

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

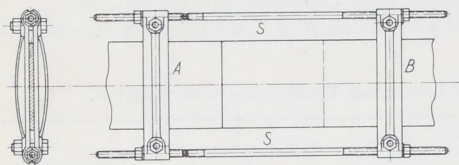


Abb. 2020. Riemenspanner.

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

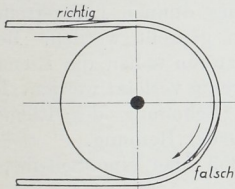


Abb. 221. Auflaufrichtung der Leimstelle.

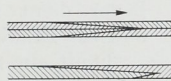


Abb. 222. Leimstelle für Spannrollenriemen.

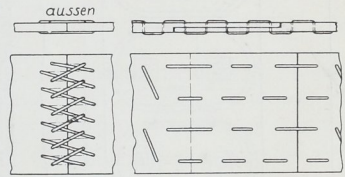


Abb. 223 und 224. Stumpfer Stoß und Überblattung an Textilriemen.

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.

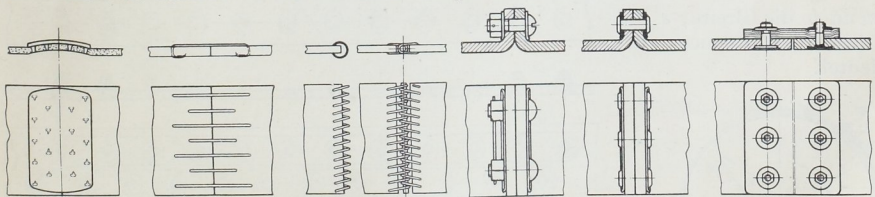


Abb. 225. Riemenkralle.

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 RiemenkralLEN 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

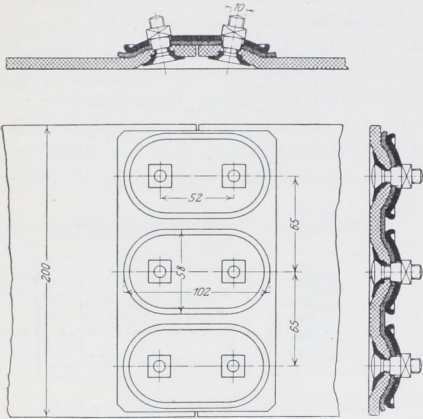


Abb. 2030 a. Jacksonschloß. M. 1 : 5.

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.

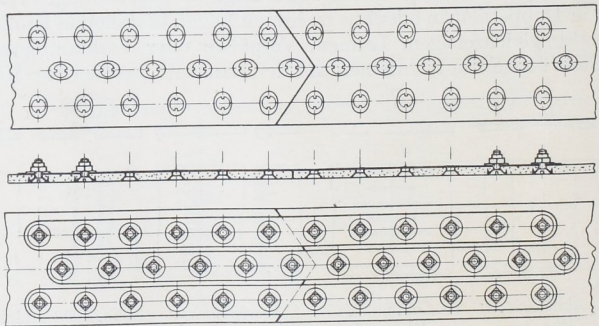
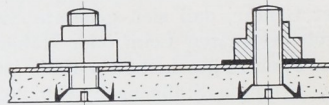
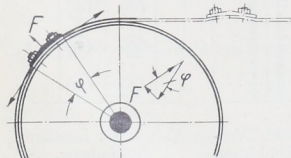


Abb. 2031. Schloß beim Laufen über die Scheibe. Abb. 2032. Schloß für Textilriemen nach Kammerer. (Im Längsschnitt sind die mittleren Schrauben weggelassen.)

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.