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

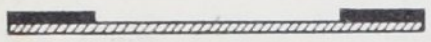

Abb. 2012. Verstärkter Riemen.

Gegen das Einreißen und Schlagen der Ränder verstärkt man manchmal einfache Riemen durch Aufnähen von zwei Streifen von je $^1/_5$ 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 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 ersteren erfahren, ergibt sich bei halber Umschlingung der Scheiben aus dem Unterschied der halben Kreisumfänge an der Außenfläche und in der Mitte des Riemens:

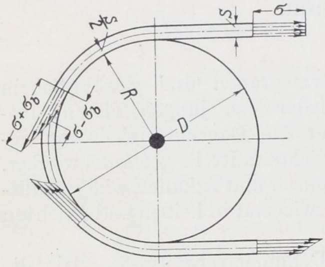

Abb. 2013. Biegebeanspruchung des Riemens.

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

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:

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

Sie ist unabhängig vom Umspannungswinkel, wächst bei gegebenem Scheibendurchmesser verhältnisgleich 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 rechnungsmäßigen 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