Anhang XVIII.

Zu Riemen und Seilen.

Die Elasticität gebrauchten Leders kann bei gewöhnlicher Güte desselben bis circa $\frac{1}{50}$ Dehnung benützt werden, was einer Spannung von 0 6 Kil. per 1 mm^2 entspricht, wenn der Elasticitätsmodul mit $E = 30$ angenommen wird. Neue Riemen zeigen wohl einen Elasticitätsmodul von 12 bis 20 Kil., aber gebrauchte oder sonst schon vorgestreckte Riemen erreichen die äußerste Grenze der elastischen Dehnung zwischen 1·0 bis 1·4, im Mittel bei 1·2 Kil. Belastung per 1 mm^2, so dass eine andauernde Sicherheit gegen das Ueberspannen den obigen Grenzwerth von 0·6 Kil. ergibt. Die relative Streckung des Riemens in seinem geraden Laufe beträgt daher bei einer Spannung von $S = 0 \cdot 3$ Kil.

$$\lambda_{,} = \frac{S}{E} = \frac{0 \cdot 3}{30} = \frac{1}{100}$$

und es erübrigt (für die angenommene Grenze von $\frac{1}{50} = \left(\frac{2}{100} \text{ total}\right)$ noch eine zulässige Mehrstreckung von $\frac{1}{100}$, welche die Biegungs- und Wölbungsspannungen decken muss.

Hätte man nun flache (nicht gewölbte) Scheiben, so müsste der kleinere Scheibendurchmesser D_1 circa 100mal die Riemendicke δ betragen, um nicht durch die örtliche, relative Verlängerung

$$\lambda_{,,} = \frac{\delta}{D_1}$$

in der Biegung die äußere mit dem Durchmesser $(D_1 + 2\,\delta)$ laufenden Fasern zu überstrecken; durch letzteres würden die inneren Fasern allein zum Tragen kommen und überlastet bald zu Grunde gehen. Randleisten an den Riemen erhöhen örtlich die Biegungsspannung, überstrecken sich, werden unnütz und sind daher schlecht.

Müssen kleinere Scheiben als solche von 100facher Riemendicke gewählt werden, so muss die Spannung im geraden Laufe von $S = 0 \cdot 3$ Kil. um so viel verringert werden, dass die Summe der Verlängerungen

$$\lambda_{,} + \lambda_{,,} = \frac{S}{E} + \frac{\delta}{D_1}$$

den Werth von $\frac{1}{50}$ nicht überschreitet.

Kann aber die kleinere Scheibe im Paar einen größeren Durchmesser als jenen gleich der 100fachen Riemendicke erhalten, so verbleibt noch ein Rest, der das Wölben der Scheiben trotz einer hohen Nutzspannung $S = 0 \cdot 3\ kg$ anstandslos gestattet.

Durch die Wölbungen der Scheiben, welche ein strammes Anliegen der auflaufenden Riemen an den Rändern und daher deren sichere Führung trotz nicht völlig paralleler Achsen ermöglichen, werden die Fasern des Riemens zweifach beansprucht, nämlich in Folge des erhöhten Durchmessers in der Mitte gestreckt und in Folge der ungleichen Geschwindigkeiten verspannt.

Das Erstere tritt nur bei ganz neuen Riemen ein; denn bald schmiegt sich derselbe dauernd in die Wölbung und behält auch im geraden Laufe die dachähnliche Form. Die damit verbundene bleibende Verlängerung, deren Verhältnissbetrag von der Achsferne abhängig ist, bedingt aber mit den Unterschied zwischen neuem und gebrauchtem Leder, und entfällt der weiteren Betrachtung.

Die verschiedenen Geschwindigkeiten aber, welche durch die Wölbungen am Umfang der Scheiben erzeugt werden, können ganz merkwürdige Spannungen in den Riemen wecken, welche sich unter der Voraussetzung, dass derselbe nicht gleite, annähernd wie folgt berechnen:

Im geraden Theile des An- oder Ablaufes eines Riemens herrscht an allen Punkten seiner Breite (wenn von den kleinen Unterschieden durch die verschiedenen Streckungen abgesehen wird) eine constante Geschwindigkeit v, welche weder der größten Geschwindigkeit $v_,$ an der Wölbungskuppe, noch der kleinsten $v_{,,}$ am Rande der treibenden Scheibe, sondern deren mittlerem Werthe gleicht, wie zahlreiche Versuche ergeben. Diese zeigen, dass das wirkende Uebersetzungsverhältniss nicht den Rand- und nicht den Wölbungsdurchmessern genau proportionirt ist, sondern dem Mittel zwischen beiden folgt. Es bezeichne:

D und	D_1	die Randdurchmesser der Scheiben,
W	w	die Wölbungshöhen in der Mitte,
n	n_1	die Umdrehungszahlen in irgend einer Zeit,
	i	das Uebersetzungsverhältniss ($n_1 = i \,.\, n$).

Ist nun *a*) . . . die große Scheibe treibend,

so holt sie per Minute die Riemenlänge an:

von der Mitte der Wölbung . . . . $L_, = \pi \,.\, n\,(D + 2W)$

vom Rande . . . . $L_{,,} = \pi\, n\, D$

die mittlere Anlaufslänge ist . . . . $L \;= \pi\, n\,(D + W)$.

Ober der Wölbungsmitte erfährt daher der Riemen beim Anlauf ein Mehranholen von $L_, - L = \pi \,.\, n\, W$.

An der Gegenscheibe wirft die Wölbung ab: $l_{,} = \pi\, i\, n\, (D_{1} + 2\,w)$
der Rand . . . . $l_{,,} = \pi\, i\, n\, D_{1}$
die mittlere Ablauflänge beträgt . . . . $l \;\; = \pi\, i\, n\, (D_{1} + w)$
daher ist $l_{,} - l = \pi\, i\, n\, w$.

Aus $L = l$ folgt vorerst:

$$(D + W) = i\,(D_{1} + w) \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (\alpha).$$

Wenn nun das angeholte Ende eines Riemenstreifens auf der Wölbung um einen bestimmten Betrag verlängert werden will, während seine Gegenseite an der kleinen Scheibe um einen bestimmten anderen Betrag nachgibt, so erwächst nur eine Differenzverlängerung, und deren Verhältniss zur anlaufenden Länge beträgt im vorliegenden Falle*):

$$\lambda_{,,,} = \frac{\pi\, n\, W - \pi\, i\, n\, w}{\pi\, n\,(D + W)} = \frac{W - i\,w}{D + W}.$$

Am Rande der Scheiben beträgt das Streckungsverhältniss genau so wie für die Wölbung berechnet:

$$\lambda_{,,,} = \frac{i\,w - W}{D + W}$$

hat also die gleiche, nur im entgegengesetzten Sinne wirkende Größe. Die Totalspannung eines bereits in die Wölbung ausgestreckten Riemens ändert sich daher nicht durch den Lauf, wohl aber ändert sich deren Vertheilung über der Scheibenbreite, und diese kann örtliche Entlastungen und Faltenbildungen neben argen Ueberspannungen zur Folge haben.

Das Studium der Formel ergibt die folgenden Schlüsse:

1. Beide Scheiben flach ($W = 0,\; w = 0$). Die Ueberspannungen bleiben hier stets = Null. Herstellungsungleichheiten bleiben sichtbar, aber größte Schonung des Riemens wird erreicht.

2. Große Scheibe gewölbt, kleine flach ($W = W,\; w = o$), Streckung in der Mitte $\lambda_{,,,} = \frac{W}{D + W}$, am Rande $\lambda_{,,,} = -\frac{W}{D + W}$. Zur Nutz- und Biegungsspannung addirt sich daher ober der Wölbung, unmittelbar beim Auflauf, ein dem Wölbungsverhältniss proportionaler Betrag. Der Rand jedoch wird entlastet und kann selbst gestaut und zu Dütenbildung geneigt werden. Unsicherer und unschöner Auflauf des Riemens.

3. Beide Scheibenwölbungen gleich hoch ($W = w$). Auf der Wölbung wird die Mehrdehnung $\lambda_{,,,}$ negativ und der Riemen theilweise entlastet; sein Rand dagegen wird um eben so viel höher gespannt und stramm anliegen. Sicherer und schöner Auflauf.

---

*) Eigentlich wäre die Länge, über welche sich die Streckung vertheilt $[\pi\, n\,(D + W) + A]$, wenn A die freie Riemenlänge bedeutet. Zu Beginn der Bewegung ist daher die relative Streckung geringer, als nach wiederholten Umdrehungen; aber der Einfluss von A verschwindet bald mit der steigenden Zahl von n.

4. Große Scheibe flach, kleine gewölbt ($W = 0$, $w = w$). Stärkste Entlastung der Mitte; scheinbar bestes Anliegen, weil stärkste Ueberspannung an den Rändern. Einreißen der Ränder (und als Gegenmittel Riemenrandleisten entstanden) erklärlich.

5. Proportionale Wölbung ($W = i \, . \, w$). Die Wölbungsspannung wird $\lambda_{,,,} = o$, und der Riemen bleibt am besten trotz der vorkommenden Wölbungen geschont. Doch nützen die Wölbungen hierbei wenig oder nichts mehr und der Lauf erfolgt genau so wie über flache Scheiben.

Der Ablauf an der kleinen Scheibe erfährt die gleichen Spannungsunterschiede.

Ist *b*) . . . die kleine Scheibe treibend,

so ergibt die gleiche Ableitung als Riemendehnung, entstanden aus den ungleichen Wölbungswegen:

für die Mitte der Wölbung $\lambda_{,,,} = \dfrac{i\,w - W}{i\,(D_1 + w)}$

für den Rand $\lambda_{,,,} = \dfrac{W - i\,w}{i\,(D_1 + w)}$

oder da laut Gleichung (α) $i\,(D_1 + w) = D + W$ ist, so ergeben sich genau dieselben Streckungen und Entlastungen, nur mit entgegengesetzten Zeichen, wie beim Trieb durch die große Scheibe:

$$\lambda_{,,,} = \frac{i\,w - W}{D + W} \text{ für die Wölbung,}$$

$$\lambda_{,,,} = \frac{W - i\,w}{D + W} \text{ für den Rand}$$

bei dem Anlauf an die kleine oder beim Ablauf von der großen Scheibe. Also:

6. Beide Scheiben flach ($W = w = 0$). Genau wie Fall 1.

7. Kleine Scheibe flach, große gewölbt ($w = 0$, $W = W$). Mäßige Entlastung der Mitte, mäßige Ueberspannung und strammes Anliegen der Ränder. Vortheile wie N. 3.

8. Beide Scheibenwölbungen gleich ($W = w$). Ueberspannung der Mitte, entlastete Ränder.

9. Kleine Scheibe gewölbt, große flach ($w = w$, $W = 0$). Stärkste Ueberspannung der Mitte, entlastete, schlotterige Ränder.

10. Proportionale Wölbung ($W = i \, . \, w$). Wölbung nutzlos. Genau wie bei Fall 5.

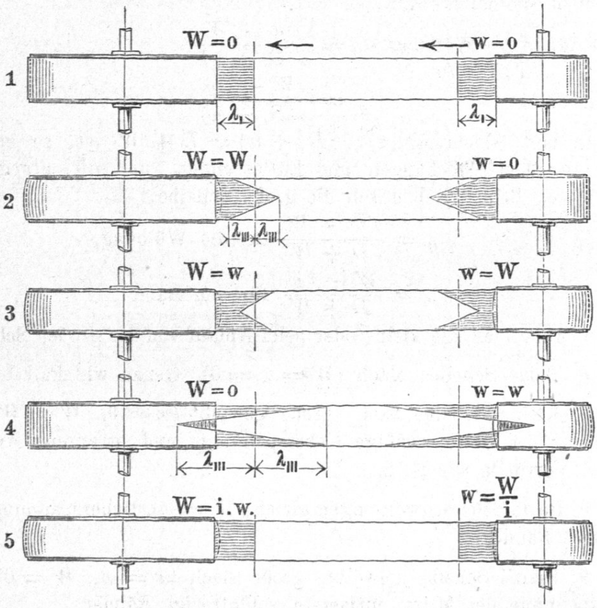
Sind *c*) . . . beide Scheiben gleich groß,

d. i. $i = 1$, so haben gleiche Wölbungen keine andere Wirkung als ganz flache Mäntel. Je nachdem aber die Wölbungen different gestaltet werden, wird sich der Auflauf am Rande der treibenden oder der getriebenen Scheibe strammer einfinden.

In dem elastischen Material verwischen sich wohl die scharfen Grenzen dieser Streckungen, deren Charakter aber überall auftritt, wo Wölbungen an den Riemenscheiben vorkommen.

In den Figuren 91 und 92 wurden nun diese Spannungen ohne Abrundung der scharfen Ecken dargestellt. Dabei wurde eine Grundspannung, gemessen durch $(\lambda_{,} + \lambda_{,,}) = \frac{1}{60}$ oder $(S + s_{,}) = \cdot 5$ Kilogr. angenommen und die Wölbungsspannungen für Scheiben von $D = 1000$, $d = 500$, Riemenbreite $b = 180\ mm$, Riemendicke $\delta = 5\ mm$ und verschiedenen Wölbungen (normale Wölbungsformel $W = 2 + \cdot 03\, b$) zugetragen.

Fig. 91

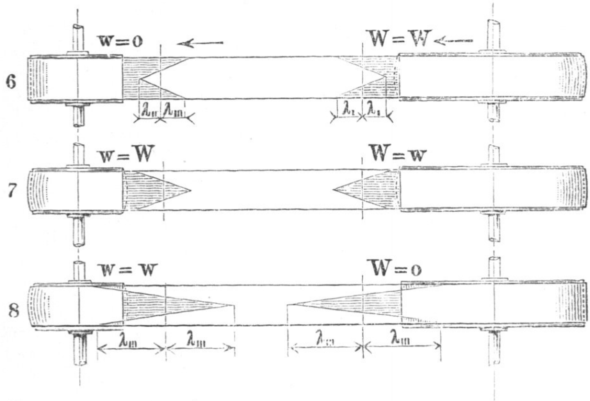


Die Wölbungsspannung addirt sich im treibenden Riemen zur vorhandenen größeren Nutzspannung, und erreicht daher in diesem einen höheren Gesammtwerth, als im ablaufenden Theil.

Ist die große Scheibe treibend, so erscheinen gleiche Wölbungen an ihr und der kleinen Scheibe als vortheilhaft (Fall 3). Treibt aber die kleinere Scheibe, so soll sie die flache im Paar sein (Fall 7), nachdem hierbei durch die Entlastung in der Mitte eben die hier nicht weiter berücksichtigte Mehrspannung über die größeren Durchmesser der Wölbungen gedeckt werden kann, so dass der Riemen über seine ganze Breite hin gleiche Spannung besitzt, und nicht in jene dachähnliche Form überstreckt zu werden braucht, welche Eingangs erwähnt wurde, sondern zwischen den Scheiben ganz flach zu laufen vermag.

Betrachtet man aber die Spannungen nicht von diesem Standpunkte, sondern unabhängig, ob treibend oder getrieben, nur nach Auf- oder Ablauf, so erkennt man, dass die Wölbungsspannungen sich gerade umkehren, wenn der Riemen die Scheibe passirt. Wo eine positive Spannung beim Auflauf stattfindet, stellt sich deren gleiche Größe mit negativen Zeichen beim Ablauf ein. Daher addiren sich die durch den Umlauf der Wölbungen geweckten

Fig.92



Spannungen nicht, sondern verschwinden stets auf den Scheiben, und die Riemen erholen sich immer wieder zum Ausgangszustand.

Ein Riemen wird nun unbegrenzt lange Zeit und ohne Nachspannung arbeiten können, wenn

$$\lambda = \lambda_{,} + \lambda_{,,} + \lambda_{,,,}$$

die Summe der Nutz-, Biegungs- und Wölbungsdehnungen den Werth von $\frac{1}{50}$ nicht übersteigt. Wäre beispielsweise (Riemen siehe Text S. 294):

$D = 3000$, $W = 15$, $S = 0{\cdot}35$, Riemenbreite 450, Pferde 203,
$d = 1500$, $w = 10$, $\delta = 10$, Riemengeschwind. $28{\cdot}3\,m$ p. Sec.,

so würde $\lambda_{,} = \frac{\cdot 35}{30} = \frac{1}{86}$, $\lambda_{,,} = \frac{10}{1500} = \frac{1}{150}$

$\lambda_{,,,} = \frac{1}{600}$ und $\lambda_{,} + \lambda_{,,} + \lambda_{,,,} = \frac{1}{50}$, also trotz der ungewöhnlich hohen Beanspruchung von $S = {\cdot}35$ Kilogr. völlig zutreffend.

Hätte man aber die Wölbung der kleinen Scheibe gleich jener der großen $= 15\,mm$ gemacht, so würde sich $\lambda_{,,,}$ auf $\frac{1}{201}$ und die Totalstreckung örtlich auf $\frac{1}{46}$ erheben und den Grenzwerth überschreiten. Kleinere Scheiben können nur dann gut arbeiten, wenn S die Nutzspannung in jenem Maße kleiner gehalten bleibt, als Biegung und Wölbung bemerkbarer werden. Beispielsweise

$D = 1500,\quad W = 7,\quad S = \cdot 2,$ Riemenbreite 200, Pferde 13,

$d = 500,\quad w = 7,\quad \delta = 5,$ Riemengeschwind. 10 m per Secunde,

so würde $\lambda_{,} = \frac{\cdot 2}{30} = \frac{1}{150}, \qquad \lambda_{,,} = \frac{5}{500} = \frac{1}{100}$

$$\lambda_{,,,} = \frac{1}{107}, \quad \text{also} \quad \lambda_{,} + \lambda_{,,} + \lambda_{,,,} = \frac{1}{37}$$

und der Riemen wird trotz seiner geringen Nutzspannung häufiges Nachspannen bedürfen und vorzeitig enden.

Würden aber die Wölbungen hier nur $W = w = 2^1/_2\,mm$ betragen, so würde der Riemen bei $\lambda_{,,,} = \frac{1}{300}$ nur $\frac{1}{50}$ Totalstreckung erfahren und dauerhaft sein.

Je nachdem die kleine oder große Scheibe treibend ist, beginnt das Verderben in der Mitte oder am Rande.

Man erkennt, wie gefährlich für den Bestand eines Riemens das Wölben der Scheiben werden kann. Allerdings ist es bei schlechten Monturen ein bequemes Mittel, deren ungenaue Arbeit zu verbergen, aber je besser die Montirung, desto geringer kann und soll die Scheibenwölbung sein.

Ein geringes Wölben der getriebenen Scheibe sichert schon das stramme Anliegen an den Rändern des auflaufenden Riemens selbst bei ganz flacher Form der treibenden Scheibe; sollen beide Scheiben gewölbt sein, so sind die Wölbungen desto geringer zu machen, je stärker das Uebersetzungsverhältniss und je kleiner der Scheibendurchmesser wird. Wird das zweite Glied im Nenner der Formeln für $\lambda_{,,,}$ vernachlässigt, so würde sich für gleiche Wölbungen beider Scheiben ($W = w$) ergeben:

$$W = w = \lambda_{,,,} \frac{D}{i - 1}$$

wobei $\lambda_{,,,}$ die relative, noch zulässige Streckung durch die Wölbungen bedeutet. Man kann aber ganz wohl die eine Scheibe stärker wölben, wenn nur das relative Dehnungsverhältniss

$$\lambda_{,,,} = \pm \frac{W - i\,w}{D + W}$$

jene Grenze nicht überschreitet, welche sich aus

$$\lambda_{,,,} = \frac{1}{50} - \left(\frac{S}{E} + \frac{\delta}{D_1}\right) \text{ ergibt.}$$

Der kleine Rückblieb, den die getriebene Scheibe durch die Streckung des geradlaufenden Riemens unter der Treibspannung erfährt, hat keinen Einfluss auf die Spannungsverhältnisse, und mag im Uebersetzungsverhältniss i mit enthalten sein.

Was die Untersuchung zeigen sollte, ist das Ergebniss, dass die Wölbungen der Scheiben keine willkürlichen sein dürfen, und dass insbesondere bei verlangten großen Umlaufgeschwindigkeiten der anzutreibenden Wellen, d. i. starken Uebersetzungen i, die beliebten Wölbungshöhen den Bestand der Riemen bedrohen und ihre Dauer verkürzen. Je größer die Uebersetzung sein muss, desto weniger gewölbt dürfen die Scheiben sein. Allerdings muss hiezu, d. i. um trotz geringen Wölbungen dem Abfallen der Riemen vorzubeugen, die Ausführung und Montirung zu höherer Genauigkeit gebracht werden; doch dies ist die Grundbedingung für jeden Anstieg mit der Geschwindigkeit in unseren Maschinen, welcher nicht auf Kosten der Sicherheit oder Lebensdauer, sondern organisch begründet erfolgen soll.