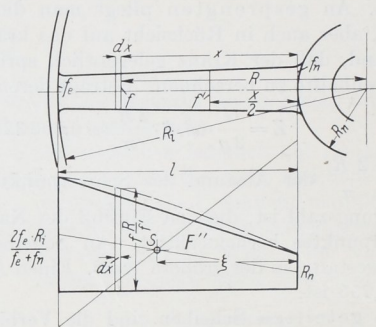


Abb. 2085. Ermittlung der Verlängerung λ_A der Arme durch die Eigenfliehkraft.

λ_A läßt sich zeichnerisch nach Abb. 2085 finden. Hat der nach außen zu verjüngte Arm im Abstände R von der Drehachse oder x von der Nabe den Querschnitt f , so ist die Fliehkraft des Elementarteils $f \cdot dx \cdot dZ = \frac{dG}{g} \cdot \omega^2 \cdot R = \frac{f \cdot dx \cdot \gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$. Sie verlängert den

Arm auf der Strecke x um $\alpha_A \frac{dZ}{f'} \cdot x$, wenn α_A die Dehnungszahl des Werkstoffs der Arme und f' den mittleren Querschnitt im Abstände $x/2$ bedeutet. Hierbei ist die Verjüngung des Armes auf der Strecke x vernachlässigt und dieses Stück durch ein gleichdickes vom mittleren Querschnitt f' ersetzt. Unter dieser Annahme wird die Verlängerung des ganzen Armes:

$$\lambda_A = \alpha_A \int \frac{dZ}{f'} \cdot x = \frac{\alpha_A \cdot \gamma \cdot \omega^2}{g} \int \frac{f}{f'} \cdot R \cdot x \cdot dx.$$

Trägt man nun die Größe $\frac{f}{f'} \cdot R$ über dem zugehörigen Abstände R auf, so ergibt sich bei der üblichen Verjüngung der Arme im Verhältnis 3 : 4 bis 4 : 5 eine annähernd trapezförmige Fläche F'' mit den Endordinaten R_n und $\frac{2f_e \cdot R_i}{f_e + f_n}$, wenn f_n den Armquerschnitt an der Nabe, f_e am Kranz (Endquerschnitt) bedeuten. $\frac{f}{f'} \cdot R \cdot x \cdot dx$ ist das statische Moment des Elementarstreifens dieser Fläche und somit das Integral $\int \frac{f}{f'} \cdot R \cdot x \cdot dx$ das

statische Moment der gesamten Fläche, bezogen auf den Nabenrand. Die Armverlängerung läßt sich also durch:

$$\lambda_A = \frac{\alpha_A \cdot \gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F'' \cdot \xi \tag{684}$$

ausdrücken und mithin durch Aufzeichnen von F'' und Ermitteln des Schwerpunktabstands ξ bestimmen. In Abb. 2085 ist die gestrichelt gezeichnete genaue Fläche durch das kräftig umrissene Trapez ersetzt und daran ξ in bekannter Weise ermittelt.

λ_X und δ_k findet man aus den Formänderungsdreiecken, Abb. 2086. Würde der gesamte Unterschied zwischen ϱ_k und λ_A , der nach (682) $\varrho_k - \lambda_A = \lambda_X + \delta_k$ ist, allein durch Verlängern des Armes von der Länge l und dem mittleren Querschnitt f_m (bei ganz unnachgiebigem Kranze) erzeugt werden müssen, so wäre dazu eine Kraft:

$$X' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot f_m}{\alpha_A \cdot l} \tag{685}$$

nötig. Sollte $\varrho_k - \lambda_A$ dagegen (bei völlig starrem Arm) nur durch Radialverschiebung des Kranzes nach innen ausgeglichen werden, so müßte dazu eine Kraft:

$$X'' = \frac{(\varrho_k - \lambda_A) \cdot J_k}{\alpha_k \cdot R_s^3 \cdot C} \tag{686}$$

aufgewendet werden, wie sich aus der von Reinhardt angegebenen Formel [XXVI, 25, Seite 62, Formel (39)] ableiten läßt. J_k ist das Trägheitsmoment des Kranzquerschnitts und

$$C = \frac{1}{8} \frac{\varphi}{\sin^2 \frac{\varphi}{2}} + \frac{1}{4} \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{\varphi}$$

ein nur vom Zentriwinkel φ oder der Armzahl in einem Armstern i_0 abhängiger Festwert, vergleiche die folgende Zahlenreihe. Zwischen φ im Bogenmaß und i_0 besteht die Beziehung

$\varphi = \frac{2\pi}{i_0}$. Die Gleichung für C findet man aus der genaueren Formel (733) zur Berechnung von Schwungrädern, wenn man

die Größe $\frac{F_k \cdot R_s^2}{F_k \cdot R_s^2 + J_k}$ vernachlässigt, was bei den im Verhältnis zum Scheibenhalmesser dünnen Kranzen gewöhnlicher Riemenscheiben zulässig ist. In weiterer Vereinfachung und zugunsten größerer Sicherheit der Rechnung kann an Stelle von R_s der Außenhalmesser R gesetzt werden. (Riemenscheiben mit dickeren Kranzen, die gleichzeitig als Schwungräder wirken sollen, müssen nach Formel (733) berechnet werden.)

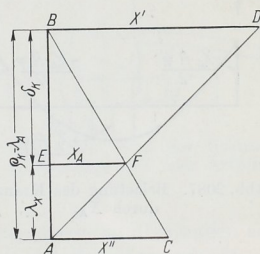


Abb. 2086. Formänderungsdreiecke zur Ermittlung von X_A .

Armzahl in einem Armstern i_0	4	6	8	10	12	16
Zentriwinkel φ	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{5}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{8}$
Festwert C	0,006079	0,001681	0,0006925	0,0003503	0,0002011	0,0000836

Trägt man nun gemäß Abb. 2086 in den Endpunkten der Strecke $AB = \varrho_k - \lambda_A$ die Kräfte X' und X'' senkrecht zu AB auf, so kann man an den Formänderungsdreiecken ABC und ABD die Verlängerung des Armes und die Radialverschiebung des Kranzes bei beliebigen Kräften ablesen. Das Lot EF im Schnittpunkt F der Linien AD und BC liefert die gesuchte Kraft X_A . Sie verlängert nämlich den Arm um $AE = \lambda_X$ und verschiebt den Kranz um $BE = \delta_k$ radial derart nach innen, daß

$$AE + BE = \lambda_X + \delta_k = AB = \varrho_k - \lambda_A$$

ist, erfüllt also, die oben angegebene Bedingung.

Die Kraft X_A beansprucht den Kranz auf Biegung, die Arme auf Zug. Die entstehenden Spannungen lagern sich über die durch die Fliehkraft erzeugten. Denkt man sich das zum Zentriwinkel φ gehörige Kranzstück nach Abb. 2087 gerade gestreckt, so erhellt, daß es annähernd als ein eingespannter, gleichmäßig durch X_A belasteter Träger von der Länge $R_k \cdot \varphi \approx R \cdot \varphi$ betrachtet werden darf, der an den Enden, also an den Ansatzstellen der Arme durch das Moment:

$$M_{b,x} = -\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{12}, \quad (687)$$

mitten dazwischen aber halb so hoch durch:

$$M'_{b,x} = +\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{24} \quad (688)$$

belastet ist.

Hier und im folgenden ist durch die Vorzeichen der Momente angegeben, in welchem Sinne sie wirken. Positive verstärken die Krümmung des Kranzes, negative vermindern sie.

Das Moment $M_{b,x}$ erzeugt am inneren Kranzumfange

Zugspannungen und erhöht daher die dort vorhandene Fliehspannung um:

$$\sigma_b = \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{12 W} = \frac{X_A \cdot R \cdot \varphi}{2 B \cdot s_k^2},$$

wenn B die Breite, s_k die Stärke des Kranzes ist.

Ferner wird der Kranz nach Abb. 2088 durch den Auflagedruck des Riemens auf der Scheibe

be $p = \frac{A}{D \cdot b}$ auf Biegung

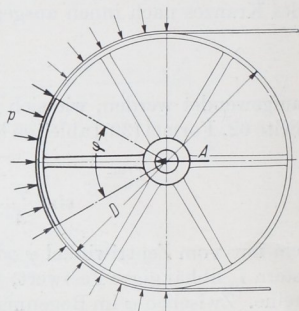


Abb. 2088. Wirkung des Auflagedrucks des Riemens.

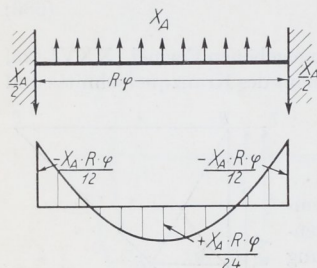


Abb. 2087. Belastung des Kranzes durch X_A .

beansprucht. Ein Kranzstück zwischen zwei Armen, also über dem Zentriwinkel φ , ist mit $p \cdot b \cdot \varphi \cdot R = \frac{A \cdot \varphi}{2}$ kg belastet, wodurch über den Armen das Moment:

$$M_{b,A} = +\frac{A \cdot R \cdot \varphi^2}{24}, \quad (689)$$

mitten dazwischen:

$$M'_{b,A} = -\frac{A \cdot R \cdot \varphi^2}{48} \quad (690)$$

entsteht. Die erzeugten Spannungen sind entgegengesetzter Art wie die durch X_A hervorgerufenen und obere Grenzwerte, da ein Teil der Belastung durch den Kranz an die Arme der vom Riemen freien Scheibenhälfte weitergeleitet wird. Schließlich wird der Kranz noch durch das Moment M_0 nach Formel (694) in Anspruch genommen.

Besonders hohe Spannungen entstehen durch zwischen den Armen angeordnete Kranzstöße. Auf die Bedenklichkeit der Verbindung Abb. 2081 rechts war schon auf Seite 1203 aufmerksam gemacht worden. Entsteht schon beim Anziehen der Schrauben durch den Hebelarm x a) ein zusätzliches Biegemoment im Kranz, so ist dieser beim Laufen an den Ansatzstellen der Arme nicht allein b) dem Biegemoment ausgesetzt, das die Fliehkraft $\frac{Z_A}{2}$ der Werkstoffanhäufung an der Stoßstelle erzeugt, sondern auch c) demjenigen der Eigenfliehkraft der Kranzenden, weil die Schrauben entlastet und schließlich locker werden. Dabei vermindert sich allerdings das unter a) genannte Moment infolge des Anziehens der Schrauben und verschwindet ganz, wenn

die letzteren lose sind. Das Moment b) ergibt sich aus dem Gewicht G' der Flansche samt den Schrauben und dem Abstand R' ihres Schwerpunktes von der Drehachse:

$$M_{bG'} = -\frac{Z_A}{2} \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \approx -\frac{\omega^2}{2g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (691)$$

das unter c) angeführte aus dem Produkt der Masse des Kranzstücks $AB \frac{\gamma}{g} \cdot F_K \cdot R \cdot \frac{\varphi}{2}$, der

Zentrifugalbeschleunigung $\frac{\omega^2 \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{4}}{\frac{\varphi}{4}}$ und dem mittleren Hebelarm $AC \approx R \cdot \sin \frac{\varphi}{4}$:

$$M_{bK} = -2 \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F_K \cdot R^3 \sin^2 \frac{\varphi}{4}. \quad (692)$$

Günstiger ist die Ausführung des Stoßes nach Abb. 2089, wo die beim Anziehen entstehende Längskraft in den Schrauben durch zwei Sprengleiten oder Arbeitsflächen, ohne ein Biegemoment zu erzeugen, aufgenommen wird, wenn die Fuge nicht vor dem Zusammenschrauben klapft.

Beim Laufen entstehen aber auch in diesem Falle zum Teil hohe Nebenbeanspruchungen im Kranz:

1. falls die Schrauben nicht die volle Kraft $P = F_K \cdot \sigma_z$ aufnehmen,

2. weil die Schrauben am Hebelarm x , Abb. 2089, gegenüber dem Kranz angreifen,

3. durch die Massenwirkung der Flansche und Schrauben,

4. wenn die Verbindung gegenüber den Biegemomenten an der Stoßstelle nicht genügend widerstandsfähig ist.

Zu 1) Die Schrauben müssen so stark angezogen und vorgespannt sein, daß in ihnen bei der vollen Laufgeschwindigkeit mindestens die Kraft $P = F_K \cdot \sigma_z$ herrscht. Genügt die Vorspannung nicht oder sind die Schrauben zu schwach bemessen, so übertragen sie nur einen Teil der Fliehkräfte; der Rest wirkt biegend nach Art des Moments M_{bK} , Formel (692). Dieses Moment erreicht die volle angegebene Größe und gefährdet die Scheibe bei raschem Lauf in hohem Maße, wenn sich die Schrauben lösen, z. B. infolge von Erschütterungen oder stoßhaftem Betrieb.

Zu 2) Der Hebelarm x bedingt eine Beanspruchung des Flansches auf Biegung, deren Wirkung sich aber, ähnlich wie bei Rohren, auch in die anschließenden Teile des Kranzes hinein fortpflanzt. Sie ist um so geringer, je kleiner die Formänderungen, je kräftiger und steifer also die Flansche ausgebildet werden.

Zu 3) Falls die Stoßstelle biegefest durchgebildet ist, darf man das Kranzstück zwischen den beiden benachbarten Armen als einen an den Enden eingespannten Träger von der Länge $R \cdot \varphi$, Abb. 2090 und die Massenwirkung $Z' = \frac{\omega^2}{g} G' \cdot R'$ als eine Einzelkraft auffassen. Sitzt der Stoß, wie meist üblich, mitten zwischen zwei Armen, so entstehen in den Punkten A und B negative Biegemomente, an der Stoßstelle selbst aber ein positives in Höhe von:

$$M_{bG'} = \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot \frac{R \cdot \varphi}{8} = 0,125 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi. \quad (693)$$

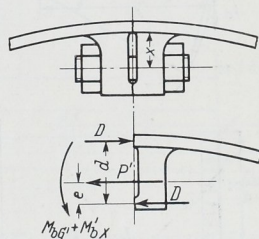


Abb. 2089. Stoß des Kranzes mit Sprengleiten oder Arbeitsflächen.

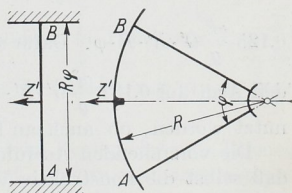
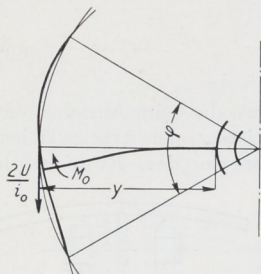


Abb. 2090. Massenwirkung des Verbindungsflansches.

Zu 4) Zu dem zuletzt genannten Biegemoment tritt an der Stoßstelle noch das durch die Armkraft X_a bedingte nach Formel (688) $M'_{bX} = + \frac{X_a \cdot R \cdot \varphi}{24}$. Die Stoßstelle gegenüber der Summe dieser beiden Momente biegefest zu machen, ist schwierig. Gleichgewicht kann nach Abb. 2089 nur durch ein Kräftepaar mit dem Moment:

$$D \cdot d = M_{bG'} + M'_{bX}$$

geschaffen werden. Um aber die äußeren Sprengflächen mit D kg gegeneinander zu pressen und nicht klaffen zu lassen, muß in den Schrauben eine zusätzliche Kraft $P' = \frac{D \cdot d}{e}$



wirken. Die Schrauben sind also viel höher, als man gemeinhin annimmt, belastet. P' wird um so kleiner, je größer e ist: ein großes e vermehrt aber das Gewicht der Flansche und ihre unter c) ermittelte Massenwirkung. In der Regel werden die Biegemomente nur zum Teil von den Schrauben aufgenommen werden, der Rest erhöht die Beanspruchung der Kranzenden auf Biegung, wie unter a) erläutert. Der Versuch, die Verteilung der Momente auf die Schrauben und die Kranzstücke zu bestimmen, erscheint wegen der unsicheren Annahmen, die dabei gemacht werden müssen, aussichtslos. Man berechnet zweckmäßigerweise die Scheiben in zwei Grenzfällen: α) unter der zu günstigen Annahme, daß die Stoßstelle die Momente voll und ganz aufnehmen kann, β) unter der ungünstigen, daß sich die Schrauben gelöst haben. Vgl. Zahlenbeispiel 5 und 6.

Ein Weg, die Beanspruchung zu erniedrigen, ist, die Stoßstelle nicht mitten zwischen den Armen, sondern näher einem der Arme unter etwa $\frac{\varphi}{4,73}$ Grad, vgl. Abb. 2200, anzuordnen.

Dort ist nämlich das durch die Armkraft bedingte Moment rechnermäßig Null; außerdem sinkt aber auch das durch die Massenwirkung des Flansches und der Verbindungsschrauben erzeugte auf $0,0555 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi$ gegenüber

$0,125 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi$. Dafür steigt allerdings das Biegemoment im Kranz am nächstliegenden Arm auf $0,131 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi$. An Schwungrädern ist dieser Weg schon öfter benutzt worden, ob auch an Riemen- und Seilscheiben, ist dem Verfasser nicht bekannt.

Die vorstehenden Ausführungen, ebenso wie das Zahlenbeispiel 5, Seite 1212, zeigen, daß selbst die konstruktiv vollkommenere Form des Stoßes nach Abb. 2089 zu hohen Nebenbeanspruchungen der Schrauben und des Kranzes führt. Stark gefährdet sind Scheiben mit solchen Verbindungen, wenn die Schrauben sich lösen. Alle diese Umstände weisen dringend darauf hin, Kranzstöße zwischen den Armen zu vermeiden.

Bei der näheren Untersuchung biegefest mit dem Kranz verbundener Arme, insbesondere also der Arme an gegossenen Scheiben, ist zu beachten, daß dem Moment $M_{bU} = \frac{U \cdot y}{i|2}$ nach Abb. 2082 ein Moment vom Kranz her entgegenwirkt, weil die Arme dort je nach der Steifigkeit des Kranzes als mehr oder weniger eingespannt angesehen werden müssen.

Der Kranz wird wellen-, der Arm aber S-förmig verbogen, Abb. 2091. Das an der Ansatzstelle der Arme wirkende Moment M_0 findet man aus der Bedingung, daß dort die Neigungswinkel der elastischen Linien des Kranzes und des Armes gleich groß

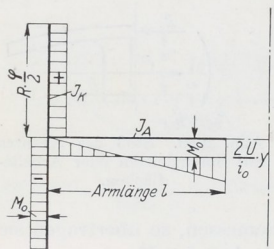


Abb. 2091. Zur Ermittlung des Biegemomentes M_0 .

sein müssen, nach der Beziehung (31) an Hand von Abb. 2091 unten. Dort ist zur Vereinfachung angenommen, daß der gebogene Kranz gerade gestreckt werden darf. Legt man der Formänderung des Armes das Trägheitsmoment J_A des mittleren Armquerschnitts zugrunde, vernachlässigt also die Verjüngung der Arme, so muß:

$$\frac{2 \alpha_k}{J_k} \cdot M_0 \cdot R \cdot \frac{\varphi}{2} = \frac{\alpha_A}{J_A} \left(\frac{U \cdot y \cdot l}{i_0} - M_0 \cdot l \right)$$

sein, woraus mit $\alpha_k = \alpha_A$ und $i_0 = \frac{2\pi}{\varphi}$:

$$M_0 = \frac{\varphi \cdot U \cdot y \cdot l \cdot J_k}{2\pi (R \cdot \varphi \cdot J_A + l \cdot J_k)} \quad (694)$$

folgt.

Zu β (Seite 1202). Durch die Eigenfliehkraft des Armes wird die Ansatzstelle an der Nabe am höchsten beansprucht. Mit den in Abb. 2092 eingetragenen Bezeichnungen ist die Fliehkraft eines im Abstände R gelegenen Elements vom Rauminhalt $f \cdot dR$ durch

$f \cdot dR \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$ und die gesamte Fliehkraft des Armes

durch $\frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_{R_n}^{R_i} f \cdot R \cdot dR$ dargestellt. Trägt man nun die

Produkte $f \cdot R$ in den zugehörigen Abständen R auf, so ist das Integral durch den Inhalt der entstehenden Fläche gegeben, der nach der Simpsonschen Regel durch $\frac{l}{6} (y_n + 4 y_m + y_e)$ ausgedrückt werden kann, wenn y_n und y_e die Endordinaten, y_m diejenige in der Mitte der Fläche ist. Unter Einführung ihrer wirklichen Werte wird:

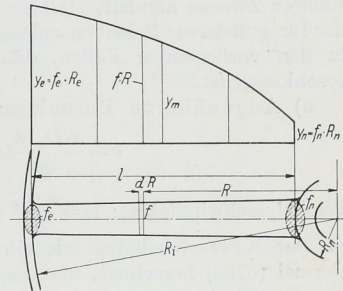


Abb. 2092. Zur Ermittlung der Eigenfliehkraft des Armes.

$$Z_A = \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot l}{6g} \left[f_n \cdot R_n + 4 f_m \cdot \left(R_n + \frac{l}{2} \right) + f_e \cdot R_i \right]$$

und mit $f_m \approx \frac{f_n + f_e}{2}$:

$$Z_A = \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot l}{6g} [f_n (2 R_n + R_i) + f_e (R_n + 2 R_i)] \quad (695)$$

Zu γ) Die Kraft X_A erzeugt in den Armen Zugspannungen in Höhe von $\sigma_z = \frac{X_A}{f_n}$ an der Nabe, $\sigma_z = \frac{X_A}{f_e}$ an der Ansatzstelle am Kranz, wenn die Scheibe nur einen Armstern hat.

Dem unter δ) angeführten Achsdruck sind vor allem die im Bereich des vom Riemen umspannten Bogens der Scheibe liegenden Arme ausgesetzt. Sofern man ungünstigerweise das zum Winkel φ gehörige Kranzstück, Abb. 2088, für sich betrachtet, also vernachlässigt, daß der Kranz einen Teil der Belastung auch auf die Nebenarme, und sogar auf diejenigen in der vom Riemen freien Hälfte überträgt, wird die Druckkraft, welcher die Arme unter dem Riemen ausgesetzt sind.

$$P_A = A \cdot \sin \frac{\gamma}{2}; \quad (696)$$

denn der Flächendruck p zwischen Riemen und Scheibe, dem A das Gleichgewicht hält, berechnet sich bei gleichmäßiger Verteilung auf der Scheibenoberfläche, halber Umschlingung und einer Riemenbreite b aus $p = \frac{A}{D \cdot b}$. Auf einen der Arme entfällt

dann eine Belastung von $P_A = \frac{D}{2} \cdot 2 \sin \frac{\varphi}{2} \cdot b \cdot p = A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}$. Praktisch dürften die Arme dieser

Belastung tatsächlich in dem Augenblick ausgesetzt sein, wo sie durch die Ebene der Wellen, auf denen die Scheiben sitzen, hindurchlaufen. P_A beansprucht die Arme auf Druck bzw. Knickung. (Die Verteilung des Achsdrucks auf sämtliche Arme einer Riemenscheibe ist wegen der mehrfachen statischen Unbestimmtheit der Scheibe schwierig zu ermitteln, bietet auch zufolge der dabei zu machenden unsicheren Annahmen wenig Aussicht auf zuverlässige Werte [XXVI, 26, S. 120]. Die Nebenbeanspruchung auf Biegung, der die Arme außerhalb der Wellenebene ausgesetzt sind, dürfte gering sein).

Dient schließlich die Riemenscheibe gleichzeitig als Schwungrad, so tritt zu den vorstehend berechneten Spannungen noch die Beanspruchung durch die vom Kranz abwechselnd aufzuspeichernde und wieder abzugebende Energie, vgl. Abschnitt 28.

Berechnungsbeispiel 4. Nachrechnung der Festigkeitsverhältnisse der gußeisernen Riemenscheibe, Abb. 2073, bei $n_2 = 200$ Umdrehungen in der Minute. Übertragene Leistung $N = 1000$ PS. Unwichtige Einzelrechnungen sind weggelassen. Da es sich in den Berechnungsbeispielen 4, 5 und 6 um Einzelausführungen von Scheiben für besondere Zwecke handelt, sind sie für die Betriebsgeschwindigkeit, die übrigens nahe der für gußeiserne Scheiben zulässigen Grenze liegt, nachgerechnet. Zu beachten bleibt in den vorliegenden Fällen, daß das Durchgehen einer Dampfmaschine nicht ausgeschlossen ist.

a) Angenäherte Berechnung. Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 256,5 \cdot 200}{60} = 2690 \text{ cm/sek.}$$

$$\text{Winkelgeschwindigkeit: } \omega = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 200}{30} = 20,94 \frac{1}{\text{sek.}}$$

Der Kranz, lediglich als ein mit der Geschwindigkeit v umlaufender Ring nach Formel (679a) berechnet, unterliegt der Zugspannung:

$$\sigma_z = 7,39 \cdot 10^{-6} v^2 = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot 2690^2 = 53,6 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Arme werden durch die Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 1000}{26,9} = 2790 \text{ kg}$$

am Hebelarm $y = 96$ cm nach Formel (680) an der Nabe mit:

$$\sigma_{bU} = \frac{2 U \cdot y}{i \cdot W} = \frac{8 U \cdot y}{i \cdot \pi \cdot a^2 \cdot b} = \frac{8 \cdot 2790 \cdot 96}{16 \pi \cdot 8,9^2 \cdot 4,4} = 122 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht.

Zur Berechnung der Nutzzugspannung in den zwei Schrumpfringen, die die gesprengte Nabe zusammenhalten, wurde das Gewicht der gesamten Scheibe $G = 6230$ kg berechnet. In Formel (681) eingesetzt, wird die Beanspruchung der Ringe auf Zug höchstens:

$$\sigma_z = \frac{Z}{4f} = 0,000324 \xi \cdot \frac{G \cdot v^2}{4f \cdot R} = 0,000324 \cdot 0,755 \cdot \frac{6230 \cdot 2690^2}{4 \cdot 7,6 \cdot 9,5 \cdot 128,3} = 298 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Genauere Nachrechnung. Ermittlung der Kraft X_A . Radiale Erweiterung des Kranzes:

$$\varrho_k = \alpha_k \cdot \sigma_z \cdot R_s = \frac{53,6 \cdot 126,4}{1000000} = 0,00678 \text{ cm.}$$

Die Verlängerung λ_A eines Armes durch die Eigenfliehkraft wurde an Abb. 2085 bestimmt.

$$R_n = 28 \text{ cm und } \frac{2f_e \cdot R_i}{f_e + f_n} = \frac{2 \pi \cdot 6,65 \cdot 3,5 \cdot 124,5}{\pi (6,65 \cdot 3,5 + 8,9 \cdot 4,4)} = 92,8 \text{ cm}$$

liefern die Endordinaten der Fläche F'' . Flächeninhalt bei einem Abszissenmaßstab 1:25, einem Ordinatenmaßstab 1:50, also einem Flächenmaßstab 1:1250 $F'' = 1250 \cdot 4,65 = 5830 \text{ cm}^2$. Schwerpunktabstand $\xi = 56,9$ cm.

$$\lambda_A = \frac{\alpha_A \cdot \gamma}{g} \omega^2 \cdot F'' \cdot \xi = \frac{7,25 \cdot 20,94^2}{1000000 \cdot 981 \cdot 1000} \cdot 5830 \cdot 56,9 = 0,001075 \text{ cm,}$$

$$\varrho_k - \lambda_A = 0,00678 - 0,001075 = 0,005705 \text{ cm.}$$

Zur Aufzeichnung der Formänderungsdreiecke Abb. 2092a dienen:

$$X' = \frac{(\rho_k - \lambda_A) \cdot f_m}{\alpha_A \cdot l} = \frac{0,005705 \cdot 96 \cdot 1000000}{96,5} = 5680 \text{ kg}$$

und

$$X'' = \frac{(\rho_k - \lambda_A) \cdot J_k}{\alpha_k \cdot R_s^3 \cdot C} = \frac{0,005705 \cdot 172,5 \cdot 3,8^3 \cdot 1000000}{126,4^3 \cdot 0,0006925 \cdot 12} = 3220 \text{ kg.}$$

Sie führen zu $X_A = 2050 \text{ kg}$ in einem Armpaare.

$$\text{Trägheitsmoment des Kranzquerschnitts: } J_k \approx \frac{B \cdot s_k^3}{12} = \frac{172,5 \cdot 3,8^3}{12} = 789 \text{ cm}^4,$$

$$\text{Widerstandsmoment: } W_k = \frac{2 \cdot J_k}{s_k} = \frac{2 \cdot 789}{3,8} = 415 \text{ cm}^3.$$

Trägheitsmoment des mittleren Armquerschnittes:

$$J_A = \frac{\pi}{4} a_m^3 \cdot b_m = \frac{\pi}{4} \cdot 7,78^3 \cdot 3,95 = 1460 \text{ cm}^4.$$

Die Biegespannung im Kranz an der Ansatzstelle der Arme, die X_A und

$$M_0 = \frac{\varphi \cdot U \cdot y \cdot l \cdot J_k}{2 \pi (R \cdot \varphi \cdot J_A + l \cdot J_k)} = \frac{2790 \cdot 96 \cdot 96,5 \cdot 789}{8 \left(128,3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1460 + 96,5 \cdot 789 \right)} = 11400 \text{ cmkg}$$

erzeugen, beträgt:

$$\sigma_b = \frac{0,0833 \cdot X_A \cdot R \cdot \varphi + M_0}{W_k} = \frac{0,0833 \cdot 2050 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} + 11400}{415} = \mp 69 \text{ kg/cm}^2.$$

Das obere Vorzeichen kennzeichnet hier und im folgenden die Art der Spannung an der Außen-, das untere diejenige an der Innenfläche des Kranzes.

σ_b erhöht die durch die Fliehkraft bedingte Spannung von $53,6 \text{ kg/cm}^2$ an der Kranzinnenfläche um 129% auf $122,6 \text{ kg/cm}^2$.

Der Flächenndruck zwischen Riemern und Scheibe erzeugt nach Formel (690) mit $A = 3U$:

$$\sigma_b = \frac{A \cdot R \cdot \varphi^2}{48 W_k} = \frac{3 \cdot 2790 \cdot 128,3 \cdot \pi^2}{48 \cdot 415 \cdot 16} = \mp 33,2 \text{ kg/cm}^2$$

mitten zwischen den Armen und die doppelt so hohe Spannung von $\pm 66,5 \text{ kg/cm}^2$ über den Armen.

Die Beanspruchung der Arme setzt sich bei $f_n = \pi \cdot 8,9 \cdot 4,4$

$= 123$ und $f_e = \pi \cdot 6,65 \cdot 3,5 = 73,1 \text{ cm}^2$ aus den folgenden einzelnen Spannungen zusammen.

a) Die Umfangskraft U erzeugt an der Nabe, wie oben ermittelt, $\sigma_{bU} = 122 \text{ kg/cm}^2$ Biegespannung,

β) die Eigenfliehkraft nach (695):

$$Z_A = \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot l}{6g} [f_n (2R_n + R_i) + f_e (R_n + 2R_i)]$$

$$= \frac{7,25 \cdot 20,94^2 \cdot 96,5}{1000 \cdot 6 \cdot 981} \cdot [123 (2 \cdot 28 + 124,5) + 73,1 (28 + 2 \cdot 124,5)] = 2210 \text{ kg}$$

bedingt:

$$\sigma_{zZ} = \frac{Z_A}{f_n} = \frac{2210}{123} = 18 \text{ kg/cm}^2,$$

γ) die Längskraft X_A in einem Armpaar:

$$\sigma_{zX} = \frac{X_A}{2f_n} = \frac{2050}{2 \cdot 123} = 8,3 \text{ kg/cm}^2 \text{ Zugspannung.}$$

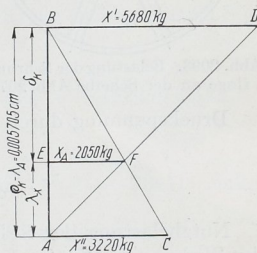


Abb. 2092a.

Die höchste Zugspannung im betrachteten Querschnitt ergibt sich zu:

$$\sigma = \sigma_{bU} + \sigma_{zZ} + \sigma_{zX} = 122 + 18 + 8,3 = 148,3 \text{ kg/cm}^2.$$

δ) Die Belastung durch den Achsdruck $A \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = 3 \cdot 2790 \cdot \sin 22,5^\circ = 3200 \text{ kg}$ ruft

Druckspannungen in Höhe von $\sigma_d = \frac{A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}{2 f_n} = \frac{3200}{2 \cdot 123} = 13 \text{ kg/cm}^2$ hervor. Auch die Beanspruchung der Arme auf Knickung ist gering. Am mittleren Querschnitt beträgt der Trägheitshalbmesser $i = \frac{b}{2} = \frac{3,95}{2} = 1,98 \text{ cm}$; damit wird das Schlankheitsverhältnis $\frac{l}{i} = \frac{96,5}{1,98} = 48,7$. Mithin ist die Tetmajersche Formel maßgebend. Knickspannung nach (20):

$$K_k = K \left[1 - c_1 \frac{l}{i} + c_2 \left(\frac{l}{i} \right)^2 \right] = 7760 \left[1 - 0,01546 \cdot 48,7 + 0,00007 \cdot 48,7^2 \right] = 3200 \text{ kg/cm}^2.$$

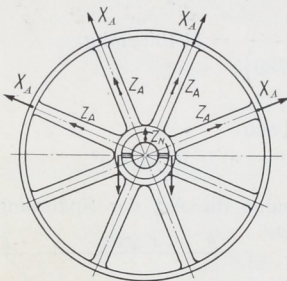


Abb. 2093. Belastung der Schruppfringe an der Scheibe Abb. 2073.

Sicherheit gegen Ausknicken:

$$\ominus_T = \frac{K_k}{\sigma_d} = \frac{3200}{13} = 246 \text{ fach.}$$

Beanspruchung der Arme im Endquerschnitt am Kranze. Zugspannung durch X_A :

$$\sigma_{zX} = \frac{X_A}{2 \cdot f_e} = \frac{2050}{2 \cdot 73,1} = 14 \text{ kg/cm}^2,$$

Biegespannung durch das Moment M_0 nach (694):

$$\sigma_b = \frac{4 M_0}{2 \cdot \pi \cdot a_e^2 \cdot b_e} = \frac{4 \cdot 11400}{2 \cdot \pi \cdot 6,65^2 \cdot 3,5} = 47 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_z + \sigma_b = 14 + 47 = 61 \text{ kg/cm}^2.$$

Druckspannung durch den Achsdruck:

$$\sigma_d = \frac{A \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}{2 f_e} = \frac{3200}{2 \cdot 73,1} = 21,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Nutzbelastung der Schruppfringe. Sie setzt sich nach Abb. 2093 zusammen aus der Wirkung der Kräfte X_A , der Eigenfliehkräfte der Arme Z_A , der Fliehkraft der Nabhälfte Z_N und ihrer eigenen Fliehspannung beim Laufen. Wirkung der Kräfte X_A :

$$2 X_A (\cos 22\frac{1}{2}^\circ + \cos 67\frac{1}{2}^\circ) = 2 \cdot 2050 \cdot (0,924 + 0,383) = 5360 \text{ kg}$$

Wirkung der Kräfte Z_A :

$$2 Z_A (\cos 22\frac{1}{2}^\circ + \cos 67\frac{1}{2}^\circ) = 2 \cdot 2210 \cdot (0,924 + 0,383) = 5780 \text{ ,,}$$

$$\text{Fliehkraft der Nabhälfte } Z_N = 4200 \text{ ,,}$$

$$\text{Summe: } \underline{\underline{15340 \text{ kg}}}$$

Nutzzugspannung in den Ringen: $\sigma_z = \frac{15340}{4 \cdot 7,6 \cdot 9,5} = 53,2 \text{ kg/cm}^2$.

Eigenfliehspannung: $\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{g} = \frac{7,85 \cdot 611^2}{1000 \cdot 981} \approx 3 \text{ kg/cm}^2$.

Summe der Spannungen: $\sigma_z + \sigma_f = 53,2 + 3 = 56,2 \text{ kg/cm}^2$.

Berechnungsbeispiel 5. Die Beanspruchung der Scheibe Abb. 2073 ist zu untersuchen, wenn sie zweiteilig unter Anordnung der Stöße mitten zwischen zwei Armpaaren ausgeführt würde.

Bei Berechnung der Kranzverbindung auf die im Kranz wirksame Kraft:

$$F_k \cdot \sigma_z = 700 \cdot 53,6 = 37520 \text{ kg}$$

entfallen auf eine der 16 längs der Fuge gleichmäßig verteilten Schrauben

$$P = \frac{37520}{16} = 2345 \text{ kg.}$$

Nach Zusammenstellung 71, Seite 234, genügen bei $c = 0,045 \text{ 1}^1/4''$ Schrauben, die durch $\sigma_z = 407 \text{ kg/cm}^2$ beansprucht sind. Sie haben $t = 108 \text{ mm}$ gegenseitigen Abstand. Der Flansch muß bei $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$ Spannung im Querschnitt I, Abb. 2094,

$$h = \sqrt{\frac{6 P \cdot x}{t \cdot k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2345 \cdot 4}{10,8 \cdot 250}} = 4,57 \text{ cm}$$

stark sein. Gewählt: 45 mm. Durch die große Ausrundung wird die Beanspruchung erheblich günstiger.

An dieser Scheibe seien die auf Seite 1206 näher besprochenen Nebenbeanspruchungen, soweit es möglich ist, zahlenmäßig verfolgt. Der Fall 1), daß die Schrauben nicht die volle

Kraft $P = F_k \cdot \sigma_z$ aufnehmen, werde unter der ungünstigen Annahme, daß sich alle Schrauben gelöst haben, durch gerechnet. Das Gewicht G' beider Flansche samt Verbindungsschrauben beträgt $\approx 100 \text{ kg}$, der Schwerpunktabstand

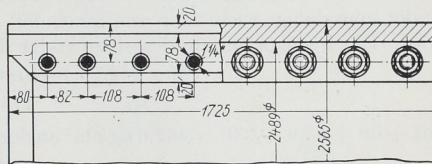
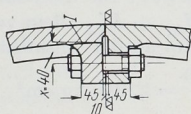


Abb. 2094. Zwischen den Armen angeordnete Kranzverbindung der Scheibe
Abb. 2073 (Unzulässig).

von der Drehachse R' 120,5 cm. Damit wird das Biegemoment, das die Fliehkraft der Werkstoffanhäufung $\frac{Z_A}{2}$ an den Ansatzstellen der Arme im Kranz erzeugt, nach Formel (691):

$$M_{bG'} = -\frac{\omega^2}{2g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = -\frac{20,94^2}{2 \cdot 981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \sin 22,5^\circ = -132200 \text{ cmkg,}$$

dasjenige durch die Eigenfliehkraft der Kranzenden (692):

$$M_{bK} = -\frac{2\gamma \cdot \omega^2}{g} \cdot F_k \cdot R^3 \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{4} = -\frac{2 \cdot 7,25 \cdot 20,94^2}{1000 \cdot 981} \cdot 700 \cdot 128,3^3 \cdot \sin^2 11^1/4^\circ = -364700 \text{ cmkg.}$$

Beide wirken im gleichem Sinne und führen zu zusätzlichen Biegespannungen:

$$\sigma_b = \mp \frac{M_{bG'} + M_{bK}}{W_k} = \mp \frac{132200 + 364700}{415} \approx 1200 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Höhe dieser Spannungen kennzeichnet die große Gefahr, der die Scheibe beim Lösen der Verbindungsschrauben ausgesetzt ist.

Die unter 2. angeführte Wirkung der Kraft P in den Schrauben am Hebelarm x läßt sich nicht verfolgen, ohne nähere, ziemlich willkürliche und unsichere Annahmen über die Formänderungen der Flansche zu machen.

3. Das durch die Fliehkraft Z_a der Flansche und Schrauben an der Ansatzstelle der Arme bedingte Biegemoment nach Formel (693):

$$M_{bG'} = -0,125 \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi = -0,125 \frac{20,94^2}{981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} = -67900 \text{ cmkg}$$

erzeugt Biegespannungen von:

$$\sigma_{bG'} = \mp \frac{M_{bG'}}{W_k} = \mp \frac{67900}{415} = \mp 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannungen bilden sich an der Innenfläche des Kranzes aus. Zu der durch X_a und M_0 bedingten Biegespannung $\sigma_b = \mp 69 \text{ kg/cm}^2$ und der Fliehschpannung $\sigma_z = +53,6 \text{ kg/cm}^2$ addiert, erhält man den unteren Grenzwert der Beanspruchung

des Kranzes an der Ansatzstelle der Arme $\sigma = + 286,6 \text{ kg/cm}^2$, d. i. das 5,35 fache der Fliehspannung σ_x in dem als frei umlaufender Ring betrachteten Kranz.

4. Bei biegefesten Ausbildung der Stoßstelle ist die Summe der Momente:

$$M_{bG'} + M'_{bX} = + 132200 + 8600 = + 140800 \text{ cmkg}$$

aufzunehmen. Soll derselben durch das Moment $D \cdot d$ nach Abb. 2089 das Gleichgewicht gehalten werden, so wird bei $d = 9,8 \text{ cm}$ $D = 14380 \text{ kg}$ und die zusätzliche Belastung der Schrauben:

$$P' = \frac{D \cdot d}{e} = \frac{14380 \cdot 9,8}{3} = 47000 \text{ kg.}$$

Auf eine Schraube entfallen 2940 kg Belastung, welche die Beanspruchung auf 917 kg/cm^2 bringen.

Wie auf Seite 1208 erläutert, werden die Biegemomente z. T. durch die erhöhte Anspannung der Schrauben aufgenommen, z. T. vermehren sie die Beanspruchung des Kranzes auf Biegung. Einen oberen Grenzwert für die Beanspruchung des Kranzes findet man daher, wenn man annimmt, daß $M_{bG'} + M'_{bX}$ allein vom Kranz aufgenommen wird. Die Beanspruchung desselben steigt dann an der Ansatzstelle der Arme um:

$$\frac{M_{bG'} + M'_{bX}}{W_k} = \frac{140800}{415} = \mp 340 \text{ kg/cm}^2$$

auf $+ 69 + 53,6 + 340 = 462,6 \text{ kg/cm}^2$ an der Kranzinnenfläche; d. i. das 8,65 fache von σ_x .

Die Anordnung der Stoßstelle unter etwa $\frac{\varphi}{4,73}$ Grad ermäßigt das dort wirkende Moment auf:

$$-0,0555 \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi = -0,0555 \cdot \frac{20,94^2}{981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} = -30320 \text{ cmkg,}$$

D auf 3093, P' auf 10110 kg und die Beanspruchung der Schrauben auf 516 kg/cm^2 . An der Ansatzstelle der Arme erhöht sich freilich die größte Zugspannung an der Kranzinnenfläche um:

$$\mp 0,131 \cdot \frac{\omega^2}{g} \cdot G' \cdot R' \cdot R \cdot \varphi \cdot \frac{1}{W_k} = 0,131 \cdot \frac{20,94^2}{981} \cdot 100 \cdot 120,5 \cdot 128,3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{1}{415} = 172 \text{ kg/cm}^2$$

auf $+ 69 + 53,6 + 172 = + 294,6 \text{ kg/cm}^2$.

Sehr ungünstig ist die Beanspruchung des längeren Kranzendes in dem Falle, daß sich die Verbindungsschrauben lösen, weil einerseits die Massenanhäufung an einem größeren Hebelarme wirkt, andererseits aber auch die Eigenfliehkraft des längeren Kranzendes beträchtlich größer wird.

Das Zahlenbeispiel zeigt deutlich, in welchem Maße die Beanspruchungen einer Scheibe mit durchlaufendem Kranz durch das Anbringen eines Stoßes zwischen zwei Armen gesteigert werden. Die Teilfuge einer so rasch laufenden Scheibe muß unbedingt in einer Armebene angeordnet werden und die Verbindung unter Verstärkung der in dieser Ebene liegenden Arme durchgebildet werden, weil diese auch die Fliehkraft, welche die Flansche und Schrauben entwickeln, übernehmen müssen. Abb. 2095 zeigt eine solche Verbindung, an der neben den Armen je ein Paar besonders starke Schrauben sitzen, um die Nebenbeanspruchung des Kranzes auf Biegung einzuschränken. Die übrigen Schrauben konnten schwächer genommen und daher in geringerem

Abstände von der Kranzinnenfläche angebracht werden.

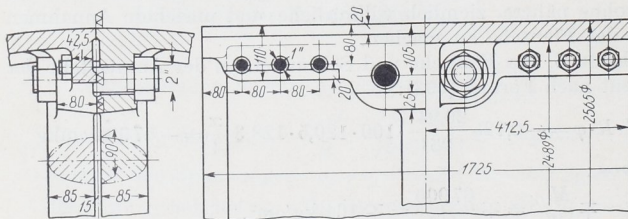


Abb. 2095. Kranzverbindung der Scheibe Abb. 2073.

Abstände von der Kranzinnenfläche angebracht werden.

Berechnungsbeispiel 6. Nachrechnung der mit $n_1 = 60$ Umdrehungen in der Minute laufenden geteilten Scheibe, Abb. 2072. Die Beanspruchungen der Arme, die durch die Schwungradwirkung der Scheibe entstehen, sollen unberücksichtigt bleiben.

Kranzquerschnitt $F_k = 830 \text{ cm}^2$. Trägheitsmoment $J_k = 18800 \text{ cm}^4$. Abstand der Scheibenoberfläche von der Schwerlinie $e_1 = 3,9 \text{ cm}$, des Innenrandes der Versteifungsrippe $e_2 = 18,3 \text{ cm}$. Armquerschnitt an der Nabe (unter Vernachlässigung der Verstärkung durch die großen Abrundungen) $f_n = \pi \cdot a_n \cdot b_n = \pi \cdot 16,5 \cdot 8,25 = 428 \text{ cm}^2$, am Kranz $f_e = 270 \text{ cm}^2$. Die Eigenfliehkraft eines Armes beträgt 6020 kg.

Die Beanspruchungen der Scheibe sind in zwei Grenzfällen berechnet. Unter A) sind die Kräfte X_A in den Armen nach dem auf Seite 1204 erläuterten Verfahren ermittelt unter der Voraussetzung, daß die Stoßstellen durch die Kranzschrauben so verspannt sind, daß der Kranz als ein durchlaufender, biegefeester Träger angesehen werden darf. In Wirklichkeit wird der Kranz an den Stoßstellen mehr oder weniger nachgiebig sein, wodurch die Belastung der Arme wächst, wie man leicht einsieht, wenn man sich die tangentialen Kranzschrauben ausgeschaltet oder gelöst denkt. Dann muß die volle Fliehkraft, die die Kranzstücke entwickeln, von den Armen aufgenommen werden.

Damit ergibt sich der zweite, unter B) behandelte Grenzfall. Zwischen beiden liegt die wirkliche Beanspruchung der Scheibe.

A) 1. Grenzfall. Kranz durchlaufend. Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 853,5 \cdot 60}{60} = 2680 \text{ cm/sek.}$$

Zugspannung im Kranz nach (679a):

$$\sigma_z = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot v^2 = 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot 2680^2 = 53,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Radiale Erweiterung des Kranzes: $\rho_k = 0,02256 \text{ cm}$, Verlängerung der Arme durch die Eigenfliehkraft: $\lambda_A = 0,00318 \text{ cm}$.

$X' = 20960$, $X'' = 13370 \text{ kg}$; daraus $X_A = 8150 \text{ kg}$.

Zwecks Ermittlung der Spannungen in den Kranzstücken kann man sich die Fliehkraft Z eines Kranzabschnittes, Abb. 2096a:

$$\begin{aligned} Z &= M \cdot \omega^2 \cdot R_s = F_k \cdot R_k \cdot \varphi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot R_k \cdot \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\frac{\varphi}{2}} \approx 2 F_k \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{g} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \\ &= \frac{2830 \cdot 7,25 \cdot 2680^2 \cdot \sin 18^\circ}{981 \cdot 1000} = 27230 \text{ kg} \end{aligned}$$

in zwei Teile $Z_1 + Z_2$ so zerlegt denken, daß der Kraft Z_1 durch Längskräfte von je $\frac{X_A}{2}$ in den Armen, der Kraft Z_2 aber durch Längsspannungen im Kranze, die sich

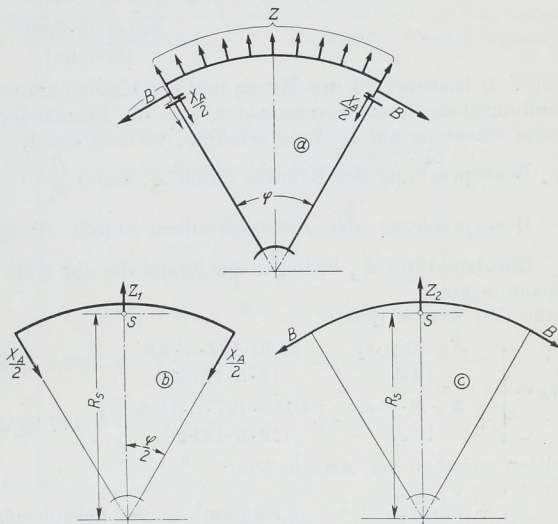


Abb. 2096a—c.

zu Mittelkräften B zusammenfassen lassen, das Gleichgewicht gehalten wird. Z_1 ergibt sich aus Abb. 2096b zu $Z_1 = \frac{2 X_A}{2} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} = X_A \cdot \cos \frac{\varphi}{2}$ und mithin $Z_2 = Z - Z_1 = Z - X_A \cdot \cos \frac{\varphi}{2}$, während aus Abb. 2096c:

$$\begin{aligned} 2 B \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = Z_2 \quad \text{oder} \quad B &= \frac{Z - Z_1}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} = F_k \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{g} - \frac{X_A}{2} \cdot \operatorname{ctg} \frac{\varphi}{2} \\ &= \frac{830 \cdot 7,25 \cdot 2680^2}{1000 \cdot 981} - \frac{8150}{2} \operatorname{ctg} 18^\circ = 31520 \text{ kg} \end{aligned}$$

folgt. B beansprucht den Kranz und die Kranzschrauben auf Zug, wenn man die Verbindungsflansche starr voraussetzt, also die Formänderungen, die sie infolge ihrer Inanspruchnahme auf Biegung erfahren, vernachlässigt.

$$\text{Beanspruchung des Kranzes durch } B: \sigma_{zB} = \frac{B}{F_k} = \frac{31520}{830} = 38 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Beanspruchung der Kranzschrauben durch } B: \sigma_z = \frac{B}{z \cdot F_1} = \frac{31520}{8 \cdot 18,87} = 209 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Armkräfte X_A bedingen im Kranz die auf Seite 1206 ermittelten Momente und Spannungen

nahe den Armen (687):

$$\sigma_{bx} = \begin{cases} -\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_1}{12 J_k} = -\frac{8150 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 3,9}{12 \cdot 5 \cdot 18800} = -37,8 \text{ kg/cm}^2 \text{ an der Scheibenoberfläche,} \\ +\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_2}{12 J_k} = +\frac{8150 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 18,3}{12 \cdot 5 \cdot 18800} = +177 \text{ kg/cm}^2 \text{ am Innenrand der Versteifungsrippe,} \end{cases}$$

mitten zwischen den Armen (688):

$$\sigma'_{bx} = \begin{cases} +\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_1}{24 J_k} = +18,9 \text{ kg/cm}^2 \text{ an der Scheibenoberfläche,} \\ -\frac{X_A \cdot R \cdot \varphi \cdot e_2}{24 J_k} = -88,7 \text{ kg/cm}^2 \text{ am Innenrand der Versteifungsrippe.} \end{cases}$$

Die vier Anschlußschrauben von $1\frac{1}{2}''$ Durchmesser sind durch X_A und die Fliehkraft der Kranzflansche $Z' = 6600$ kg beansprucht mit:

$$\sigma_z = \frac{X_A + Z'}{4 \cdot F_1} = \frac{8150 + 6600}{4 \cdot 8,39} = 440 \text{ kg/cm}^2.$$

B) 2. Grenzfall. Die Kranzschrauben haben sich gelöst; die Arme haben die volle Fliehkraft Z der Kranzstücke aufzunehmen.

Die letzteren werden dann, als an den Enden frei aufliegende, durch die gleichmäßig verteilte Fliehkraft Z belastete Balken betrachtet, mitten zwischen den Armen am stärksten beansprucht mit:

$$\sigma''_{bx} = \begin{cases} +\frac{Z \cdot R \cdot \varphi \cdot e_1}{8 J_k} = +\frac{27230 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 3,9}{8 \cdot 5 \cdot 18800} = +189 \text{ kg/cm}^2 \text{ an der Scheibenoberfläche,} \\ -\frac{Z \cdot R \cdot \varphi \cdot e_2}{8 J_k} = -\frac{27230 \cdot 427 \cdot \pi \cdot 18,3}{8 \cdot 5 \cdot 18800} = -889 \text{ kg/cm}^2 \text{ am Innenrand der Versteifungsrippe.} \end{cases}$$

Die Biegespannung fällt nach den Enden zu auf Null.

Eine Übersicht über die Beanspruchung der Teile der Scheibe in den beiden Grenzfällen bietet die folgende Zusammenstellung. In derselben sind auch die Wirkung des Momentes M_0 , des Flächendruckes unter dem Riemen, der Umfangskraft U , der Eigenfliehkraft der Arme und des Achsdrucks, deren Ermittlung keine Schwierigkeiten und Besonderheiten bietet, näher angegeben und in den letzten Zeilen die ungünstigste

Beanspruchung, welcher die einzelnen Teile unterliegen, ermittelt. Wieweit sich das Moment M_0 bei dem kleinen Hebelarm, an dem die Armschrauben wirken, ausbilden kann, ist fraglich. Deshalb sind die größten Beanspruchungen doppelt, nämlich unter Ausschluß der durch M_0 bedingten Spannungen und — eingeklammert — unter Berücksichtigung derselben angegeben.

Die über den Bruchstrichen stehenden Zahlen beziehen sich auf die Außenfläche des Kranzes, die darunter stehenden auf die Innenkante der Mittelrippen.

Beanspruchung der Riemenscheibe Abb. 2072 in kg/cm².

Lfd. Nr.	Kraft	Grenzfall A, Kranz durchlaufend				Grenzfall B, Kranz in Einzelteile zerlegt			
		Kranz		Arme		Kranz		Arme	
		über den Armen	mitten zwischen d. Armen	an der Nabe	am Kranz	über den Armen	mitten zwischen d. Armen	an der Nabe	am Kranz
1	B	+ 38	+ 38	—	—	—	—	—	—
2	X_A (Grenzfall A)	- 37,8 + 177	+ 18,9 - 88,7	+ 19,1	+ 29,8	—	—	—	—
3	Z (Grenzfall B)	—	—	—	—	—	+ 189 - 889	+ 63,6	+ 101
4	M_0	± 48,4 ± 87,5	—	± 29	± 58,4	—	—	—	—
5	Flächendruck unter d. Riemen bzw. Achsdruck	+ 32 - 150,4	- 16 + 75,2	- 6	- 9,5	—	- 18,3 + 85,8	- 6	- 9,5
6	U	—	—	± 105,7	—	—	—	± 105,7	—
7	Eigenfliehkraft der Arme	—	—	+ 14,1	—	—	—	+ 14,1	—
8	Größte Beanspruchung	unter dem Riemen	1 + 2 (+ 4) + 5 + 32,2 (+ 80,6) + 64,6 (+ 152,1)	1 + 2 + 5 + 40,9 + 24,5	2 (+ 3) + 5 + 6 + 7 + 132,9 (+ 161,9)	2 (+ 4) + 5 + 20,3 (+ 78,7)	3 + 5 + 170,7 - 803,2	3 + 5 + 6 + 7 + 177,4	3 + 5 + 91,5
		auf riemenfreier Seite	1 + 2 (+ 3) + 0,2 (+ 48,6) + 215 (+ 302,5)	1 + 2 + 56,9 - 50,7	2 (+ 4) + 7 + 33,2 (+ 62,2)	2 (+ 4) + 29,8 (+ 88,2)	3 + 189 - 889	3 + 7 + 77,7	3 + 101

Bei richtigem Zusammenbau werden die Beanspruchungen nahe den im Grenzfall A berechneten liegen. Die größte Zugspannung des Kranzes von 215,4 kg/cm², die durch das Moment M_0 sogar auf 302,9 kg/cm² gesteigert werden kann, ist jedoch wesentlich höher als diejenige der Scheibe des Berechnungsbeispiels 4 (122,6 kg/cm²), die mit der gleichen Geschwindigkeit läuft. Sie ist nur zulässig, weil sich bei der einfachen Form der einzelnen Stücke Gußspannungen ausschalten lassen. Weiterhin muß aber auch spannungsfreier Zusammenbau und dazu eine sehr genaue und sorgfältige Bearbeitung, so daß alle Fugen gut passen und schließen, verlangt werden.

Die Beanspruchung der Kranzverbindungs-schrauben durch B ist:

$$\sigma_z = \frac{B}{z \cdot F_1} = \frac{31520}{8 \cdot 18,87} = 209 \text{ kg/cm}^2.$$

Die vier Armschlußschrauben von 1 $\frac{1}{2}$ '' Durchmesser sind durch X_A und die Fliehkraft der Kranzverbindung $Z' = 6600$ kg beansprucht mit:

$$\sigma_z = \frac{X_A + Z'}{4 \cdot F_1} = \frac{8150 + 6600}{4 \cdot 8,39} = 440 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei der Verbindung der Arme mit der Nabe haben die sorgfältig eingepaßten Schrauben die Fliehkraft der Arme aufzunehmen und das Moment der Umfangskraft auf die Nabe zu

übertragen. Auf einen Arm entfällt $\frac{U}{5}$, wenn man annimmt, daß sich an der Übertragung die Hälfte der Arme beteiligen. In bezug auf den gemeinsamen Schwerpunkt der drei Schraubenquerschnitte S , Abb. 2097, wirkt es am Hebelarm a und erzeugt die Querkräfte Q_1 und Q_2 in den Schrauben. Für diese gilt zunächst die Gleichgewichtsbedingung:

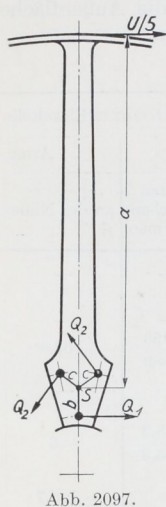


Abb. 2097.

$$\frac{U}{5} \cdot a = Q_1 \cdot b + 2Q_2 \cdot c.$$

Unter der Voraussetzung, daß alle Bolzen gleichmäßig anliegen und daß der Arm den auftretenden Kräften gegenüber sehr widerstandsfähig ist, darf man Q_1 und Q_2 verhältnismäßig den Hebelarmen setzen, an denen sie gegenüber S wirken und erhält damit:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{b}{c} \quad \text{und} \quad Q_1 = \frac{U}{5} \cdot \frac{a \cdot b}{b^2 + 2c^2}; \quad Q_2 = \frac{U}{5} \cdot \frac{a \cdot c}{b^2 + 2c^2}.$$

Die näher an S liegenden Schrauben sind niedriger belastet; es genügt daher

$$Q_1 = \frac{2790}{5} \cdot \frac{384 \cdot 15,1}{15,1^2 + 2 \cdot 16,8^2} = 4080 \text{ kg}$$

zu ermitteln, dem eine Scherspannung von:

$$\sigma_{s_1} = \frac{4Q_1}{2\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 4080}{\pi \cdot 7^2} = 53,1 \text{ kg/cm}^2$$

entspricht. Endlich ergeben X_A und die Fliehkräfte noch eine zweite radial

gerichtete Scherspannung von $\sigma_{s_2} = \frac{8150 + 6600 + 6020}{6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 7^2} = 90 \text{ kg/cm}^2$,

wenn man annimmt, daß sich die Kraft auf alle drei Schrauben gleichmäßig verteilt. Die Zusammensetzung der beiden Teilspannungen liefert:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{s_1}^2 + \sigma_{s_2}^2} = \sqrt{53,1^2 + 90^2} = 104,5 \text{ kg/cm}^2.$$

J. Ausrückbare Riementriebe und Wendegertriebe.

In Verbindung mit Fest- und Losscheiben ist der Riemen das wichtigste Mittel, Antriebe von kleiner und mittlerer Leistung ein- und auszuschalten. Gewöhnlich ist auf der treibenden Welle eine breite Scheibe A , Abb. 2098, befestigt, die den Riemen ständig mitnimmt, aber die zweite Welle nur antreibt, wenn der Riemen auf der mit dieser dauernd verbundenen Festscheibe F liegt. Er läuft dagegen leer, wenn er auf die daneben angeordnete, mit Laufsitz auf der Welle aufgepaßte Leerscheibe L geschoben wird; die dabei ausgeschaltete zweite Welle kommt zum Stillstande. Die seitliche Verschiebung des Riemen erfolgt am besten möglichst nahe seiner Auflaufstelle auf die getriebene Scheibe und ist nur während der Bewegung möglich, setzt also voraus, daß der Riemen läuft. Will man die dadurch bedingte Leerlaufarbeit vermeiden und den Riemen schonen, so muß die auf der treibenden Welle oder einem besonderen feststehenden Zapfen angeordnete Losscheibe, Abb. 2099, zum Ein- und Ausschalten mit der Festscheibe gekuppelt und in Bewegung gesetzt werden, ehe der Riemen verschoben werden kann. Dadurch wird nicht allein die Konstruktion verwickelter; beim Einschalten unter Belastung müssen auch die Scheiben so stark aneinander gedrückt werden, daß die entstehende Reibung den Arbeitswiderstand an der getriebenen Welle überwindet. Bei großen Kräften wird das oft schwierig; entweder ist dann die Möglichkeit vorzusehen, die Maschine oder den Wellenstrang im Leerlauf einrücken zu können oder die Verwendung einer Kupplung geboten. Bei der Berechnung wird man die Leerlaufleistung mit 10 bis 20% der vollen ansetzen.

In Abb. 2099 ist dieselbe Aufgabe wie in Abb. 2098 behandelt. Die etwas kleinere Losscheibe ruht bei ausgerücktem Riemen auf einer mit dem Lager L zusammengegossenen Büchse, wodurch nicht allein die Zapfenreibung der Leerscheibe vermieden, sondern der Riemen auch entspannt ist. Zum Einrücken wird die Losscheibe mit dem Hebel H durch die Schraube S gegen die Festscheibe F gepreßt und durch die Reibung am Rande R mitgenommen. Dann kann der Riemen durch das Kettenrad K_1 und die Schraube S_1 auf die Festscheibe geschoben werden, wobei der Übergang und die nötige Anspannung durch die kegelige Fläche vermittelt wird. Ist der Riemen verschoben, so wird die Losscheibe wieder zurückgeschraubt und zum Stillstande gebracht. Die Anpreßvorrichtung ist des Kraftschlusses wegen unmittelbar am Lagerbock angebaut. Dabei ist das Auge für den Bolzen B des Hebels H besonders eingesetzt zur Vermeidung der schwierigen schiefen Bearbeitung.

Die breite Festscheibe A , Abb. 2098, wird zylindrisch abgedreht, die beiden schmalen Scheiben F und L können schwach ballig sein. Der Leerscheibe gibt man bis zu 5% geringeren Durchmesser, muß dann aber an der Festscheibe auf der Seite, von der der Riemen her aufgeschoben wird, einen an Abb. 2099 besprochenen kegigen Ansatz vorsehen.

Die Scheiben werden im übrigen unter möglicher Benutzung normaler Modelle gestaltet. An Leerscheiben ist eine sorgfältige Durchbildung der Schmierung

und der Nabenauflfläche nach den für die Lager geltenden Regeln nötig, wenn sie ständig unter der Anpressung durch den Riemen laufen muß, eine Aufgabe, die dadurch schwierig ist, daß die Fliehkraft das Schmiermittel nach außen schleudert und die Schmierung beeinträchtigt. Vor abspitzendem Öl sind Riemen gut zu schützen.

Gußeiserne Naben unmittelbar auf den Wellen laufen zu lassen, ist nur bei geringen Flächendrücken $p = 5 \dots 10 \text{ kg/cm}^2$ zulässig. Aber selbst dabei läuft sich die Nabe oft rasch aus. Vorteilhafter ist es, Rotguß- oder Bronzebüchsen von 10 bis 15 mm Stärke in einteilige Scheiben einzupressen oder in zweiteilige durch Schrauben oder Niete zu befestigen. Die Schmierung erfolgt im einfachsten Falle durch eine auf das Wellenende, Abb. 2098 oder auf die Nabe aufgesetzte Staufferbüchse, eine Ausführung, die bei geringen Geschwindigkeiten und Drücken oder in dem Falle genügt, daß die Scheibe auf einem feststehenden Leerlaufbolzen angeordnet ist und nur während des Ein- und Ausschaltens in Bewegung gesetzt wird. Wenn sie dagegen auf der Welle dauernd läuft, ist eine Federdruckbüchse oder ein Fliehkraftschmiergefäß vorzuziehen. Bei der ersteren,

und der Nabenauflfläche nach den für die Lager geltenden Regeln nötig, wenn sie ständig unter der Anpressung durch den Riemen laufen muß, eine Aufgabe, die dadurch schwierig ist, daß die Fliehkraft das Schmiermittel nach außen schleudert und die Schmierung beeinträchtigt. Vor abspitzendem Öl sind Riemen gut zu schützen.

Gußeiserne Naben unmittelbar auf den Wellen laufen zu lassen, ist nur bei geringen Flächendrücken $p = 5 \dots 10 \text{ kg/cm}^2$ zulässig. Aber selbst dabei läuft sich die Nabe oft rasch aus. Vorteilhafter ist es, Rotguß- oder Bronzebüchsen von 10 bis 15 mm Stärke in einteilige Scheiben einzupressen oder in zweiteilige durch Schrauben oder Niete zu befestigen. Die Schmierung erfolgt im einfachsten Falle durch eine auf das Wellenende, Abb. 2098 oder auf die Nabe aufgesetzte Staufferbüchse, eine Ausführung, die bei geringen Geschwindigkeiten und Drücken oder in dem Falle genügt, daß die Scheibe auf einem feststehenden Leerlaufbolzen angeordnet ist und nur während des Ein- und Ausschaltens in Bewegung gesetzt wird. Wenn sie dagegen auf der Welle dauernd läuft, ist eine Federdruckbüchse oder ein Fliehkraftschmiergefäß vorzuziehen. Bei der ersteren,

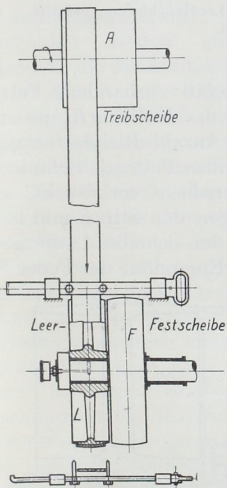


Abb. 2098. Ausrückbarer Riementrieb mit Fest- und Losscheibe auf der getriebenen Welle.

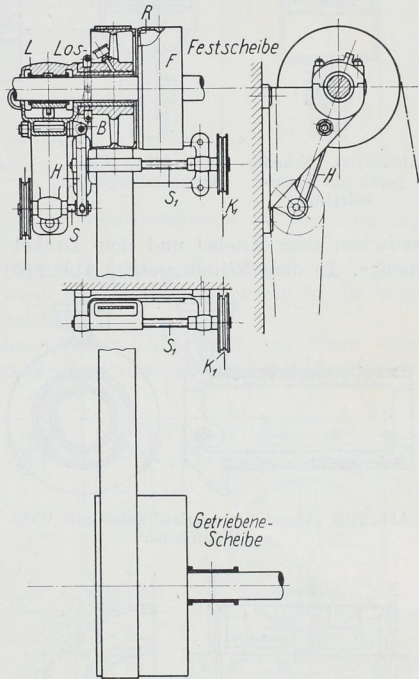


Abb. 2099. Ausrückbarer Riementrieb mit Fest- und Losscheibe auf der treibenden Welle.

Abb. 2100, wird das Fett der Flihkraft entgegen durch einen Kolben mit Federbelastung an die Lagerstelle gedrückt. Knebel W dient beim Füllen des Gefäßes zum Zusammenpressen der Feder. Nach dem Aufsetzen des Deckels schraubt man ihn wieder zurück und setzt dadurch das Fett unter Druck. Gleichzeitig gibt der Raum

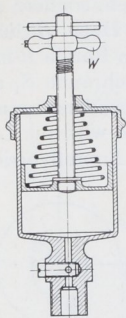


Abb. 2100. Schmiergefäß mit Federbelastung.

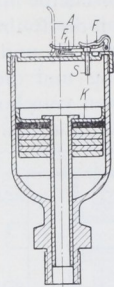


Abb. 2101. Flihkraftschmiergefäß.

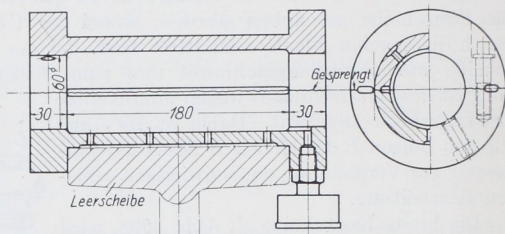


Abb. 2102. Linnemannsche Leerlaufbüchse, geteilt. M. 1:5.

zwischen dem Knebel und dem Deckel ein Maß für die im Gefäß vorhandene Fettmenge. In dem Schmiergefäß, Abb. 2101, drückt die Flihkraft des Kolbens K , dessen Wirkung durch eine Anzahl Bleiplatten geregelt werden kann, das Fett zur Schmierstelle. Ist dasselbe nahezu verbraucht, so stößt der Kolben gegen den Stift S und bewirkt die Auslösung der Scheibe A , die gewöhnlich durch das Eingreifen der Feder F

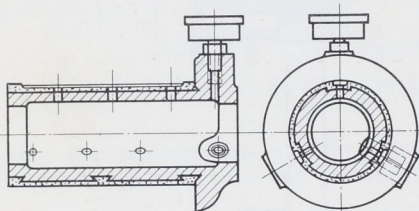


Abb. 2103. Ungeteilte Leerlaufbüchse mit Weißmetallauffläche.

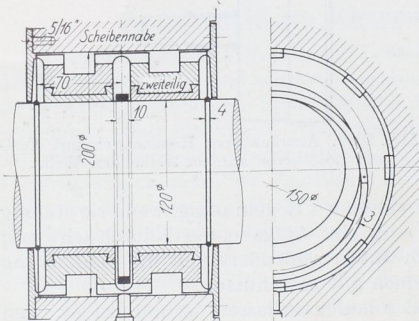


Abb. 2104. Leerlaufbüchse mit Ringschmierung. Prager Maschinenbau-A. G. M. 1:5.

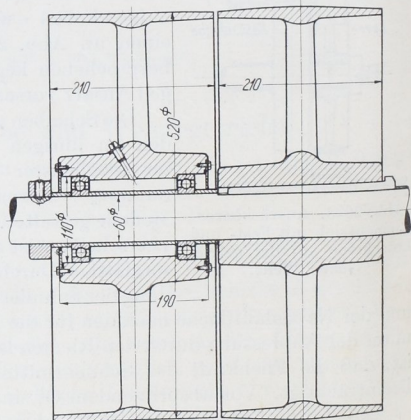


Abb. 2105. Fest- und Leerlaufbüchse mit Kugellagern. M. 1:8.

in eine Kerbe niedergehalten, beim Auslösen aber durch die Feder F_1 hochgerichtet wird.

Vollkommener sind die Linnemannschen Leerlaufbüchsen, Abb. 2102 und 2103, die, auf den Wellen befestigt, die Lauffläche der Scheibennabe bilden. Sie sind ein- oder zweiteilig, bestehen aus Gußeisen, Rotguß oder Gußeisen mit Weißmetallaufflächen und bilden dadurch, daß sie innen hohl ausgedreht sind, einen Vorratsbehälter für das

Schmiermittel, das die Fliehkraft durch Bohrungen den Schmierrieten der Lauffläche zuführt und das von einem außen aufgesetzten Schmiergefäß her wieder ergänzt wird. Im Falle, daß die Scheibe warm zu laufen beginnt, schmilzt das Fett und schmiert dann die Lauffläche besonders reichlich. Zur Sicherung der seitlichen Lage der Leerscheiben sind die Büchsen mit Bunden an einem oder an beiden Enden versehen.

Ein anderer Weg ist, die Leerlaufbüchse als Ringschmierlager auszubilden, wie Abb. 2104 nach einer Ausführung der Prager Maschinenbau-A. G. zeigt. Freilich ergeben sich dabei große Naben. Das im unteren Teile der ruhenden Leerscheibe sich sammelnde Öl wird von dem Schmierring, der durch die Welle mitgenommen wird, der Lauffläche zugeführt. Durch zwei an den Enden aufgeklebte Drähte, die als Spritzringe wirken, wird das Öl wieder abgeschleudert.

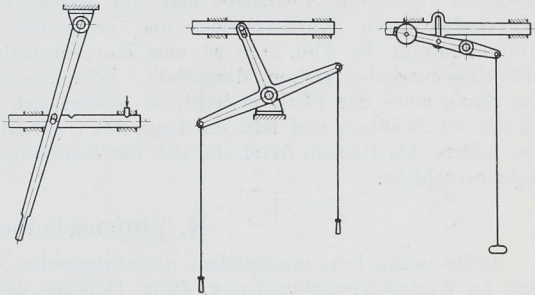


Abb. 2106 bis 2108. Schaltvorrichtungen für Deckenvorgelege.

Sehr vorteilhaft sind zur Stützung von Leerlaufscheiben Kugellager, Abb. 2105, deren Schmierung schon dann gesichert ist, wenn die Kugeln nur wenig in die beim Laufen sich ringsum bildende Schmierschicht reichen.

Zum Verschieben der Riemen dienen Riemengabeln, Abb. 2117, aus Flach- oder Rundeseisen, zur Schonung von Textil- oder breiten Lederriemen auch mit darüber gesteckten Rollen versehen, die durch Hebel, Schrauben, Zahnstangen oder Kurbelgetriebe, gelegentlich auch durch hydraulische Kolben und andere Mittel betätigt werden. An Deckenvorgelegen kann ein einarmiger Hebel, Abb. 2106, zum Ein- und Ausrücken dienen, der in seinen Endlagen durch einen einschnappenden Stift oder dgl. gehalten wird, wenn sein Eigengewicht den Riemen wieder in die Mittelstellung zurückzuschieben trachtet. In Abb. 2107 ist ein Winkelhebel, von dem zwei Drähte mit Handgriffen herabhängen, benutzt. Durch Anziehen des einen oder anderen Griffes wird der Riemen nach rechts oder links verschoben. In Abb. 2108 sind die beiden Endlagen des Riemens durch ein Gewicht gesichert; durch ruckweises Ziehen an dem Schaltgriff wird das Gewicht bis über die senkrechte Mittellage gebracht und fällt dann von selbst in die andere Endlage. Bei dem raschen Umwerfen

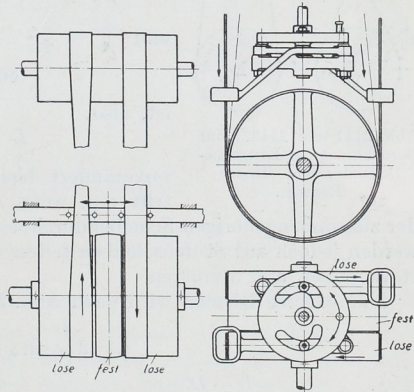


Abb. 2109. Wendegetriebe.

Abb. 2110. Wendegetriebe mit Kurvenscheibe. (Nach Fr. Ruppert.)

leidern freilich die Riemen, so daß derartige Vorrichtungen nur an leichten Trieben verwendet werden sollten. Die gegen Drehung und in ihren Endstellungen zu sichern den Schaltstangen werden entweder in besonderen Böcken, Abb. 2116 oder auch in Augen, Abb. 2117, geführt. Riemen von mehr als 150 mm Breite verlangen Zahnstangen- oder Schraubgetriebe, z. B. nach Abb. 2099. Solche von 400 mm Breite und mehr lassen sich gar nicht oder nur sehr schwer verschieben. Dann muß das Ein- und Ausschalten durch Kupplungen vermittelt werden. Richtige einheitliche Durchbildung unter Benutzung weniger normaler Teile kann auch die Herstellung der Umschaltvorrichtungen und Vorgelege ganz wesentlich vereinfachen und verbilligen.

Wendegeräte mit einem offenen und einem gekreuzten Riemen, Abb. 2109, ermöglichen den Wechsel der Drehrichtung. Da aber beim gleichzeitigen Verschieben der Riemen mit einfachen Riemengabeln der eine erst vollständig von der Festscheibe heruntergeschoben sein muß, ehe der andere darauf gebracht werden kann, sind zwei doppelt so breite Leerscheiben nötig. Um die dadurch bedingte große Bauhöhe zu verringern, verschiebt man die Riemen nacheinander und benutzt dazu Kurvenführungen, Kurbelgetriebe und verwandte Vorrichtungen sehr verschiedener Durchbildung. In Abb. 2110 ist eine Kurvenscheibe, in deren Schlitz die Zapfen der Umsteuerhebel gleiten, dargestellt. Wird sie aus der gezeichneten Mittelstellung im Sinne eines der Pfeile gedreht, so bewegt sich der eine Zapfen im kreisförmigen Stück des Schlitzes und läßt die Lage des zugehörigen Hebels unverändert, während der andere den Riemen durch die sich der Scheibenachse nähernde Kurve auf die feste Scheibe schiebt.

K. Stufenscheiben.

Stufenscheiben ermöglichen die stufenweise Änderung der Arbeitsgeschwindigkeit an Werkzeugmaschinen usw. durch Umlegen des Riemens von einer Stufe auf die andere. Dabei pflegen die Scheibendurchmesser so gewählt zu werden, daß die Riemenlänge L unverändert bleibt und die Übersetzungen einer geometrischen Reihe:

$$u_1; u_2 = \zeta u_1; u_3 = \zeta^2 u_1; u_4 = \zeta^3 u_1 \dots$$

folgen. Die erste Bedingung ist auf einfache Weise beim gekreuzten Riemen zu erfüllen, an dem nach Abb. 2111:

$$L = 2 \left(e \sin \alpha + \frac{D + D'}{2} \cdot \alpha \right)$$

und

$$\cos (180^\circ - \alpha) = -\cos \alpha = \frac{D + D'}{2e}$$

ist, also:

$$L = 2 e (\sin \alpha + \alpha (-\cos \alpha)) \quad (697)$$

unverändert bleibt, wenn α denselben Wert beibehält. Das tritt ein, wenn $D + D' = -2e \cos \alpha$, wenn also die Summe

der zusammengehörigen Scheibendurchmesser gleich gehalten wird. Geschränkte Riemen werden jedoch auf Stufenscheiben selten verwandt, weil sie sich an der Kreuzungsstelle stark reiben und abnutzen.

Für offene Riemen wird nach Abb. 2112 die Länge:

$$L = 2 \left[e \sin \alpha + \frac{D' \alpha}{2} + \frac{D (\pi - \alpha)}{2} \right] \quad (698)$$

und mit $\cos \alpha = \frac{D - D'}{2e}$

$$L = 2 e (\sin \alpha - \alpha \cos \alpha) + D \cdot \pi. \quad (699)$$

Die Gleichung ist transzendent, führt aber zu den Linien der Abb. 2113, wenn man für α und e verschiedene Werte einsetzt. Gleichung (698) gibt für $\alpha = 90^\circ$ $D' = D$, also gleich große Durchmesser für beide Scheiben, der Übersetzung 1:1 entsprechend. Wird der betreffende Durchmesser als mittlerer des Stufenscheibenpaares betrachtet und mit D_m bezeichnet, so folgt die Riemenlänge aus Gleichung (699):

$$L = 2 e + \pi D_m. \quad (700)$$

Nimmt man nun e als Vielfaches von D_m an, so bekommt man bei anderen Werten von α Verhältniszahlen je zweier zusammengehöriger Durchmesser. Z. B. wird für $e = 3 D_m$

$$L = 2 \cdot 3 D_m + \pi D_m = 9,1416 D_m$$

und für $\alpha = 87^\circ$ oder 1,518 im Bogenmaß unter Benutzung der Gleichung (699):

$$\frac{D_1}{D_m} = \frac{L}{\pi D_m} - \frac{2e}{\pi D_m} (\sin \alpha - \alpha \cos \alpha) = \frac{9,142}{\pi} - \frac{2 \cdot 3}{\pi} (\sin 87^\circ - 1,518 \cos 87^\circ) = 1,154,$$

sowie:

$$\frac{D'_1}{D_m} = \frac{D_1}{D_m} - \frac{2e}{D_m} \cos \alpha = 1,154 - 2 \cdot 3 \cdot 0,0523 = 0,840.$$

Dem entspricht:

$$u_1 = \frac{D_1}{D'_1} = 1,374 \quad \text{oder} \quad u'_1 = \frac{D'_1}{D_1} = 0,728.$$

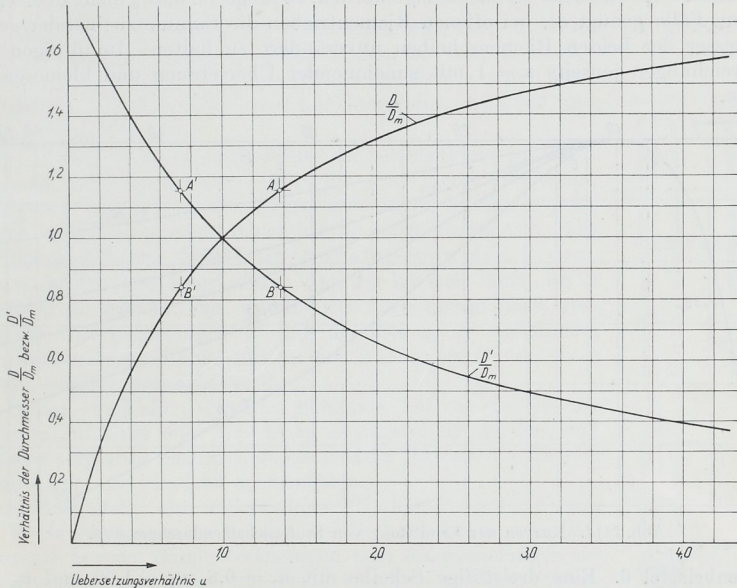


Abb. 2113. Kurven zur Ermittlung von Stufenscheibendurchmessern.

Trägt man die Werte für $\frac{D_1}{D_m}$ und $\frac{D'_1}{D_m}$ abhängig von u_1 und u'_1 auf, so bekommt man die Punkte AB und $A'B'$ der Linienzüge der Abb. 2113, an denen man das Verhältnis zueinander gehöriger Stufenscheibendurchmesser unmittelbar ablesen kann. Die Größe des Achsabstandes e im Verhältnis zu D_m hat geringen Einfluß; innerhalb $e = 3$ bis $10 D_m$ fallen die Kurven praktisch zusammen.

Genauere Werte liefern die Linien Abb. 2114. Würde man nämlich, wie beim gekreuzten Riemen, von der Summe der Durchmesser $2 D_m$ für die Übersetzung 1:1 ausgehen und diese Summe unverändert lassen, so ergäben sich zu große Scheiben und dadurch Überbeanspruchungen des Riemens. Abb. 2114 zeigt nun, um wieviel Hundertteile die Durchmessersumme bei verschiedenen Achsabständen und Übersetzungen kleiner sein muß als $2 D_m$. Aus den Punkten A und B , Abb. 2113, findet man beispielweise den absoluten Wert des Unterschiedes:

$$2 - \left(\frac{D_1}{D_m} + \frac{D'_1}{D_m} \right) = 2 - (1,154 + 0,840) = 0,006.$$

In Hundertteilen ausgedrückt wird er $0,3\%$ und gibt die Punkte C und C' der Abb. 2114, wo die Übersetzungen u als Abszissen, die Unterschiede als Ordinaten nach unten auf-

getragen sind. An Hand der Zahlen links läßt sich dadurch ohne weiteres ablesen, wieviel Hundertteile von $2 D_m$ die Durchmessersumme bei beliebigen Übersetzungen betragen muß. An die Kurven sind die Achsabstände e , als Vielfaches von D_m ausgedrückt, angeschrieben. Nach Punkt C soll bei $u = 1,374$ und $e = 3 D_m$

$$D_1 + D'_1 = 0,997 \cdot 2 D_m$$

sein. Für $u < 1$ ist nur die Linie für $e = 3 D_m$ eingezeichnet, um die Art ihres Verlaufes anzudeuten. Die Werte der Abweichungen findet man ja an den Kurven jenseits $u = 1$, wenn man den Kehrwert $1 : u$ benutzt, für den die Abweichung den gleichen Wert hat.

Die Unterschiede sind in der Nähe des Verhältnisses $1 : 1$ klein und dürfen auf Grund der Elastizität des Riemens vernachlässigt werden, so lange sie $0,5\%$ nicht überschreiten. In diesem Falle genügt es, bei offenen Riementrieben die Summe zueinander gehöriger Durchmesser der beiden Riemscheiben unverändert zu halten. Im übrigen steigen die Abweichungen jenseits $u = 1$ mit zunehmender Übersetzung und kleinerem Achsabstände.

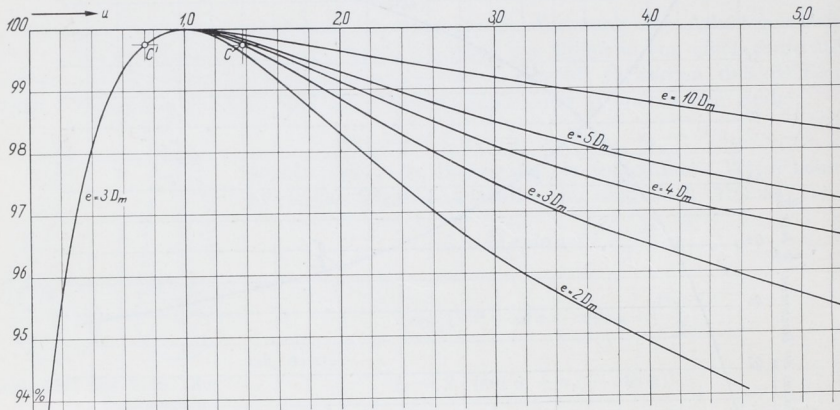


Abb. 2114. Kurven zur Ermittlung von Stufenscheibendurchmessern.

Zahlenbeispiel 6. Eine dreistufige Scheibe mit $u_1 = 0,8$, $u_2 = 1,00$ und $u_3 = 1,25$ soll in der mittleren Stufe gleich große Scheibendurchmesser $D_m = 500$ mm bei einem Achsabstand von 1500 mm erhalten.

Da nach Abb. 2114 die Abweichung nur $0,14\%$ beträgt, kann man bei der Berechnung die Summe der Durchmesser unverändert lassen und erhält aus:

$$\begin{aligned} D_1 + D'_1 &= 1000; & \frac{D_1}{D'_1} &= 0,8, \\ 1,8 D_1 &= 1000; & D_1 &= 555,6 \text{ mm} = D'_3, \\ & & D'_1 &= 444,4 \text{ mm} = D_3. \end{aligned}$$

Die genauen Werte wären $554,8$ und $443,8$ mm.

Zahlenbeispiel 7. Ausgehend von einer Übersetzung $u_1 = 1 : 4$ und einem Durchmesser der größeren Scheibe von 800 mm soll eine vierstufige Scheibe mit einem Stufenfaktor $\zeta = 1,5$ bei $e = 1600$ mm berechnet werden.

Aus $D_1 = 800$ folgt $D'_1 = \frac{1}{4} D_1 = 200$ mm. Der Achsabstand e beträgt das $3,2$ fache des mittleren Durchmessers: $D_m = 500$ mm. Übersetzungen:

$$\begin{aligned} u_1 &= 0,25; & u_2 &= \zeta \cdot u_1 = 1,5 \cdot 0,25 = 0,375; \\ u_3 &= \zeta^2 u_1 = 1,5^2 \cdot 0,25 = 0,563; \\ u_4 &= \zeta^3 u_1 = 1,5^3 \cdot 0,25 = 0,844. \end{aligned}$$

Nach den Kehrwerten:

4,0 2,67 1,78 1,18

müssen sich die Durchmessersummen, an den Linien für $e = 3$ und $4 D_m$ geschätzt, verhalten wie:

0,967 : 0,9805 : 0,9925 : 0,9994

oder wie

1000 : 1014 : 1027 : 1033.

Daraus folgen auf Grund der Übersetzungen die Einzeldurchmesser:

	800	738	657	560 mm
und	200	276	370	473 mm.

Würde man der Bestimmung der Scheibendurchmesser durchweg die gleiche Summe $D'_1 + D_1 = 1000$ mm zugrunde gelegt haben, so wäre z. B. $D_4 = 542$, $D'_4 = 458$ mm geworden. Dabei müßte die Riemenlänge um 55 mm oder 1,14% kürzer als auf den Scheiben der ersten Übersetzung von 800 und, 200 mm Durchmesser sein.

Das Umlegen von einer Stufe auf die andere kann bei leichten Riemen durch geschicktes Aufwerfen von Hand geschehen. Bei größeren benutzt man Stangen mit einem seitlichen Stift und auch besondere Vorrichtungen, wie sie beispielweise Abb. 2115 nach einer Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G. zeigt. Das Auge, durch das der Riemen läuft, ist in einem Ring R drehbar, der, durch zwei ihrer Länge nach verschiebliche Führungsstangen F mit der Stange S verbunden, durch Drehen dieser Stange mittels des Handgriffs H von einer Stufe zur anderen gebracht wird.

An Stufen- und allen sonstigen Scheiben, auf die die Riemen des öfteren aufgelegt oder von denen sie abgeworfen werden, sind die Ränder sorgfältig abzurunden, da scharfe Kanten die Riemen sehr schädigen, oft geradezu zerschneiden.

Abb. 2116 stellt ein vollständiges Deckenvorgelege dar. Seine Welle läuft in zwei an den U-Eisen der Decke nur festgeklemmten Lagern, damit Verlegungen oder Auswechslungen erleichtert werden. Sie trägt eine Fest-, eine Los- und eine Stufenscheibe und ist gegen seitliche Verschiebung durch die Nabe der Stufenscheibe und einen Stelling an den Endflächen des linken Lagers gesichert. Zum Ein- und Ausrücken des Antriebes dient der Handhebel H auf der senkrechten Welle W , die unten an der angetriebenen Maschine oder an der Wand oder am Boden, oben in einem an das rechte Hängelager angeschraubten Bocke gelagert ist. Am oberen Ende der Welle W sitzt Hebel H_1 , der durch den Lenker V die Schaltstange S und die Riemengabeln G hin- und herschiebt, wenn W gedreht wird. Der Weg von S ist durch zwei Stellinge R begrenzt.

Die Durchbildung ist sorgfältig, die Ausführung aber teuer. Außerdem hat die Bauart den Nachteil, daß die Lagerung der Welle W am unteren Ende oft Schwierigkeiten macht und Sonderteile verlangt. Ordnet man sie auf der angetriebenen Maschine selbst an, so wird die Lage des Vorgeleges zur Maschine genau bestimmt und muß sorgfältig eingehalten werden. Einer Normung der Einzelteile ist diese Bauweise nicht günstig. Jede Veränderung des Abstandes der Schaltstange von der Mitte der Welle verlangt besondere Modelle für die Lagerböcke und die Hebel.

Viel vorteilhafter ist in diesen Beziehungen die Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Abb. 2117. An den beiden Lagerböcken ist lediglich je ein Auge angegossen, in welches Gasrohre als Träger der ebenfalls aus einem Rohre bestehenden

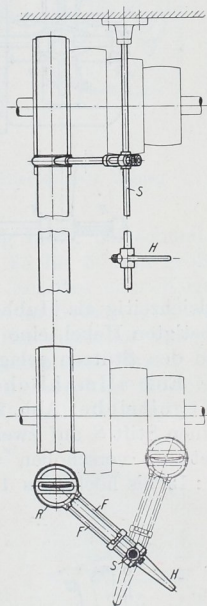


Abb. 2115. Riemenumleger. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G.

Ausrückstange eingeschraubt werden. Nur die Längen der Träger und der Ausrückstange werden je nach der verlangten Ausladung und Lagerentfernung bemessen; im übrigen setzt sich aber das Ganze nur aus normalen Kloben und Riemengabeln zusammen. Besonders hervorgehoben sei die einfache und wirksame Hinderung der Drehung der Ausrückvorrichtung durch die kurze, in dem Auge auf dem linken Träger gleitende parallele Stange. Die Kloben, welche sie mit der Ausrückstange verbinden, dienen

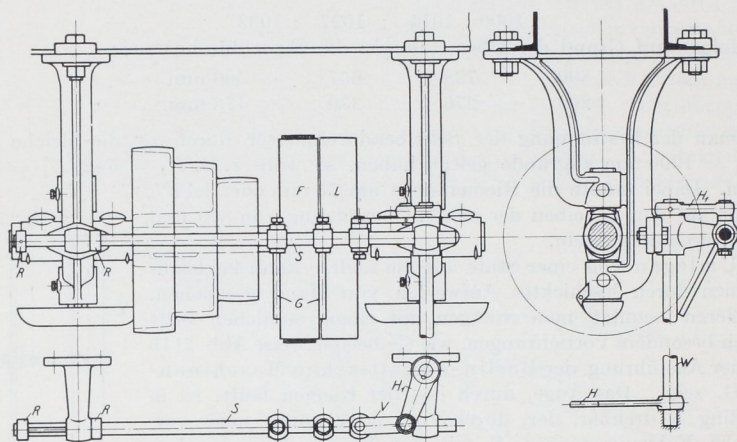


Abb. 2116. Deckenvorgelege.

gleichzeitig als Hubbegrenzung. Das Umschalten kann durch einen an der Decke befestigten Hebel, eine über zwei Rollen an den Stützen geleitete Kette oder auch einen an den Stützen gelagerten Winkelhebel usw. bewirkt werden.

Eine allmähliche Änderung der Geschwindigkeit der getriebenen Welle ist durch Kegeltriebe, Abb. 2118, möglich, bei denen der Riemen in einer Führung oder durch einen Stift *S* auf zwei Kegeln nach der gewünschten Übersetzung verschoben wird. Die Kegel erhalten Neigungen 1 : 15 bis höchstens 1 : 10. Bei großen Verschiedenheiten in

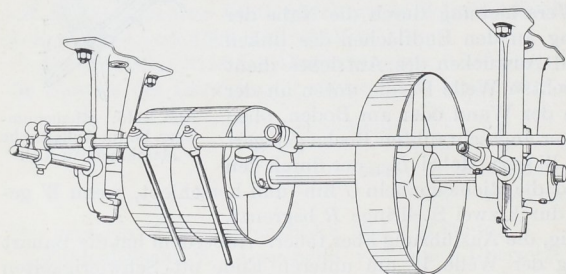


Abb. 2117. Deckenvorgelege. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G., Dessau.

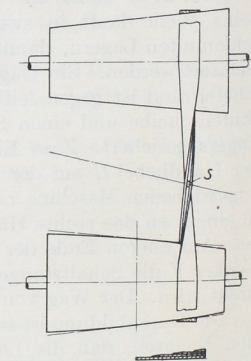


Abb. 2118. Kegeltrieb.

den Übersetzungen und offenem Riemen ist zu beachten, daß mindestens die eine Scheibe entsprechend den bei den Stufenscheiben gemachten Ausführungen durch eine Kurve begrenzt sein muß, wenn die Riemenlänge unverändert bleiben und gleichmäßiger Betrieb bei ein und derselben Spannung möglich sein soll. Vorteilhaft ist, dem Riemen einen trapezförmigen Querschnitt zu geben und ihn verschränkt aufzulegen.

L. Riementreibe für sich kreuzende Wellen.

Für die auf Seite 1193 besprochenen Riementreibe zwischen sich kreuzenden Wellen sind vielfach Leitrollen nötig, die nach den für Leerscheiben geltenden Gesichtspunkten durchgebildet und zudem noch einstellbar gemacht werden, damit sie den räumlichen Verhältnissen und der Riemenlage angepaßt oder auch zum Nachspannen benutzt werden

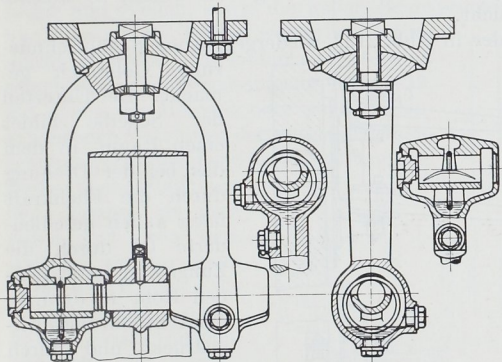


Abb. 2119. Riemenleiter Bamag. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G., Dessau.

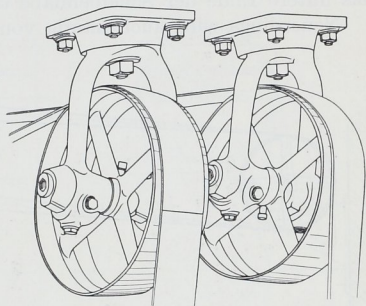


Abb. 2120. Riemenleiter Bamag.

können. Ihre Durchmesser D wählt man meist verhältnismäßig klein, bei schmalen Riemen $D = 3 \dots 4b$, bei breiten $D = 2b$, ihre Breite B um 25 bis 50 mm größer als die des Riemens. Die Verstellbarkeit wird durch Gelenke, Schlitz- oder Kugelflächen, auf denen die Achsen festgeklemmt werden, erreicht; sie ist freilich oft durch die Schmierung, die unbedingt gesichert sein muß, begrenzt. Ein einfaches Beispiel

gibt der Riemenleiter Bamag der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Abb. 2119 und 2120,

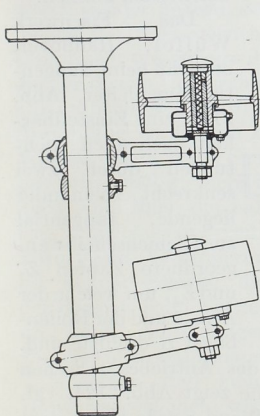


Abb. 2121. Riemenleiter. G. Polysius, Dessau.

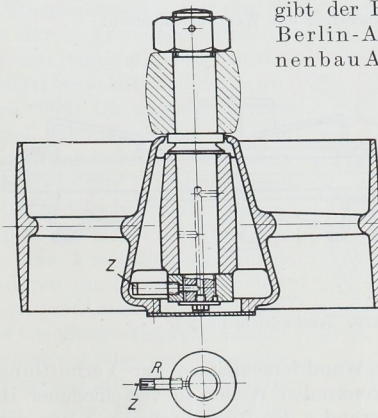


Abb. 2122. Riemenleiterscheibe mit Schöpferschmierung.

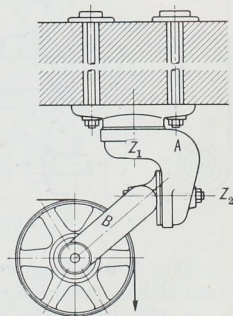


Abb. 2123. Tangentialriemenleiter. Eisenwerk Wülfel, Wülfel bei Hannover.

mit einem U-förmigen, an der Decke auf einer Kugelfläche einstellbaren Bügel als Träger für die dazwischenliegende Riemenscheibe. Die Schmierung der Lager wird durch Ringe bewerkstelligt, die in zwei in den Zapfen eingedrehten Nuten laufen, damit sie beim mäßigen Schrägstellen der Welle nicht zum Anliegen an den Lagerrändern und zum Stillstande kommen. Der Bügel kann bis zu 10° gegenüber der Lotrechten nach

allen Richtungen geneigt werden. Soll der Riemenleiter aufrechtstehend am Boden angeordnet werden, so bildet man die Ringschmierlager nach der zwischengeschalteten Skizze aus.

G. Polysius, Dessau, benutzt nach Abb. 2121 geteilte Kugelstücke, die durch Stellringe der Höhe nach gehalten werden, um darauf die Leitrollenarme in der gewünschten Stellung festzuklemmen. Die Schmierung besorgt ein Ölbad, in welches das untere Ende der Scheibennabe taucht.

Neuerdings wird auch häufig von der in Abb. 2122 wiedergegebenen Schöpfsmie-

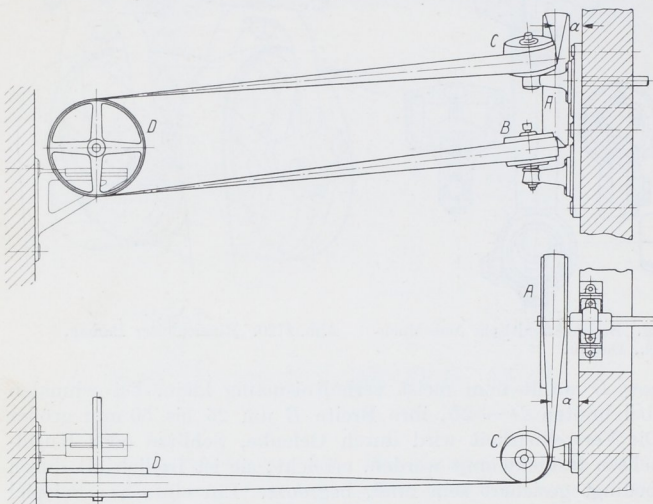


Abb. 2124. Riementrieb mit Wandriemenleitern.

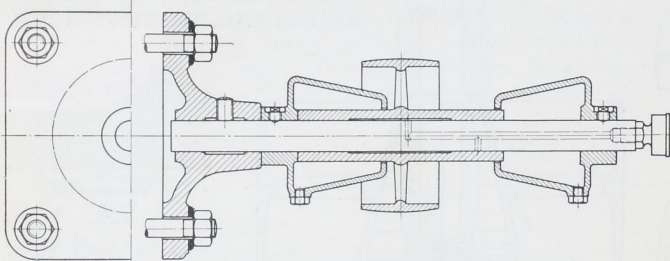


Abb. 2125. Wechselriemenleiter.

Die Anwendung von Wandriemenleitern zur Vermittlung des Antriebes zwischen zwei sich rechtwinklig kreuzenden Wellen in verschiedener Höhe zeigt Abb. 2124, vgl. auch Abb. 2069. Der Abstand a der Riemenscheibe A von der Wand wurde gleich dem der Rollenoberfläche am Riemenleiter genommen und die untere Rolle B in Höhe des Unterrandes der Scheibe A angeordnet. Die Stellung der oberen ist dann durch den größten Abstand, den die Leitrollen auf der Wandplatte haben können, bedingt. Gegenüber Scheibe D war die Lage dadurch gegeben, daß auch die Mittelebene von D die Rollenoberflächen berühren sollte, um den Antrieb in beiden Laufrichtungen zu ermöglichen.

Auf Wechselriemenleitern, Abb. 2125, verschiebt sich die Leitrolle selbsttätig und wandert mit dem Riemen, wenn dieser zwischen einer Los- und einer Fest-

ringung Gebrauch gemacht. Der Unterteil der Scheibe bildet einen Raum, in dem das bei der Drehung durch die Fliehkraft nach außen geschleuderte Öl durch die Zunge Z im feststehenden Rohr R , dann in der Achsbohrung hochgedrückt und durch radiale Bohrungen der Lauffläche zugeführt wird. Ein wichtiger Vorteil ist, daß die Scheiben sowohl hängend und schräg wie auch wagrecht verwendet werden können.

Das Eisenwerk Wülfel, Hannover, erreicht beim Tangentialriemenleiter, Abb. 2123, eine Einstellbarkeit nach allen Richtungen durch zwei senkrecht zueinander liegende, tangential zur Riemenscheibe angeordnete Zapfen Z_1 und Z_2 , um welche der Arm A und der Rollenbügel B drehbar sind.

scheibe seitlich verschoben wird. Für die Schmierung ist eine Staufferbüchse vorgesehen, abgeschleudertes Fett wird von den die Nabe umschließenden Fängern aufgenommen.

M. Nachstellbare Riementriebe und Spannrollentriebe.

Die große Vorspannung des Riemens und ihre Nachteile, die starke Belastung der Lager und Wellen, sowie die hohen Beanspruchungen im Riemen selbst können durch nachstellbare Triebe wesentlich eingeschränkt werden. Ein einfaches Mittel sind Spannplatten und Stellschienen, Abb. 2019, auf denen die Motoren oder auch die angetriebenen Maschinen der nötigen Riemen- spannung entsprechend befestigt und bei Bedarf nachgestellt werden. Freilich ist man dabei noch von dem Arbeiter, der zur Schonung des Riemens die Stellschrauben nicht unnötig stark anspannen soll, von Temperatur- und Feuchtigkeitseinflüssen abhängig. Ähnlich liegen die Verhältnisse, wenn zu dem Zwecke verstellbare Leitrollen benutzt werden. Vollkommener sind Einrichtungen, die die Spannung selbsttätig regeln. Hierhin gehören Wippen nach Art der Abb. 2126, bei denen das Eigengewicht des Elektromotors, gegebenenfalls verstärkt durch Zusatzgewichte oder Federn, den Riemen spannt. Für den Fall, daß dieser abfällt, ist das Auf- fangen des Motorgewichts durch Anschläge, Stellschrauben, Gummipuffer oder auch Ölbremesen, die gleichzeitig zur Dämpfung von Schwin- gungen dienen, vorzusehen. Das beste Mittel sind Spann- rollen nach Abb. 2010 und 2009. Die zuerst genannte Anordnung ist freilich durch die Leitscheibe und den Wagen, auf dem die Spannrolle gelagert ist, verwickelt und schwerfällig; mehr und mehr wird sie durch Rollen nach Abb. 2009, die nahe der kleinen Scheibe auf das lose Trum wirken, verdrängt. Zunächst ist bei dieser Form eine Vergrößerung des Umschlingungswinkels der kleinen Scheibe, die durch die Streckung, welche der Riemen beim Betrieb erleidet, noch vermehrt wird und damit ein günstigeres Reibungsverhältnis erreicht. Da aber auch Längenänderungen infolge von Belastung, Temperatur- und Feuchtigkeitseinflüssen durch die Rolle ausgeglichen werden, kann man nahe an die untere Spannungsgrenze im losen Trum herangehen, erhält niedrige Höchstbeanspruchungen und darf daher die Belastungszahl oft wesent- lich erhöhen. Wenn auch die Widerstände der Spannrolle zu denen der Hauptscheibe hinzutreten, so wird der Verlust mindestens teilweise durch niedrigere Lagerdrucke und geringere Reibung an den Hauptwellen wettgemacht. Weitere Vorteile sind, daß auch senkrechte Triebe, beträchtliche Übersetzungen und geringe Achsentfernungen zulässig und dadurch große Raumersparnisse möglich sind, ferner, daß man den Riemen beim Stillstande vollständig entlasten kann, wenn die Spannrolle ausschaltbar ist. Un-

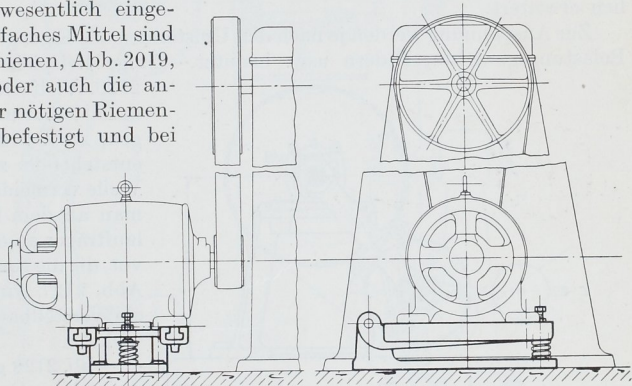


Abb. 2126. Wippe.

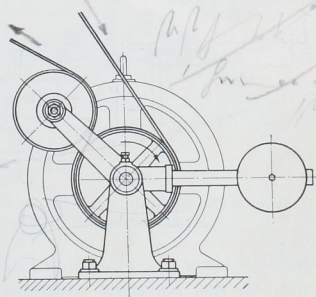


Abb. 2127. Riementrieb mit Spann- rolle. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.

erhält niedrige Höchstbeanspruchungen und darf daher die Belastungszahl oft wesent- lich erhöhen. Wenn auch die Widerstände der Spannrolle zu denen der Hauptscheibe hinzutreten, so wird der Verlust mindestens teilweise durch niedrigere Lagerdrucke und geringere Reibung an den Hauptwellen wettgemacht. Weitere Vorteile sind, daß auch senkrechte Triebe, beträchtliche Übersetzungen und geringe Achsentfernungen zulässig und dadurch große Raumersparnisse möglich sind, ferner, daß man den Riemen beim Stillstande vollständig entlasten kann, wenn die Spannrolle ausschaltbar ist. Un-

günstig ist das Abbiegen des Riemens nach verschiedenen Richtungen, was geschmeidige und sorgfältig hergestellte, namentlich durchweg gleich dicke, geleimte Riemen voraussetzt. Es empfiehlt sich, die Rolle nahe der kleinen Scheibe, am besten um deren Achse schwingend anzuordnen, weil dadurch die Umspannungsverhältnisse am günstigsten werden; es ist aber durchaus nicht ausgeschlossen, den Rollenhebelzapfen anderweitig oder exzentrisch zu lagern. Die Spannrollentriebe haben das Anwendungsgebiet der Riemen insbesondere bei kurzen Achsabständen ganz wesentlich erweitert.

Zur Anspannung werden je nach den Umständen das Eigengewicht der Rolle, besondere Belastungsgewichte, Federn usw. benutzt. Einige Beispiele geben die Abb. 2127 bis

2130. Vielfach läßt man den Rollentriber unmittelbar um die Antriebswelle schwingen, Abb. 2128. Will man die dadurch entstehende zusätzliche Belastung der Welle vermeiden, so befestigt oder gießt man an dem benachbarten Lager Leerlaufträger an oder sieht besondere Böcke vor, die die Spannvorrichtung halten. In Abb. 2127 wird die Anspannung durch ein verstellbares Belastungsgewicht bewirkt.

Abb. 2128 gibt einen von der Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G. ausgeführten Antrieb für 100 PS Leistung bei einer Übersetzung 1 : 5,6 ins Schnelle wieder. Die Rolle ist in zwei um die Scheibenwelle schwingenden, gegenseitig versteiften Hebeln gelagert, deren waechte Enden die Belastungsgewichte tragen.

Gelegentlich hängt man die letzteren an über Rollen geführte Seile und kann dann den Anpreßdruck durch Auflegen von Platten nach Bedarf ändern (vgl. Abb. 2141).

Durch eine Schraube regelbare Federbelastung nach einer Ausführung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei zeigt Abb. 2129. Das Hebellager und die Nachstellvorrichtung

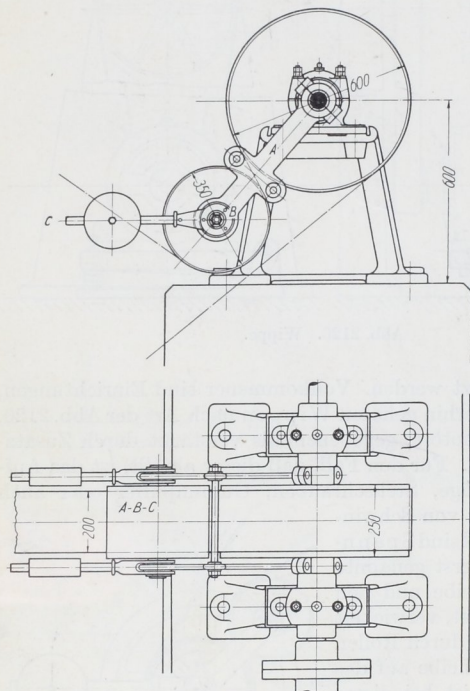


Abb. 2128. Spannrollentrieb. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.G., Dessau.

sind auf einer gemeinsamen Grundplatte angeordnet; die Schraube kann auch zum Entspannen des Riemens während des Stillstandes durch Lüften der Rolle benutzt werden.

Koch und Co., Remscheid-Vieringhausen, ordnet beim Adko-Spannrollentrieb, D. R. P. 394307, die Spannrolle nach Abb. 2130 nicht zwischen, sondern außerhalb der beiden Riemenscheiben an, beschränkt auf diese Weise den Abstand der Hauptscheiben auf wenig mehr als die Dicke des Riemens und kann bedeutende Längungen des letzteren ausgleichen. Wegen des sehr kurzen ziehenden Trums sollen derartige Triebe auch ruhiger laufen, weil etwaige Kraftschwankungen den Riemen weniger leicht in Schwingung versetzen.

Die Rollen müssen sorgfältig nach den für Leer- und Leitscheiben gegebenen Regeln, insbesondere in bezug auf die Schmierung durchgebildet werden. Bewährt haben sich auch Kugellager, Abb. 2129, nicht allein geringen Reibungswiderstandes wegen, sondern auch, weil sie durch ein Ölbad leicht und sicher geschmiert werden

können. Der Rollendurchmesser soll möglichst dem der kleinen Scheibe entsprechen, bei beschränkten Raumverhältnissen bleibt man aber auch darunter und benutzt selbst 0,6 mal so große Durchmesser.

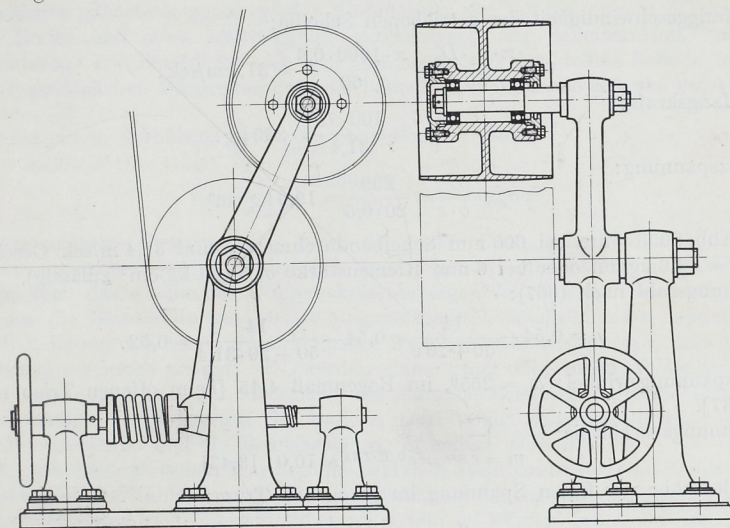


Abb. 2129. Senkrecht angeordneter Spannrollentrieb. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.

Bezüglich der Übersetzungen pflegt man weiter als bei gewöhnlichen Riementrieben zu gehen; sehr häufig finden sich solche von 1 : 5 bis 1 : 8; doch ist auch schon 1 : 10 und 1 : 15, selbst 1 : 20 ausgeführt worden. Im Falle stark schwankender Belastung kann sich der Einbau einer Ölbremse empfehlen, durch welche der Lauf oft erheblich ruhiger und gleichmäßiger wird.

Bei der Berechnung des Riemen dürfen die Zahlen der Abb. 2058, die für günstige Verhältnisse offener Triebe gelten, benutzt, manchmal sogar überschritten werden. Die Kräfte an den Scheiben, der Spannrolle und den Hebeln lassen sich an Hand eines Kraftecks, Abb. 2037, ermitteln.

Vergleichsweise seien neben die an einem Spannrollentriebe, Abb. 2128, ermittelten Zahlen diejenigen für einen offenen Trieb mit denselben Hauptscheibendurchmessern in Klammern angegeben. Beiden Fällen sind gleiche Nutzsparnungen zugrunde gelegt. Dabei wird der offene Trieb freilich noch zu günstig beurteilt, weil die Nutzsparnung bei der sehr geringen Achsentfernung unzulässig hoch, die errechneten Grenzwerte aber zu niedrig sind.

Zahlenbeispiel 8. Vom Schwungrad eines Dieselmotors von $D_1 = 3400$ mm Durchmesser werden $N = 100$ PS an eine Scheibe von $D_2 = 600$ mm Durchmesser in 3080 mm Abstand abgegeben. Das Schwungrad macht $n_1 = 180$, die getriebene Welle $n_2 = 1000$ Umdrehungen in der Minute. Riemenbreite $b = 200$ mm. Stärke $s = 6$ mm.

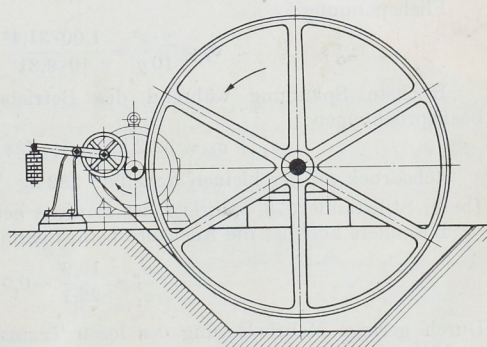


Abb. 2130. Adko-Spannrollentrieb. Koch & Co., Remscheid-Vieringhausen.

Übersetzung:

$$u = \frac{D_1}{D_2} = \frac{3400}{600} = \frac{5,66}{1}$$

Umfangsgeschwindigkeit der getriebenen Scheibe:

$$v = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot D_2}{60} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 0,6}{60} = 31,4 \text{ m/sek.}$$

Umfangskraft:

$$U = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{100 \cdot 75}{31,4} = 239 \text{ kg.}$$

 $\frac{\text{kg} \cdot \text{cm}}{\text{sec} \cdot \text{cm}}$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{b \cdot s} = \frac{239}{20 \cdot 0,6} = 19,9 \text{ kg/cm}^2$$

(nach Abb. 2058 wäre bei 600 mm Scheibendurchmesser und 31,4 m/sek Geschwindigkeit $k_n = 12,6 \text{ kg/cm}$ oder bei 6 mm Riemenstärke $\sigma_n = 21 \text{ kg/cm}^2$ zulässig).

Reibungszahl nach (667):

$$\mu = 0,54 - \frac{14}{50 + 20v} = 0,54 - \frac{14}{50 + 20 \cdot 31,4} = 0,52.$$

Umspannungswinkel: $\omega = 255^\circ$, im Bogenmaß 4,45 [beim offenen Trieb nur 136° oder 2,37].

Spannungsverhältnis:

$$m = e^{\mu \omega} = e^{0,52 \cdot 4,45} = 10,0; [3,43]$$

Mindesthöhe der freien Spannung im gezogenen Trum:

$$\sigma'_2 = \frac{\sigma_n}{m-1} = \frac{19,9}{10-1} = 2,2 \text{ kg/cm}^2;$$

[8,3 kg/cm^2 an Abb. 2039 und 2044 ermittelt; nötige Mindestvorspannung bei ruhendem Triebe: $\sigma_v = 27,1 \text{ kg/cm}^2$].

Freie Spannung im ziehenden Trum:

$$\sigma'_1 = \sigma_n + \sigma'_2 = 22,1 \text{ kg/cm}^2; [28,2 \text{ kg/cm}^2].$$

Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,00 \cdot 31,4^2}{10 \cdot 9,81} = 10,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Höchste Spannung während des Betriebes ohne Berücksichtigung der Biegebeanspruchungen:

$$\sigma'_1 + \sigma_f = 32,2 \text{ kg/cm}^2; [38,3 \text{ kg/cm}^2].$$

Achsdruk an der kleinen Scheibe: 282 kg

[beim Stillstände 578, während des Laufens bei voller Belastung 404 kg].

Besonders hoch ist die Ausbeute beim Spannrollentrieb:

$$\frac{\sigma_n}{\sigma'_1} = \frac{19,9}{22,1} = 0,9; [0,7].$$

Durch geringe Mehrbelastung des losen Trums steigt die Sicherheit im Spannrollentrieb ganz wesentlich. Bei 4 kg/cm^2 an der Rolle sinkt das Spannungsverhältnis auf rund 6, während die freie Spannung im ziehenden Trum nur unwesentlich, nämlich auf 23,9 kg/cm^2 steigt. Anders beim offenen Trieb. Er könnte nur durch erheblich höhere Vorspannung betriebsicherer gemacht werden. Bei $\sigma_v = 32,1 \text{ kg/cm}^2$ wird $m = 2,51$.]

Als praktisches Beispiel für die Vorteile des Spannrollentriebes sei erwähnt, daß nach Angabe von Prof. Hundhausen (Z. V. d. I. 1907, S. 637) der Riemen eines offenen Antriebes einer 100-PS-Dynamo von 600 mm Breite und 6 mm Dicke durch einen gleich starken, aber nur 250 mm breiten mit Spannrolle ersetzt werden konnte.

II. Stahlbandtriebe.

An Stelle von Riemen benutzt die Eloesser Kraftband-Gesellschaft in Berlin-Charlottenburg gehärtete, genau gerade Stahlbänder von 0,2 bis 0,9 mm Stärke, 12 bis 200 mm Breite und etwa 15000 kg/cm² Zugfestigkeit auf Scheiben mit Leinwand- oder Korkbelag. Die Banddicke s ist vom Durchmesser D der kleinen Scheibe abhängig wegen der zusätzlichen Biegespannung, die beim Laufen über die Scheibe entsteht und

die z. B. bei einem Verhältnis $\frac{s}{D} = \frac{1}{1650}$ nach Formel (641):

$$\sigma_b = \frac{s}{\alpha \cdot D} = \frac{2200000}{1650} = 1330 \text{ kg/cm}^2$$

wird. Als zulässige Nutzsprung durch die größte Umfangskraft wird $\sigma_n = 600$ bis 750 kg/cm² angegeben, während der Achsdruck das 3...3,5 fache, bei hohen Übersetzungen auch das 4fache der Umfangskraft betragen soll, um den Schlupf gering zu halten. Da die Bandbreite aus Herstellungsrücksichten beschränkt ist, kommt es bei gegebener Leistung und bestimmten kleinsten Scheibendurchmessern vor, daß ein Band zur Übertragung nicht genügt. Es werden dann zwei oder mehrere Bänder nebeneinander angeordnet und der Rechnung die 1,2fache Leistung zugrunde gelegt, weil die gleichmäßige Verteilung auf die Bänder nicht völlig sichergestellt ist. Auch bei kurzen Achsabständen soll die Beanspruchung ermäßigt werden.

Die Unterschiede zwischen dem Riemen- und dem Stahlbandtriebe sind in der geringen Elastizitätszahl des Stahles begründet. Es entsteht ein nahezu starrer, gegen Änderungen der Achsentfernung um so empfindlicherer Trieb, je kürzer das Band ist. Aus der Erfahrung heraus gibt Silberberg [XXVI, 30] für die geringste zulässige Achsentfernung an, daß die gesamte Bandlänge in Metern nicht weniger als $\frac{3}{4}$ der Sekundengeschwindigkeit betragen soll. Temperaturänderungen erhöhen und erniedrigen die Spannungen erheblich, nämlich um 24 kg/cm² für 1°, wenn die Formänderungen der Wellen und Scheiben und wohl auch die Kork- und Leinwandschicht nicht mildernd wirken. Ein Vorteil ist dagegen der geringe Gleitverlust, der bei einer Nutzsprung von $\sigma_n = 700$ kg/cm² nach Formel (663):

$$\psi = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{700}{2200000} = 0,00032$$

oder nur 0,032‰ wird. Da auch der Luftwiderstand der geringen Bandbreite wegen wesentlich kleiner als bei Riemen ist, Hysteresisverluste aber ganz wegfallen, im wesentlichen also Verluste nur durch die Lagerreibung entstehen, weisen Stahlbandtriebe günstige Wirkungsgrade auf. Die Fliehspannung nimmt wegen des größeren Einheitsgewichtes zwar höhere Werte an und beträgt z. B. bei 30 m/sek

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{7,8 \cdot 30^2}{10 \cdot 9,81} = 71,6 \text{ kg/cm}^2,$$

hat aber wegen der bedeutenden Vor- und Nutzsprung nicht so großen Einfluß wie beim Riementriebe. Auf den Achsdruck kommt sie fast in voller Größe entlastend zur Wirkung.

Zum Verbinden an den Stoßstellen dienen Schlösser nach Abb. 2131. Die verzinnten Bandenden sind mit je zwei Stahlplatten verlötet und verschraubt, wobei die gekrümmten Flächen der äußeren das Band von der Einspannstelle allmählich in die Gerade überführen und dadurch Biegespannungen von den Enden fernhalten sollen. Durch Ausparungen ist das Schloß so leicht wie möglich gemacht. Neuerdings hat Eloesser das immerhin schwere Schloß durch eine Überlappungsniertung ersetzt. Bei schmalen

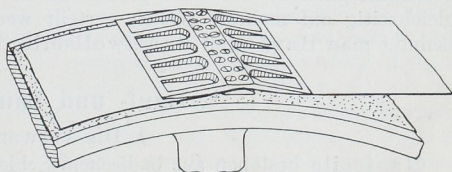


Abb. 2131. Stahlbandschloß.

Bändern kann man die Verbindung neben der Scheibe herstellen und dann das Ganze über eine schlank kegelige Fläche von etwa halber Bandbreite aufschieben. Bei größeren Breiten macht man von Spannvorrichtungen Gebrauch, ähnlich den bei der Herstellung von Riemenverbindungen üblichen, Abb. 2020. Die Bandlänge wird nach einem besonderen, in der Z. V. d. I. 1911, S. 1771, näher beschriebenen Verfahren ermittelt. In gewissem Maße läßt sich die Spannung durch die Belagstärke regeln.

Die Scheiben müssen in Rücksicht auf die großen Achsdrücke und den Umstand, daß die durch Stahlbänder übertragenen Kräfte viel bedeutender als in Riemen gleicher Breite sind, steifer und kräftiger durchgebildet und sehr sorgfältig gelagert werden. Die Lauffläche ist genau zylindrisch abzdrehen, weil sonst das Band in der Nähe des Schlosses leidet, da sich der Schlag beim Auflaufen auf balligen Flächen nicht über die ganze Bandbreite verteilt, sondern örtlich zerstörend wirkt und zu Brüchen führt.

Bei Versuchen fand Kammerer an einem Stahlband von 0,3 mm Stärke und 30 mm Breite auf Scheiben von je 1250 mm Durchmesser bei der üblichen Nutzspannung die Reibungsziffer $\mu = 0,27$. Bei hohen Spannungen stieg sie bis auf 0,75 und war unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Der Schlupf betrug bei dem Verhältnis 1:1 zwischen Nutz- und Vorspannung nicht mehr als 0,1⁰/₀, nahm aber bei Steigerung der Nutzspannung über die Vorspannung hinaus plötzlich zu.

Stahlbänder kommen hauptsächlich für größere Kraftübertragungen in Frage und können vielfach Seil- und Riementreibe vorteilhaft ersetzen. Infolge der hohen zulässigen Beanspruchungen erhalten die Bänder kleine Abmessungen, verlangen aber der sehr geringen Dehnungsfähigkeit wegen größte Sorgfalt in bezug auf Bearbeitung und Aufstellung der Scheiben sowie sichere Aufnahme der hohen Achsdrücke. Die Scheiben müssen zur Schonung der hoch beanspruchten Bänder genau rund laufen, ihre Achsen genau parallel zueinander liegen. Wegen der Gefahr eines Bruches, der unvermittelt und plötzlich eintritt, sind an begangenen Stellen, die vom Bande getroffen werden können, Schutzvorrichtungen anzubringen; das Bereithalten eines zweiten Bandes ist zu empfehlen. Die Urteile über den Betrieb der Stahlbänder lauten verschieden; während einige Anlagen seit langem ohne jede Störung arbeiten, haben andere wiederholt Brüche gehabt.

III. Seiltriebe.

Seiltriebe finden Anwendung beim Übertragen beträchtlicher Leistungen, die ungewöhnlich breite Riemen erfordern würden, sind vorteilhaft bei mäßigen Umfangsgeschwindigkeiten, bei sehr großen Achsabständen und in Fällen, wo die Energie gleichzeitig auf mehrere Wellen verteilt werden soll. Bei Entfernungen bis zu 25 m benutzt man Hanf- und Baumwollseile, bei noch größeren Drahtseile.

A. Hanf- und Baumwollseiltriebe.

1. Die verwandten Seile.

Hanfseile bestehen aus badischem Schleißhanf oder dem weniger guten russischen Reinhanf oder dem steiferen, aber gegen Witterungseinflüsse widerstandsfähigeren Manilahanf. Seltener benutzt man die bezüglich der mechanischen Eigenschaften ungünstigere Jute. Weich und biegsam, deshalb für kleinere Scheiben geeignet sind Baumwollseile. Die Fäden der Rohstoffe werden schraubenförmig zu Litzen und diese meist zu dreien zu einem Rundseil zusammengedreht, das im Querschnitt, Abb. 2145, drei elliptische Flächen zeigt, weil die Litzen schräg getroffen werden. Gegenüber dem umschriebenen Kreis kann man bei festgedrehten Seilen auf etwa 0,67, bei lose gedrehten auf 0,58 wirklichen Seilquerschnitt rechnen, wie aus dem durchschnittlichen Verhältnis des Einheitsgewichts der Seile in Zusammenstellung 161 zu dem der lufttrockenen Hanffaser

hervorgeht, das 1,5 kg/dm³ beträgt. Die der Übertragungsfähigkeit und Lebensdauer schädliche Neigung der Rundseile, sich unter der Belastung und im Betriebe aufzudrehen, vermeidet man durch Flechten der Seile. So werden in den Quadratseilen Patent Bek der A.G. für Seilindustrie, vorm. F. Wolff, Mannheim-Neckarau, vier Litzen mit Rechts-, die übrigen vier mit Linksdrall so verflochten, daß das Aufdrehen ganz ausgeschlossen ist. Solche geflochtene Seile zeichnen sich durch große Biegsamkeit aus und schmiegen sich infolge des quadratischen oder trapezförmigen Querschnitts, den sie nach Abb. 2149 und 2150 erhalten können, den Seilscheibenrillen besser an als runde. Auch Drei-, Sechs- und Achtkantseile werden hergestellt. Zum Schutz gegen Witterungseinflüsse müssen die Seile von Zeit zu Zeit mit Hanfseilfett (Nr. 28 in [XV, 19]) geschmiert werden. Bei Verwendung im Freien trinkt man sie auch mit Teer, wobei sie jedoch nicht unerheblich an Festigkeit einbüßen. Feuchtigkeit zieht die Seile stark zusammen und erhöht die Spannungen und Achsdrücke beträchtlich. Über Maße und Gewichte gibt Zusammenstellung 161 Aufschluß.

Zusammenstellung 161. Runde Treibseile.

Seildurchmesser mm		20	25	30	35	40	45	50	55	60	Einheitsgewicht	
KOHLE- und GULLENBERG ROHRE-RIEDEL	Badischer Schleißhanf { Gewicht kg/m	0,32	0,51	0,71	1,00	1,30	1,60	1,90	2,24		1,00 kg/dm ³	
	Scheiben $\Phi \geq$ mm	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375			
	Hellster Manilahanf { Gewicht kg/m	0,28	0,45	0,63	0,83	1,10	1,35	1,75	2,04		0,87 ..	
	Scheiben $\Phi \geq$ mm	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650			
Baumwolle { . . . Gewicht kg/m		0,28	0,47	0,67	0,93	1,20	1,50	1,85	2,10		0,92 ..	
	Scheiben $\Phi \geq$ mm	400	500	600	700	800	900	1000	1100			
A. G. FÜR SEILINDUSTRIE VORM. F. WOLFF, MANNHEIM-NECKARAU.	Badischer Schleißhanf, fest gedreht Gewicht kg/m			0,8	1,2	1,4	1,7	2,1	2,5	2,9	1,07 ..	
	Badischer Schleißhanf, lose gedreht Gewicht kg/m			0,7	0,96	1,22	1,48	1,75	2,1	2,4	0,93 ..	
	Baumwolle, fest gedreht, imprägniert Gewicht kg/m			0,9	1,32	1,56	1,80	2,28	2,64	2,88	1,12 ..	
	Baumwolle, lose gedreht, imprägniert Gewicht kg/m			0,7	1,08	1,32	1,56	2,04	2,28	2,52	0,98 ..	
Quadratseile.												
A. G. FÜR SEILINDUSTRIE VORM. F. WOLFF, MANNHEIM-NECKARAU.	Seilstärke mm	25	30	35	40	45	50	55				
	Gewicht kg/m	0,55	0,90	1,10	1,45	1,75	2,15	2,70			0,89 ..	
	Scheiben- . . . $\Phi \geq$ mm	375	450	700	800	900	1100	1400				

Am gebräuchlichsten sind Rundseile von $d = 45$ und 50 mm Durchmesser sowie bezüglich der Übertragungsfähigkeit gleichwertige Quadratseile von $s = 40$ und 45 mm Seitenlänge. Schwächere benutzt man nur bei geringen Leistungen und sehr kleinen Scheibendurchmessern D , welche letztere noch von dem Rohstoff der Seile und der Art des Schlags oder Flechtens abhängen. Möglichst ist $D = 40$ bis $50 d$ anzustreben; Mindestwerte, die auch für Leit- und Spannrollen gelten, sind für Schleißhanf $D = 25 d$, Manilahanf $D = 30 d$, Baumwolle $D = 20 d$. Unterschreitet man ausnahmsweise diese Zahlen, so muß man die Belastung herabsetzen oder mit verminderter Lebensdauer rechnen. Für Quadratseile sind die kleinsten Scheibendurchmesser in Zusammenstellung 161 enthalten.

Der Schluß und die Verbindung von Seilen wird ausschließlich durch Spleißen hergestellt. Dabei löst man die Enden der Stücke auf, die um $3 \dots 5$ m länger abgeschnitten sind, als rechnermäßig bei stumpfem Stoß nötig ist, kürzt die Litzen stufenweise und flicht sie dann derart wieder ineinander, daß der Seildurchmesser nicht wesentlich größer wird. Das Spleißen ist schwierig und erfordert geschickte und geübte Leute.

2. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Hanf- und Baumwollseiltrieben.

Die Eigenart der Seiltriebe ist in folgendem begründet.

1. Die Reibung wird durch die Klemmwirkung der kegeligen Rillen, Abb. 2145 und 2147, in denen die Seile auf den Scheiben laufen, vermehrt. Schräge und selbst senkrechte Antriebe bieten deshalb praktisch nicht die großen Schwierigkeiten, die bei den Riementrieben besprochen wurden. Setzt man, ähnlich wie bei Rillenreibrädern:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}, \quad (701)$$

so würde bei dem üblichen halben Rillenkante $\alpha = 22\frac{1}{2}^\circ$ statt:

$\mu = 0,2$	0,25	0,3	0,35
$\mu' = 0,435$	0,522	0,603	0,679

in Betracht kommen. Kammerer [XXVI, 6] fand bei seinen Versuchen mit Manilahanfseilen auf der Maschine, Abb. 2041, wiederholt, ohne daß Rutschen eintrat, $\mu' = 0,6$, einem $m = 6,5$ fachen Spannungsverhältnis entsprechend. Bonte [XXVI, 31] gibt $\mu' = 0,79$ und $m = 10,3$ bei allerdings außergewöhnlich hohen Nutzspannungen an. Die starke Zunahme der Reibungszahl bei großen Geschwindigkeiten, wie sie an Riemen nachgewiesen wurde, lassen die bisherigen Versuche nicht erkennen. Sie dürfte übrigens wegen der ganz andern Reibungsverhältnisse, die der faserige Aufbau der Seile im Gegensatz zu der zusammenhängenden, gefetteten Oberfläche der Riemen bedingt, nicht in dem gleichen Maße zu erwarten sein.

2. Infolge der niedrigeren Elastizitätszahl, die sich aus dem steileren Verlauf der Spannungsdehnungslinie Abb. 2133 im Vergleich mit 2039 ergibt, wird der Betrieb weniger elastisch, wenn auch der Durchhang infolge der größeren Achsabstände, bei denen Seile verwendet zu werden pflegen, mehr zur Wirkung kommt und mildernd wirkt.

3. Trotz höherer Festigkeit sowohl der Fasern, die z. B. bei Hanf zwischen 4000 und 5000 kg/cm² liegt, wie auch der fertigen Seile, die bei Zugversuchen 900 bis 1500 kg/cm², also 3 bis 5 fache Festigkeit des Leders zeigen, ist ihre Belastungsfähigkeit verhältnismäßig gering. Bei dem häufigen Hin- und Herbiegen und den fortwährenden Spannungswechseln läßt die Reibung zwischen den Fasern nach. Die Seile werden um so früher schlaff, müssen um so häufiger nachgespannt werden und büßen um so mehr an Lebensdauer ein, je höher sie belastet sind. Namentlich dürfte die Spleißung, wenn sie nicht richtig und aufs sorgfältigste ausgeführt ist, eine nachgiebige und schwache Stelle jedes Seiles sein.

Für das Schlaffwerden besteht noch eine zweite Ursache. In den keilförmigen Rillen werden die Seile allmählich seitlich zusammengequetscht, kommen dadurch in der Rille tiefer zu liegen und laufen auf kleineren Scheibendurchmessern. Das ist aber einer Verlängerung der Seile gleichwertig; ihre Spannung nimmt ab.

Das Wiederherstellen der Spannung nach zu starkem Längen ist bei einer größeren Zahl von Seilen viel umständlicher als das Kürzen eines Riemens.

4. Schließlich ist die gleichmäßige Verteilung der Last auf alle Seile eines Triebes niemals in dem Maße wie in einem Riemenquerschnitt zu erwarten. Praktisch sehr wichtig ist, daß die Rillen genau gleiche Form und Tiefe haben. Entsprechen z. B. zwei verschiedenen tiefen Rillen an einer Scheibe zwei gleich tiefe an der anderen, so muß das eine Seil dem anderen voreilen und wird dadurch stärker gespannt und belastet. Aber auch sonst zeigen die Seile ein und desselben Triebes meist bedeutende Durchhangunterschiede und haben dementsprechend verschiedene Spannungen. Um die Überlastung einzelner Seile zu vermeiden, darf man die durchschnittliche Beanspruchung nicht zu hoch wählen.

Bei der erstmaligen Belastung zeigt ein neues und frisch gespießtes Seil nach der Linie *OA*, Abb. 2132, die auf Grund eines Versuches Bachs [XXVI, 2] an einem lose

geschlagenen Seil aus badischem Schleißhanf von 55 mm Durchmesser aufgezeichnet wurde, recht bedeutende Dehnungen, die mit zunehmender Spannung langsamer wachsen. Bei längerer Einwirkung der Last tritt elastische Nachwirkung ein; nach 120 Stunden hatte sich das Seil noch entsprechend der Länge AB gestreckt. Entlastet man dasselbe, so gehen, wie Punkt C andeutet, die Formänderungen nur zum geringsten Teil zurück. Die auch hier eintretende elastische Nachwirkung ließ nach 34 Stunden Punkt D erreichen. An einem festgeschlagenen Seil von 39 mm Durchmesser wurde die andere in der Abbildung wiedergegebene Kurve ermittelt.

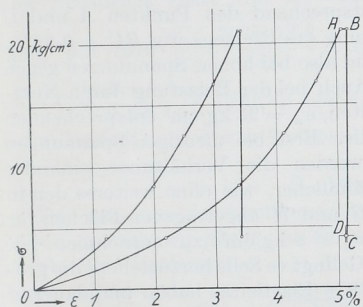


Abb. 2132. Spannungsdehnungslinien an neuen Hanfseilen. Nach Bach.

Die große erstmalige Formänderung und die elastische Nachwirkung nach OAB sind beim Auflegen neuer Seile zu beachten. Oft werden diese freilich, um das umständliche, baldige Nachspießen zu vermeiden, unnötig stark unter Erzeugung sehr hoher Achsdrücke vorgespannt. Die elastischen Formänderungen nach der Linie BC sind für das Verhalten der Seile im Betriebe, in dem sie Spannungsschwankungen innerhalb der Belastungsgrenze unterworfen sind, maßgebend und entscheidend.

Untersucht man die Verhältnisse näher, so findet man, daß niedrigeren Spannungsstufen größere Dehnungen und Elastizitätszahlen α entsprechen, daß also die Seile bei geringer Belastung elastischer sind als bei hoher. Bach fand α zwischen $1/4000$ und $1/10000$ cm^2/kg . Dementsprechend muß auch für die beim Betrieb wichtige Beziehung zwischen den

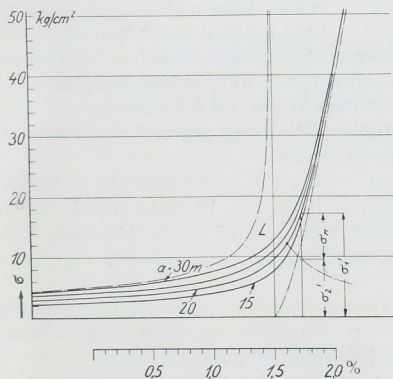


Abb. 2134. Kennlinien für Seiltriebe.

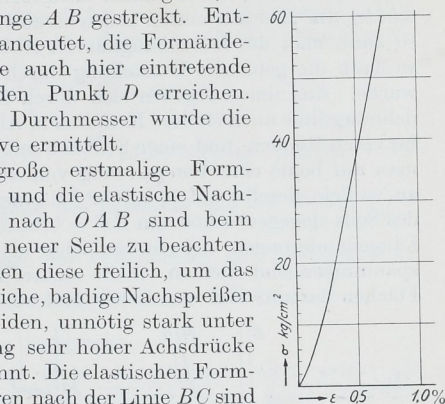


Abb. 2133. Spannungsdehnungslinie für im Betrieb befindliche Hanfseile.

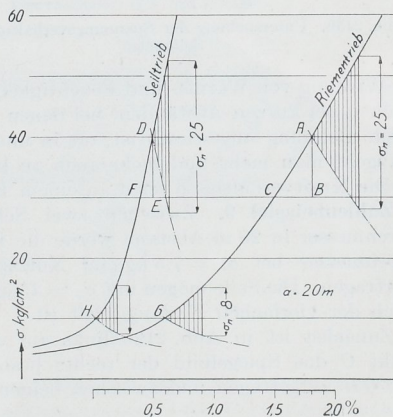


Abb. 2135. Vergleich von Seil- und Riemetrieb an Hand der Kennlinien.

Spannungen und elastischen Dehnungen eine gekrümmte Linie angenommen werden, Abb. 2133, die aus den erwähnten Bachschen Versuchen genügend genau abgeleitet werden konnte. Im Vergleich mit Abb. 2132 ist zu beachten, daß der Dehnungsmaßstab doppelt so groß ist.

Die Berechnung pflegt auf den dem Seil umschriebenen Kreis, das entsprechende Quadrat usw. bezogen zu werden, so daß die tatsächlich auftretenden Spannungen im umge-

kehrten Verhältnis zur Völligkeit des Querschnittes größer sind. Das Einheitsgewicht der Hanf- und Baumwollseile, ebenfalls auf die Fläche der umschriebenen Grundform gerechnet, beträgt, je nachdem dieselben fest oder lose gedreht sind, $\gamma = 1,05$ bis $0,85 \text{ kg/dm}^3$, bei getränkten Seilen bis zu $1,12 \text{ kg/dm}^3$. Setzt man im Mittel $\gamma = 1,0 \text{ kg/dm}^3$, so kann man die Durchhangkurven Abb. 2036 ohne weiteres auch für Seile benutzen, weshalb die genannte Darstellung durch die Linien für 25 und 30 m Freihang ergänzt wurde. Aus ihnen ergeben sich durch Zusammensetzen mit der steileren Spannungsdehnungslinie auch steilere Kennlinien, Abb. 2134. Vergleichshalber sind sie in Abb. 2135 für einen Riemen- und einen Seiltrieb mit 20 m Freihang nebeneinandergestellt. Wendete man auf beide eine Vorspannung von 40 kg/cm^2 entsprechend den Punkten A und D an, so fiel dieselbe auf 30 kg/cm^2 bei einer Verlängerung des Riemens um $BC = 0,32\%$, des Seils dagegen schon um $EF = 0,105\%$. Seile sind also bei hohen Spannungen gegen Längenänderungen viel empfindlicher als Riemen. Auch bei der Belastung durch Nutzspannungen sind Riemen, wie die senkrecht gestrichelten, $\sigma_n = 25 \text{ kg/cm}^2$ entsprechenden Flächen dazwischen, viel elastischer und weicher als Seile. Erst bei niedrigen Spannungen

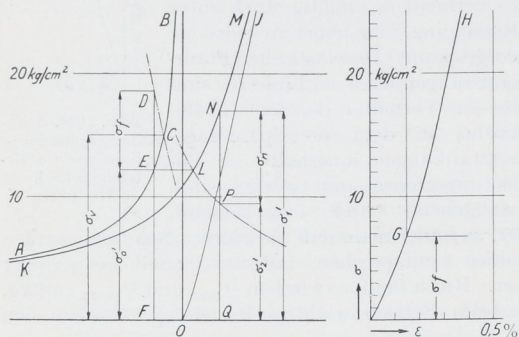


Abb. 2136. Untersuchung der Spannungsverhältnisse eines Seiltriebs.

werden die Verhältnisse einander ähnlicher, wie ohne weiteres den in G und H angetragenen Flächen für $\sigma_n = 8 \text{ kg/cm}^2$ zu entnehmen ist. Gelingt es Seile herzustellen, die größere Elastizität haben und dauernd behalten, so wird man dieselben durch höhere Belastung besser ausnutzen können.

Die Vorspannung erzeugt man an Seiltrieben nach den drei ersten, auf Seite 1164 näher besprochenen Arten. Dazu das Eigengewicht heranzuziehen, ist bei den üblichen größeren Achsentfernungen ohne weiteres möglich und bietet den Vorteil,

die Wirkung von Wärme- und Feuchtigkeitsschwankungen abzuschwächen. Die letzteren erhöhen bei kurzen Abständen, bei denen man vorwiegend auf die Spannungserzeugung durch Dehnung angewiesen ist, oft in unangenehmer Weise die Achsdrücke. In neuerer Zeit geht man mehr und mehr auch zu künstlicher Belastung durch Spannrollen über.

Die Kraftverhältnisse seien an einem Beispiel erörtert.

Zahlenbeispiel 9. Zwischen zwei Scheiben von $D_1 = 5500$ und $D_2 = 2500$ mm Durchmesser in 20 m Abstand werde die Belastung durch $z = 12$ Seile von $d = 50$ mm Durchmesser bei $\sigma_n = 7,5 \text{ kg/cm}^2$ Nutzspannung und $v = 25$ m/sek Geschwindigkeit übertragen. Die Seile mögen mit $\sigma_v = 15 \text{ kg/cm}^2$ vorgespannt sein, so daß der Achsdruck gleich der vierfachen Umfangskraft ist.

Zunächst ist in Abb. 2136 links auf der Durchhangkurve AB im Vorspannungspunkt C das Spiegelbild der rechts besonders wiedergegebenen Spannungsdehnungslinie GH aufgetragen und zwischen beiden die Fliedschpannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,00 \cdot 25^2}{10 \cdot 9,81} = 6,37 \text{ kg/cm}^2$$

als senkrechte Strecke DE eingepaßt. Unter E ergibt sich dann die freie Leerlaufspannung in den beiden Seiltrümmern, $\sigma'_0 = EF = 12,2 \text{ kg/cm}^2$. Nach dem Stielschen Verfahren zeichnet man nun die um die Fliedschpannung σ_f gekürzte Spannungsdehnungslinie, also die Strecke GH der Abbildung rechts von O aus als Kurve OJ auf und findet durch Antragen ihrer Abszissen an die Durchhangkurve die Kennlinie KLM für 25 m/sek Geschwindigkeit. Ihr in der Höhe σ'_0 liegender Punkt L ist der Ausgangspunkt für die

Ermittlung der freien Spannungen in den beiden Trümern. Zwischen der Kennlinie und ihrem Spiegelbild in L wird die Nutzspannung $\sigma_n = NP$ eingepaßt und dadurch $PQ = \sigma'_2 = 9,4$ und $NQ = \sigma'_1 = 16,9 \text{ kg/cm}^2$ gefunden. Zur angenäherten Bestimmung genügt wieder die Linie für 20 m Freihang der Abb. 2134, wenn man ihr Spiegelbild in der Höhe von σ'_0 zum Eintragen von σ_n benutzt. Die durch $z = 12$ Seile übertragene Leistung ist:

$$N_e = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{z \cdot \pi d^2 \cdot \sigma_n \cdot v}{4 \cdot 75} = \frac{12 \cdot \pi \cdot 5^2 \cdot 7,5 \cdot 25}{4 \cdot 75} = 590 \text{ PS.}$$

Der Achsdruck sinkt von $A_v = 2z \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_v = 2 \cdot 12 \cdot \frac{\pi \cdot 5^2}{4} \cdot 15 \approx 7070 \text{ kg}$ während der Ruhe auf $7070 \cdot \frac{\sigma'_0}{\sigma_v} = \frac{7070 \cdot 12,2}{15} = 5750 \text{ kg}$ während des Leerlaufs und auf $7070 \cdot \frac{\sigma'_1 + \sigma'_2}{2\sigma_v} = 7070 \cdot \frac{16,9 + 9,4}{2 \cdot 15} = 6200 \text{ kg}$ bei Vollast. Würde der volle Betrag der Flichspannung beim Leerlauf zum Abzug kommen, so betrüge der Achsdruck nur 4070 kg.

3. Anordnung der Seiltriebe.

Da man den Seildurchmesser gewöhnlich zu 45 bis 50, jedenfalls nicht größer als 55 mm zu nehmen pflegt, ist die durch ein Seil übertragbare Leistung beschränkt und durch die Umfangskraft gegeben, die es aufnehmen kann. Für größere Leistungen ordnet man entweder mehrere Seile in Parallelschaltung nebeneinander an oder schlingt ein und dasselbe mehrfach um die beiden Scheiben, Abb. 2137. Während man im ersten Falle, beim Seiltriebe mit Dehnungsspannung, die elastische Dehnung oder den Durchhang ausnutzt, erzeugt man im zweiten, beim Kreis-seiltrieb, die Spannung künstlich durch einen Spannwagen, Abb. 2137 oder eine Belastungsrolle, Abb. 2138, und gleicht auf diese Weise die Längenänderungen durch Temperatur, Feuchtigkeit, Betriebsspannungen und elastische Nachwirkungen aus. Dem Vorteil des Kreis-seiltriebes, daß nur eine einzige Spleißstelle vorhanden ist und daß das Seil unter einer bestimmten, regelbaren Spannung arbeitet, steht der Nachteil gegenüber, daß bei Beschädigungen der gesamte Betrieb still liegen muß. Auch ist die streckenweis ungleichmäßige Beanspruchung des Seils nicht ausgeschlossen, wenn die Rillen ungleiche Formen haben und die Trümer in ihnen, wie oben erörtert, verschieden tief laufen.

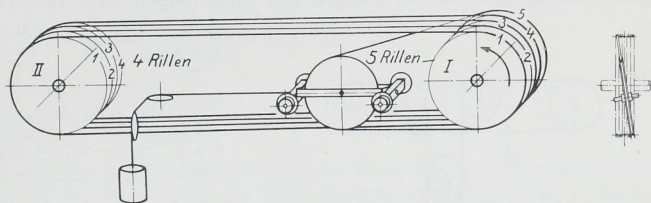


Abb. 2137. Kreis-seiltrieb mit Spannwagen.

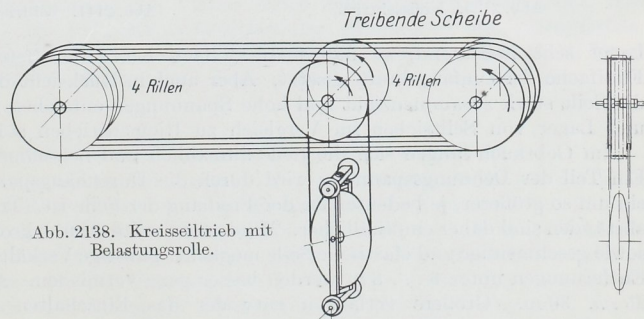


Abb. 2138. Kreis-seiltrieb mit Belastungsrolle.

Abb. 2138, und gleicht auf diese Weise die Längenänderungen durch Temperatur, Feuchtigkeit, Betriebsspannungen und elastische Nachwirkungen aus. Dem Vorteil des Kreis-seiltriebes, daß nur eine einzige Spleißstelle vorhanden ist und daß das Seil unter einer bestimmten, regelbaren Spannung arbeitet, steht der Nachteil gegenüber, daß bei Beschädigungen der gesamte Betrieb still liegen muß. Auch ist die streckenweis ungleichmäßige Beanspruchung des Seils nicht ausgeschlossen, wenn die Rillen ungleiche Formen haben und die Trümer in ihnen, wie oben erörtert, verschieden tief laufen.

In beiden Fällen sollen die Wellen, auf denen die Scheiben sitzen, zur Schonung der Seile parallel zueinander liegen, wenn auch geringe Abweichungen bei der guten Führung in den Rillen nicht ausgeschlossen sind. So führt Bach ein Beispiel an, wo

45 mm starke Seile bei $6^{\circ} 30'$ Neigung der Wellen zueinander 600 PS übertragen und befriedigend arbeiten. Bei großen Winkeln müssen naturgemäß Leitrollen nach den bei dem Riementrieb erörterten Grundsätzen eingeschaltet werden. Der Schonung der Seile dient, sie beim Laufen über die Rollen immer im gleichen Sinne abzubiegen; schon Tragrollen, Abb. 2140, wirken ungünstig und beeinträchtigen die Lebensdauer der Treibmittel. Die Anordnung der Spannrollen nach Abb. 2138 ist in der Beziehung besser als die nach Abb. 2139. Besonders muß das bei Trapezseilen beachtet werden; aber auch an runden bilden sich beim Laufen in den Rillen meist seitliche Anlageflächen, an denen die Seile ständig anliegen sollten.

a) Triebe mit Dehnungsspannung.

Die zur Erzeugung der Spannung vorzunehmende Kürzung der Seile muß sich, wie die Abb. 2132 und 2133 lehren, nach der Art und dem Zustand derselben richten, also danach, ob sie neu oder schon durch die Belastung gereckt sind. In Rücksicht auf die zu erwartenden bleibenden Dehnungen und auf Feuchtigkeitswechsel wird man neue stärker vorspannen müssen; man pflegt sie 3 bis 5% kürzer zu spleißen. Wendet man das erste Maß auf fest, das zweite auf lose geschlagene Seile an, so entstehen nach den Linien, Abb. 2132, Vorspannungen von 17 bzw. 20 kg/cm² und damit Achsdrücke, die 2,5 bis 3 mal so groß wie die übliche Umfangskraft sind. Werden aber fest geschlagene stärker gekürzt, so steigen die Spannungen und Belastungen der Wellen und

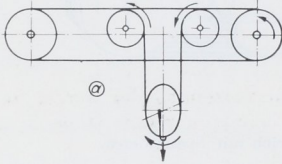


Abb. 2139. Kreisseiltrieb.

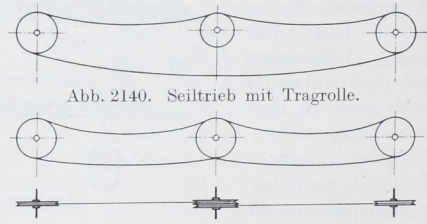


Abb. 2140. Seiltrieb mit Tragrolle.

Abb. 2141. Seiltrieb mit Zwischenrollen.

Lager sehr bedeutend, so daß man vielfach bei deren Berechnung das Vier- und Fünffache der Umfangskraft ansetzt. Aber auch in Rücksicht darauf, daß Feuchtigkeit die Seile stark zusammenzieht und hohe Spannungen entstehen läßt, müssen die Wellen und Lager von Seiltrieben im Vergleich zu Riementrieben stärker bemessen werden.

Im Gebrauch längen sich die Seile allmählich und bekommen größeren Durchhang. Ein Teil der Dehnungsspannung wird durch die Durchhangsspannung ersetzt und zwar ein um so größerer, je bedeutender der Freihang der Seile ist. Triebe mit geringen Achsabständen sind daher empfindlicher. Mindestens sollten durch große Scheibendurchmesser sowie geschmeidige und elastische Seile möglichst günstige Verhältnisse geschaffen werden. Entfernungen unter 6 . . . 8 m werden besser ganz vermieden. Als obere Grenze gelten 25 . . . 30 m. Größere verlangen entweder das Einschalten von Zwischenscheiben, Abb. 2141 oder von Tragrollen, Abb. 2140, welche letztere freilich die Seile erfahrungsgemäß meist stark schädigen. Beträchtliche Übersetzungen sind noch unvorteilhafter als beim Riementrieb. Gewöhnlich pflegt nicht über 1 : 2 hinausgegangen, äußerstenfalls aber bei großen Achsentfernungen 1 : 5 angewandt zu werden. Die Triebe ordnet man meist offen an. An gekreuzten wird zwar der Durchhang unschädlich gemacht, aber die Seile reiben sich bei Verwendung gewöhnlicher Rillenscheiben stark aneinander. Deshalb legt man auch je zwei ziehende oder stärker gespannte Trümer zusammen und läßt die losen auf deren Außenseiten laufen. Stößt eines der letzteren an, so wird es weggeschleudert und gerät in Schwingung, so daß die Berührung nur während kurzer Zeiträume statthat. Dieser Schwingungen halber muß man aber die Rillen zu je zweien in größeren Abständen voneinander anordnen, erhält dadurch bei

mehreren Seilen breite, schwere und teure Scheiben und benötigt zudem mehr Raum. Ungünstig ist ferner, daß die Seile unter Verringerung ihrer Lebensdauer nach verschiedenen Richtungen abgebogen werden.

Besondere Beachtung verdienen bei großen Achsentfernungen die sehr beträchtlichen und bei hohen Geschwindigkeiten stark zunehmenden Durchhänge, für die genügend freier Raum vorzusehen ist. Zu ihrer Berechnung muß in die für wagrechte Seile geltende Formel (648):

$$y_a = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000\sigma}$$

für σ die freie Leerlaufspannung σ'_0 , wenn das ziehende Trum unten liegt, anderenfalls die freie Spannung σ'_2 im gezogenen Trum eingesetzt werden. An Stelle des Freihanges a darf die Achsentfernung benutzt werden. In dem auf Seite 1238 angeführten Beispiel hängen Seile mit einem Einheitsgewicht $\gamma = 1,00 \text{ kg/dm}^3$ im Ruhezustande durchschnittlich:

$$y_0 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 15} = 33 \text{ cm},$$

beim Leerlauf:

$$y'_0 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 12,2} = 41 \text{ cm}$$

durch. Während des Betriebes bekommen die ziehenden Trümer im Mittel:

$$y'_1 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 16,9} = 29,5 \text{ cm},$$

die gezogenen:

$$y'_2 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 9,4} = 53 \text{ cm},$$

das sind 2,7% Durchhang. Wegen der ungleichmäßigen Verteilung der Kräfte auf die einzelnen Seile wird man bei der Bemessung des freien Raumes mindestens das 1½fache rechnen.

Zur überschlägigen Bestimmung des Platzes unter dem schlaffen Trum diene, daß der Durchhang häufig 5 bis 10% der Achsentfernung, zunehmend mit deren Größe, beträgt. Bei kleinen Scheiben ist zu untersuchen, ob nicht etwa das lose obere Trum das untere gespannte streift. Bei schräger Lage gelten die zur Abb. 2035 gemachten Ausführungen.

b) Triebe mit Belastungsspannung, Kreisseiltriebe.

Ein Beispiel für die künstliche Belastung mehrerer Seile durch eine auf die losen Trümer wirkende Spannrolle nach Art von Abb. 2009 geben Abb. 2141 a und b nach einer Ausführung des Eisenwerks Wülfel in Wülfel bei Hannover wieder. Acht Quadratseile von $45 \times 45 \text{ mm}$ Querschnitt dienen zur Übertragung von 250 PS auf die kleine Scheibe von 1250 mm Durchmesser bei 320 Umdrehungen in der Minute oder 20,94 m/sek Seilgeschwindigkeit und bei $k_n = 5,5 \text{ kg/cm}^2$ Nutzspannung. Die Spannung wird durch eine am Boden gestützte und durch Zugseile mit Gewichten belastete Rolle erzeugt. Die Scheiben sind wegen der später beabsichtigten Erhöhung der Leistung mit 10 Rillen versehen.

Beim Kreisseiltrieb, Abb. 2137, läuft ein endloses Seil von der Rille I der Scheibe I zu der in der gleichen Ebene liegenden Rille I der Scheibe II, von da zur Rille 2 auf I und zur Rille 2 auf II usw., schließlich von 5 auf I über die schräg angeordnete Spannrolle zur Rille I der gleichen Scheibe zurück. Scheibe I hat also im ganzen fünf Rillen, mithin eine mehr als II und als sich Seiltrümer an der Kraftübertragung beteiligen. Die Spannrolle liegt der Raumersparnis wegen schräg zwischen den Scheiben in einem durch ein Gewicht belasteten Wagen. Der Achsabstand muß dabei so groß sein, daß der Wangen und die Führungsrollen des Seiles zum Belastungsgewicht bei genügendem

Weg Platz finden. Bei kleinem Achsabstand läßt sich aber der Spannwagen auch außerhalb der Scheiben anordnen.

Ein anderer Weg ist in Abb. 2138 angedeutet, wo das Seil durch zwei parallele Rollen einer hängenden Spannrolle zugeleitet wird. Die Hauptscheiben haben dabei nur je

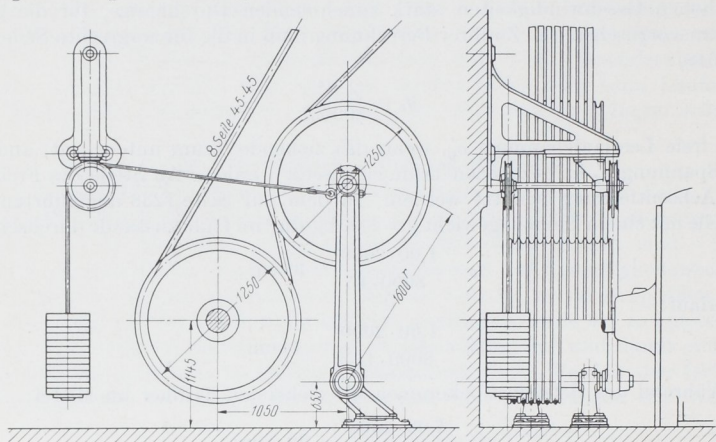


Abb. 2141 a.

Abb. 2141 a. Seiltrieb mit Spannrolle. Eisenwerk Wüfel, Wüfel bei Hannover.

vier Rillen; dafür sind aber zwei Leitrollen nötig, die zwar auf einer gemeinsamen Welle sitzen, sich aber unabhängig voneinander müssen drehen können, um das Gleiten des Seiles bei Unterschieden der Laufgeschwindigkeit zu vermeiden. Die eine der in gleicher Richtung laufenden Rollen kann mit der Welle verkeilt, die andere zwischen zwei Stell-

ringen frei beweglich sein. Die Spannrolle ist in beiden Fällen ins gezogene Trum gelegt, was der geringeren Spannkraft wegen stets angestrebt werden sollte. Wichtig ist, den senkrecht sich bewegenden Spannwagen der Abb. 2138 gut zu führen, weil sonst die Rollen sehr unruhig laufen.

Soll die Leistung eines Triebes auf mehrere Wellen verteilt werden, so ermittelt man zunächst die an die einzelnen Stränge abzugebenden Teilleistungen und wählt danach die Zahl der Umschlingungen durch das Seil bzw. der Rillen auf den Scheiben. An einer Stelle wird das Seil über die Spannrolle oder den -wagen geleitet. In den Achsabständen und in der gegenseitigen Anordnung der Scheiben ist man beim Spannrollentriebe wesentlich

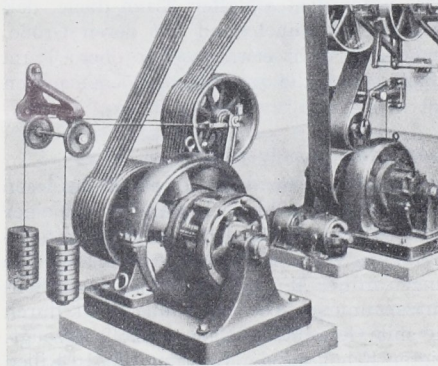


Abb. 2141 b.

freier als bei Benutzung der Dehnungsspannung. Auch zur Anwendung im Freien ist er geeigneter, weil Feuchtigkeitswechsel selbsttätig ausgeglichen werden. Den Durchhang berechnet man in der oben angegebenen Weise, braucht aber nicht so hohe Zuschläge zu machen, weil die Seile gleichmäßiger gespannt und der Durchhang in gewissen Grenzen durch die Belastung regelbar ist. Als Spannrollen- oder Spannwagenweg sieht man bei Antrieben innerhalb von Gebäuden 2,5, im Freien 3 bis 3,5% der gesamten Seillänge vor, einer allmählichen, doppelt so großen Seilverlängerung entsprechend.

4. Berechnung und Wirkungsgrad der Seiltriebe.

Sofern ein Seil ausreicht, ergibt sich bei rundem Querschnitt der Durchmesser d auf Grund der Umfangskraft U oder der Leistung N bei einer Nutzspannung von $k_n \text{ kg/cm}^2$ aus:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{U}{k_n} = \frac{75N}{v \cdot k_n} \quad (702)$$

oder bei quadratischem Querschnitt die Seitenlänge s aus:

$$s^2 = \frac{U}{k_n} = \frac{75N}{v \cdot k_n}. \quad (703)$$

Rundseile von 55, 50 und 45 mm Durchmesser werden Quadrattseilen von 50, 45 und 40 mm Seitenlänge gleich geachtet.

Übersteigt die Umfangskraft U oder die Leistung N die Tragfähigkeit eines Seiles, so ermittelt man nach Wahl des Scheiben- und Seildurchmessers die notwendige Zahl der nebeneinander anzuordnenden Seilstränge:

$$z = \frac{U}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_n} = \frac{75N}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot v \cdot k_n}. \quad (704)$$

Die so errechnete Strangzahl wird meist um 1 oder 2 erhöht, damit der Betrieb beim Reifen eines Seiles ohne Überlastung der übrigen noch aufrechterhalten werden kann.

Auf die Höhe der zulässigen Belastung k_n haben zahlreiche Umstände Einfluß, von denen die wichtigsten die Güte der Seile, die Laufgeschwindigkeit, das Verhältnis des Seildurchmessers zum Scheibendurchmesser, die Lage des Triebes, die Größe des Umschlingungswinkels der kleinen Scheibe und die Art der Erzeugung der Spannung sind. Ihr Einfluß bedarf im einzelnen noch vielfach genauerer Klärung. Das gilt namentlich von der Laufgeschwindigkeit. Als günstigster Wert werden zur Zeit 15 bis 20 m/sek angesehen; ob und in welchem Maße aber k_n bei höherer Geschwindigkeit sinken muß,

ist noch nicht entschieden. Einige dem Schrifttum entnommene Angaben verdeutlicht Abb. 2142, vgl. auch die unten folgenden Einzelangaben.

Die im Verhältnis zur Zugfestigkeit der Seile durchweg sehr niedrigen Werte für k_n finden, wie schon oben angedeutet, ihre Begründung in dem Bestreben, Längungen durch den Betrieb und das dadurch bedingte umständliche Nachspannen sowie das Zermahlen der Seile von innen heraus einzuschränken. Bezüglich der Minstdurchmesser der Scheiben, an die man nur notgedrungen herangehen soll, sei auf die Zusammenstellung 161 S. 1235 verwiesen. Triebe, die unter Belastungsspannung arbeiten, sind solchen mit Dehnungsspannung überlegen, weil sie gestatten, die Spannung im losen Trum niedrig und in bestimmter Höhe zu halten und die schädliche Wirkung von Temperatur- und Feuchtigkeitsschwankungen auszuschalten, so daß Anlagen mit Belastungsspannung unter sonst gleichen Umständen mit den höheren der im folgenden angegebenen Werte berechnet werden können.

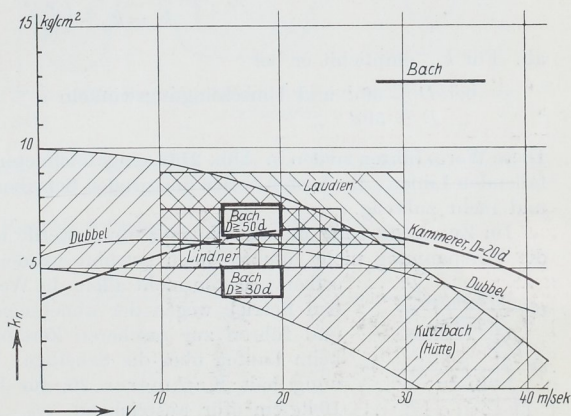


Abb. 2142. Nutzspannung in Rundseilen.

An Hanf- und Baumwollseilen läßt man je nach Güte $k_n = 5 \dots 8 \text{ kg/cm}^2$ Nutztension zu. Unter günstigen Umständen, bei besten Seilen, großen Scheibendurchmessern, Übersetzungen 1 : 1 bis 1 : 2, wagrechter oder wenig geneigter Lage des Triebes und gleichmäßiger Belastung geht man auf 10 kg/cm^2 , so daß auf je eines der meist gebrauchten Rundseile von $50 \text{ mm } \varnothing$ oder Quadratseile von 45 mm Seitenlänge eine Umfangskraft von $100 \dots 150$, günstigenfalls 200 kg gerechnet werden kann.

Bach empfiehlt, die Nutztension von dem Scheibendurchmesser abhängig zu machen und an besten Hanfseilen

$$\begin{array}{ll} \text{bei } D \geq 30d \text{ und einem Umspannungswinkel } \omega \geq 140^\circ, k_n = 3,8 \dots 5,1 \text{ kg/cm}^2, \\ \text{,, } D \geq 50d \text{ ,, ,, ,, ,, } \omega \geq 170^\circ, k_n = 6,4 \dots 7,6 \text{ ,,} \end{array}$$

zu wählen. Bei Geschwindigkeiten von 30 m/sek und mehr hält er, große Scheiben und sonst günstige Umstände vorausgesetzt, $k_n = 12,7 \text{ kg/cm}^2$ noch für zulässig.

Kammerer gibt auf Grund seiner Versuche an mehreren nebeneinander angeordneten 50 mm Rundseilen auf Scheiben von 1000 mm Durchmesser, also für das ziemlich ungünstige Verhältnis $D = 20d$, die Kurve der zulässigen Nutztensionen, Abb. 2142, die bis zu etwa 22 m/sek steigt, dann aber wieder fällt. Auf größeren Scheiben sei eine Erhöhung der Werte zulässig. Zahlenmäßige Angaben fehlen jedoch.

Kutzbach (Hütte, 25. Aufl., Bd. II) geht von einer mittleren Beanspruchung der Seile k_m aus und leitet für die Abhängigkeit der Nutztension k_n von der Seilgeschwindigkeit v die Beziehung:

$$k_n = k_m - \left(\frac{v}{14}\right)^2$$

ab. Für k_m empfiehlt er bei

$$\begin{array}{ll} \text{bei } D \leq 30d \text{ und Umschlingungswinkel } \alpha \leq 140^\circ & k_m = 5 \text{ kg/cm}^2, \\ \text{,, } D \leq 50d \text{ ,, ,, ,, } \alpha \approx 180^\circ & k_m = 7 \dots 10 \text{ ,,} \end{array}$$

Diese Werte führen zu den in Abb. 2142 eingezeichneten, mit steigender Geschwindigkeit fallenden Linien. Bei besten Seilen und großen Scheibendurchmessern sei $k_m = 15 \text{ kg/cm}^2$ und mehr zulässig.

Im Zusammenhang mit der Nutztension werde nochmals darauf hingewiesen, daß die Vorspannung nicht unnötig hoch gewählt werden soll. Übermäßige Beträge derselben belasten nicht allein die Wellen stärker, sondern machen auch den Betrieb wegen der abnehmenden Elastizität der Seile steifer und führen zur rascheren Zerstörung der Seile von innen heraus beim Laufen über die Scheiben. Für Betriebe mit Dehnungsspannung hält Kammerer 20 , für Betriebe mit Belastungsspannung 10 kg/cm^2 für ausreichend.

Die Gebiete der bei den Versuchen von Kammerer [XXVI, 6] ermittelten Wirkungsgrade von Seiltrieben gibt Abb. 2143 wieder. Bemerkenswert sind die Unterschiede zwischen den drei Triebarten. Während

Abb. 2143. Von Kammerer an Seiltrieben ermittelte Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Nutztension.

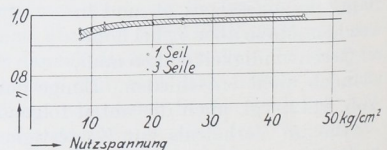
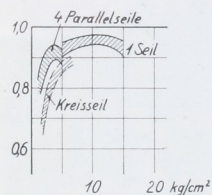


Abb. 2144. Wirkungsgrade von Seiltrieben nach Bonte.

die Kurven für ein einziges Seil einen flachen Verlauf bei hohen Wirkungsgraden innerhalb eines größeren Belastungsbereichs zeigen, steigen diejenigen für einen Trieb mit vier parallel geschalteten Seilen rasch auf Höchstwerte, fallen dann aber wieder jäh ab. Die Belastung dieser Seile war gering, konnte aber, da die Leistungsfähigkeit der Motoren erschöpft war, nicht weiter gesteigert werden. Vermutlich ist hierauf die Eigenart der Kurven zurückzuführen, die bei den Versuchen von Bonte [XXVI, 31] nicht bestätigt wurde. Nach Abb. 2144 verringern sich die Unterschiede im Wirkungsgrade bei Ver-

wendung eines einzigen und mehrerer Seile, wenn die Leistungsfähigkeit der Anlage unter allerdings teilweise ungewöhnlich hoher Inanspruchnahme der Seile ausgenutzt wird.

Ein Kreisseiltrieb mit drei kraftübertragenden Seilen lieferte nach Abb. 2143 wesentlich niedrigere Wirkungsgrade als die anderen Arten.

5. Konstruktive Durchbildung der Seilscheiben und Seiltriebe.

Die üblichen Rillenformen zeigen die Abb. 2145 bis 2150. Um das Festhalten der Seile durch eine gewisse Klemmwirkung zu verstärken, gibt man den Rillenwänden an Treibscheiben für Rundseile eine gegenseitige Neigung von 45° , Abb. 2145 und 2147.

Spitzwinkligere Rillen sind ungünstig, weil die Seile beim Auf- und Abfließen zu sehr scheuern und zu verschieden stark angepannt werden, wenn eines tiefer in die Rillen eindringt als die anderen. Es tritt eine ähnliche Erscheinung auf, wie sie auf S. 1236 für den Fall verschieden tiefer Rillen besprochen wurde. Sind die Seilscheibendurchmesser verschieden groß, so macht der Betrag des tieferen Eindringens bei der großen Scheibe verhältnismäßig weniger aus als bei der kleinen. Dadurch wird die Übersetzung geändert, eins der Seile muß gleiten und wird stärker abgenutzt; gleichzeitig sinkt der Wirkungsgrad. Normale Rillenmaße nach DIN 121 sind in Zusammenstellung 162 wiedergegeben.

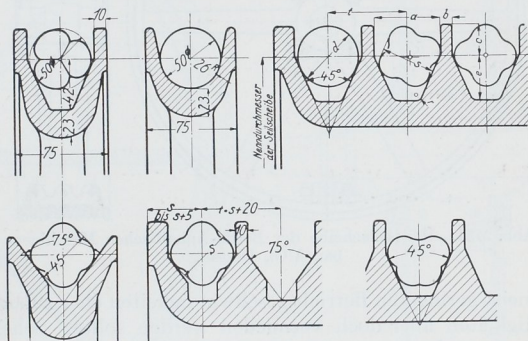


Abb. 2145 bis 2150. Rillenformen und Seilquerschnitte an Seiltrieben.

Zusammenstellung 162. Hanfseilscheibenrillen nach DIN 121, Abb. 2147.

Rundseil Durchmesser	Quadratseil Stärke	Teilung t	Rille			Steg b
			a	c	e	
25	23	36	28	12,5	21	8
30	27	41	33	15,0	25	8
35	32	47	39	17,5	30	8
40	36	54	44	20,0	34	10
45	40	60	50	22,5	38	10
50	45	65	55	25	42	10
55	50	73	61	27,5	46	12

Benutzt man die keilförmige Rille mit 45° Neigung für Quadratseile, so legen sich diese an einer der Wände an, wie in der Mitte der Abb. 2147 gezeigt ist, weil sich dabei der Schwerpunkt tiefer in der Rille einstellen kann, als in der rechts daneben gezeichneten symmetrischen Stellung. Durch die einseitige Lage kommt jedoch das Seil auch an der einen Trennungswand zum Anliegen und schleift daran beim Auf- und Abfließen. Die Rillenformen, Abb. 2148 und 2149, mit 75° Neigung der Flächen, empfiehlt die A. G. für Seilindustrie vorm. F. Wolff, Mannheim, für Kreisseiltriebe. Quadratseile legen sich symmetrisch ein, so daß das Schleifen längs der Rillenwand vermieden ist. Dagegen eignet sich die gewöhnliche Form nach Abb. 2150 auch für Trapezseile, die sich den unter 45° stehenden Flächen gut anschmiegen.

Trag- und Leitrollen für Randseile erhalten ausgerundete Rillen, Abb. 2146, die dem im Grunde aufliegenden Seil eine größere Auflagefläche bieten.

Abb. 2164 gibt den Kranz einer 14 rilligen Scheibe wieder, dessen innere Begrenzung der Gewichtersparnis wegen dem Rillengrunde entsprechend wellenförmig gestaltet

ist. Zugunsten einfacherer Herstellung der Gußform wird aber häufig zylindrische Begrenzung, Abb. 2147, vorgezogen.

Um glatte und der Form und Tiefe nach genau gleiche Rillen zu bekommen, werden die Kränze vielfach nur vorge-dreht und dann fertig gefräst. Große Glätte ist aber wegen der Einschränkung des Verschleißes der Seile sehr wichtig.

Für die Arme, die Nabe und die Teilung der Scheiben gilt das bei Riemenscheiben Gesagte; nur müssen die Arme wegen der höheren Belastung durch die Vorspannkraft oder durch Feuchtigkeitsschwankungen reichlicher bemessen werden. Viel häufiger als bei Riemenscheiben findet man eine Teilung der Scheiben zwischen den Armen, was zwar wegen der steiferen und gegen Biegung widerstandsfähigeren Kranzquerschnitte und wegen der

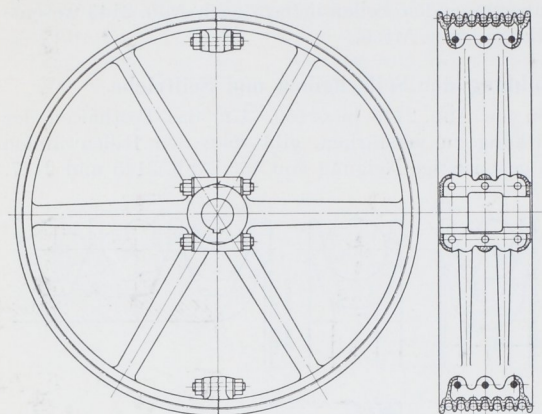


Abb. 2151. Hanfseilscheibe der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau.

meist geringeren Betriebsgeschwindigkeiten eher zulässig erscheint, bei höheren Geschwindigkeiten aber doch vermieden werden sollte. Scheiben von mehr als 400 bis 500 mm Breite bekommen zwei Armsterne; Räder mit sehr viel Rillen werden auch als zwei getrennte Scheiben gegossen und dann miteinander verschraubt.

Eine siebenrillige, gesprengte Scheibe der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, zeigt Abb. 2151. Die Sprengfuge ist so ausgebildet, daß sie in der Seitenansicht geschlossen erscheint.

Bei der in einer Armebene geteilten Scheibe des Eisenwerkes Wülfel, Abb. 2152, haben die betreffenden Arme doppelt elliptischen Querschnitt und schmale Verbindungsstege.

Die Scheibe, die Kammerer bei Laufgeschwindigkeiten bis zu 40 m/sek, wie sie praktisch bei Drahtstraßen vorkommen, auf der Maschine Abb. 2041 benutzte, gibt Abb. 2153 wieder. Die übrigens auch bei der Riemenscheibe, Abb. 2079, verwandte geteilte Stahlgußnabe ist mit den Kranzhälften durch ebene Blechwände verbunden, während die beiden Scheibenhälften außer durch

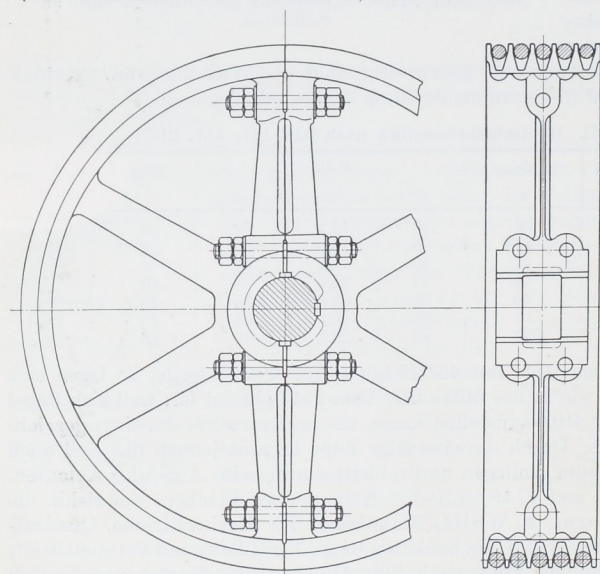


Abb. 2152. Längs eines Armpaars geteilte Seilscheibe. Eisenwerk Wülfel.

der Maschine Abb. 2041 benutzte, gibt Abb. 2153 wieder. Die übrigens auch bei der Riemenscheibe, Abb. 2079, verwandte geteilte Stahlgußnabe ist mit den Kranzhälften durch ebene Blechwände verbunden, während die beiden Scheibenhälften außer durch

aacht kräftige Schrauben noch durch zwei einteilige Stahlringe zusammengehalten werden, die auf Verstärkungsbleche an den Innenrändern der Scheiben aufgezogen sind. Abb. 2154

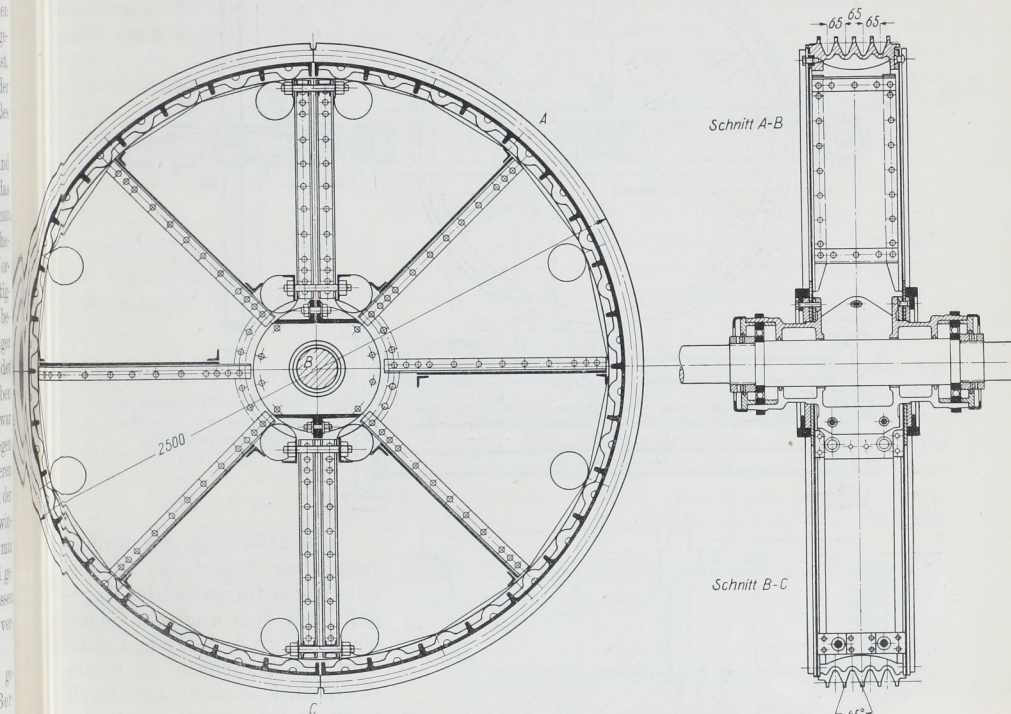


Abb. 2153. Seilscheibe für Laufgeschwindigkeiten bis zu 40 m/sek von Kammerer. M. 1 : 25.

zeigt die Verbindung des Kranzes mit den Blechscheiben durch Schrauben, die von den Querkräften durch besondere, sorgfältig eingepaßte, stählerne Scherringe entlastet sind.

Einen Spannwagen zur Erzeugung der Belastungsspannung veranschaulicht Abb. 2155. Die Seilrolle liegt in einem viereckigen Rahmen aus Walzeisen, der, um zwei Zapfen *Z* in der Rollenmittellinie drehbar, beim Zusammenbau des Triebes nach Bedarf schief eingestellt und durch Anziehen der Schrauben *S* festgeklemmt wird. Die Querträger für die Zapfen *Z* stützen gleichzeitig die vier Laufräder des Wagens, die in zwei U-Eisen oder bei wagrechter Anordnung auch auf Schienen laufen. Zur genauen Einstellung der Rollenachse dienen Stellschrauben *T*, die die Lagerschalen durch kugelige Stützflächen nach Art der Sellerslager halten.

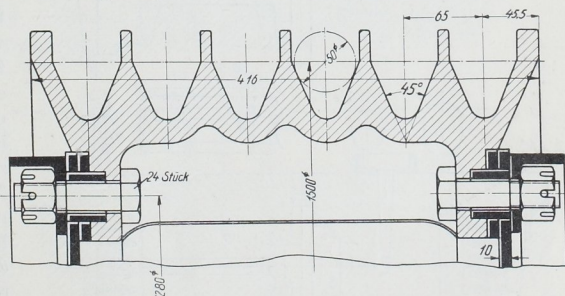


Abb. 2154. Verbindung des Kranzes mit den Seitenscheiben an der Seilscheibe Abb. 2153. Nach Kammerer. M. 1 : 5.

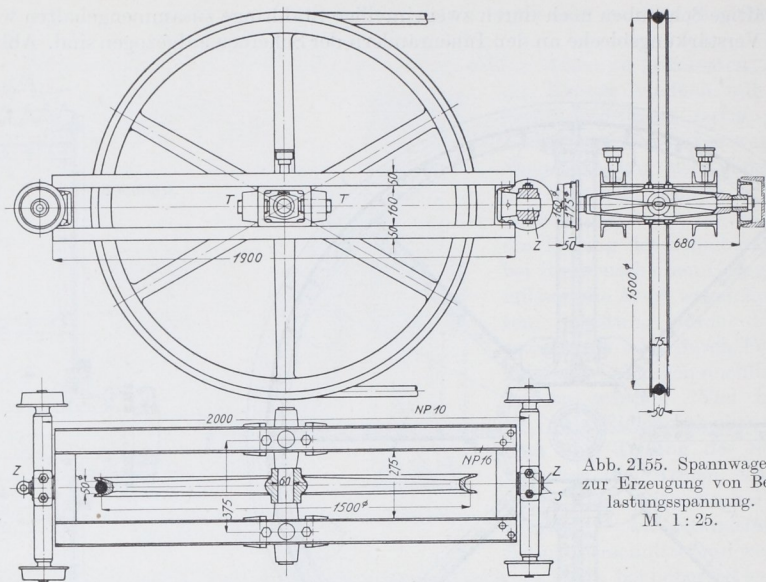


Abb. 2155. Spannwagen zur Erzeugung von Belastungsspannung.
M. 1: 25.

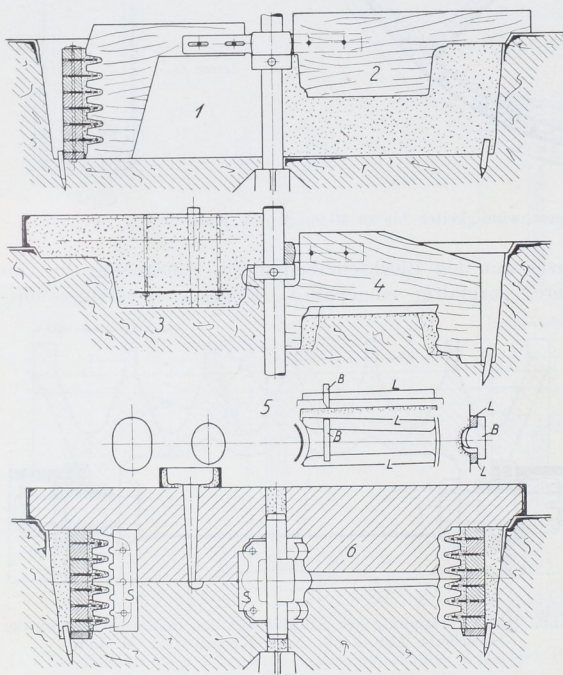


Abb. 2156. Einformen einer Seilscheibe mittels Schablonen.

Abb. 2156 zeigt das Einformen einer Seilscheibe mittels Schablonen für verdeckten Herdguß. Auf dem wagrecht eingeebneten Grunde der Dammgrube wird die Kranzform auf einem Grundringe, dessen Lage durch einige Pfähle gesichert ist, aus Lehmsteinen mit eisernen Zwischenplatten aufgemauert, innen den Rillen entsprechend schabloniert (1) und zum Trocknen herausgehoben. In der Grube wird nun die verlorene Form für den Oberkasten hergestellt, entsprechend den Umrissen der oberen Nabenhälfte und der inneren Begrenzung des Kranzes, die allerdings wegen des Abhebens des Oberkastens zunächst schwach kegelig ausgebildet wird. Auf der Teilfuge der Form in der Radmittelebene reißt man die Armmittellinien vor (2). Nun wird der Oberkasten unter Einlegen von Hilfsmodellen der Nocken für die Verbindungsschrauben und der

Lappen des Kranzes eingestampft. Nach dem Abheben formt man die Rillen am Umfange mit einer Hilfsschablone und arbeitet die Arme längs der abgedrückten Mittellinien aus (3).

Im vierten Abschnitt wird der Unterteil der Form nach Auflockerung der Sandes endgültig hergestellt. Das Ziehen der Arme verdeutlicht Skizze 5. Auf zwei Linealen L , die wegen der von der Nabe zum Kranze abnehmenden Armstärke schwach verjüngt sind, wird die Schablone B geführt, welche die dem kleinsten Armquerschnitte entsprechende elliptische Form hat. An der Nabe entsteht dann ein links daneben in größerem Maßstabe dargestellter, auf den mittleren Strecken geradlinig, im übrigen durch vier Ellipsenbogen begrenzter Querschnitt. Skizze 6 zeigt schließlich die zum Guß fertige Form, rechts längs eines Armes geschnitten, links längs der Teilfuge, in welche Sprengplatten S eingelegt sind.

B. Drahtseiltriebe.

Drahtseiltriebe kommen für sehr bedeutende Achsabstände in Betracht, seien aber nur kurz behandelt, da sie seit der Einführung der elektrischen Kraftverteilung ihre frühere große Bedeutung verloren haben und seltener ausgeführt werden.

1. Transmissionsdrahtseile.

Sie setzen sich aus zahlreichen Drähten zusammen, die zunächst in Gruppen um je eine Hanfeinlage oder auch um einen weichen Eisendraht, die Seele, zu geschlossenen Litzen schraubenförmig zusammengedreht werden. Diese werden wiederum um eine Hanfseele herum spiralförmig, meist aber unter entgegengesetztem Drall zusammengeschlagen und so zum Seil vereinigt. Der Zweck der Seelen ist, allen tragenden Drähten die gleiche Länge zu geben und dadurch deren gleichmäßige Beanspruchung zu sichern. Hanfseelen werden mit Fett oder Teer getränkt und schmieren und schützen die Seile von innen her.

Für die Drähte kommt weicher oder hartgezogener Flußstahl in Frage; letzterer insbesondere für Entfernungen von mehr als 50 m zwischen den Scheiben, um das übermäßige Längen der Seile durch ihr Eigengewicht zu vermeiden. Im Freien laufende Seile werden aus verzinktem Draht hergestellt. Die Bruchfestigkeit von schwedischem Holzkohleneisendraht beträgt etwa 5000, von Tiegelgußstahldraht 12000, von ver-

Zusammenstellung 163. Transmissionsdrahtseile. Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim.

Seildurchmesser	Nutzkraft	Für übliche Seilscheibendurchmesser			Für kleine Seilscheibendurchmesser		
		$D \lesseqgtr 175 d$		Ungef. Seilgewicht	$D \lesseqgtr 150 d$		Ungef. Seilgewicht
		Zahl	Dicke		Zahl	Dicke	
		der Drähte im Seil		der Drähte im Seil		der Drähte im Seil	
d mm	kg	z	δ mm	g_0 kg/m	z	δ mm	g_0 kg/m
9	50	36	1,0	0,26	—	—	—
10	60	42	1,0	0,31	—	—	—
11	70	36	1,2	0,38	48	1,0	0,36
12	85	42	1,2	0,45	54	1,0	0,40
13	100	36	1,4	0,51	60	1,0	0,45
14	120	42	1,4	0,61	64	1,0	0,48
15	140	48	1,4	0,70	72	1,0	0,55
16	160	42	1,6	0,79	64	1,2	0,69
18	180	48	1,6	0,91	72	1,2	0,79
20	210	48	1,8	1,15	80	1,2	0,88
22	240	54	1,8	1,30	80	1,4	1,20
24	270	60	1,8	1,46	88	1,4	1,33
26	300	60	2,0	1,80	80	1,6	1,56
28	330	66	2,0	2,00	88	1,6	1,73
30	365	72	2,0	2,20	80	1,8	1,98
32	400	—	—	—	88	1,8	2,19
34	445	—	—	—	96	1,8	2,41
37	500	—	—	—	96	2,0	2,97

zinken Drähten 10 bis 11 000 kg/cm². Die Seilstärken d liegen meist zwischen 9 und 30 mm Durchmesser, die Drahtstärke δ zwischen 0,8 und 2 mm. Letztere ist neben der Art des Schrages maßgebend für die Biegsamkeit der Seile und für die Wahl des Scheibendurchmessers D , der mindestens das 1000fache, besser noch das 1500fache der Drahtstärke betragen soll:

$$D \geq 1500 \delta. \quad (705)$$

Wenn daher dünne Drähte in bezug auf die Scheibenabmessungen günstig sind, so ist andererseits zu beachten, daß sie rascher abgenutzt werden, das Seil also geringere Lebensdauer hat.

Im Verhältnis zum Seildurchmesser d wird $D \geq 150 d$, vielfach $D = 175 d$ genommen. Abmessungen von Transmissionsseilen der Firma Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim, enthält Zusammenstellung 163.

Zur Verbindung der Enden durch Spleißen sind 5 bis 6 m Seil erforderlich. Die Hanfseelen werden herausgeschnitten, die Litzen stufenweise gekürzt und ihre Drähte auf je 1 m Länge derartig ineinander geflochten, daß der Außendurchmesser der Spleißstelle gleich dem Seildurchmesser wird und keine Drahtenden vorstehen.

2. Kraft- und Spannungsverhältnisse beim Drahtseiltriebe.

Die sehr niedrige Dehnungszahl der verwandten Werkstoffe erhöht die Steifigkeit des Triebes und schließt unter Berücksichtigung der starken Spannungsänderungen, die durch Temperaturwechsel hervorgebracht werden, kurze Achsabstände aus. Praktisch pflegt man selten unter $e = 25$ m zu gehen. Da die Seile nur am Grunde der Rillen aufliegen, wird die Umfangskraft lediglich durch Reibung übertragen. Mangels näherer Versuche über den Einfluß der einzelnen Betriebsverhältnisse pflegt man mit einer Reibungszahl $\mu = 0,25$ zu rechnen und dementsprechend das Spannungsverhältnis bei der üblichen halben Umschlingung der Scheiben:

$$\frac{S'_1}{S'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = e^{\mu \omega} = e^{0,25 \cdot \pi} = 2,2 \quad (706)$$

anzunehmen.

3. Durchbildung der Drahtseiltriebe.

100 bis 120 m können durch einen Trieb überbrückt werden. Erst bei noch größeren Abständen schaltet man Zwischenstellen mit zweirilligen Scheiben nach Abb. 2141 ein, während Tragrollen nach Abb. 2140, sofern irgendmöglich, vermieden werden sollten, weil die Seile infolge der auf ihnen eintretenden Abbiegung in entgegengesetzter Richtung rasch schleißen. Die Scheiben pflegen durchweg gleich groß, die Übersetzung also gleich 1 : 1 genommen zu werden, da anderenfalls die großen Scheiben zu bedeutende Abmessungen bekommen und zu schwer ausfallen. Etwa nötige Übersetzungen müssen durch andere Mittel, anschließende Riemen-, Seil- oder Zahnradtriebe verwirklicht werden. Eine weitere Voraussetzung einwandfreien Arbeitens von Drahtseiltrieben ist praktisch gleichförmige Belastung. Stoßweiser und unregelmäßiger Betrieb erzeugt unruhigen Lauf oder oft heftige Schwingungen, die zum Abfallen der Seile führen können.

Bei kleineren Leistungen wählt man die Seilgeschwindigkeit gewöhnlich niedrig, zwischen 6 und 10 m/sek, bei größeren steigert man sie etwa verhältnismäßig der Belastung bis zu 25 m/sek. Die Grenze der Leistungsfähigkeit der Drahtseiltriebe ist, da man immer auf ein Seil angewiesen ist, nach Zusammenstellung 163 durch:

$$N = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{500 \cdot 25}{75} = 165 \text{ PS}$$

gegeben. Als weiterer Anhalt kann dienen, daß die Scheiben 100 bis 120 Umdrehungen in der Minute machen sollen.

Für den ruhigen Lauf ist die sorgfältige Aufstellung der Scheiben in genau der gleichen Ebene und die wagrechte Lage der Achsen äußerst wichtig. Geschränkte Triebe oder

Richtungsänderungen durch Leitrollen sind also ausgeschlossen und durch Einschalten eines Kegelradtriebes zu umgehen. Schon das Eintreiben von Keilen kann schädlich wirken, weshalb man sich meist auf das Festklemmen der Naben unter Verwendung von Federn beschränkt oder Tangentkeile benutzt. Die Scheiben müssen genau rund laufen und sorgfältig ausgewuchtet sein. Die bei großen Achsentfernungen sehr bedeutenden und beim Betrieb stark wechselnden Durchhänge, die 3 bis 6% der Spannweite betragen können, vgl. Zahlenbeispiel 11, bestimmen die Lage der Scheiben über dem Gelände oder über den Schutznetzen und damit die Höhe der Tragpfeiler oder Stützen. Günstig ist, das ziehende Trum unten anzuordnen. Schräge Triebe sind wegen der geringeren Wirkung des Durchhanges unvorteilhaft. Um Unfälle zu vermeiden, müssen über begangenen Stellen Schutzvorrichtungen in Form von Drahtgittern, Netzen, Blech- und Holzrinnen angebracht werden, die das Seil beim Reißen oder Abfallen auffangen.

Zum Schutz gegen Rost werden die Seile mit Seilfirnis bestrichen und während des Betriebes etwa monatlich mit Drahtseilfett (Nr. 28 der Richtlinien [XV, 19]) geschmiert. Bei ständigem Lauf und guter Wartung kann die Lebensdauer eines Transmissionsdrahtseiles zu 2 bis 3 Jahren angenommen werden.

4. Berechnung der Drahtseile.

Es liegt nahe, von der zu übertragenden Umfangskraft $U = \frac{75N}{v}$ ausgehend, unter Beachtung der vorstehend gegebenen Gesichtspunkte für die Geschwindigkeit und die Drehzahlen der Scheiben ein geeignetes Seil nach den Listen der in Betracht kommenden Firmen auszuwählen und aus der Vorspannung den beim Auflegen des Seiles einzuhaltenden Durchhang zu ermitteln. Diese bisher allgemein übliche Berechnungsart gibt bei kurzen Achsabständen leichte Triebe, die aber sehr geringen Durchhang haben müssen und gegen Längungen des Seils durch den Betrieb und durch die Wärme empfindlich sind.

Richtiger ist es, nach dem Vorschlage von Felten und Guilleaume, Carlswerk in Köln-Mülheim, das Seilgewicht so zu berechnen, daß es die zur Übertragung der Umfangskraft U nötige Reibung bei mäßigem Durchhang erzeugt. Die Firma geht von 2% Durchhang, bezogen auf den Achsabstand a und Scheibendurchmessern $D = 175 d$ aus und läßt die Drehzahl der Scheiben 120 bis 130 in der Minute nicht überschreiten. Als Reibungszahl benutzt sie der Sicherheit wegen den niedrigen Wert $\mu = 0,16$ gegenüber dem sonst üblichen von 0,25. Neue Seile pflegen in Rücksicht auf die zu Beginn des Betriebs stets auftretenden Längungen mit 1,5% Durchhang aufgelegt zu werden.

Die im ziehenden Trum wirkende freie Kraft S'_1 steht nach der Eytelweinschen Formel (660), sofern man $S'_2 = S'_1 - U$ einführt, mit der Umfangskraft U in der Beziehung:

$$S'_1 = U \frac{e^{\mu \omega}}{e^{\mu \omega} - 1},$$

die unter der Annahme, daß $\frac{9}{10}$ des halben Umfangs umspannt werden, daß also $\omega = 0,9 \pi$ ist,

$$S'_1 = 2,75 U$$

gibt. Andererseits folgt aus dem Durchhang $y_a = 0,02 a$ und dem Gewicht g_0 des laufenden Meters Seil, das im Mittel $g_0 = 0,30 d^2$ beträgt:

$$S'_1 = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot y_a} = 6,25 g_0 \cdot a = 1,875 d^2 \cdot a. \quad (707)$$

Durch Gleichsetzen der beiden Werte wird:

$$U = 0,682 d^2 \cdot a$$

oder der zur Übertragung von U nötige Seildurchmesser:

$$d \approx 1,2 \sqrt{\frac{U}{a}}. \quad (708)$$

Ist die Leistung N in Pferdestärken bei n Umdrehungen in der Minute gegeben, so erhält man mit:

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot D \cdot n} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot 175d \cdot n} = 818 \frac{N}{d \cdot n},$$

den Seildurchmesser in Zentimetern:

$$d = 10,5 \sqrt{\frac{N}{v \cdot a}} \quad \text{oder} \quad d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}}, \quad (709)$$

wobei der Wellenabstand a in Metern einzusetzen ist.

Die Rechnung führt, wie die unten stehenden Beispiele zeigen, bei kleinen Achsabständen zu stärkeren Seilen und größeren Scheibendurchmessern als die erste Art, aber zu einem viel sichereren und zuverlässigeren Betrieb bei mäßigem Verschleiß. Beträchtliche Achsabstände verlangen dagegen verhältnismäßig dünne Seile.

Bei der Berechnung der Formänderungen und der Biegebeanspruchung dürfen nicht die vollen für Stahl üblichen Werte der Elastizitätszahl eingesetzt werden, weil die schraubenförmig gewundenen Drähte das Seil als Ganzes wesentlich nachgiebiger machen. Nach dem Vorschlage von Bach berücksichtigt man diesen Umstand durch eine Berichtigungszahl β , so daß:

$$\sigma_b = \beta \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} \quad (710)$$

wird. β ist außer vom Baustoff von der Art des Schlages des Seiles abhängig; für Transmissionsseile fand Bach [XXVI, 2] im Durchschnitt $\beta = \frac{3}{8}$. Vielfach bezeichnet man den Wert $\frac{\alpha}{\beta} = \alpha'$, der zwischen $\frac{1}{700000}$ bis $\frac{1}{800000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ liegt, kurz als Dehnungszahl der Drahtseile.

Die große Festigkeit und die mäßigen Längenänderungen, die die Seile beim Betriebe erfahren, gestatten mit hohen Beanspruchungen zu rechnen und begründen die günstigen Wirkungsgrade η , die Seiltriebe

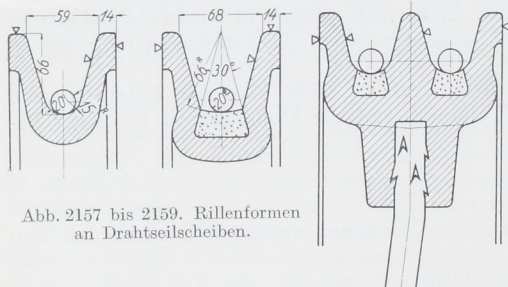


Abb. 2157 bis 2159. Rillenformen an Drahtseilscheiben.

bei großen Achsentfernungen aufweisen. η erreicht bei sorgfältiger Ausführung an einfachen Trieben 96 bis 97⁰/₀; für Zwischenstellen zieht man je 1,5⁰/₀ ab.

Konstruktive Durchbildung der Scheiben. Rillenformen zeigen die Abb. 2157 bis 2159. Läßt man das Seil unmittelbar auf dem gußeisernen Kranz aufliegen, so dreht man den Grund zweckmäßigerweise so aus, daß das Seil auf einem Drittel seines Um-

fangs gestützt wird. Besser ist es, die Rillen zur Vergrößerung der Reibung und zur Schonung des Seiles mit quer dazu gestellten Lederscheiben, Abb. 2158 und auch nach Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, mit Pappel- oder Weidenholzstücken auszufüttern, die mit Leinölfirnis durchtränkt, so in die Rinne von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt eingetrieben werden, daß die Fasern in der Scheibenebene liegen. Zum Einsetzen des Holzes ist die Rinne an einer Stelle erweitert; die letzten Stücke werden verleimt oder durch Keile oder ein-

geschraubte Leisten gehalten. Abb. 2160 und 2161 geben die Ausführung von Heckel, Saarbrücken, D. R. G. M. Nr. 13412, wieder, bei der einzelne Lederscheiben in einer offenen Rinne auf einer Litze aufgereiht sind, deren Enden an zwei Scheibenarmen verspannt werden. Die doppelrillige Form, Abb. 2159, für eine Zwischenstelle bestimmt, gibt die Kraft des einen Seils an das andere weiter. Auf ausgefütterten Scheiben brauchen die Seile nicht so stark vorgespannt zu werden wie auf gußeisernen.

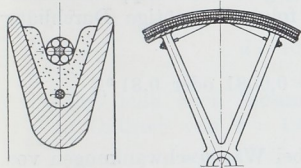


Abb. 2160 und 2161. Drahtseilscheibe mit Lederauskleidung. Heckel, Saarbrücken.

Kleinere Räder werden gewöhnlich ganz aus Gußeisen hergestellt; größere bestehen vielfach aus gußeisernen Kränzen und Naben, aber schmiedeisernen Armen aus Rund- oder Flacheisen. Die ersteren werden meist eingegossen, Abb. 2162 und 2163, die letzteren auch durch Schrauben angeschlossen.

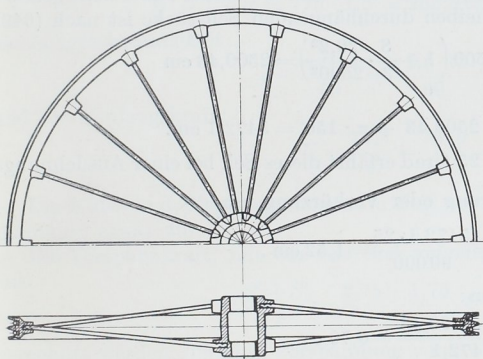


Abb. 2162. Drahtseilscheibe.

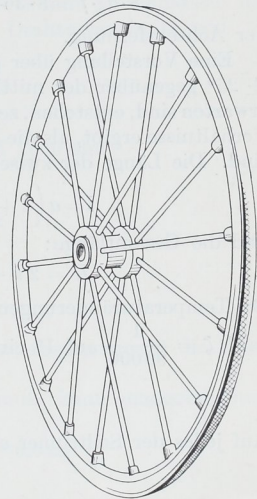


Abb. 2163. Drahtseilscheibe.

5. Berechnungsbeispiele.

Beispiel 10. $N = 8 \text{ PS}_0$ sind auf $a = 25 \text{ m}$ Entfernung durch ein Drahtseil zu übertragen.

a) Berechnung nach der üblichen Art.

Gewählt: $v = 10 \text{ m/sek}$ Laufgeschwindigkeit.

Umfangskraft U :

$$U = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{10} = 60 \text{ kg}.$$

Seil nach Zusammenstellung 163; Durchmesser $d = 10 \text{ mm}$, aus $z = 42$ Drähten von $\delta = 1 \text{ mm}$ Durchmesser bestehend.

Seilscheibendurchmesser: $D = 1500 \delta = 1500 \cdot 1,0 = 1500 \text{ mm}$.

Drehzahl der Welle:

$$n = \frac{60 v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10}{\pi \cdot 1,5} = 127; \text{ zulässig.}$$

Drahtquerschnitt:

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 42 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,330 \text{ cm}^2.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{60}{0,330} = 182 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' D} = \frac{0,1 \cdot 700\,000}{150} = 466 \text{ kg/cm}^2.$$

Flichspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{7,8}{10} \cdot \frac{10^2}{9,81} = 7,96 \text{ kg/cm}^2.$$

Wenn bei der kleinen Achsentfernung die Vorspannung gleich der doppelten Nutzs-
pannung $\sigma_v = 2 \sigma_n = 364 \text{ kg/cm}^2$ genommen wird, so folgt der nötige Durchhang
aus Formel (707), wenn $S'_1 = \sigma_v \cdot f$ eingeführt wird:

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot \sigma_v \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 364 \cdot 0,33} = 0,202 \text{ m}, \text{ d. s. } \frac{0,202}{25} = 0,0081 \text{ oder } 0,81 \%$$

der Achsentfernung.

Eine Vorstellung über die Spannungsänderungen, die bei Wärmeschwankungen von
 $\pm 25^\circ$ gegenüber der mittleren Temperatur, wie sie bei Betrieben im Freien sicher zu
erwarten sind, entstehen, zeigt die folgende Rechnung, die allerdings insofern zu ungünstige
Verhältnisse ergibt, als die Formänderungen der Welle und der Räder außer acht gelassen
sind. Die Länge der zwischen den Scheiben durchhängenden Seilstücke ist nach (649):

$$l = a \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{y^2}{a^2} \right) = 2500 \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{20,2^2}{2500^2} \right) = 2500,43 \text{ cm}$$

und die Gesamtlänge:

$$L = 2l + \pi D = 2 \cdot 2500,43 + \pi \cdot 150 = 5472,1 \text{ cm}.$$

Bei Temperaturänderungen von $t = \pm 25$ Grad erfährt dieses Seil bei einer Ausdehnungs-
zahl $\zeta = \frac{1}{90\,000}$ auf 1° eine Verlängerung oder Verkürzung um:

$$\lambda = L \cdot t \cdot \zeta = \frac{5472,1 \cdot 25}{90\,000} = 1,52 \text{ cm}.$$

Auf jedes der Seiltrümer entfällt davon:

$$\lambda' = \frac{1,52 \cdot 2500,43}{5472,1} = 0,70 \text{ cm};$$

sie nehmen mithin bei der Erwärmung die Länge:

$$l' = 2500,43 + 0,70 = 2501,13 \text{ cm}$$

an und haben nach (649) einen Durchhang:

$$y'_a = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot a (l' - a)} = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot 2500 (2501,13 - 2500)} = 32,6 \text{ cm oder } 0,326 \text{ m},$$

dem eine Spannung von:

$$\sigma'_v = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 y'_a \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 0,326 \cdot 0,33} = 225 \text{ kg/cm}^2$$

entspricht. Diese hat also um 139 kg/cm^2 abgenommen, während das Verhältnis zwischen
Vor- und Nutzs-pannung auf:

$$\frac{\sigma'_v}{\sigma_n} = \frac{225}{182} = 1,24$$

sinkt und der Betrieb wesentlich unsicherer wird.

Bei der Erniedrigung der Temperatur um 25° gegenüber der mittleren wird $l'' = l - \lambda'$
 $= 2500,43 - 0,70 = 2499,73 \text{ cm}$ kleiner als die Achsentfernung, so daß die Verkürzung
nicht mehr allein durch den Durchhang ausgeglichen werden kann, sondern sich
teilweise in Spannung umsetzen muß. Rechnet man überschlagweise die gesamte Ver-
ringerung in Spannung um, so ergibt sich als oberer Grenzwert:

$$\sigma'' = \frac{\varepsilon}{\alpha'} = \frac{\lambda'}{l \cdot \alpha'} = \frac{0,70 \cdot 700\,000}{2500} = 196 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit steigt die Vorspannung auf $364 + 196 = 560 \text{ kg/cm}^2$ und der Achsdruck auf das 6,2 fache der Umfangskraft.

Das Beispiel zeigt, daß ein nach der üblichen Art bemessener Drahtseiltrieb bei geringer Achsentfernung gegen Wärmeschwankungen recht empfindlich ist.

b) Berechnung nach Felten und Guilleaume.

Bei $n = 127$ Umdrehungen in der Minute, wie oben, wird der Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{8}{25 \cdot 127}} = 1,44 \text{ cm}.$$

Wählt man nach Zusammenstellung 163 ein Seil von 15 mm Durchmesser mit $z = 48$ Drähten von $\delta = 1,4$ mm Durchmesser und einem Drahtquerschnitt von

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 48 \cdot \frac{\pi}{4} 0,14^2 = 0,739 \text{ cm}^2,$$

so wird der Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 1,5 = 262,5 \text{ cm oder rund } 2600 \text{ mm},$$

die Seilgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D \cdot n}{60} = \frac{\pi 2,6 \cdot 127}{60} = 17,3 \text{ m/sek}$$

und die Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{17,3} = 34,5 \text{ kg}.$$

Die Nutz- und Biegespannungen im Seil werden geringer, dagegen nimmt die Fliehspannung etwas zu.

Die Vorspannkraft, mit der das Seil aufgelegt werden muß, kann genügend genau aus:

$$S_v = \frac{S'_1 + S'_2}{2} = \frac{2,75 + 1,75}{2} \cdot U = 2,25 U = 76,6 \text{ kg}$$

berechnet werden, der eine Vorspannung von:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{76,6}{0,739} = 104 \text{ kg/cm}^2$$

und ein Durchhang nach (707):

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot S_0} = \frac{0,70 \cdot 25^2}{8 \cdot 76,6} = 0,714 \text{ m}$$

oder 2,86% der Achsentfernung entspricht.

Wärmeschwankungen von $\pm 25^\circ$ verändern die Vorspannkraft nur wenig; bei der Erwärmung fällt sie auf 71,8 kg, bei der Abkühlung steigt sie auf 81,5 kg, so daß ein recht sicherer und zuverlässiger Betrieb entsteht.

Zahlenbeispiel II. 100 PS sind bei $a = 80$ m Achsabstand und $n = 100$ Umdrehungen in der Minute zu übertragen.

Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{100}{80 \cdot 100}} = 2,46 \text{ cm}.$$

Gewählt: Seil von $d = 24$ mm Durchmesser mit 60 Drähten von 1,8 mm Durchmesser, $f = 1,52 \text{ cm}^2$ Drahtquerschnitt und $g_0 = 1,46 \text{ kg/m}$ Eigengewicht.

Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 24 = 4200 \text{ mm}.$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 4,2 \cdot 100}{60} = 22,0 \text{ m/sek}.$$

Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 100}{22} = 341 \text{ kg}.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{341}{1,53} = 223 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' \cdot D} = \frac{0,18 \cdot 700000}{420} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{9,5 \cdot 22^2}{10 \cdot 9,81} = 46,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Größe von γ folgt unter der Annahme, daß nur die Drähte, nicht aber die Seele tragen, aus dem Gewicht eines 1 m langen Seilstücks von 1,46 kg, auf das im vorliegenden Falle 153 cm^3 Draht entfallen:

$$\gamma = \frac{1,46}{153} \cdot 1000 = 9,5 \text{ kg/dm}^3.$$

Vorspannkraft:

$$S_v = 2,25 U = 2,25 \cdot 341 = 767 \text{ kg}.$$

Vorspannung:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{767}{1,53} = 501 \text{ kg/cm}^2.$$

Durchhang während der Ruhe:

$$y_a = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S_0} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 767} = 1,53 \text{ m}.$$

Annähernd bekommt man die freie Spannung im ziehenden Trum aus:

$$\sigma'_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} = 501 + 111,5 = 612,5 \text{ kg/cm}^2,$$

im gezogenen aus:

$$\sigma'_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2} = 501 - 111,5 = 389,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Die genauere Untersuchung an Hand der Durchhangkurve und der Kennlinie, die auf ganz ähnliche Weise wie bei Riemen und Hanfseiltrieben mit $\alpha' = \frac{1}{700000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ und $\gamma = 9,5 \text{ kg/dm}^3$ aufgezeichnet wurden, gibt übrigens fast genau die gleichen Werte.

Bei der Belastung nehmen die beiden Seilträger recht verschiedene Durchhänge an:

das ziehende:

$$y_{a_1} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_1} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 931} = 1,26 \text{ m},$$

das lose:

$$y_{a_2} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_2} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 592} = 1,97 \text{ m}.$$

Eine Erwärmung des Seils um 25^0 läßt die Spannung im ruhenden Triebe auf 442, also um 59 kg/cm^2 sinken, bei der Abkühlung um 25^0 auf 594, also um 93 kg/cm^2 steigen. Schwankungen, die ohne wesentlichen Einfluß auf den Betrieb sind.

Berechnungsbeispiel 12. In Abb. 2164 ist der Seilscheibenkranz des auf Seite 1238 durchgerechneten Beispiels 9 mit einem Riementriebe derselben Hauptabmessungen und Leistung in Vergleich gestellt. Außer den 12 in der Rechnung angenommenen Seilen sind zur Sicherheit zwei weitere vorgesehen, so daß die Scheibe 14 rillig ist. Die Umfangskraft beträgt:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 590}{25} = 1770 \text{ kg}.$$

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

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

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

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

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

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

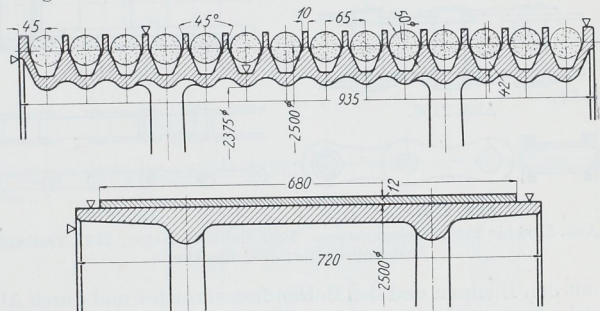


Abb. 2164 und 2165. Vergleich zwischen Seil- und Riementrieb für 590 PS Leistung bei $v = 25 \text{ m/sek}$ Umfangsgeschwindigkeit.

Siebenundzwanzigster Abschnitt.

Kettentriebe.

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

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

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