

### Die Knicksicherheit des lückenlosen Gleises.

Von Dr. Ing. v. Gruenewaldt, Privatdozent an der Technischen Hochschule Karlsruhe.

Die praktischen Versuche<sup>1)</sup> über das Verhalten des Gleises unter dem Einfluß von Längskräften, die im Institut für Straßen- und Eisenbahnwesen von Professor Dr. Ing. Ammann in den letzten Jahren durchgeführt wurden und weiter durchgeführt werden, gaben dem Verfasser, der an diesen Versuchen mitarbeitete, die Veranlassung, sich eingehender mit dem Problem der Knicksicherheit des Gleises zu beschäftigen.

Im lückenlos verlegten Gleis entstehen infolge von Temperaturänderung Spannungen, die ein recht bedeutendes Maß annehmen können: eine Temperaturänderung von  $\pm 45^{\circ}\text{C}$ , etwa das in unseren Breiten mögliche Maximum, ruft in der Schiene eine Spannung von  $\pm 1135\text{ kg/cm}^2$  hervor, was z. B. in der Schiene S 49 einer Achsenkraft von rund  $\pm 70\text{ t}$  entspricht.

Die Frage, ob das Eisenbahngleis imstande ist, derartige Längskräfte unschädlich zu verarbeiten, d. h. ohne Schienenbrüche bei auftretenden Zugkräften (Temperaturabnahme) und ohne Ausknicken bei Druckkräften (Temperaturzunahme), ist noch keineswegs geklärt.

Doch ist hierfür schon wertvolle Vorarbeit geleistet worden; es sei nur auf die Aufsätze von Wattmann<sup>2)</sup>, Nemcsek<sup>3)</sup>, Wöhrl<sup>4)</sup> und Kayser<sup>5)</sup> hingewiesen, die alle zur Klärung von Teilproblemen des ganzen Fragenkomplexes beigetragen haben.

Durch die obenerwähnten Versuche wurde die Größe der Widerstände gegen Längs- und Querverschiebung des Gleises ermittelt und zwar beim

Reichs-Oberbau B auf Eisenschwellen  
Widerstand gegen Längsverschiebung . . . rund 1200 kg/m  
Widerstand gegen Querverschiebung . . . rund 1200 kg/m

Reichs-Oberbau K auf Holzschwellen  
Widerstand gegen Längsverschiebung . . . rund 800 kg/m  
Widerstand gegen Querverschiebung . . . rund 800 kg/m

Diese Werte sind wesentlich höher als bisher angenommen wurde (100 bis 250 kg/m).

Mit Hilfe dieser Werte kann die Knicksicherheit eines lückenlosen Gleises recht genau<sup>6)</sup> berechnet werden.

Ein Gleis kann unter der Einwirkung von Längskräften sowohl nach oben, wie nach den Seiten ausknicken. Ein Ausknicken des Gleises nach unten ist wegen des Widerstandes der Bettung ausgeschlossen. Der Widerstand des Gleises gegen seitliche Verschiebung beträgt ein Vielfaches des Widerstandes gegen Hochheben (Gleisgewicht und Reibung zwischen Schwellen und Bettung, welcher letzterer Wert im folgenden vernachlässigt

<sup>1)</sup> Organ 1928, S. 308 ff.; 1929, S. 239 ff. und S. 471 ff.

<sup>2)</sup> Organ 1928, S. 191 ff.; 1930, S. 192 ff.

<sup>3)</sup> Organ 1928, S. 305 ff.

<sup>4)</sup> Organ 1927, S. 1 ff., 21 ff. und S. 384 ff.

<sup>5)</sup> Organ 1916, S. 91 ff.

<sup>6)</sup> Die Berechnungen von de Vries-Broekmann (nach dem Referat von Wöhrl a. a. O.) und von Kayser berücksichtigen diese Widerstände gar nicht oder nur sehr ungenau, enthalten auch einige andere Ungenauigkeiten, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll, die aber beim Vergleich mit der nachstehenden Berechnung leicht zu finden sind. Es sei hier aber ausdrücklich betont, daß diese Abhandlungen trotzdem sehr wertvoll sind, da sie gezeigt haben, auf welche Weise die Berechnung der Knickfestigkeit des Gleises durchzuführen ist.

werden soll.) Das Trägheitsmoment des Gleises bezogen auf die senkrechte Schwerachse ist wohl auch erheblich größer als das auf die waagerechte Achse bezogene. Es ist daher wahrscheinlich, daß der Knickvorgang zunächst durch ein Ausbiegen des Gleises nach oben eingeleitet wird, und erst dann, wenn das Gleis soweit aus der Bettung herausgehoben ist, daß der seitliche Widerstand der Bettung verschwunden oder doch sehr klein geworden ist, ein Ausbiegen oder Ausknicken des Gleises nach der Seite möglich wird.

#### I. Knicksicherheit in senkrechter Richtung.

Daher soll zunächst die Möglichkeit des Ausknickens in vertikaler Richtung untersucht werden, wobei zu ermitteln ist, wie groß das Gewicht des Gleises mindestens sein muß, damit ein Gleichgewichtszustand bei einer gegebenen Achsenkraft möglich ist, ein Ausknicken also nicht erfolgt.

Mit zunehmender Temperatur entsteht in den Schienen eine Druckkraft, die der Temperatursteigerung proportional ist, und schließlich eine Größe erreicht, bei der das Gleis auf einer gewissen Länge nach oben ausweicht — ein Ausweichen nach unten ist, wie schon ausgeführt, unmöglich. Ein Ausweichen nach oben findet erst dann statt, wenn die Achsenkraft größer wird als die Eulersche Knickkraft für ein Gleis von der Länge des sich ausbiegenden Gleisstücks. Solange die Achsenkraft kleiner ist als diese Eulersche Knickkraft, bleibt das Gleis gerade.

Bei diesem Ausweichen nach oben geht nun folgendes vor sich: die nach oben ausgewichene Schiene dehnt sich, d. h. ihre Länge nimmt zu und die in ihr durch die Temperaturänderung hervorgerufene Druckkraft nimmt entsprechend ab; infolge dieser Spannungsabnahme findet eine Dehnung der beiderseits nicht ausgebogenen Schienenteile statt, wodurch die Sehne der ausgebogenen Schiene verkürzt wird. Beim Ausweichen nach oben muß das Gewicht des Gleises gehoben werden, wobei die Schiene gleichzeitig gebogen wird.

Im folgenden bezeichne:

$P_t$  = die in dem nicht ausgebogenen Teil des Gleises herrschende Achsenkraft in kg ( $P_t = \alpha E F \Delta t$ ),

$P_e$  = die im ausgebogenen Teil des Gleises herrschende Achsenkraft in kg ( $P_t \geq P_e > 0$ ),

$g$  = das Gewicht des Gleises in kg/cm,

$E$  = die Elastizitätszahl in kg/cm<sup>2</sup>,

$F$  = den doppelten Schienenquerschnitt in cm<sup>2</sup>,

$J$  = das Trägheitsmoment des Gleises bezogen auf die waagerechte Schwerachse in cm<sup>4</sup> = dem doppelten Trägheitsmoment der Schiene,

$l$  = die Länge der Sehne der Biegelinie des ausgebogenen Teils des Gleises in cm,

$\lambda_1$  = die Verlängerung des sich ausbiegenden Teils des Gleises infolge der Entspannung von  $P_t$  auf  $P_e$  in cm

$$\lambda_1 = \frac{(P_t - P_e) l}{E F} \quad 7) \quad \dots \quad 1)$$

$L$  = die Länge des nicht ausgebogenen Teils des Gleises in cm,

<sup>7)</sup> Wegen des sehr kleinen Wertes des Verhältnisses  $\frac{\lambda_1}{l}$  und

$\frac{\lambda_2}{L}$  kann  $l + \lambda_1 = l$  und  $L + \lambda_2 = L$  gesetzt werden.

$\lambda_2$  = die Verlängerung des nicht ausgebogenen Teils des Gleises in cm = der Verkürzung der Sehnenlänge der Biegelinie,

$\Delta l$  = den Unterschied zwischen Bogenlänge und Sehnenlänge des ausgebogenen Gleises in cm  
 $\Delta l = \lambda_1 + \lambda_2$  2)

f = die größte Ausbiegung in der Mitte der Länge l in cm,  
 x, y = die Koordinaten eines Punktes der Biegelinie des ausgebogenen Gleises, wobei der Koordinatenanfangspunkt am linken Ende des ausgebogenen Teils der Schiene liegt.

Die Form der Biegelinie ist genügend genau<sup>8)</sup> durch die Gleichung:

$$y = f \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{l} = \frac{f}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right) \dots 3)$$

bestimmt (Abb. 1). Das ausgebogene Gleisstück stellt sich also als beiderseits eingespannter Träger dar.

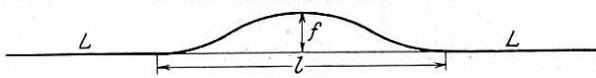


Abb. 1.

Damit nach dem Ausbiegen des Gleises ein Gleichgewicht möglich ist, muß die Arbeit der äußeren Kräfte gleich der Arbeit der inneren Kräfte bei diesem Vorgang sein, also

$$A_p - A_h = A_b - A_d \dots 4)$$

Hier bedeutet:  $A_p$  = die Arbeit infolge der Verschiebung der Achsenkraft, die dabei von  $P_t$  auf  $P_e$  abnimmt, um den Weg  $\lambda_2$ ;  $A_h$  = die Arbeit der Hebung des Gleisgewichts auf die Höhe der Biegelinie;  $A_d$  = die freiwerdende innere Arbeit infolge der Abnahme der Achsenkraft in den ausgebogenen Schienen;  $A_b$  ist die Biegearbeit.

Es sei vorerst angenommen, daß das Gleis reibungslos gelagert ist, dann ist

$$\lambda_2 = \frac{(P_t - P_e) L}{EF} \dots 5)$$

Die mittlere Achsenkraft während der Dehnung des nicht ausgebogenen Teils des Gleises ist

$$\frac{P_t + P_e}{2},$$

denselben Wert hat die mittlere Achsenkraft während der Dehnung des ausgebogenen Gleises.

Die gesamte Arbeit zur Hebung des Gleisgewichts, das sich naturgemäß während des ganzen Vorgangs nicht ändert, beim Ausbiegen nach oben ist:

$$A_h' = \int_0^l g y dx.$$

Von dieser Arbeit dient aber nur ein Teil  $k \cdot A_h'$  zur Hebung des Gleises in die Endlage, der Rest wird, da die Ausbiegung plötzlich erfolgt, zur Beschleunigung der Masse des Gleises verbraucht, die potentielle Energie wird beim Freiwerden z. T. in kinetische Energie umgesetzt.

Der vorliegende Fall entspricht dem eines Trägers, der zuerst auf seiner ganzen Länge unterstützt war und der sich unter dem Einfluß seines Eigengewichts plötzlich durchbiegt, nachdem diese Unterstützung bis auf zwei Einzelstützen an den Enden plötzlich entfernt wurde, für welchen Fall der Koeffizient  $k$  bekanntlich gleich  $\frac{1}{2}$  ist ( $\frac{1}{k} = 2$  ist der dynamische Faktor bei plötzlichem Auftreten der Belastung in voller Größe aber ohne Geschwindigkeit). Ebenso ist  $k$  im vorliegenden Fall gleich  $\frac{1}{2}$ , ein weiterer Beweis dafür wird noch in der Fußnote 11 erbracht.

<sup>8)</sup> Ist  $l'$  die Länge des ausgebogenen Teils des Gleises vor der Ausbiegung, so ist nach der Ausbiegung die Bogenlänge  $s = l' + \lambda_1$ , die Sehnenlänge  $l = l' - \lambda_2$ , daher  $\Delta l = s - l = \lambda_1 + \lambda_2$ .

<sup>9)</sup> Exakt bei Wirkung der Achsenkraft allein.

Es ist also der Teil der Arbeit des Gleisgewichts, der zur Erreichung des Gleichgewichtszustandes verbraucht wird, die nutzbare Arbeit bei der Hebung des Gleises

$$A_h = \frac{1}{2} A_h' = \frac{1}{2} \int_0^l g y dx \dots 6)$$

Die Biegearbeit ist bekanntlich:

$$A_b = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2}{EJ} dx \dots 7)$$

Die Arbeitsgleichung kann nun geschrieben werden:

$$\frac{P_t + P_e}{2} \lambda_2 - \frac{1}{2} \int_0^l g y dx = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2}{EJ} dx - \frac{P_t + P_e}{2} \lambda_1 \dots 4')$$

oder da  $\lambda_1 + \lambda_2 = \Delta l$

$$\frac{P_t + P_e}{2} \cdot \Delta l - \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2}{EJ} dx = \frac{1}{2} \int_0^l g y dx \dots 8)$$

Der Unterschied zwischen Bogenlänge und Sehnenlänge ergibt sich bekanntlich mit guter Annäherung zu

$$\Delta l = \frac{1}{2} \int_0^l \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 dx;$$

im vorliegenden Fall bei  $y = \frac{f}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right)$  also zu

$$\Delta l = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{f^2 \pi^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{2\pi x}{l} dx = \frac{\pi^2 f^2}{4 \cdot l} \dots 9)$$

woraus die größte Ausbiegung in der Mitte des Bogens zu:

$$f = \frac{2}{\pi} \sqrt{l \cdot \Delta l} \dots 10)$$

ermittelt wird.

Die Biegearbeit ist bei  $M = \frac{d^2 y}{dx^2} \cdot EJ$

$$A_b = \frac{1}{2} \int_0^l \left( \frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 EJ dx$$

im vorliegenden Falle also

$$A_b = \frac{EJ}{2} \int_0^l \frac{4 f^2 \pi^4}{l^4} \cos^2 \frac{2\pi x}{l} dx = \frac{f^2 \pi^4 EJ}{l^3} \dots 11)$$

Dieser Ausdruck kann auch

$$\frac{f^2 \pi^2}{4l} \times \frac{4 \pi^2 EJ}{l^2}$$

geschrieben werden. Wird der Kürze halber die Eulersche

Knickkraft<sup>10)</sup>  $\frac{4 \pi^2 EJ}{l^2} = P_k$  gesetzt, so wird:

$$A_b = P_k \cdot \Delta l \dots 11')$$

Die nutzbare Hebearbeit

$$A_h = \frac{1}{2} \int_0^l g y dx = \frac{g f}{2} \int_0^l \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx = \frac{g f l}{4}$$

oder nach Einsetzen des Wertes von f aus der Gl. 10)

$$A_h = \frac{g l}{2 \pi} \sqrt{l \cdot \Delta l} \dots 12)$$

Die Gleichung 8) lautet nun:

$$\left( \frac{P_t + P_e}{2} - P_k \right) \Delta l = \frac{g l}{2 \pi} \sqrt{l \cdot \Delta l} \dots 8')$$

woraus sich das zur Ermöglichung des Gleichgewichtszustandes erforderliche Gleisgewicht ergibt:

<sup>10)</sup> Aus der Form der Biegelinie ist, wie schon betont, ersichtlich, daß der vorliegende Fall der Knickung eines Trägers mit beiderseits eingespannten Enden entspricht.

$$g = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{\Delta l}{l} (P_t + P_e - 2 P_k)} \dots 13)$$

Nach Einsetzen des Wertes von  $\Delta l$  aus Gl. 1), 2) und 5):

$$\Delta l = \lambda_1 + \lambda_2 = \frac{(P_t - P_e)}{E F} (1 + L)$$

und Ersatz von  $L$  durch  $(n - 1)l$ , wo  $n$  eine beliebige positive Zahl sein kann, in Gl. 13) ergibt sich:

$$g = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{n(P_t - P_e)}{E F}} (P_t + P_e - 2 P_k) \dots 14)$$

Es ist nun der Wert der im ausgebogenen Gleis verbleibenden Achsenkraft  $P_e$  zu bestimmen, bei dem das Gewicht  $g$  ein relatives Maximum wird; dies geschieht durch Differentiation der Gl. 14) nach  $P_e$ , Gleichsetzen des Differentialquotienten mit Null und Auflösen dieser Gleichung nach  $P_e$ .

Dieser Wert von  $P_e$  ergibt sich zu

$$P_e = \frac{P_t + 2 P_k}{3} \dots 15)$$

und es wird daher

$$g = \frac{4 \pi \sqrt{2 n}}{3 l \sqrt{3 E F}} (P_t - P_k)^{3/2} \dots 16)$$

Um die Sehnenlänge des ausgebogenen Gleises  $l$  zu bestimmen, für die  $g$  ein Höchstwert wird, muß

$$\frac{dg}{dl} = 0$$

gesetzt und die Gleichung nach  $l$  aufgelöst werden, woraus

bei  $P_k = \frac{4 \pi^2 E J}{l^2}$  die Sehnenlänge

$$l = 4 \pi \sqrt{\frac{E J}{P_t}} \dots 17)$$

gefunden wird.

Nach Einsetzen dieses Wertes von  $l$  in Gl. 16) ergibt sich das Gleisgewicht, das erforderlich ist, damit ein Gleichgewichtszustand des ausgebogenen Gleises möglich ist, zu

$$g = \frac{0,177 \sqrt{n}}{E \sqrt{F \cdot J}} P_t^2 \dots 18)$$

<sup>11)</sup> Beim endlichen Stab, der sich unter dem Einfluß einer Achsenkraft  $P_t$  und einer der Ausbiegung entgegengesetzt gerichteten auf die Sehnenlänge der Biegelinie  $l$  gleichmäßig verteilten Belastung  $g$  ausbiegt, ist die Achsenkraft auch im ausgebogenen Zustand  $P_t$ , es ist also  $P_e = P_t$  und die Gleichung 13) nimmt die Form an

$$g = \frac{2 \pi}{l} \sqrt{\frac{\Delta l}{l}} (P_t - P_k) \dots a)$$

oder mit  $\Delta l = \frac{f^2 \pi^2}{4 l}$

$$g = \frac{\pi^2}{l^2} ((P_t - P_k) \cdot f \dots b)$$

Aus der Differentialgleichung der Biegelinie für diesen Fall

$$E J \frac{d^2 y}{dx^2} = -M_0 - P_t y + \frac{g}{2} (1 x - x^2) \dots c),$$

wo  $M_0$  das Einspannmoment ist, ergibt sich

$$y = \frac{g l}{2 P_t \omega} \left[ \omega \left( x - \frac{x^2}{l} \right) + (1 - \cos \omega x) \operatorname{ctg} \frac{\omega l}{2} - \sin \omega x \right] \dots d),$$

worin

$$\omega = \sqrt{\frac{P_t}{E J}}$$

woraus sich die größte Durchbiegung in Stabmitte

$$f = \frac{g l}{2 P_t} \left[ \frac{1}{4} - \frac{1}{\omega} \operatorname{tg} \frac{\omega l}{4} \right] \dots e)$$

und die erforderliche Belastung

$$g = \frac{2 P_t}{\frac{1}{4} - \frac{1}{\omega} \operatorname{tg} \frac{\omega l}{4}} \cdot f \dots f)$$

ergibt.

Dieser Wert von  $g$  stimmt, wie durch Einsetzen verschiedener Vielfacher von  $\pi$  für  $P_t$  in die Gl. f) und a) gezeigt werden kann, sehr genau mit dem nach Gl. a) bestimmten Wert überein. Damit ist der Beweis erbracht, daß auch für den vorliegenden Fall

$$k = \frac{1}{2} \text{ ist.}$$

Beim endlosen reibungslos gelagerten Gleis wäre  $n = \infty$  und damit auch  $g = \infty$ .

Nun ist aber tatsächlich Reibung vorhanden, die bewirkt, daß sich nur ein endlicher Teil des Gleises beiderseits des ausgebogenen Stücks dehnt und zwar auf einer Länge von je  $z_0 \text{ cm}^{12)}$

$$z_0 = \frac{P_t - P_e}{p} \dots 19)$$

wo  $p$  der Widerstand des Gleises gegen Längsverschiebung in  $\text{kg/cm}$  ist; (im ausgebogenen Teil des Gleises wird dieser Widerstand vernachlässigt, wodurch das Ergebnis der Berechnung ungünstiger wird). Die Länge  $L$  wäre also:

$$L = 2 z_0.$$

Infolge der Reibung ist aber die Verlängerung der Strecken

$\Delta z_0$  nicht  $\frac{(P_t - P_e) z_0}{E F}$ , sondern kleiner: sie beträgt<sup>13)</sup>

$$\Delta z_0 = \frac{z_0^2 p}{2 E F}.$$

Um  $n$  zu bestimmen, kann nun eine Ersatzlänge der sich dehrenden Gleisenden:  $z_0'$  eingeführt werden, die ohne Reibung sich um den gleichen Betrag dehnen würde, wie die Länge  $z_0$

bei Reibung. Also  $\Delta z_0 = z_0' \frac{(P_t - P_e)}{E F}$ .

Aus der Gleichsetzung dieser beiden Ausdrücke für  $\Delta z_0$

$$\Delta z_0 = \frac{z_0^2 p}{2 E F} = \frac{z_0' (P_t - P_e)}{E F}$$

ergibt sich die Länge

$$z_0' = \frac{z_0^2 p}{2 (P_t - P_e)} = \frac{z_0}{2} \dots 20)$$

Es wird also die Länge des sich beiderseits des ausgebogenen Stücks dehrenden Gleises

$$L = z_0 = \frac{P_t - P_e}{p} = \frac{2 (P_t - P_k)}{3 p} \dots 21)$$

oder nach Einsetzen von  $l = 4 \pi \sqrt{\frac{E J}{P_t}}$  in  $P_k$

$$L = \frac{P_t}{2 p} \dots 21')$$

und der Beiwert<sup>14)</sup>

$$n = \frac{P_t}{2 p l} + 1 \dots 22)$$

Demnach ist das gesuchte Gewicht des Gleises:

$$g = \frac{0,177 \sqrt{\frac{P_t}{2 p l} + 1}}{E \sqrt{F J}} \times P_t^2 \dots 23)$$

Für ein Gleis aus Schienen S 49 ist

$$F = 2 \times 62,28 = 124,56 \text{ cm}^2$$

$$J = 2 \times 1781 = 3562 \text{ cm}^4.$$

Bei  $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$

$P_t = 140000 \text{ kg}$  (entsprechend einer Temperatursteigerung

$$\Delta t = 45^{\circ})$$

$p = 10 \text{ kg/cm}$  (Mittelwert von Holz- und Eisenschwelle) ergibt sich

$$l = 4 \pi \sqrt{\frac{2100000 \times 3562}{140000}} = 29 \text{ m}$$

$$n = \frac{140000}{2 \times 1000 \times 29} + 1 = 3,41$$

$$g = \frac{0,177 \times \sqrt{3,41} \times 140000^2}{2100000 \sqrt{124,56 \times 3562}} = 458 \text{ kg/m} \dots 23')$$

<sup>12)</sup> S. Organ 1929, S. 240, Gl. 3).

<sup>13)</sup> a. a. O. Gl. 4).

<sup>14)</sup>  $L = (n - 1) l$ , daher  $n = \frac{L}{l} + 1$ .

Das ist nahezu das Doppelte des tatsächlich vorhandenen Gewichts<sup>15)</sup>!

Die Reibung läßt sich auch schon bei der Aufstellung der Arbeitsgleichung berücksichtigen, was mathematisch exakter ist: wird in Gl. 4') für  $\lambda_2$  der Wert von  $2 \Delta z_0$  eingesetzt, so wird:

$$\lambda_2 = 2 \Delta z_0 = \frac{2 z_0^2 p}{2 E F} = \frac{(P_t - P_e)^2}{p E F} \dots 24);$$

dann ist der Unterschied zwischen Bogen- und Sehnenlänge:

$$\Delta l = \frac{(P_t - P_e) \cdot l}{E F} + \frac{(P_t - P_e)^2}{p E F} \dots 25)$$

und es wird das erforderliche Gleisgewicht

$$g = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{P_t - P_e}{E F} + \frac{(P_t - P_e)^2}{p l E F}} (P_t + P_e - 2 P_k) \dots 26)$$

Nun kann in gleicher Weise vorgegangen werden, wie vorstehend ohne Berücksichtigung der Reibung geschehen ist.

Hierbei ergibt sich naturgemäß ein anderer Wert als in Gl. 15) für die Achsenkraft  $P_e$  im ausgebogenen Gleis, bei dem das Gewicht  $g$  ein Maximum wird. Dementsprechend nehmen auch die Sehnenlänge  $l$  und das Gleisgewicht  $g$  selbst andere Werte an.

Eine Durchführung dieser Berechnung führt zu sehr komplizierten Ausdrücken (die Gleichung zur Bestimmung von  $l$  ist sechsten Grades). Es wird daher darauf verzichtet und die Rechnung nur numerisch für das Gleis aus Schienen S 49 unter den gleichen Annahmen wie bisher durchgeführt.

Wird in Gl. 26) die Abnahme der Achsenkraft

$$P_t - P_e = x$$

gesetzt, so nimmt diese Gleichung folgende Form an:

$$g = \frac{\pi}{\sqrt{p E F}} \sqrt{p x + \frac{x^2}{l} \left( \frac{2 P_t - x}{1} - \frac{8 \pi^2 E J}{l^3} \right)} \dots 26')$$

Durch Differenzieren von  $g$  nach  $l$  und Gleichsetzen des Differentialquotienten mit Null ergibt sich zur Bestimmung von  $l$  folgende Gleichung:

$$l^2 + l \frac{1,5 x}{p} = \frac{24 \pi^2 E J}{2 P_t - x} + \frac{28 \pi^2 E J x}{p l (2 P_t - x)} \dots 27)$$

In dieser Gleichung ist aber noch  $x$  unbekannt.  $x$  liegt zwischen den Grenzen von 0 und  $P_t$ . Wird nun für  $x$  gesetzt  $\alpha \cdot P_t$ , wobei  $1 \geq \alpha \geq 0$ , und für eine Anzahl von Werten  $\alpha \cdot P_t$  die Länge  $l$  bestimmt (am einfachsten graphisch), so ergeben sich durch Einsetzen der zusammengehörigen Werte von  $x$  und  $l$  in die Gl. 26') Werte von  $g$ , aus denen der Höchstwert  $g_{max}$  zu bestimmen ist. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in der Tab. 1 zusammengestellt.

Tabelle 1.

x	l in m	g in kg/m
0,9 $P_t$ . . . . .	30,5	460
0,8 $P_t$ . . . . .	29,2	480
0,7 $P_t$ <sup>16)</sup> . . . . .	28,1	492
0,6 $P_t$ . . . . .	26,9	482
0,5 $P_t$ . . . . .	26,3	464
0,4 $P_t$ . . . . .	25,6	426
0,3 $P_t$ . . . . .	25,0	372

Der auf diese Weise mathematisch exakter bestimmte Wert von 492 kg/m ist also um rund 7,5% größer als der durch Gl. 23') gefundene. Dieser Unterschied ist recht gering, so daß die Bestimmung des Gleisgewichts nach Gl. 23) als genügend

<sup>15)</sup> Reichsoberbau B auf Eisenschwellen - 235 kg/m, Reichsoberbau K auf Eisenschwellen - 242 kg/m, Reichsoberbau K auf Holzschwellen - 255 kg/m.

<sup>16)</sup> Bei der angenäherten Berechnung ergab sich  $P_e = \frac{P_t}{2}$ .

genau angesehen werden kann. Dies erscheint um so mehr zulässig, als ja der Wert für  $g$  durch Vernachlässigung der Reibung im ausgebogenen Teil des Gleises zu groß ermittelt wurde.

**II. Knicksicherheit in waagerechter Richtung.**

Nachdem das Gleisgewicht  $g$  bestimmt worden ist, das gerade ausreicht, um ein Ausknicken des Gleises nach oben zu verhindern, ist weiter zu untersuchen, wie groß der Widerstand  $p_v$  des Gleises gegen seitliche Verschiebung, der als konstant angenommen wird, sein muß, damit ein seitliches Ausknicken nicht stattfinden kann.

Beim seitlichen Ausweichen des Gleises infolge der Einwirkung der Achsenkraft  $P_t$  sind verschiedene Formen der Biegelinie möglich:

1. Die Ausbiegung kann nur nach einer Seite in Form einer halben Welle erfolgen, welche die gleiche Form hat, wie bei der Ausbiegung nach oben, dem Hochheben des Gleises (Abb. 1). In diesem Fall ergibt sich der zur Ermöglichung eines Gleichgewichtszustandes erforderliche seitliche Widerstand zu

$$p_v = \frac{0,177 \sqrt{n}}{E \sqrt{F J_1}} P_t^2 \dots 28)$$

worin  $J_1$  das Trägheitsmoment des Gleises, bezogen auf die senkrechte Schwerachse darstellt.

Wird angenommen, daß  $J_1 = J$ , das Trägheitsmoment des Gleises bezogen auf die senkrechte Schwerachse dem auf die waagerechte Schwerachse bezogenen gleich ist, so ist der erforderliche seitliche Widerstand des Gleises gleich dem zur Verhinderung des senkrechten Ausknickens notwendigen Gleisgewicht

$$p_v = g \dots 29)$$

Für einen Oberbau aus Schienen S 49 muß dieser seitliche Widerstand also nach Gl. 23')

$$p_v = 458 \text{ kg/m}$$

betragen.

2. Eine Form, die die Biegelinie beim Ausweichen nach beiden Seiten (S-Kurve) annehmen kann ist in Abb. 2 dar-

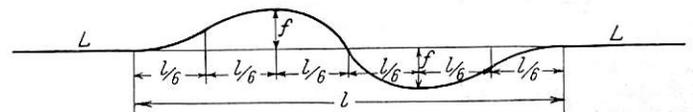


Abb. 2.

gestellt. Diese Kurve läßt sich angenähert durch drei Gleichungen bestimmen und zwar von

$$x = 0 \text{ bis } x = \frac{1}{3} \text{ ist}$$

$$y_1 = \frac{1}{2} f \left( 1 - \cos \frac{3 \pi x}{l} \right) \dots 30)$$

von

$$x = \frac{1}{3} \text{ bis } x = \frac{2l}{3} \text{ ist}$$

$$y_2 = -f \cdot \cos \frac{3 \pi x}{l} \dots 30_2)$$

und von

$$x = \frac{2l}{3} \text{ bis } x = l \text{ ist}$$

$$y_3 = -\frac{1}{2} f \left( 1 + \cos \frac{3 \pi x}{l} \right) \dots 30_3)$$

Diese Linie hat die Ordinate Null für  $x = 0$ ,  $x = \frac{1}{2}$  und

$x = l$ , sie hat Scheitelpunkte bei  $x = 0$ ,  $x = \frac{1}{3}$ ,  $x = \frac{2l}{3}$  und

$x = l$ , Wendepunkte bei  $x = \frac{1}{6}$ ,  $x = \frac{l}{2}$  und  $x = \frac{5l}{6}$ .

Die Berechnung kann in ähnlicher Weise durchgeführt werden wie für den Fall des Ausbiegens nach oben.

Die durch die Gl. 1), 2) und 4), 5) dargestellten Beziehungen bleiben unverändert bestehen, ebenso ist die nutzbare Arbeit zur Überwindung des seitlichen Widerstandes gleich der Hälfte der gesamten zum plötzlichen Verschieben erforderlichen Arbeit

$$A_v = \frac{1}{2} A_v',$$

gleichwie die nutzbare Hebearbeit die Hälfte der gesamten Hebearbeit ist.

Für diese Biegelinie wird der Unterschied zwischen Bogen- und Sehnenlänge

$$\Delta l = \frac{1}{2} \int_0^{\frac{1}{3}} \left(\frac{dy_1}{dx}\right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_{\frac{1}{3}}^{\frac{2}{3}} \left(\frac{dy_2}{dx}\right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_{\frac{2}{3}}^1 \left(\frac{dy_3}{dx}\right)^2 dx \dots 31)$$

$$\Delta l = \frac{9 \pi^2 f^2}{2 l^2} \left[ \frac{1}{4} \int_0^{\frac{1}{3}} \sin^2 \frac{3 \pi x}{l} dx + \int_{\frac{1}{3}}^{\frac{2}{3}} \sin^2 \frac{3 \pi x}{l} dx + \frac{1}{4} \int_{\frac{2}{3}}^1 \sin^2 \frac{3 \pi x}{l} dx \right] = \frac{9 \pi^2 f^2}{8 l} \dots 31)$$

wodurch die größte Bogenhöhe ist:

$$f = \frac{2}{3 \pi} \sqrt{2 l \cdot \Delta l}$$

Die Biegearbeit wird:

$$A_b = \frac{81 \pi^4 f^2}{2 l^4} E J_1 \left[ \frac{1}{4} \int_0^{\frac{1}{3}} \cos^2 \frac{3 \pi x}{l} dx + \int_{\frac{1}{3}}^{\frac{2}{3}} \cos^2 \frac{3 \pi x}{l} dx + \frac{1}{4} \int_{\frac{2}{3}}^1 \cos^2 \frac{3 \pi x}{l} dx \right] = \frac{81 \pi^4 f^2}{8 l^3} E J_1 \dots 32)$$

oder

$$A_b = 2,25 P_k \Delta l \dots 32')$$

wo  $P_k = \frac{4 \pi^2 E J_1}{l^2}$  gesetzt wird.

Die nutzbare Verschiebearbeit wird

$$A_v = p_v f \left[ \frac{1}{2} \int_0^{\frac{1}{3}} \left(1 - \cos \frac{3 \pi x}{l}\right) dx - \int_{\frac{1}{3}}^{\frac{2}{3}} \cos \frac{3 \pi x}{l} dx \right] = \frac{p_v f l}{3} \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \right)$$

oder

$$A_v = \frac{p_v f l}{3,66} \dots 35)$$

Die Arbeitsgleichung lautet nun nach Einsetzen des Wertes von f aus Gl. 32) in Gl. 35) entsprechend Gl. 8')

$$\left( \frac{P_t + P_e}{2} - 2,25 P_k \right) \Delta l = \frac{2 p_v l}{3,66 \times 3 \pi} \sqrt{2 l \cdot \Delta l} \dots 36)$$

woraus sich der seitliche Widerstand entsprechend Gl. 13) ergibt

$$p_v = \frac{1,95 \pi}{l} \sqrt{\frac{\Delta l}{l}} (P_t + P_e - 4,5 P_k) \dots 37)$$

oder entsprechend Gl. 14):

$$p_v = \frac{1,95 \pi}{l} \sqrt{\frac{n (P_t - P_e)}{E F}} (P_t + P_e - 4,5 P_k) \dots 38)$$

Die Werte für die Achsenkraft  $P_e$  im ausgebogenen Gleis und für die Sehnenlänge l, bei denen  $p_v$  seinen Größtwert annimmt, sind entsprechend Gl. 15) und 17):

$$P_e = \frac{P_t + 4,5 P_k}{3} \dots 39)$$

Die Biegearbeit

$$A_b = \frac{E J_1}{2} \left[ \int_0^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d^2 y_1}{dx^2}\right)^2 dx + \int_{\frac{1}{3}}^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d^2 y_2}{dx^2}\right)^2 dx + \int_{\frac{2}{3}}^1 \left(\frac{d^2 y_3}{dx^2}\right)^2 dx \right] \dots 32)$$

und die nutzbare Verschiebearbeit wegen der Gleichheit der beiderseits der Sehne liegenden Flächen

$$A_v = \frac{2 p_v}{2} \left[ \int_0^{\frac{1}{3}} y_1 dx + \int_{\frac{1}{3}}^{\frac{2}{3}} y_2 dx \right] \dots 33)$$

Nach Einsetzen der Werte für y aus den Gl. 30) ergibt sich der Unterschied zwischen Bogen- und Sehnenlänge

und

$$l = 6 \pi \sqrt{\frac{E J_1}{P_t}} \dots 40)$$

Aus Gl. 39) und 40) wird noch gefunden:

$$P_e = \frac{P_t}{2} \dots 41)$$

und

$$P_k = \frac{P_t}{9} \dots 42)$$

Nach Einsetzen der Werte aus Gl. 40) bis 42) in Gl. 38) ergibt sich der erforderliche seitliche Widerstand zu

$$p_v = \frac{1,95 \pi \cdot P_t^2 \sqrt{n}}{6 \pi E \sqrt{2 F J_1}} = \frac{0,231 P_t^2 \sqrt{n}}{E \sqrt{F J_1}} \dots 43)$$

Da die Sehnenlänge l der Biegelinie hier einen anderen Wert hat als im Falle des einseitigen Ausbiegens, und zwar größer ist, so muß die Verhältniszahl n entsprechend kleiner werden.

Für einen Oberbau aus Schienen S 49 ist nach der vorstehend durchgeführten Berechnung entsprechend Gl. 21') die Länge

$$L = 70 \text{ m}$$

Die Sehnenlänge wird bei der Annahme  $J_1 = J$

$$l = 43,5 \text{ m}$$

daher ist

$$n = 2,61$$

und der erforderliche seitliche Widerstand wird

$$p_v = 524 \text{ kg/m.}$$

Dieser Wert ist etwas größer als der für die einseitige Ausbiegung nach einer halben Welle gefundene.

17) Bei der Ausbiegung nach oben ist  $P_k = \frac{P_t}{4}$ .

3. Eine weitere Form, die die Biegelinie des Gleises annehmen kann, ist in Abb. 3 dargestellt — es sind dies zwei gleichgerichtete halbe Wellen hintereinander<sup>18)</sup>.

Die Gleichung dieser Biegelinie lautet:

$$y = \frac{f}{2} \left( 1 - \cos \frac{4\pi x}{l} \right) \dots \dots \dots 44)$$

Für diese Kurve ergibt sich:

Der Unterschied zwischen Bogen- und Sehnenlänge

$$\Delta l = \frac{1}{2} \int_0^l \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 dx = \frac{2\pi^2 f^2}{l^2} \int_0^l \sin^2 \frac{4\pi x}{l} dx = \frac{\pi^2 f^2}{l} \dots 45)$$

woraus die größte Bogenhöhe

$$f = \frac{\sqrt{l \cdot \Delta l}}{\pi} \dots \dots \dots 46)$$

Die Biegearbeit wird:

$$A_b = \frac{E J_1}{2} \int_0^l \left( \frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx = \frac{32 \pi^4 f^2}{l^4} \int_0^l \cos^2 \frac{4\pi x}{l} dx = \frac{16 \pi^4 f^2 E J_1}{l^3} = 4 P_k \Delta l \dots \dots \dots 47)$$

wo

$$P_k = \frac{4 \pi^2 E J_1}{l^2}$$

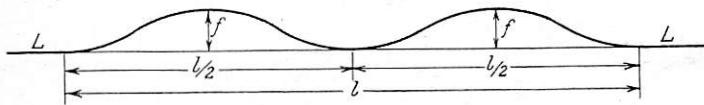


Abb. 3.

Die nutzbare Verschiebearbeit ist:

$$A_v = \frac{1}{2} \int_0^l p_v y dx = \frac{p_v f}{4} \int_0^l \left( 1 - \cos \frac{4\pi x}{l} \right) dx = \frac{p_v f l}{4} \dots 48)$$

Die Arbeitsgleichung nimmt nun entsprechend den Gl. 14) und 38) die Form an

$$p_v = \frac{2\pi \sqrt{n} (P_t - P_e)}{E F} (P_t + P_e - 8 P_k) \dots \dots 49)$$

Die Werte der Achsenkraft  $P_e$  im gebogenen Gleis und der Sehnenlänge  $l$ , für die der erforderliche seitliche Widerstand  $p_v$  ein Maximum wird, sind entsprechend den Gl. 15), 17), 39) und 40)

$$P_e = \frac{P_t + 8 P_k}{3} \dots \dots \dots 50)$$

und

$$l = 8 \pi \sqrt{\frac{E J_1}{P_t}} \dots \dots \dots 51)$$

ferner ist noch aus Gl. 50) und 51)

$$P_e = \frac{P_t}{2} \dots \dots \dots 52)$$

und

$$P_k = \frac{P_t}{16} \dots \dots \dots 53)$$

Der erforderliche seitliche Widerstand wird nach Einsetzen der Werte für  $P_e$ ,  $P_k$  und  $l$  in Gl. 49):

$$p_v = \frac{2 \pi P_t^2 \sqrt{n}}{8 \pi E \sqrt{2 F J_1}} = \frac{0,177 P_t^2 \sqrt{n}}{E \sqrt{F J_1}} \dots \dots 54)$$

Wird zur Berechnung des erforderlichen seitlichen Widerstandes für einen Oberbau aus Schienen S 49 wie bisher die Annahme gemacht, daß die Trägheitsmomente des Gleises bezogen auf die senkrechte und auf die waagerechte Achse einander gleich sind ( $J_1 = J$ ), so ist die Sehnenlänge

$$l = 58 \text{ m.}$$

<sup>18)</sup> Dieser Fall ist auch beim Ausbiegen nach oben denkbar.

Die Verhältniszahl  $n$  wird

$$n = \frac{70}{58} + 1 = 2,21$$

und der erforderliche seitliche Widerstand

$$p_v = 370 \text{ kg/m.}$$

Dieser Wert ist kleiner als der für die vorher untersuchten Fälle ermittelte.

4. Bei einer Ausbiegung des Gleises nach beiden Seiten in Form einer S-Kurve nach Abb. 4 kann die Biegelinie durch zwei Gleichungen dargestellt werden, und zwar von  $x = 0$  bis  $x = \frac{l}{2}$  durch

$$y = \frac{1}{2} f \left( 1 - \cos \frac{4\pi x}{l} \right) \dots \dots \dots 55)$$

und von  $x = \frac{l}{2}$  bis  $x = l$  durch

$$y = -\frac{1}{2} f \left( 1 + \cos \frac{4\pi x}{l} \right) \dots \dots \dots 56)$$

Für beide Kurvenäste werden die Ausdrücke für  $\left( \frac{dy}{dx} \right)^2$  und  $\left( \frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2$  gleich und haben denselben Wert wie im Fall 3).

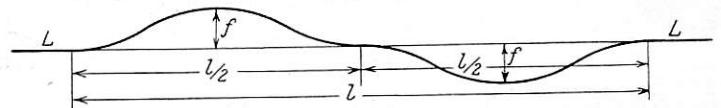


Abb. 4.

Da auch die nutzbare Verschiebearbeit den gleichen Wert hat wie im Fall 3), so ist auch der erforderliche seitliche Widerstand der gleiche wie im Fall 3):

$$p_v = \frac{0,177 P_t^2 \sqrt{n}}{E \sqrt{F J_1}}$$

und für ein Gleis aus Schienen S 49

$$p_v = 370 \text{ kg/m.}$$

5. Es ist noch zu untersuchen, wie groß das Trägheitsmoment des Gleises  $J_1$  bezogen auf die senkrechte Schwerachse sein muß, damit das hochgehobene Gleis nicht noch seitlich ausknickt.

Wird angenommen, daß beim Beginn des Hochhebens des Gleises auf der ausgebogenen Strecke nicht nur der Widerstand des Gleises gegen Längsverschiebung  $p$ , sondern auch der Widerstand gegen Querverschiebung  $p_v$  gleich Null wird, so kann die seitliche Ausbiegung angenähert nach der Eulerschen Formel für die Knickung eines beiderseits eingespannten geraden Stabes von der Länge  $l$  berechnet werden. Es ist also

$$P_t = \frac{4 \pi^2 E J_1}{l^2} \dots \dots \dots 57)$$

Die Länge  $l$  ist bereits in Gl. 17) zu

$$l = 4 \pi \sqrt{\frac{E J}{P_t}}$$

bestimmt worden. Durch Einsetzen dieses Wertes in Gl. 57) ergibt sich

$$J_1 = 4 J \dots \dots \dots 58)$$

Damit ein seitliches Ausknicken des nach oben ausgebogenen Gleises nicht eintritt, muß das Trägheitsmoment des Gleises bezogen auf die senkrechte Schwerachse viermal so groß sein wie das Trägheitsmoment bezogen auf die waagerechte Schwerachse.

### III. Schlußfolgerungen.

Werden die Ergebnisse der vorstehenden Berechnungen für ein Gleis aus Schienen S 49 zusammengestellt, so zeigt sich,

daß bei einer Steigerung der Schienentemperatur um  $45^{\circ}\text{C}$  von der Verlegung an eine Achsenkraft  $P_t = 70\text{ t}$  in jeder Schiene hervorgerufen wird und folgende Gleisgewichte  $g\text{ kg/m}$  und seitliche Widerstände  $p_v\text{ kg/m}$  erforderlich sind, damit ein Ausknicken des Gleises nicht eintritt:

$$\text{Gleisgewicht } g = 458\text{ kg/m}$$

$$\text{Seitlicher Widerstand } p_v = 524\text{ kg/m,}$$

bei Voraussetzung der Gleichheit der Trägheitsmomente des Gleises bezogen auf die senkrechte und waagerechte Schwerachse ( $J_1 = J$ ) für die ungünstigste Form der waagerechten Biegelinie (S-Kurve).

Aus diesen Werten ist ersichtlich, daß bei den gemachten Annahmen ein seitliches Ausknicken des unbefahrenen Gleises bei guter Verlegung nicht zu befürchten ist, da der Widerstand gegen seitliche Verschiebung bei einem Oberbau mit Holzschwellen

$$p_v \approx 800\text{ kg/m}$$

und bei einem Oberbau mit Eisenschwellen

$$p_v \approx 1200\text{ kg/m}$$

ist. Bei einem schlecht verlegten Oberbau, insbesondere auf Holzschwellen, ist die Gefahr schon größer. Die am Institut für Straßen- und Eisenbahnwesen der Technischen Hochschule Karlsruhe durchgeführten Versuche haben für den Reichsoberbau K auf Holzschwellen mit freigelegten Schwellenköpfen, der aber sonst gut verlegt war, einen seitlichen Widerstand von nur

$$p_v = 600\text{ kg/m}$$

ergeben.

Wie stark die Knicksicherheit durch die Verkehrsstöße vermindert wird, läßt sich zahlenmäßig nicht feststellen; bei dem angenommenen Wert für das Trägheitsmoment bezogen auf die senkrechte Schwerachse ( $J_1 = J$ ) würden wohl schon verhältnismäßig geringe Stöße ausreichen, um ein Ausknicken hervorzurufen. Da aber die Verkehrsbelastung, die ja sehr viel größer ist als das Gleisgewicht, dem Hochheben des Gleises entgegenwirkt und auch den Widerstand gegen seitliches Verschieben erhöht, und das Trägheitsmoment bezogen auf die senkrechte Schwerachse wahrscheinlich ein Vielfaches des angenommenen Wertes beträgt, so dürfte auch unter dem Verkehr die Sicherheit des Gleises gegen seitliches Ausknicken gewährleistet sein.

Ganz anders steht es aber mit der Sicherheit gegen senkrechtes Ausknicken — zu seiner Verhinderung ist ein nahezu doppelt so großes Gleisgewicht erforderlich wie tatsächlich vorhanden<sup>19)</sup>. Bei einer Temperatursteigerung von höchstens

<sup>19)</sup> Die bei der Ausbiegung nach oben in der Schiene hervorgerufene Spannung

$$\sigma = -\frac{P_e}{2F_s} \pm \frac{M_{\max}}{W_s} \dots \dots \dots 59)$$

ist recht erheblich. In dieser Gleichung ist  $F_s$  der Schienenquerschnitt in  $\text{cm}^2$  und  $W_s$  das Widerstandsmoment der Schiene bezogen auf die waagerechte Schwerachse in  $\text{cm}^3$ .

Das Biegemoment der Schiene ist

$$M = \frac{d^2y}{dx^2} EJ_s = \frac{2f\pi^2}{l^2} \cdot \cos \frac{2\pi x}{l} \cdot EJ_s$$

wo  $J_s$  das Trägheitsmoment der Schiene bezogen auf die waagerechte Schwerachse ist.

Das größte Biegemoment ist

$$M_{\max} = \pm \frac{2f\pi^2}{l^2} \cdot EJ_s \dots \dots \dots 60)$$

Nach den vorstehenden Berechnungen ist

$$f = \frac{2}{\pi} \sqrt{41,1},$$

$$\Delta l = \frac{(P_t - P_e)(l + L)}{EF}$$

und

$$P_e = \frac{P_t}{2}$$

Es wird also:

$$f = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{2P_t(l + L)}{EF}}$$

etwa  $35^{\circ}$  wäre das Gleis auch gegen Ausknicken nach oben gesichert (bei den gemachten Annahmen Sicherheitsgrad 1)<sup>20)</sup>.

Da mit einer höchsten Schienentemperatur von  $60^{\circ}\text{C}$  gerechnet werden muß, so dürfte demnach das Verlegen des lückenlosen Gleises nicht bei Schienentemperaturen unter  $25^{\circ}$  erfolgen, was sich nur schwer durchführen ließe; zudem müßten dabei bei einer möglichen Abkühlung der Schienen auf  $-30^{\circ}$  zusätzliche Zugspannungen von mehr als  $1390\text{ kg/cm}^2$  zugelassen werden, was zum mindesten sehr unerwünscht wäre.

Durch Einbetten der Schienen würde die Temperatursteigerung vermindert und gleichzeitig das Gleisgewicht um ein Geringes erhöht werden. Hierbei würde wohl für die Oberbauformen mit Schienen S 49 der Sicherheitsgrad 1 erreicht sein. Dieser Sicherheitsgrad kann aber nicht als ausreichend angesehen werden, daher muß bei lückenloser Verlegung des Gleises der Oberbau schwerer gemacht werden, als er jetzt ist.

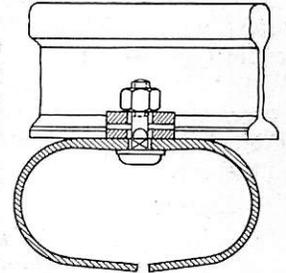


Abb. 5.

Das kann auf verschiedene Weise geschehen, worauf hier nicht näher eingegangen werden soll — einige Andeutungen mögen genügen.

Die Wahl einer schwereren Schiene, die gleichzeitig auch ein größeres Trägheitsmoment hätte, würde sehr große Kosten verursachen und kommt daher wohl kaum in Betracht, außerdem könnte sie auch zu starr werden und sich infolgedessen hart befahren.

Wirtschaftlich durchführbar erscheint dagegen eine Erhöhung des Gewichts der Schwelle, wie z. B. bei der Scheibesehen Hohlschwelle durch Füllen mit Bettungsstoff (Abb. 5), oder bei einer Konstruktion, ähnlich der vom dänischen Ingenieur Wildt<sup>21)</sup> vorgeschlagenen (Abb. 6) — durch Auf-

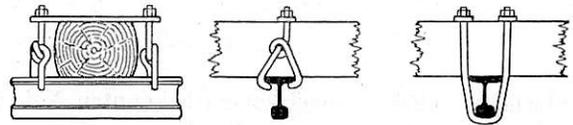


Abb. 6.

hängen von alten Schienen unter den Schwellen, wodurch außer dem Gleisgewicht auch das Trägheitsmoment des Gleises, bezogen auf die waagerechte Schwerachse und der Widerstand gegen seitliche Verschiebung erhöht würden.

Die Verwendung von Betonschwellen (statt eiserner oder hölzerner) würde das Gleisgewicht auch beträchtlich erhöhen. Vollständig knicksicher wäre ein Oberbau auf durchgehender Betonplatte, wobei aber das Problem der elastischen Lagerung und sicheren Befestigung der Schienen noch zu lösen ist.

Für die Schiene S 49 ist:

$$f = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{280000 \times 9900 \times 2900}{2100000 \times 124,56}} = 56\text{ cm}$$

$$M_{\max} = \frac{2 \times 56 \cdot \pi^2}{2900^2} \times 2100000 \times 1781 = 492000\text{ kg/cm}$$

und die größte Spannung in der ausgebogenen Schiene

$$\sigma = -\frac{35000}{62,28} - \frac{492000}{234} = - (560 + 2100) = -2660\text{ kg/cm}^2.$$

<sup>20)</sup> Daß Gleisverwerfungen so selten vorkommen, liegt wohl einmal daran, daß die gemachten Annahmen (vollständiges Verschwinden der Widerstände gegen Längs- und Querverschiebung im ausgebogenen Gleis) zu ungünstig sind, dann aber wohl auch daran, daß so große Temperatursteigerungen, wie der Berechnung zugrunde gelegt, nur ganz ausnahmsweise eintreten. Beim nicht lückenlosen Gleis können natürlich so hohe Spannungen nicht auftreten.

<sup>21)</sup> „Ingeniören“ 1929, Heft 29.

## Die Beanspruchung der Rohrwalzverbindungen eines Heizrohrkessels.

(Übertragung der Ergebnisse auf Kessel verschiedener Bauart.)

Von Dr. Ing. I. Schneider, München.

In meinem Aufsatz mit gleichem Titel, Organ 1930, S. 307, in welchem nur ein Kessel durchgerechnet wurde, empfahl ich nach dem angegebenen Verfahren auch andere Kessel zu berechnen, z. B. einen ungewöhnlich langrohrigen, einen ungewöhnlich kurzrohrigen Kessel, einen Kessel mit Kleinrohrüberhitzer usw. Dies ist mittlerweile für die Spreizkräfte durch mich geschehen. Die Ergebnisse der Rechnung vermitteln weitere Einblicke in die Beanspruchung der Walzstellen und der Rohrwände und sollen daher kurz besprochen werden. Gleichzeitig sei eine Vereinfachung der Formel für den Horizontalschub der Rohre auf die Rohrwände mitgeteilt.

Es war

$s$  = Rohrlänge zwischen den Rohrwänden im kalten Zustand vermehrt um die Ausdehnung der Rohre im Betrieb gegenüber dem Langkessel,

$g$  = Rohrwandentfernung im neuen und kalten Zustand des Kessels vermindert um die Annäherung der Rohrwände infolge Wärmedehnung der Feuerbüchse und elastischer Längenänderung von Feuerbüchse und Kessel im Betrieb,

$h$  = Biegungspfeil der durchgebogenen Rohre im warmen Zustand,

$s - g = \Delta l$ .

Ferner war

$$\frac{2}{5} \cdot \left(\frac{2h}{g}\right)^4 - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{2h}{g}\right)^2 + \left(\frac{s}{g} - 1\right) = 0.$$

Daraus

$$\left(\frac{2h}{g}\right)^2 = \frac{\frac{1}{3} - \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 - \frac{2\Delta l}{5g}}}{\frac{2}{5}} = \frac{5}{6} - \frac{5}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 - \frac{2\Delta l}{5g}}$$

Der Wurzelausdruck kann nach einem bekannten Näherungsverfahren umgestaltet werden, da  $\frac{2}{5} \cdot \frac{\Delta l}{g}$  gegen  $\frac{1}{3}$  sehr klein ist; es ist nämlich

$$\sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 - \frac{2\Delta l}{5g}} = \frac{1}{3} - \frac{2\Delta l}{5g} \cdot \frac{3}{2} = \frac{1}{3} - \frac{3\Delta l}{5g}$$

und damit

$$\left(\frac{2h}{g}\right)^2 = \frac{5}{6} - \frac{5}{6} + \frac{3\Delta l}{2g}$$

also

$$h^2 = \frac{3\Delta l}{2g} \cdot \frac{g^2}{4} = \frac{3g\Delta l}{8}$$

Nachdem gefunden war

$$H = \frac{15E\Theta\Delta l}{8gh^2},$$

läßt sich dies auch schreiben:

$$H = \frac{15E\Theta\Delta l 8}{8 \cdot 3 \cdot g^2 \Delta l} = \frac{5E\Theta}{g^2}.$$

Hier erscheint also der Horizontalschub oder die Spreizkraft nur mehr abhängig von dem Elastizitätsmodul des Rohrwerkstoffes, dem Trägheitsmoment des Rohrquerschnittes und von  $g$ . Letzteres kann mit durchaus genügender Annäherung gleich der Rohrwandentfernung im neuen und kalten Zustand des Kessels gesetzt werden. Die Formel für  $H$  gleicht im Aufbau ganz den Eulerschen Formeln für die Knickbelastung und zwar ist der obige Wert von  $H$  gleich der

halben Knicklast, wenn die beiden Stabenden frei drehbar und in der ursprünglichen Stabachse geführt sind. Bemerkenswert ist, daß  $\Delta l$  in der Formel für  $H$  gar nicht mehr vorkommt. Bei den praktisch immer sehr kleinen Beträgen von  $\Delta l$  bzw.  $\frac{2\Delta l}{5g}$

ist also für die Größe des Horizontalschubes die Rohrlänge und die Annäherung der Rohrwände belanglos. Unmittelbar daraus folgt, daß es keinen Unterschied ausmacht, ob wir es mit kupferner oder eisernen Feuerbüchse zu tun haben, ein Ergebnis, das man von vornherein nicht erwartet. Auch die Frage, ob lange oder breite Büchse, tritt in den Hintergrund.

Setzen wir  $E = 2100000$  für eiserne Rohre,  $\Theta$  in  $\text{cm}^4$  und  $g$  in  $\text{m}$  in die Formel ein, so wird der

$$\text{Horizontalschub oder die Spreizkraft } H = 1050 \frac{\Theta}{g^2}.$$

Mit dieser einfachen Formel für  $H$  und der Formel für  $h$  wurden neun verschiedene Lokomotiven gerechnet. Die maßgebenden Abmessungen, sonstige Angaben, Pfeilhöhen, Druck- und Haftbeanspruchungen sind in der Zusammenstellung enthalten.

Lokomotive 1 lag der Rechnung in Organ 1930 S. 307 zu Grunde.

Lokomotive 2 entspricht in allem der Lokomotive 1, nur ist der Werkstoff der Feuerbüchse Stahl statt Kupfer mit einer Rohrwandstärke von 16 mm. Die Haftbeanspruchung der Rauchrohre in dieser Rohrwand beträgt  $234 \text{ kg/cm}^2$ , ein hoher Wert, der nur bei gutem Aufsitzen der Schulter an der Rohrwand zulässig erscheint und die Schulter stark auf Druck beansprucht. Man ersieht daraus auch, wie empfehlenswert es ist, den Rohrbördel mit der eisernen Wand zu verschweißen. Die Biegungspfeile der Rohre sind wesentlich geringer als beim Kessel mit Kupferbüchse infolge der geringeren Wärmedehnung der Stahlbüchse.

Lokomotive 3 ist die gleiche wie Lokomotive 1 aber mit 6,8 m langen Rohren statt 5,8 m. (Langrohrkessel der deutschen 2 C 1 Einheitslokomotive.) Die Druck- und Haftbeanspruchungen der Rohre und die Durchbiegungen unterscheiden sich nicht wesentlich von jenen der Lokomotive 1.

Lokomotive 4 entspricht der bayerischen Güterzuglokomotive G 3/4 von der Achsanordnung 1 C. Die Rauchrohre biegen sich unter dem Einfluß der Spreizkräfte nicht durch, da ihre elastische Verkürzung ausreicht die Annäherung der Rohrwände auszugleichen.

Lokomotive 5 gibt die Werte für eine Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen mit Eisenbüchse und sehr kurzen Rohren. Der Haftbeanspruchung der Heizrohre ist noch leicht zu genügen, jene der Rauchrohre nimmt bedeutende Werte an. Die Befestigung der Rauchrohre erfolgt bei dieser Lokomotive nach Abb. 1 und 2. An der Rauchkammer sind keine Rillen vorgesehen. Ob dies mit Absicht geschehen ist, um ein Schieben des Rohres in der Rauchkammerrohrwand zu ermöglichen, lasse ich dahingestellt. Man kann sich schwer vorstellen, daß die oft wiederholte Bewegung ganz ohne Spanabhebung erfolgt und daß diese Rohre auf längere Dauer dicht halten. Zwischen Rohr und Lochleibung der Feuerbüchswand liegt ein Kupferring (copper liner oder sleeve). Die Druckbeanspruchung der Rohre in axialer Richtung ist erheblich. Der kurze Garratt-Kessel ist für die Beanspruchung der Einwalzstellen, der Rohre und der Rohrwände ungünstig. Wesentlich besser ist der längere Kessel der sog. Union-Garratt-Bauart (Südafrikan. Pat. 344/26).

Laufende Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Lokomotivgattung . . . . .	Schnellzug	Schnellzug	Schnellzug	Güterzug	Garratt	Nebenbahn	Nebenbahn	Baulokomotive 200 PS	Baulokomotive 50 PS
Werkstoff der Feuerbüchse . . . . .	Kupfer	Stahl	Kupfer	Kupfer	Stahl	Kupfer	Kupfer	Kupfer	Kupfer
Rohrwandentfernung . . . . . m	5,8	5,8	6,8	4,35	3,572	3,2	3,5	2,7	1,9
Heizrohrabmessungen . . . . . mm	49/54	49/54	65/70	45/50	44,7/50,8	39,5/44,5	39,5/44,5	39,5/44,5	39,5/44,5
Rauchrohrabmessungen . . . . . „	135/144	135/144	162/170	125/133	111/120,6	125/133	64/70	—	—
Länge der Feuerbüchse . . . . . m	2,4	2,4	2,5	1,47	2,185	1,15	1,2	0,97	0,62
Spreizkraft der Heizrohre . . . . . kg	420	420	685	583	1076	750	628	1050	2130
„ „ Rauchrohre . . . . . „	13500	13500	16300	9280	21100	16360	3030	—	—
Druckbeanspruchung der Heizrohre . . . kg/cm <sup>2</sup>	105	105	129	154	236	220	185	309	626
„ „ „ Rauchrohre . . . . . „	750	750	780	580	1240	1020	480	—	—
Durchbiegung der Heizrohre . . . . . mm	81	64,3	86,4	51,4	49	38,2	41,2	9,6	12,6
„ „ „ Rauchrohre . . . . . „	50,7	16,2	45,5	0	11	0	32,2	—	—
Stärke der Feuerbüchsenrohrwand . . . . . „	26	16	26	26	15,87	25	26	24	20
„ „ „ Rauchkammerrohrwand . . . . . „	26	26	26	25	22,2	24	25	24	20
Haftbeanspruchung } Feuerbüchsenrohrwand kg/cm <sup>2</sup>	12,9	20,8	15	15,8	45,5	24	19,2	35,7	87
der Heizrohre, } Rauchkammerrohrwand „	8,6	8,6	11	14	28,6	8,0	16,3	29,7	72
Haftbeanspruchung } Feuerbüchsenrohrwand „	145	234	140	101	380	198	62	—	—
der Rauchrohre } Rauchkammerrohrwand „	110	110	113	86	210	157	51	—	—

Lokomotive 6 ist eine Nebenbahnlokomotive mit Kupferbüchse und Großrohrüberhitzer. Der Kessel ist der Lokomotivgattung entsprechend kurz und die Haftbeanspruchungen der Rauchrohre erreichen große Werte, die jene großer Hauptbahnlokomotiven bedeutend übertreffen. Die Rauchrohre bleiben wie bei Lokomotive 4 gerade. Die axiale Druckbeanspruchung der Rauchrohre ist sehr hoch.

Lokomotive 7 ist eine Nebenbahnlokomotive mit Kupferbüchse, aber mit Kleinrohrüberhitzer. Die den Überhitzer aufnehmenden Rohre 64/70 mm verhalten sich wesent-

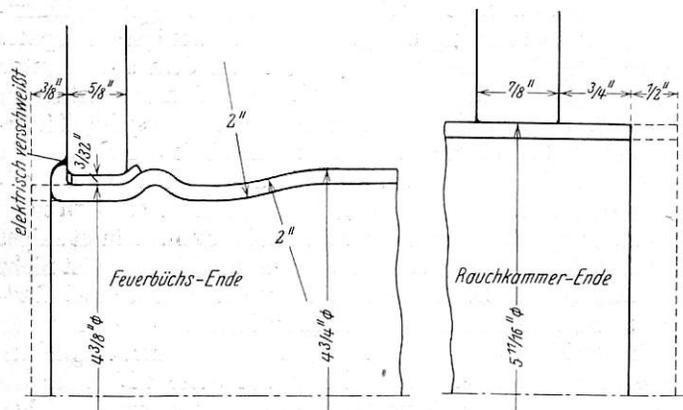
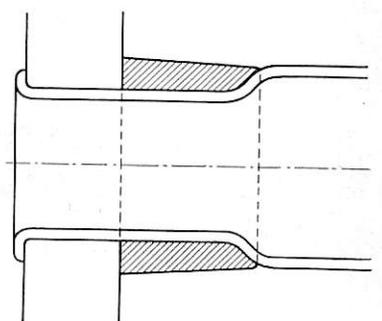


Abb. 1 u. 2. Englische Art der Rohrbefestigung an eisernen Rohrwänden.

lich günstiger als die weiten Rauchrohre des Großrohrüberhitzers. Sie haben nur Haftwerte zu erreichen von etwa der Hälfte der Werte von Lokomotiven 1 und 3 oder von rund 1/3 der bei Lokomotive 6 mit Großrohrüberhitzer erreichten Beträge. Auch die Druckbeanspruchung der Rauchrohre ist sehr mäßig, rund die Hälfte der Werte von Lokomotive 6.

Lokomotiven 8 und 9 sind Satteldampf-Baulokomotiven mit Kupferbüchsen, die letztere mit sehr kurzem Kessel entsprechend der Lokomotiveleistung. Bei den Heizrohren werden Haftbeanspruchungen erreicht, die schon an der Grenze (85 bis 95 kg/cm<sup>2</sup>) der ohne Überstand glatt eingewalzten dickwandigen Rohre liegen.

Das Rohrrinnen an der Feuerbüchsenrohrwand und das dauernde Nachwalzen der Rohre in Verbindung mit der dadurch erfolgenden Formänderung und hohen Beanspruchung der Rohrwand haben seit langer Zeit die Konstrukteure und Betriebsleute zu vielen Vorschlägen über das Rohrdichten angeregt. Eine große Zahl der Vorschläge erwies sich als zu teuer in der Ausführung, zu wenig wirksam oder sonst nachteilig, so daß im wesentlichen doch nur das Einwalzen mit Schulter und Bördel, glatt oder mit Rillen, oder die Befestigungsart nach Abb. 1 mit Kupferring, Schulter und verschweißtem Bördel üblich sind. Ein neues, erfolgversprechendes Verfahren\*) wird von Viktor Mussnig (D.R.P. 502176 und Auslandspatente) angegeben. Dabei wird nach Abb. 3 das Rohr in einen Stahlring gewalzt, der sich einerseits an die Schulter des Rohres, andererseits mit einer Ringfläche dicht an die Rohrwand anschmiegt. In die Rohrwand wird das Rohr



Stützring nach V. Mussnig. nur einmal zur Erzielung der Abdichtung gewalzt, während der Horizontalschub durch die ringförmige Stützfläche auf die Wand übertragen wird. Bei diesem Rohrdichtverfahren wird ein Nachwalzen in der Rohrwand unnötig, diese also gegenüber dem alten Einwalzverfahren sehr geschont. Der Ring kann höher als die Rohrwandstärke gewählt, somit eine große Haftfläche erzielt werden. Sitzt das Rohr, wie gewöhnlich, mit der Schulter unmittelbar an der Rohrwand, so wird durch die Spreizkräfte der Wulst des Stahlrohres allmählich in das weichere Kupfer der Rohrwand gedrückt und die Haftfläche verringert. Bei eiserner Rohrwand besteht zwar kein Unterschied in der Werkstoffhärte, aber die dünne Rohrwand ist gegen jede Verringerung der Haftfläche, die auch hier zu erwarten ist, um so empfindlicher. Der Vorschlag Mussnig vermeidet auch diese Verringerung der Haftfläche und erscheint als das beste aller bisherigen Rohrdichtverfahren.

\*) Ausführungserlaubnis für das Deutsche Reich durch den Verfasser.

## Über lose Radreifen an Lokomotiven.

Von Abteilungsleiter Ludwig Koch, Darmstadt.

Das Loswerden der Radreifen, insbesondere der Lokomotivradreifen ist im Eisenbahnbetrieb eine Erscheinung, die sowohl bei Dampf- als auch bei elektrischen Lokomotiven auftritt, und die trotz aller Bemühungen noch nicht abgestellt werden konnte. Sie bildet eine nicht unerhebliche Betriebsgefahr, andererseits entstehen der Verwaltung durch die vorzeitige Erneuerung der Radreifen Kosten in beträchtlicher Höhe. Wenn z. B. eine P 35,17 Lokomotive nur wegen eines losen Reifens der Ausbesserung zugeführt wird, so erwachsen an Werkstattkosten etwa 150 *R.M.* (ohne Unkostenzuschläge);

31. Dezember 1929 bei den in größerer Zahl im Werk Darmstadt zu unterhaltenden Gattungen P 35,17, G 44,17, Gt 55,15 und Gt 55,17 im ganzen 2096 Radreifen aufgezo- gen wurden, davon 234 als Ersatz für lose. Diese verteilen sich auf die drei vorgenannten Gattungen folgendermaßen:

G 44,17 . . . . . 565 im ganzen, davon Ersatz für lose 23 = 4,0%  
Gt 55,15 u. Gt 55,17 829 „ „ „ „ „ „ 73 = 8,8%  
P 35,17 . . . . . 702 „ „ „ „ „ „ 138 = 19,6%.

Der Durchschnitt beträgt 11,16%, ein ziemlich beträchtlicher Satz.

Der Gesamtanfall an losen Radreifen seit 1. März 1925 getrennt nach den drei vorgenannten Hauptgattungen, Treib- und Kuppelradreifen und den einzelnen Viertel- jahren ist aus der nachstehenden bildlichen Darstellung ersichtlich (Abb. 1). Die geringste Neigung zum Loswerden besteht sonach bei der G 44,17 Lokomotive. Stärker sind die Gt 55,15 und Gt 55,17 Lokomotiven beteiligt. Aber unverhältnismäßig hoch ist der Anfall bei der P 35,17 Lokomotive.

Dabei waren lose:

An der Gattung G 44,17	11 Treibradreifen,
	33 Kuppelradreifen,
„ „ „ Gt 55,15/17	23 Treibradreifen,
	90 Kuppelradreifen,
„ „ „ P 35,17	229 Treibradreifen,
	103 Kuppelradreifen.

Während bei den beiden zuerst genannten Gattungen Treib- und Kuppelradreifen in gleichem Maße los werden, zeigt sich bei P 35,17 eine außerordentlich starke Neigung zum Loswerden bei den Treibradreifen.

Da die Ursachen, die das Loswerden der Radreifen begünstigen, bis jetzt noch nicht restlos klarge- stellt sind, werden seit Jahren im Reichsbahnausbesserungswerk Darmstadt Aufschreibungen geführt, um wenigstens später bessere Schlüsse ziehen zu können. In dem sogenannten Schrumpfmaßprüfbuch sind außer der Charakteristik der Radreifen (Schmelzungsnummer, Herstellungsjahr, Liefer- nummer) die in Betracht kommenden Maße der Radkörper und Radreifen enthalten. — Die anfallenden losen Radreifen werden nicht autogen aufgeschnitten, sondern nach Ausstechen des Sprengrings warm abgezogen. Ein etwaiger Einfluß durch dieses Wiedererwärmen und Erkalten ist nicht berücksichtigt. Die Abmessungen der Radkörper und Radreifen nach dem Abziehen der losen Reifen werden mit den früheren Maßen aus dem Schrumpfmaßprüfbuch verglichen, wie es in der Zusammenstellung auf Seite 119 über die Abmessungen der Radsterne und Radreifen vor dem Aufziehen und nach dem Abziehen an einigen Beispielen erläutert ist.

Ergänzend wird zu den Aufschreibungen der Zusammen- stellung bemerkt: Genaue Feststellung des tatsächlichen Schrumpfmaßes kann nur erfolgen, wenn der Unterreifen kreisrund und zylindrisch ist. Da zu Beginn dieser Auf- schreibungen bis zu dem Jahre 1927 wegen zu hohen Arbeits- anfalls die Unterreifen nicht alle berichtigt werden konnten, muß zunächst noch mit Ungenauigkeiten in den Zahlen gerechnet werden.

Mit bestimmter Regelmäßigkeit geht aus den bis jetzt vorliegenden Feststellungen hervor, daß die Radkörper an Durchmesser eingebüßt, die Radreifen jedoch zugenommen haben und zwar beides häufig in einem Ausmaß, daß eine Schrumpfwirkung nicht mehr vorlag. Weiter ergibt sich, daß die Radreifen unter etwa 55 mm Reifenstärke am häufigsten los geworden sind und daß etwa 33% der los gewordenen Reifen Schleifstellen infolge Bremswirkung aufweisen.

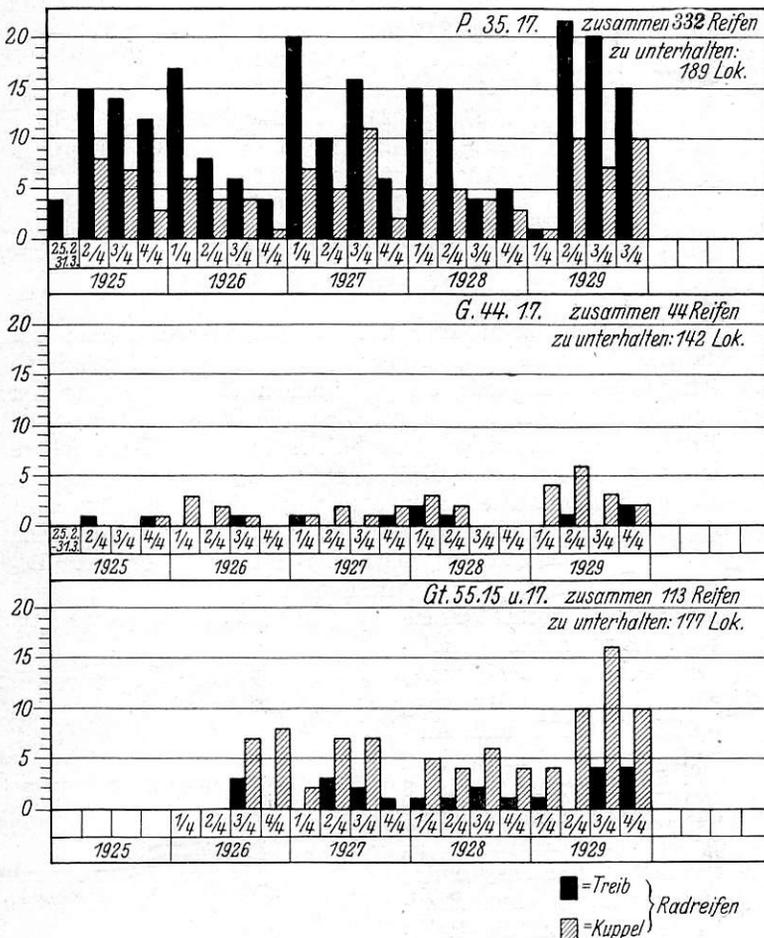


Abb. 1. Anfall an losen Radreifen.

der Radreifen selbst kostet etwa 160 *R.M.* Dazu kommt, daß die Lokomotive aus diesem Grunde dem Betrieb eine gewisse Zeit, wenn auch nur etwa 10 Tage, entzogen wird.

Die nachstehenden Ausführungen, die sich auf Unterlagen des Reichsbahnausbesserungswerkes Darmstadt (Lokomotiv- werk) aus den Jahren 1925 und später stützen, sollen zur Förderung der Frage einiges Beobachtungsmaterial von Werkstattseite bringen. Eine Lösung ist damit selbstver- ständlich noch keineswegs erreicht.

### Statistische Unterlagen.

Die Beobachtungen erstrecken sich auf die Lokomotiv- gattungen P 35,17, G 44,17, Gt 55,15, Gt 55,17, Pt 34,16, Pt 33,16 und Gt 33,12 der Deutschen Reichsbahn\*).

Um ein Bild über den Anfall an losen Radreifen zu er- halten, sei angeführt, daß seit Anfang Februar 1928 bis

\*) Die Zahlen vor dem Punkt bedeuten das Kupplungs- verhältnis, die Zahlen nach dem Punkt den Treibachsdruck.

Zusammenstellung über die Abmessung der Radsterne und Radreifen vor dem Aufziehen und nach dem Abziehen.

Laufende Nr.	Art und Bezeichnung der Achse	Maschinenseite	Abmessungen*)				Verkleinerung des Radsterns	Vergrößerung des Radreifens	Schrumpfmaß		Schleifstellen Länge	Reifenstärke	Abweichung von der Zylinderform		Abweichung von der Kreisform						
			vor dem Aufziehen		nach dem Abziehen				vor dem	nach dem			am äußeren Ø	in der Ausdrehung des Radreifens	am äußeren Ø	in der Ausdrehung des Radreifens					
			Durchmesser des						a) absolut	b) ‰			a) absolut	b) ‰	a) absolut	b) ‰	am Radfelge	mm	mm	mm	mm
			Radsterns	Radreifens	Radsterns	Radreifens															
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm						
1	Treib-A.	r.	1599,28	1597,17	1599,08	1599,56	a) 0,20 b) 0,12	a) 2,39 b) 1,49	a) - 2,11 b) 1,315	a) + 0,48 b) -	40-60	49	0,90	1,40	0,88	-					
2	Kuppel-A.	l.	1599,89	1597,74	1598,93	1599,03	a) 0,96 b) 0,60	a) 1,29 b) 0,81	a) - 2,15 b) 1,34	a) + 0,10 b) -	-	56	-	-	0,46	-					
3	Treib-A.	l.	1597,26	1595,20	1595,84	1596,30	a) 1,42 b) 0,90	a) 1,10 b) 0,69	a) - 2,06 b) 1,29	a) + 0,46 b) -	50-70	62	-	0,60	0,52	-					
4	Treib-A.	l.	1198,58	1197,08	1198,11	1197,58	a) 0,47 b) 0,39	a) 0,50 b) 0,42	a) - 1,50 b) 1,25	a) - 0,53 b) 0,44	35-40	50	-	-	0,58	-					
5	Treib-A.	l.	1599,13	1597,04	1598,06	1598,49	a) 1,07 b) 0,67	a) 1,45 b) 0,91	a) - 2,09 b) 1,30	a) + 0,43 b) -	-	61	1,28	1,24	0,76	-					
6	Treib-A.	l.	1595,45	1592,99	1593,96	1593,62	a) 1,49 b) 0,93	a) 0,63 b) 0,40	a) - 2,46 b) 1,53	a) - 0,34 b) 0,21	50-60	49	0,54	0,64	0,92	-					
7	Kuppel-A.	l.	1199,16	1197,54	1198,16	1198,77	a) 1,00 b) 0,83	a) 1,23 b) 1,02	a) - 1,62 b) 1,35	a) + 0,61 b) -	-	43	0,22	0,46	1,16	-					
8	Kuppel-A.	r.	1595,66	1593,62	1594,84	1595,98	a) 0,82 b) 0,51	a) 2,36 b) 1,47	a) - 2,04 b) 1,26	a) + 1,14 b) -	-	42	0,42	0,52	1,64	-					
9	Treib-A.	r.	1600,99	1598,99	1599,62	1599,66	a) 1,37 b) 0,86	a) 0,67 b) 0,42	a) - 2,00 b) 1,25	a) + 0,04 b) -	-	62	-	0,52	0,72	-					

\*) Die Außen- sowie Innendurchmesser des Radsterns bzw. Radreifens sind als Durchschnittswerte von Größt- und Kleinstmaß errechnet.

Bei der Unterscheidung der los gewordenen Reifen in solche von führenden und solche von nachlaufenden gekuppelten Rädern ergeben sich keine Anhaltspunkte, daß die Führung im Gleisbogen irgend welchen Einfluß auf das Loswerden hat, auch nicht bei den Gattungen, die vorzugsweise krümmungsreiche Strecken befahren.

**Befund der Radkörper und Radreifen vor der Neubereifung.**

Aus dem Aussehen sowohl der Innenflächen der Reifen als der Außenflächen der Radsterne nach dem Abziehen ergibt sich, daß kaum ein Reifen gleichmäßig am ganzen Umfang aufliegt. Die tragenden blanken Stellen sind genau zu erkennen, desgleichen die dazwischenliegenden nichttragenden, die mehr oder weniger angerostet sind oder einen fetten, öligen Überzug haben. In dem Aussehen unterscheiden sich die festgebliebenen von den los gewordenen Reifen ebensowenig, wie dies an dem Aussehen des Radsterns zu erkennen ist.

Abb. 2 zeigt aus dem Jahre 1925 die Aufnahme eines Radsterns, dessen Reifen los war. Die hohen, tragenden, blanken Stellen heben sich deutlich von den tieferliegenden ab. Es ist wohl anzunehmen, daß das Loswerden des Reifens begünstigt wird, wenn, wie in diesem Falle, infolge mangelhafter Werkstattarbeit die tragenden Flächen zu gering sind.

Im übrigen weisen häufig sowohl Radsterne wie Radreifen Abweichungen von der Kreis- und Zylinderform, auch rauhe grobrieffige Oberflächen oder sogar Absätze auf. Weitere Fehler kommen vor in der Abmessung und Lage der Spreng-ringnut. Diese Fehler können der erste Anlaß zu Dauerbrüchen im Radreifenstoff sein; sie können ferner seitliche Verschiebung des Reifens und daher Lösen des Reifens begünstigen.

**Werkstattversuche.**

Um Aufschlüsse über das Verhalten bei den Bearbeitungsvorgängen zu erhalten, wurden eine Anzahl Werkstattversuche angestellt. Da Werkstattversuche nicht die Genauigkeit von Laboratoriumsversuchen haben können, muß eine gewisse Vorsicht in bezug auf die Beurteilung der Versuchsergebnisse geübt werden.

1. Es wurden die Radreifendurchmesser — ermittelt an sechs verschiedenen Punkten — gemessen vor dem Anwärmen auf die Aufziehtemperatur und nach dem Erkalten.

Zeitpunkt der Messung	1	2	3	4	5	6	Durchschnitt
Vor dem Erwärmen	849,42	849,40	849,48	848,44	849,42	849,37	849,42
Nach dem Erkalten	849,38	849,32	849,46	849,40	849,46	849,30	849,39

Der Versuch wurde auch mit Reifen größeren Durchmessers ausgeführt. Es zeigt sich allgemein die Neigung, daß die Reifen infolge Schrumpfwirkung im Innendurchmesser kleiner werden. Die Abweichungen sind allerdings unwesentlich.

1a. Ein ausgedrehter Radreifen wurde mit Absicht ungleichmäßig und teilweise zu stark erwärmt. Die Messungen ergaben im Gegensatz zu 1 nach dem Erkalten eine Vergrößerung des Innendurchmessers um 0,03 mm, die vielleicht auf die zu starke Erwärmung zurückzuführen ist.

2. Ein Reifen wurde auf den Radstern einer Kuppelachse aufgezogen. Der Radstern hatte die Maße 1199,64 bis 1197,62,

1198,63 mm im Durchschnitt. Es bestand also eine Unrundheit von 2,02 mm zwischen größter und kleinster Stelle. Sprengring wurde nicht eingelegt. Nach dem Erkalten ergab sich, daß der Reifen am ganzen Umfang saß; Einbringen einer Fühllehre von 0,05 mm war nicht möglich. Der Reifen war mit einem Schrumpfmaß von 1,48 mm = 1,24‰ aufgezogen. Es zeigt sich einwandfrei, daß die starke Schrumpfwirkung die Unrundheit des Radsterns völlig ausgleicht, dabei aber wie die Messungen ergaben, den Radstern zusammendrückt.

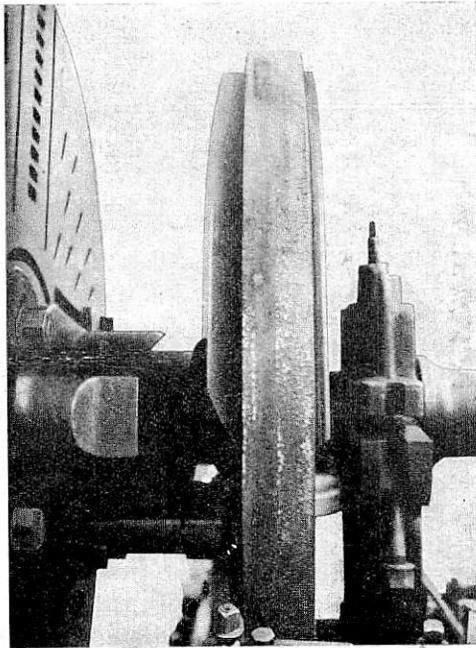


Abb. 2.

3. Ein Vergleich der Messungen von Radreifen nach dem Ausdrehen und 16 Stunden später — am anderen Morgen — ergab Verringerungen des Durchmessers von 0,06 bis 0,20 mm. Zweifellos würden sich im Winter noch stärkere Abweichungen ergeben. Die Messungen für das Schrumpfmaßprüfbuch sind daher nicht sofort nach dem Ausdrehen, sondern erst am nächsten Morgen zu nehmen.

4. Ein neuer Radreifen, der später wieder verwendet wurde, wurde auf den Stern einer ausgemusterten Achse aufgezogen, sodann der Radkörper zerstört. Vom Radkörper wurden nur Größtmaß, Kleinstmaß und Durchschnitt, vom Reifen jedoch die Durchmesser an sechs verschiedenen Punkten des Umfangs ermittelt:

Radstern	1197,78 bis 1197,86						1197,82
	Radreifen vor dem Aufziehen	1196,45	1196,42	1196,20	1196,03	1196,28	1196,48
Radreifen nach Zerstören des Radgerippes	1196,48	1196,47	1196,28	1196,13	1196,37	1196,53	1196,38

Ergebnis: Das Schrumpfmaß hätte nach den Abmessungen betragen 1,51 mm = 1,26‰; es hat sich durch Größerwerden des Radreifens verringert auf 1,44 mm = 1,20‰, wobei eine etwaige Verkleinerung des Radsterns unberücksichtigt ist. Es ist hieraus zu ersehen, daß trotz größter Genauigkeit beim Ausdrehen der Reifen das beachtete von dem tatsächlich erreichten Schrumpfmaß abweichen kann.

5. Die andere Seite des vorstehend erwähnten Radsatzes wurde mit einem alten unbrauchbaren Reifen versehen. Maße des Radsterns waren 1200,20 bis 1199,76 = 1199,98 mm im Durchschnitt, die des Radreifens 1198,50 bis 1199,48 = 1198,99 im Durchschnitt, so daß das Schrumpfmaß 0,99 mm = 0,83‰ betrug. (Das vorgeschriebene Schrumpfmaß konnte nicht eingehalten werden, da der verwendete alte Reifen im Innendurchmesser zu groß war.)

Nun wurde ein Schnitt durch Radstern und Radreifen nebst Sprengring ausgeführt.

Aus der Abbildung 3 ist zu ersehen, daß trotz geringem Schrumpfmaß ein dichtes Aufliegen zwischen Reifen und Unterreifen erreicht wurde. Fühllehre von 0,05 mm ließ sich nicht einbringen. Die kleinen Unstimmigkeiten zwischen Sprengring und Nut sind darauf zurückzuführen, daß die Sprengringnut bei dem alten verwendeten Reifen bereits zu groß war.

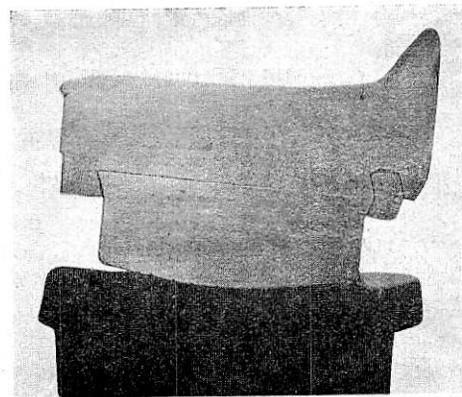


Abb. 3.

6. Versuchsmessungen auf der Mahrschen Längenmeßmaschine ergaben bei einer Handerwärmung von Stichmaßen für die Dauer von 5 Minuten eine Längenzunahme von 0,10 mm beim Stichmaß von 1600 mm Länge und einer solchen von 0,055 mm beim Stichmaß von 950 mm Länge, Temperatur des Meßraums war 23°C, diejenige der Maschine 21,9°C. Um den Einfluß der Handerwärmung auszuschalten, empfiehlt es sich, die Rohre mit einem gut isolierenden Stoff — etwa Schlauchgummi — zu versehen.

7. Anstellung von Untersuchungen, ob das Einpressen von Zapfen auf das Schrumpfmaß von Einfluß ist.

Es wurde bei neu einzupressenden Treibzapfen der Radstern vor dem Einpressen geschlichtet, gemessen und dann wieder gemessen nach dem Einpressen, das mit dem vorgeschriebenen Druck von 400 bis 700 kg für jedes Millimeter Durchmesser des Zapfensitzes erfolgte. Überschreitung des Druckes fand nicht statt. Das Ergebnis nach dem Einpressen war, daß der Durchmesser an der Stelle des Radkörpers, wo sich auf der einen Seite das Kurbelblatt und auf der gegenüberliegenden das Gegengewicht befindet, bis zu 0,28 mm gewachsen war. Die einzelnen Versuchsergebnisse bewegten sich in gleicher Richtung, das Maß der Durchmesserzunahme schwankt etwas. Unbeschadet der Größe dieser Zunahme muß das Einpressen der Zapfen, nicht nur der neuen, sondern auch der alten erfolgen, bevor der Radstern geschlichtet ist. Findet keine Neubereifung statt, muß eine etwaige Durchmesservergrößerung mit in Kauf genommen werden, die allerdings eine zusätzliche, schädliche Vergrößerung der Schrumpfwirkung bedeuten kann.

8. Um festzustellen, ob die vielfach verbreitete Ansicht richtig ist, daß die größeren Radkörper z. B. die der P 35.17 Lokomotiven zu schwach seien, wurden verschiedentlich mit einem Schrumpfmaß von 1,20 mm auf 1000 mm aufgezoogene Radreifen zwecks Nachmessung abgezogen, wobei es sich zeigte, daß die Radkörper nur etwa 0,02 bis 0,03 mm kleiner waren. Wenn es also gelingt, das beabsichtigte Schrumpfmaß einzuhalten, können die schädlichen Verformungen vermieden werden.

#### Werkstattfehler und ihre Vermeidung.

Wenngleich die in Frage kommenden Vorschriften genaue Anweisungen über die Arbeitsweise enthalten, so seien nachfolgend nach den hiesigen Erfahrungen die häufigsten Werkstattfehler der Wichtigkeit nach angeführt, die das Loswerden verursachen bzw. begünstigen und ferner verschiedene Ratschläge gegeben, die in den bisherigen Vorschriften nicht enthalten sind.

1. Radkörper. Beim Nachdrehen der Unterreifen dürfen keine Abweichungen von der Kreis- und Zylinderform auftreten. Die ersteren gleichen sich wohl beim Schrumpfen aus, erschweren jedoch die Durchmesserfeststellung. Trotz Nachschlichtens muß das Durchschnitmaß aus Messungen an verschiedenen Stellen ermittelt werden, wobei vor allen Dingen die größten und kleinsten Durchmesser einzubeziehen sind, damit sich nicht für die Bestimmung des Schrumpfmaßes von vornherein Fehler einschleichen.

Im Werk Darmstadt werden die Unterreifen erforderlichenfalls auf einer alten Räderdrehbank nachgedreht, deren Support genau auf zylindrisches Drehen eingestellt ist. Das Nachdrehen selbst wird mit kleinem Vorschub durch einen Stahlhalter mit Pilzstahl bewirkt, mit dem der Unterreifen vor- und sodann mit ganz geringer Spanstärke und Vorschub nachgeschlichtet wird.

Die größte im Merkbuch für Werkstoffe vorgeschriebene Abweichung in der Breite der Unterreifen darf nicht unterschritten werden, einerseits wegen Verringerung des Anpressungsdruckes; andererseits wird bei zu geringer Unterreifenbreite der Walzflansch zu breit, wodurch das Beiwalzen des Sprenglings erschwert wird. Es kann hierdurch ein Bruch des Flansches oder seitliche Verschiebung durch nicht festes Anliegen des Sprenglings auftreten.

2. Radreifen. Genau wie bei den Unterreifen müssen auch hier die Abweichungen von der Kreis- bzw. Zylinderform vermieden werden. Bei dem harten Radreifenstoff tritt leicht der Fall ein, daß der Stahl stumpf wird, zu drücken anfängt und sich in den Stoff würgt, wodurch Ungenauigkeiten entstehen. Nur durch häufiges Nachmessen kann dies vermieden werden. Gleichfalls wird angestrebt — praktisch ist es nicht immer möglich — die Bohrung zur Vermeidung von Absätzen ohne Unterbrechung vorzunehmen. Auf die genaue und nicht scharfkantige Form der Sprengringnute muß geachtet werden, da sonst leicht Brüche auftreten können. Stehen keine neuzeitlichen kräftigen Bänke zum Ausdrehen der Radreifen zur Verfügung, so wird besser von dem Schlichten mit breitem Messer abgesehen und diese Arbeit mit Drehstahl bei kleinem Vorschub vorgenommen. Das Schlichten mit breitem Messer ohne Wasserkühlung hat noch den Nachteil, daß beim Bearbeiten eine nicht unerhebliche Erwärmung eintritt.

3. Sprengringwalzen. Die Sprengringbefestigung hat den Zweck, etwaige seitliche Verschiebung des Reifens zu vermeiden und trägt daher zur Vermeidung des Loswerdens bei, wenn die Gesamtanordnung (Radstern, Radreifen, Sprengring) durch richtiges Walzen gewissermaßen ein starres Ganzes bildet. Umgekehrt kann ein Lösen begünstigt werden, wenn der Sprengring nicht fest sitzt.

In den meisten Werken werden heute Walzen zum Befestigen des Sprenglings benutzt, die vor der Einführung des Radreifenstoffes von 80 bis 92 kg/mm<sup>2</sup> beschafft worden sind. Um gute Arbeit zu erhalten, die Sprengringwalze aber dabei zu schonen, muß ein öfterer Umlauf der Walze namentlich bei den größeren Rädern mit in Kauf genommen werden, ohne daß der höchst zulässige Druck von etwa 150 at überschritten wird.

Alte Sprengringe werden zweckmäßig nicht nochmals verwendet, da sie beim Ausstechen geschwächt werden. Hierdurch entsteht eine größere Fuge zwischen Sprengring und Walzflansch, deren Zuwalzen Brüche des Werkstoffes verursachen kann.

4. Radreifenfeuer. Während es in Wagenwerken, wo nur ein Radreifendurchmesser in Frage kommt, leicht ist, eine gleichmäßige Erwärmung zu erreichen, ist dies in Lokomotivwerken schwieriger, besonders wenn für alle vorkommenden Radreifendurchmesser nur ein Feuer zur Verfügung steht. Dann müssen die meist aus einzelnen Segmenten zusammengesetzten Wärmequellen entsprechend reguliert oder einzelne Segmente ausgeschaltet werden. Besser ist, zwei Radreifenfeuer zu verwenden je nach der Größe der Reifendurchmesser.

Ferner werden zweckmäßig Dehnungsmesser zur Feststellung der erforderlichen Wärmeausdehnung benutzt. Die Erwärmung geschieht nach Blatt Q 42 des Werkstoffhandbuchs „Stahl und Eisen“, herausgegeben vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute, auf eine Temperatur, die, zur Vermeidung der Blaubruchigkeit, auf alle Fälle unterhalb der Blauwärme liegt.

Während nach rechnerischer Ermittlung eine Temperatur von 85° C genügt, wird praktisch eine solche von etwa 200° C zu verwenden sein, damit sich der Reifen leichter aufziehen läßt. Höhere Temperaturgrade können außer überflüssigen Kosten Verziehen des Stoffes hervorrufen. Zur Temperaturüberwachung lassen sich Stangen aus Kalisalpeter gut anwenden, wie sie bei der Erwärmung der Gießformen in den Lagergießereien der Reichsbahnausbesserungswerke gebräuchlich sind, die bei 210° C zu fließen beginnen. Beide Reifen einer Achse müssen so rasch wie möglich nacheinander aufgezogen werden, damit sie warm genug gewalzt werden können.

Schließlich sei noch kurz über die Ursachen des Loswerdens gesprochen.

Wenn der Anfall an losen Radreifen in den letzten Jahren trotz der zweifellos besseren Werkstattarbeit größer ist als früher z. B. 1920, rührt dies wohl daher, daß auch die betrieblichen Beanspruchungen wesentlich andere sind als vor dem erwähnten Zeitpunkt, so z. B. durch die verstärkte Wirkung der Kunze-Knorr-Bremse gegenüber der früheren Westinghouse- oder Knorr-Bremse, die Einführung der Zusatzbremse für Lokomotiven, die Mehrfachbesetzung der Lokomotiven, die Stärke der Züge und besonders die erhöhten Zuggeschwindigkeiten.

Die Werkstattfehler als Ursache sind bereits oben behandelt.

Auf eine Ursache ist von Pogány im „Organ“ 1928 aufmerksam gemacht worden, nämlich auf das konstante Schrumpfmaß für Räder verschiedener Größe. Bei konstantem Schrumpfmaß wirkt auf Räder kleinen Durchmessers ein verhältnismäßig großer, auf die großen Räder aber ein geringer Druck. Hieraus ist auch die bei kleineren Rädern manchmal wahrnehmbare Formveränderung infolge zu großen Druckes erklärlich und hierin liegt wohl die Ursache mancher Radreifenbrüche an kleinen, wie auch das Loswerden der Reifen an Rädern mit großem Durchmesser.

Allerdings ist nach Erfahrung im Werk Darmstadt der aus der Schrumpfung mit konstantem Schrumpfmaß entstehende Druck auch bei mittleren und großen Durchmessern noch so groß, daß Zusammendrückungen des Radsternes vorkommen. Es ist aber fraglich, ob das vorgeschriebene Schrumpfmaß tatsächlich eingehalten wurde. Möglicherweise ist, damit die Reifen sicher fest bleiben, stärker geschrumpft worden.

Eine weitere Ursache des Loswerdens der Reifen ist wohl in der Erwärmung zu suchen, die durch Bremswirkung bei den in starken Gefällen verwendeten Güterzuglokomotiven ausgelöst wird. Da theoretisch zum Schrumpfen der Reifen eine Temperatur von knapp 100°C genügt und eine Temperaturerhöhung von 20 bis 30° durch Dehnung der Reifen die Schrumpfwirkung schon beeinträchtigen kann, so ist ein Lösen der Reifen, besonders bei geringer Reifenstärke begreiflich. Nach der Niederschrift über die vierte Beratung des Ausschusses für Bremsen (1929 Erfurt) Punkt 1 wurde aus einem besonderen Anlaß durch Messungen mit Thermoelementen die Temperatur festgestellt, bei welcher ein Loswerden der Reifen beim Bremsen erfolgt. Sie beträgt etwa 110°C über der jeweiligen Außentemperatur.

Die Hauptursache des Loswerdens ist jedoch in dem Walzprozeß zu suchen, der zwischen den Rädern und dem Schienenkopf stattfindet. Je schwächer im allgemeinen der Reifen, desto stärker zeigt sich die Wirkung des Aufwalzens. Aus der Zusammenstellung ist zu ersehen, daß die Reifen beim Abziehen alle einen größeren Innendurchmesser aufweisen als beim Aufziehen. Besonders ungünstig wirkt sich das Aufwalzen in den Fällen aus, wo Reifen als Ersatz für lose von vornherein auf eine geringere Stärke abgedreht werden müssen. Durch Messungen bei einer Anzahl derartiger Reifen, die nach dem Bereifen auf etwa 45 mm abgedreht

wurden, wurde festgestellt, daß die Durchmesser der Radreifen bei einer Laufzeit von nur etwa 6 Monaten durch das Aufwalzen bis zu 1,5 mm größer, und in vereinzelten Fällen abermals lose geworden waren, wobei sich andere Unregelmäßigkeiten, auf die das Loswerden hätte zurückgeführt werden können, nicht vorfanden.

**Maßnahmen zur Herabminderung der losen Radreifen.**

Das wirksamste Mittel zur Bekämpfung der losen Radreifen besteht m. E. nur in der zweckmäßigen Abstufung des Schrumpfmaßes für die einzelnen Raddurchmesser und in der sorgfältigen Einhaltung durch genaueste Messungen der Innen- und Außendurchmesser. Dies ist nicht leicht: Die Schrumpfmaße sind feste Maße (Schrumpfmaßplättchen) und werden an die Kugelflächen des Außentasters gelegt, wonach das Innenstichmaß für das Ausdrehen des Radreifens eingestellt wird. Soll ein Radstern bereift werden, der z. B. einen Durchmesser von 1600,00 mm hat, so ergibt sich bei Annahme eines Schrumpfmaßes von 1,20/100 für den Innendurchmesser des Reifens ein Maß von 1600,00 - 1,92 = 1598,08 mm. Die genaue Einhaltung dieses Maßes ist praktisch unmöglich. Fällt der Radreifendurchmesser größer aus, so verringert sich Schrumpfmaß und spezifischer Anpressungsdruck; wird er kleiner, tritt der umgekehrte Fall ein. Das Kleinerwerden sollte eigentlich nicht vorkommen, da das Stichmaß dann nicht in den Reifen eingebracht werden kann. Es muß jedoch mit Ungenauigkeiten der Drehbank und beim Einstellen des Stichmaßes gerechnet werden. Um eine Gewähr sowohl für den festen Sitz des Reifens zu erhalten, als auch dafür, daß die Spannung im Reifen nicht zu groß wird, wäre es notwendig Abweichungen nach oben und unten festzulegen, die praktisch erreichbar sind.

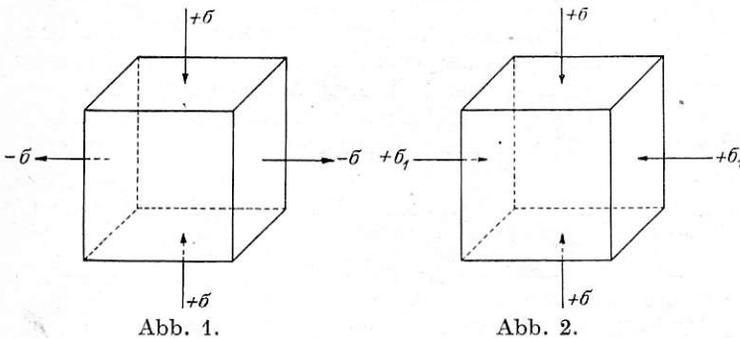
**Der Gleitmodul.**

Von Ernst Kreißig, Uerdingen.

Das Verhältnis zwischen Elastizitätsmodul E und Gleitmodul G bestimmt sich nach der bekannten Formel zu

$$\frac{G}{E} = \frac{m}{2(m+1)}$$

Diese Formel gilt indes nur als grobe Annäherung, da sie aus dem zweiachsigen Spannungszustand hergeleitet ist und nicht den Einfluß der Spannungen in der dritten Achse berücksichtigt. Um diesen Einfluß zahlenmäßig zu erfassen, sei vorerst eine einfache Ableitung obiger Formel gegeben, und aus dieser alsdann die genauere Formel hergeleitet.



Wirken auf einen Würfel von der Seitenlänge 1 (Abb. 1) die Spannungen +σ, -σ in zwei zueinander senkrechten Richtungen, so ergeben sich in den Diagonalfächern reine Scherbeanspruchungen und die Arbeit auf Scherung muß gleich sein der Arbeit auf Zug und Druck.

Nach der bisherigen Anschauung betragen für diesen

Fall die Verlängerungen bzw. Verkürzungen λ der beanspruchten Fasern in Richtung +σ, -σ

$$\lambda = \frac{\sigma}{E} + \frac{\sigma}{mE} = \frac{\sigma}{E} \frac{m+1}{m}$$

und die Formveränderungsarbeit a insgesamt

$$a = 2 \frac{\sigma \lambda}{2} = \frac{\sigma^2}{E} \frac{m+1}{m}$$

Wird der Würfel mit der Beanspruchung τ auf Scherung beansprucht, so muß die Scherarbeit a' gleich sein dem Wert a.

$$a' = \frac{\tau^2}{2G}$$

Für τ = σ ergibt sich dann

$$\frac{\tau^2}{2G} = \frac{\sigma^2}{E} \frac{m+1}{m}$$

$$\frac{G}{E} = \frac{m}{2(m+1)} \dots \dots \dots 1)$$

Tatsächlich können aber die Dehnungen λ nicht die oben errechnete Größe annehmen, da diese unter der Voraussetzung errechnet wurden, daß in der zu den Spannungen ±σ senkrechten Richtung eine Längenänderung infolge Querkontraktion stattfindet. Dies ist jedoch nicht der Fall, da die Spannung

+σ eine Querkontraktion +  $\frac{\sigma}{mE}$  und die Spannung -σ

eine solche von -  $\frac{m}{mE}$  erzeugt, die sich als gleich und ent-

gegengesetzt gerichtet aufheben. Wird also ein Würfel der Abb. 1) wie dargestellt beansprucht, so finden wohl Längenänderungen in den Krafrichtungen ±σ, nicht aber senk-

recht dazu statt. Für diesen Fall ergeben sich in den Richtungen  $\pm \sigma$  Längenänderungen  $\pm \lambda_1$ , die sich wie folgt ermitteln.

Wird der in Abb. 2 dargestellte Würfel in zwei zueinander senkrechten Richtungen mit den Spannungen  $+\sigma$ ,  $+\sigma_1$  belastet, so ergibt sich in Richtung  $+\sigma$  eine Längenänderung  $\lambda_1$ .

$$\lambda_1 = \frac{\sigma}{E} - \frac{\sigma'}{mE}$$

In der Richtung  $+\sigma'$  ergibt sich eine Längenänderung  $\lambda_1'$

$$\lambda_1' = \frac{\sigma'}{E} - \frac{\sigma}{mE}$$

Soll nun der Würfel in der Richtung  $\sigma'$  keine Federung aufweisen, so muß  $\lambda_1' = 0$  werden, oder

$$\frac{\sigma'}{E} = \frac{\sigma}{mE}$$

$$\sigma' = \frac{\sigma}{m}$$

Dann wird aber

$$\lambda' = \frac{\sigma}{E} - \frac{\sigma}{m^2 E} = \frac{\sigma}{E} \frac{m^2 - 1}{m^2}$$

Will man nun den Wert  $\lambda'$  in die gleiche Form bringen wie den Wert  $\lambda$  für den einachsigen Spannungszustand, so kann dies unter Einführung eines neuen Elastizitätsmaßes  $E'$  geschehen, und zwar wird

$$\lambda' = \frac{\sigma}{E'} \frac{m^2 - 1}{m^2} = \frac{\sigma}{E'}$$

bzw.

$$E' = E \frac{m^2}{m^2 - 1}$$

Setzt man nun diesen Wert in die Formel I für  $E$  ein, so wird

$$G = \frac{E' m}{2(m+1)} = \frac{E m^2 \cdot m}{2(m^2-1)(m+1)} = E \frac{m^3}{2(m^2-1)(m+1)}$$

oder

$$\frac{G}{E} = \frac{m^3}{2(m^2-1)(m+1)} \dots \dots \dots \text{II)}$$

Es ergeben sich alsdann die in nachstehender Tabelle aufgeführten Vergleichszahlen für  $m=3, 3,3$  und  $4$  für die Formeln I und II.

m	3	3,3	4
$\frac{m}{2(m+1)}$	0,375	0,385	0,4
$\frac{m^3}{2(m^2-1)(m+1)}$	0,422	0,423	0,427

Es würde sich somit für einen Elastizitätsmodul  $E = 2080000 \text{ kg/cm}^2$  der angenäherte Wert nach der alten Formel zu  $G = 800800 \text{ kg/cm}^2$  und der genaue Wert nach der neuen Formel zu  $G = 879840 \text{ kg/cm}^2$  ergeben.

Bemerkenswert ist der geringe Einfluß der Veränderlichkeit der Querkontraktionszahl  $m$  auf die nach Formel II errechnete Größe des Gleitmoduls.

Selbstverständlich entsprechen die Werte nach Formel II nicht den fiktiven Werten, wie sie z. B. für die Berechnung der Schraubenfedern in Anwendung sind. Die für die Federung f solcher Federn gebräuchliche Formel

$$f = \frac{64 P r^3 n}{d^4 G} \dots \dots \dots \text{III)}$$

worin  $P$  die der Federung  $f$  entsprechende Belastung,  $r$  den Windungshalbmesser,  $n$  die Windungszahl und  $d$  die Drahtdicke bedeuten, berücksichtigt nur den Einfluß der Verdrehung, nicht aber den der Scherung. Durch den Einfluß derselben vergrößert sich der Wert von  $f$  um den Wert  $f'$

$$f' = f \frac{d^2}{8 r^2}$$

so daß sich die Gesamtfederung  $f_0$  zu

$$f_0 = f + f' = \frac{64 P r^3}{d^4 G} \left( 1 + \frac{d^2}{8 r^2} \right)$$

ergibt.

Man kann aber auch die Formel III verwenden und in dieselbe einen fiktiven Wert  $G'$  für  $G$  einsetzen. Es wird dann

$$G' = G \frac{8 r^2}{8 r^2 + d^2}$$

oder wenn man das Verhältnis  $\frac{r}{d}$  mit  $a$  bezeichnet,

$$G' = \frac{8 a^2}{8 a^2 + 1} G$$

Z. B. wird für  $G = 879840 \text{ kg/cm}^2$  und  $a = 2,5$   $G' = 862600 \text{ kg/cm}^2$ .

## Die Flüssigkeitspuffer an Eisenbahnfahrzeugen.

Von Peter Fügen in Düsseldorf.

In seinen interessanten Ausführungen über die Pufferung der Eisenbahnfahrzeuge in Heft 16 des „Organs“ kommt Ernst Kreißig zu dem Ergebnis, daß Flüssigkeitspuffer für den Eisenbahnbetrieb ungeeignet seien. Die dort angestellten Überlegungen beruhen jedoch, wie nachstehend gezeigt werden soll, auf nicht ganz richtigen Voraussetzungen; eine kritische Behandlung des Problems zeigt, daß der Flüssigkeitspuffer bei zweckmäßiger Ausbildung in viel höherem Maße als irgend ein Federpuffer zur Aufnahme und Vernichtung der Auflaufenergie geeignet ist, d. h., daß er bei Aufnahme einer bestimmten Energie die Wagen und das Ladegut mehr schont, als es mit anderen Puffern geschehen kann. Die folgenden theoretischen Erörterungen sind durch eine große Zahl von Vergleichs-Auflaufversuchen\*) bestätigt worden. Die meisten

dieser Versuche wurden von der Firma Rheinmetall in teilweiser Zusammenarbeit mit der Technischen Hochschule Aachen ausgeführt; ferner hat das Reichsbahn-Zentralamt durch das Versuchsamt Grunewald Auflaufversuche anstellen lassen. Alle Vergleiche ergaben einwandfrei die größere Schonung der mit Flüssigkeitspuffern ausgerüsteten Wagen gerade bei höheren Auflaufgeschwindigkeiten und großen Wagenmassen.

Zunächst muß festgestellt werden, daß es möglich ist, mit dem Flüssigkeitspuffer nicht nur rechteckige, sondern beliebige Diagramme zu erreichen, daß dagegen ein Federpuffer, gleich welcher Art, an ein bis zum Hubende ansteigendes Diagramm gebunden ist.

Bei ventillosen Drosselquerschnitten ist die von einem Flüssigkeitspuffer erzeugte Pufferkraft von der Geschwindigkeit des auflaufenden Wagens abhängig. Das ist aber ein nicht zu unterschätzender Vorteil, da der Puffer sich dadurch selbsttätig auf die Stärke des Zusammenstoßes einstellt. Bei kleinen Auflaufgeschwindigkeiten entsteht deshalb überhaupt keine hydraulische Bremskraft; in diesem Falle reicht die

\*) Soviel uns bekannt, sind die Versuche des Reichsbahn-zentralamtes noch nicht abgeschlossen, so daß ein endgültiges Urteil noch nicht möglich ist. Wir geben aber zur Klärung der Verhältnisse gerne auch den nachfolgenden, die Vorzüge des Flüssigkeitspuffers vertretenden Ausführungen Raum.

Die Schriftleitung.

Kraft des elastischen Vorholmittels, meist wohl einer Feder, zur Aufnahme des Stoßes auch vollständig aus.

Wirkt auf ein schwingfähiges System, wie es die Konstruktionsteile eines Eisenbahnwagens mehr oder weniger vollkommen sind, plötzlich eine Kraft von konstanter Größe und genügender Dauer ein, so federn die schwingenden Massen nicht nur um das dieser Kraft entsprechende statische Maß durch, sondern sie schwingen um diesen statischen Ausschlag als neue Nullage, d. h., rückwärts kehren sie während jeder vollen Schwingung einmal in ihre frühere Ruhelage zurück, vorwärts erreichen sie jedesmal das Doppelte des statischen Ausschlages, beanspruchen also auch ihre Verbindungen und Befestigungen doppelt so hoch, als wenn die Kraft ganz allmählich auf ihre volle Größe angewachsen wäre. Wenn nun bei einer Feder die Pufferkraft allmählich auf ihren Höchstbetrag gebracht wird, so entspricht also, sagt Herr Kreißig, die Beanspruchung dem einfachen Wert dieser Höchstkraft oder nur wenig mehr, nicht ihrer doppelten Größe. Es würde demnach, wenn beispielsweise einmal die Pufferkraft von vornherein 30000 kg beträgt, das andere Mal von 0 bis auf 60000 kg gleichmäßig anwächst, bei gleichem Hub in beiden Fällen eine Beanspruchung der einzelnen Konstruktionsteile entsprechend einer statischen Kraft von rund 60000 kg eintreten; bei gleichem Hub würde in beiden Fällen fast die gleiche Arbeit aufgenommen werden, das konstante Diagramm und damit der Flüssigkeitspuffer würden kaum Vorteile bieten.

Hierbei ist aber zunächst zu beachten, daß sich die Ausschwingungen auch bei einem konstanten Diagramm praktisch, wegen der sehr großen Dämpfung, gar nicht bis auf das Doppelte des statischen Ausschlags auswachsen können. Dazu kommt noch, daß die Diagramme der Flüssigkeitspuffer nicht augenblicklich mit der vollen Kraft einsetzen, sondern auch erst allmählich auf ihren Höchstwert anwachsen. Trotzdem dieser Anstieg schneller erfolgt als bei einer Feder, bei der die Höchstkraft erst am Schluß des Hubes erreicht wird, ist man doch berechtigt, in Anbetracht der hohen Eigenfrequenz der schwingenden Teile von einem „allmählichen“ Anstieg zu sprechen. Und wenn auch die Schwingung, die sich dem Anstieg der Flüssigkeitsbremskraft überlagert, etwas stärker

sein mag, als bei einer Feder von schwächerem Diagrammanstieg, so bedeutet das nur, daß der Flüssigkeitspuffer gegenüber dem Federpuffer zwar nicht 100%, aber doch 70 oder 80% Mehrarbeit bei gleicher Höchstbeanspruchung des Wagens aufnehmen kann. Dieser Vergleich bezieht sich auf eine gewöhnliche Feder mit vollständig geradlinigem Diagramm; gegenüber einer Feder (Schneckenfeder), deren Diagramm zur Vermeidung von Zwangungen in den Kurven zunächst nur sehr schwach ansteigt, dürfte der Gewinn volle 100% betragen. Auch ist zu berücksichtigen, daß in vielen Fällen nicht nur der Wagen, sondern vor allem das vielleicht gar nicht schwingfähige Ladegut geschützt werden muß.

Es wurde schon angedeutet, daß der Flüssigkeitspuffer sich selbsttätig auf jede Geschwindigkeit derart einstellt, daß er in jedem Falle mit einem Minimum von Höchstkraft auszukommen versucht. Und zwar geschieht dies bei den neueren Rheinmetall-Flüssigkeitspuffern ohne jeden Mechanismus, lediglich durch zweckentsprechende Ausbildung des Verlaufs der Drosselquerschnitte. Diese Querschnitte sind ferner so festgelegt, daß auch die Masse des Wagens praktisch ohne Einfluß auf die Völligkeit des Diagramms bleibt.

Gegenüber den gewöhnlichen Federpuffern haben die Flüssigkeitspuffer auch den Vorteil, daß sie die Arbeit nicht nur aufnehmen, sondern zum weitaus größten Teil durch unschädliche Umwandlung in Wärme „vernichten“. Im Gegensatz zu den arbeitverzehrenden Federpuffern erfolgt die Arbeitsvernichtung bei den Flüssigkeitspuffern lediglich durch Flüssigkeitsreibung, also praktisch verschleißfrei.

Die vorliegenden Ausführungen betreffen das Arbeiten der Flüssigkeitspuffer beim Auflaufen eines einzelnen Wagens. Die Verhältnisse beim Auflaufen einer Wagengruppe oder eines ganzen Zuges sollen in einem späteren Artikel erörtert werden.

Zusammenfassend muß also gesagt werden, daß die Flüssigkeitspuffer einen großen Fortschritt bedeuten, da sie bei gleicher Beanspruchung der Wagen und des Ladegutes gegenüber Federpuffern die doppelte Auflaufwucht zulassen, oder, anders ausgedrückt, weil bei gegebener Auflaufwucht eine Herabsetzung der Beanspruchung von Wagen und Ladegut auf die Hälfte stattfindet.

## Berichte.

### Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

#### Aufhängung von Betriebsgleisen bei Bauarbeiten.

Die bisher vielfach übliche Aufhängung von Betriebsgleisen (Abb. 1) ist statisch nicht einwandfrei und ragt teilweise ins Lichtprofil. Die Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg hat daher eine neue Gleisaufhängevorrichtung geschaffen, die statisch einwandfrei ist und den Bedürfnissen der heutigen Bahnunterhaltung besser Rechnung trägt. Sie ist aus Abb. 2 in ihrem Wesen deutlich zu erkennen. Geliefert wird sie für drei (wie in der Abbildung dargestellt) oder fünf Tragschienen von 140 bis 150 mm Höhe.

Bei einer Geschwindigkeit der Züge von 30/45 km/Std. erscheint eine elastische Durchbiegung der Tragschienen von  $\frac{1}{600}l$  zulässig, wenn  $l$  die Stützweite bezeichnet.

Wenn eine Baustelle nur im Schritt (5 km) befahren wird, kann ohne Gefahr auf  $\frac{1}{300}l$  herabgegangen werden.

Danach ergeben sich folgende größte freie Stützweiten:  
Geschw. 30/45 km/Std. (drei Tragschienen auf jeder Seite der Fahr-  
schiene)

Lastenzug N und E: 3,20 m, Lastenzug G: 3,40 m,  
Geschw. 30/45 km/Std. (fünf Tragschienen auf jeder Seite der  
Fahrschiene)

Lastenzug N und E: 3,80 m, Lastenzug G: 4,10 m,

Geschw. 5 km/Std. (drei Tragschienen auf jeder Seite der Fahr-  
schiene)

Lastenzug N und E: 3,80 m, Lastenzug G: 4,00 m.

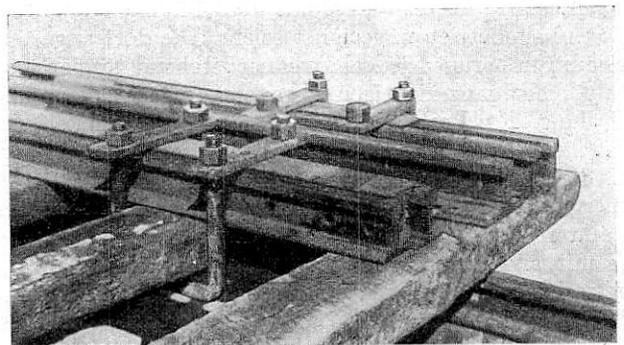


Abb. 1.

Geschw. 5 km/Std. (fünf Tragschienen auf jeder Seite der Fahr-  
schiene)

Lastenzug N und E: 4,40 m, Lastenzug G: 4,90 m.

Die Anbringung der Bügel kann bequem von einem Mann erfolgen. Auf die Einzelheiten der Anbringung der Bügel und die rechnungsmäßige Beanspruchung der Holzschwellen und der Auflager soll hier nicht weiter eingegangen werden.

Will man sich von den Unregelmäßigkeiten der Schwellenhöhe und der Festigkeit des Holzes unabhängig machen, so liefert die MAN. auch eine Aufhängevorrichtung mit 3 m langen Breit-

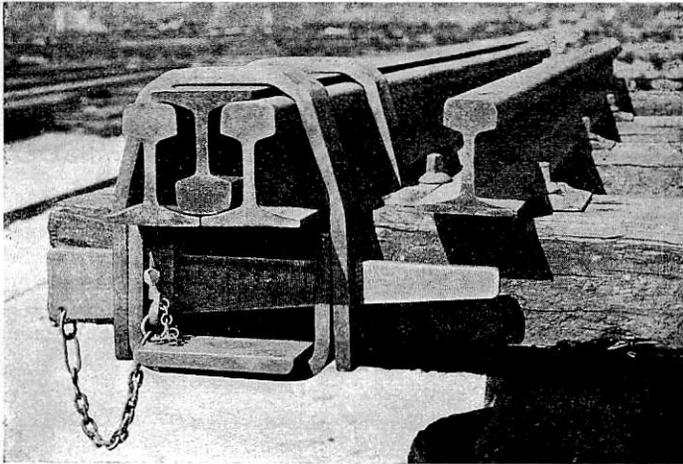


Abb. 2.

flanschträgern Nr. 16, die zwischen den Holz-, bzw. Eisenschwellen eingezogen werden.

Ein besonderer Vorzug dieser letzteren Konstruktion besteht darin, daß es mit Rücksicht auf die höhere Tragfähigkeit des Breitflanschträgers gegenüber der Holzschwelle genügt, die Tragschienen auch nur auf einer Seite der Fahrschienen anzubringen, während sie bei Holzschwellen stets beiderseits der Fahrschienen angebracht werden müssen, da andernfalls die zulässige Biegebeanspruchung des Holzes überschritten wird. (Stützweiten bei einseitiger Aufhängung analog oben 2,40 m; 2,60 m; 3,00 m; 3,20 m; 2,90 m; 3,10 m; 3,50 m; 3,80 m). Außerdem kann mit dem Breitflanschträger auch ein Schienenstoß unterfangen werden.

Bei Aufhängungen innerhalb von Brücken, wo seitlich der Fahrschiene nicht genügend Platz ist, wie z. B. bei Kieskastenkonstruktionen, müssen an Stelle der Keilbügel solche mit Schrauben verwendet und über den Tragschienen profilfrei mit Eichenholzkeilen aufgekeilt werden.

A. Wöhrli.

### Eisenbahnen auf Eisflächen.

Von Dr. Saller, Moskau.

Die Verlegung von Eisenbahnen auf Eisflächen ist ein sehr billiges und einfaches Mittel der Überschreitung von gefrorenen Wasserflächen. Sie wird in Rußland viel angewendet, so daß sich darüber schon ein Schrifttum gebildet hat. Einige solche Überquerungen dienten jahrelang bis zur Erbauung fester Brücken

fort bis 1913. Mit dem Überführen von Wagen wurde hier bei 19 cm Eisdecke begonnen. Über den Baikalsee wurden 1904 bei 89 bis 142 cm Eisdecke ganze Züge (vom 17. Februar bis 14. März 2300 Güterwagen, 25 Personenwagen und 65 Lokomotiven, diese teilweise auseinandergenommen) übergeführt. Über den Irtisch bei Omsk wurden bei 71 cm Eisstärke leichte Lokomotiven und bei 107 cm Züge aus 15 beladenen Wagen mit Lokomotive O (52 bis 55 t Gewicht, mit Tender 85 bis 95 t, nicht

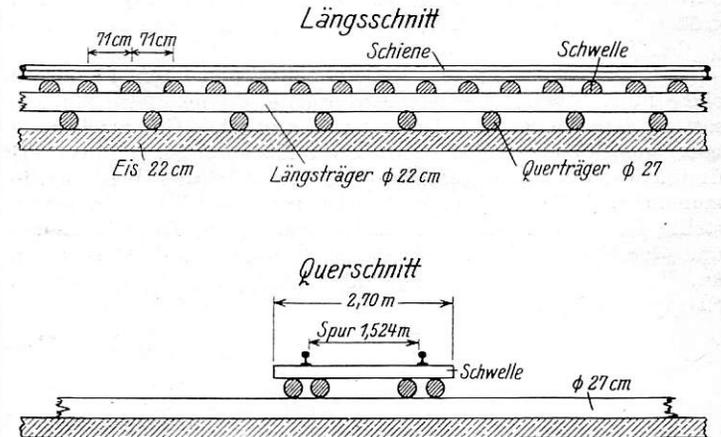


Abb. 1.

über 14 t Achsdruck) befördert. Über den Fluß Kola wurde beim Bau der Murmanbahn im Weltkrieg auf 11 km Länge zur Überführung ganzer Züge einschließlich Lokomotive eine bemerkenswerte Bauart ausgeführt. Es handelte sich um schnelle Überführung von Schienenmaterial zur Beschleunigung des Gleisbaues. Die Kola hatte dort Felsgrund, 2 bis 6,5 m Flußtiefe und reißendes Wasser. In zwei Reihen wurden im Abstände von je 2,13 m runde Löcher in das 53 cm starke Eis geschlagen. In diese wurden 22 bis 27 cm starke Holzpfähle mit dem dicken Ende nach unten hineingesteckt und an der Oberfläche des Eises abgesägt. In der Eisdecke wurden die Pfähle mit Eisbrocken und Schnee verkeilt. Auf diese Pfähle wurden, abwechselnd nach beiden Seiten ausladend, Querschwellen aufgekämmt und mit Reisig, Schnee und gefrierendem Wasseraufguß gut unterstützt. Die Fächer wurden mit Schnee ausgestampft. Auf diese Querschwellen kamen dann über den beiden Pfahlreihen Längsschwellen und auf diese der übliche Querschwellenoberbau zu liegen.

Im allgemeinen können bei den Bahnen über Eisflächen drei Arten unterschieden werden:

1. Die Schienen liegen auf Querschwellenrundhölzern, die unmittelbar auf das Eis verlegt werden (Länge der Schwellen 2,13 bis 4,30 m und mehr, Durchmesser nicht unter 22 cm). Das ist besonders einfach und billig. So wurden nicht zu schwere

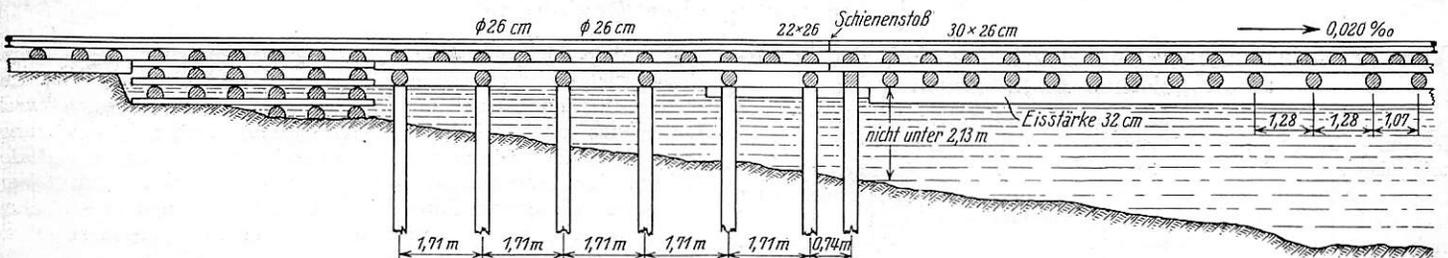


Abb. 2. Uferanschluß.

(Wolga bei Swijaschk 1892—1913) oder für Umgehungszwecke (Baikalsee 1904 während des japanischen Krieges). Andere arbeiteten noch 1929 (Wolga bei Saratow, nördliche Dwina bei Aschangel'sk). Die Mehrzahl diente als Behelf für die Zeit der Wiederherstellung von Brücken, die im Bürgerkrieg zerstört worden waren (Wolga bei Ssisan, Kama bei Perm, Birjusa bei Taischet, Irtisch bei Omsk u. a.).

Der erste bekannte Fall einer solchen Überquerung war 1892 der über die Wolga bei Swijaschk (Kasan). Er setzte sich

Wagen schon bei 19 cm Eisstärke über die Wolga bei Swijaschk befördert, aber sicher fühlte man sich erst bei 31 bis 36 cm Stärke.

2. Die Schienen liegen auf üblichen Schwellen; unter jeder Schiene sind zwei Längsbalken angeordnet, die sich auf quergelegte Rundhölzer (rund 25 cm Durchmesser, 6 bis 8 m Länge, 70 bis 110 cm Abstand) stützen. Diese Bauart ist viel angewendet (Wolga Saratow, Wolga Ssisan u. a.). Sie hat den Vorteil besserer Druckverteilung und leichterer Fahrbahnunterhaltung.

3. Ähnlich wie 2. aber die untere Querbalkenlage wird

mit Wasser eingegossen und gefriert zu einem festen Gefüge (nördliche Dwina bei Archangelsk, Kama bei Perm, Irtisch bei Omsk).

Einen schwachen Punkt aller dieser Eisüberfahrten bilden die Uferanschlüsse bei wechselnder Wasserspiegelhöhe. Das Eis wird da ungleichmäßig und brüchig. Man muß hier Einfahrten aus Holzstapeln, Faschinenbauten oder Ständern herstellen, die unmittelbar auf dem Grunde aufliegen und bei Höhenwechsel durch Abnehmen oder Aufheben gerichtet werden können. Bei größerer Länge der Überfahrten spielen aber diese Anschlüsse in den Kosten keine große Rolle.

Rechnungsmäßig stellt das Eis bei solchen Bahnen eine von oben durch bewegte Lasten beanspruchte, dünne Platte vor, die satt auf dem Wasser ruht. Die ersten theoretischen Untersuchungen bezogen sich auf den höchsten, auf das Eis ausgeübten Flächen- und mit der Amslerpresse untersucht wurde. Bald merkte man aber, daß die Biegung ungleich maßgebender ist und man stellte Beobachtungen der Formänderungen des Eises in Längs- und Querrichtung bei verschiedener Belastung mit Instrumenten an, die im Brückenbau üblich sind (Fränkel, Leuner, Rabut, Stoppani, Maximow).

versuchen biegt sich das Eis noch bedeutend weiter, nach 3 Stunden bis zum Zwei- und Dreifachen, die nächsten 9 bis 10 Stunden wächst aber die Formänderung nicht weiter.

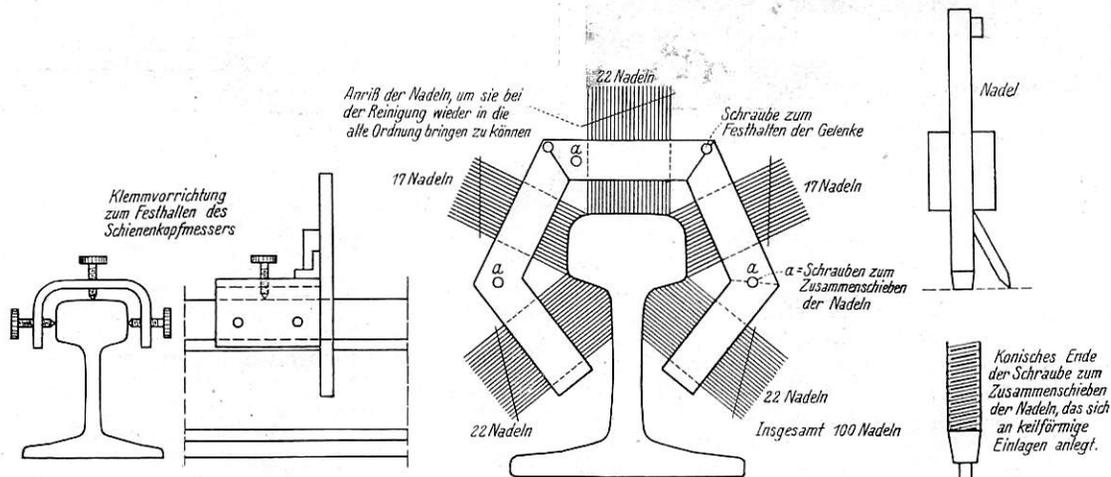
Eine große Rolle bei diesen Eisbahnen spielen plötzlich auftretende Risse und Pressungen. Auf dem Baikalsee erreichten die Risse fast 1,5 m Breite. Schienen brachen, Bolzen und Befestigungsmittel wurden gesprengt. Längs dem Gleis und teilweise unter das Gleis greifend dehnte sich ein Längsriß schließlich auf über 20 km aus und zwang dazu, das Gleis auf die ganze Länge umzulegen.

Die Risse bilden sich gern auch längs der Bahn, besonders entlang der Kopfenden der Querbalken. Es empfiehlt sich daher, Querbalken verschiedener Länge und verschiedener außermittiger Verlegung zu mischen.

Dr. Saller.

### Schienenkopfmesser Koslowsky-Knopf.

Auf russischen Bahnen wird ein Schienenkopfmesser Koslowsky-Knopf verwendet, der sehr zweckmäßig und handsam zu sein scheint. Nach der nebenstehenden Zeichnung, die nur nach Gedächtnis und Anschauung gefertigt wurde, handelt es sich um das auch bei uns bekannte Nadelsystem; um aber die Aufnahme



Schienenkopfmesser Koslowsky-Knopf.

Im allgemeinen hat man an der Wolga bei Saratow folgende Beobachtungen gemacht. Das Eis folgt in seinen Durchbiegungen dem Hookeschen Gesetz bis zu Gruppen von etwa sechs Wagen, bei größerer Wagenfolge bleiben dann die Durchbiegungen annähernd gleich. Bei schnellem Vorübergang der Last wird die ruhende Durchbiegung nicht voll erreicht. Ein Teil der Biegearbeit wird für die Wasserverdrängung und Erteilung einer Geschwindigkeit an das Wasser aufgebraucht. Bei Dauer-

sogleich auf das Papier übertragen zu können, hat jede Nadel noch eine kleine, schräg abstehende Seitennadel, mit der sich das Bild der Schiene schnell und genau auf ein Papier abdrücken läßt, das auf eine Gummiplatte aufgelegt wird. Die Vorrichtung besteht aus drei durch zwei Gelenke zusammengehaltenen Teilen und hat insgesamt 100 Nadeln, die durch drei Schrauben mit konischen Enden mittels keilförmiger Einlagen zusammengeschoben werden.

Dr. Saller.

## Betrieb in technischer Beziehung.

### Von der elektrischen Zugbeleuchtung bei den nordamerikanischen Eisenbahnen.

Viele europäische Eisenbahnverwaltungen sind in den letzten Jahren von der bisherigen Gasbeleuchtung ganz oder doch teilweise zur elektrischen Zugbeleuchtung übergegangen, sowohl aus Gründen der Verkehrswerbung, als auch insbesondere zur Verminderung der schädlichen Folgen bei Unfällen. Es lag dabei nahe, die neue elektrische Beleuchtung wie vorher die Gasbeleuchtung als Einzelwagenbeleuchtung durchzubilden, so daß also jeder Wagen lichttechnisch eine Einheit bildet. Auch die gemeinsame Verwendung der elektrisch beleuchteten Wagen und solcher mit Gasbeleuchtung mußte zunächst diesen Weg weisen. Die Mehrzahl der Eisenbahnverwaltungen hat auch tatsächlich die Einzelwagenbeleuchtung eingeführt.

Die Einrichtung dieser Beleuchtungsart, bei der — wenn man von der reinen Speicherbeleuchtung absieht — jeder Wagen seinen erforderlichen Strom mittels einer Achsdynamomaschine selbst erzeugt, ist jedoch verhältnismäßig teuer. Die Umstellung eines ganzen Wagenparks erfordert je nach der Zahl der umzuändernden Wagen große geldliche Aufwendungen, denen ent-

sprechende Mehreinnahmen nicht entgegenstehen. Man sucht daher vielfach nach einer einfacheren und billigeren Art der elektrischen Zugbeleuchtung und beschäftigt sich zu diesem Zweck neuerdings auch wieder mit der durchgehenden Beleuchtung, bei welcher der Strom für den ganzen Zug von einem auf der Lokomotive befindlichen Turbogenerator geliefert wird. Versuche mit derartigen Einrichtungen sind verschiedentlich schon vor dem Krieg gemacht worden, ohne daß sie indessen zu einem brauchbaren Ergebnis geführt hätten.

In diesem Zusammenhang verdient es Beachtung, daß auch bei den nordamerikanischen Bahnen Versuche mit der durchgehenden Zugbeleuchtung mit Stromlieferung von der Lokomotive aus vorgenommen werden. Ein besonderer Ausschuß für Lokomotiv- und Wagenbeleuchtung, dem Vertreter verschiedener Bahnverwaltungen angehören, hat sich neuerdings mit diesen Versuchen befaßt.

Aus den Verhandlungen dieses Ausschusses ist zu entnehmen, daß es offenbar in Nordamerika weniger geldliche Rücksichten sind, die Veranlassung zu den Versuchen mit der durchgehenden Beleuchtung gegeben haben. Vielmehr scheint die bisherige elektrische

Einzelwagenbeleuchtung mittels Achsdynamomaschine nicht recht zu befriedigen. Zunächst geben die Riemenantriebe viel Anlaß zu Störungen, besonders im Winter. Davon werden sehr viele Eisenbahnverwaltungen betroffen, weil weite Gebiete von Nordamerika harte Winter aufweisen. Eine weitere Schwierigkeit liegt darin, daß der Strombedarf immer größer wird, weil dauernd neue stromverbrauchende Einrichtungen — wie elektrische Koch- und Kühlvorrichtungen, Luftverbesserer, Brotröster, Zigarrenanzünder, Rundfunkanlagen und ähnliches — vorgesehen werden.

Man glaubt vielfach, daß die elektrische Einzelwagenbeleuchtung diesen Ansprüchen nicht mehr angepaßt werden kann und sieht den besten Weg zur Abhilfe im Übergang zur durchgehenden Beleuchtung mit Stromlieferung von der Lokomotive aus. Der Beleuchtungsausschuß ist dieser Ansicht grundsätzlich beigetreten; er glaubt aber, daß noch mancherlei Schwierigkeiten zu überwinden sein werden, bis diese durchgehende Beleuchtung soweit durchgebildet sein wird, daß sie den Anforderungen des Eisenbahnbetriebs entspricht. Bis dahin werde jedenfalls noch geraume Zeit verstreichen und in dieser Zwischenzeit

dürfe auch die Einzelwagenbeleuchtung nicht aus dem Auge gelassen werden.

Man arbeitet daher nach wie vor an der Verbesserung des Lichtmaschinenantriebs der einzelbeleuchteten Wagen. Zur Zeit scheinen auch bei verschiedenen Bahnen in den Vereinigten Staaten und in Kanada erfolgversprechende Versuche mit anderen Antriebsarten im Gang zu sein, so daß man unter Umständen die Riemenantriebe beseitigen könnte.

Der Ausschuß empfiehlt schließlich den Bahnverwaltungen, die Versuche mit beiden Beleuchtungsarten fortzuführen. Bemerkenswert ist, daß man die Versuche mit der durchgehenden Beleuchtung trennt in solche bei Fern- und Nahzügen, weil bei Fernzügen, die auf fremde Bahnen übergehen und einzelne Kurswagen, auch Schlaf- und Speisewagen aufnehmen oder abgeben müssen, gewisse grundsätzliche betriebliche Schwierigkeiten der Einführung dieser Beleuchtungsart entgegenstehen. Bei den Nahzügen und vor allem auf Nebenbahnen ist ihre Einführung dagegen verhältnismäßig einfach.

(Railw. Age).

R. D.

## Elektrische Bahnen.

### Der elektrische Betrieb der Pennsylvania-Eisenbahn.

Im Jahre 1905 begann die Pennsylvania-Eisenbahn mit der Einrichtung elektrischer Zugförderung auf ihrer Strecke nach Long Island, indem sie dort elektrische Triebwagen für einen Teil des Personenverkehrs in Dienst stellte. Heute hat sie diese Betriebsform so weit ausgedehnt, daß ihr gesamter Personenverkehr nach Manhattan und Long Island City, der jährlich die Beförderung von 120 Mill. Fahrgästen umfaßt, mit Hilfe von etwa 1000 Triebwagen elektrisch bedient wird. Es handelt sich dabei um einen Vorort- und Stadt-Schnellverkehr, bei dem ebenso wie bei den New Yorker örtlichen Schnellbahnen 600 Volt-Gleichstrom, zugeführt durch eine dritte Schiene, die Betriebskraft liefert.

Von 1905 bis 1908 baute die Pennsylvania-Eisenbahn, zusammenarbeitend mit der Westinghouse-Gesellschaft, fünf Versuchlokomotiven, teils für Gleichstrom, teils für Wechselstrom, mit Verschiedenheiten im Antrieb und anderen Einzelheiten. Als dann 1910 der Betrieb im Hudson-Tunnel eröffnet wurde, konnten dazu Lokomotiven bereitgestellt werden, die aus den am vorteilhaftesten erkannten Einzelheiten zusammengesetzt waren. Sie sind heute noch im Betrieb. Mit ihnen war die Pennsylvania-Eisenbahn, deren Verkehrsgebiet im übrigen auf dem rechten Hudson-Ufer liegt, in das Herz von New York eingedrungen. Ihr elektrischer Betrieb erstreckt sich nunmehr von New Jersey (Manhattan Transfer) unter dem Hudson hindurch nach dem Pennsylvania-Bahnhof auf der Insel Manhattan und weiter unter dem East River hindurch auf die sich verzweigenden Vorortstrecken im Osten von New York.

Auf die Einführung elektrischen Betriebes im New Yorker Netz erfolgte bald der Übergang zur gleichen Betriebsform in Philadelphia. Doch war man mittlerweile zu der Erkenntnis gekommen, daß der elektrische Betrieb im Vorortverkehr nur ein Schritt auf dem Wege zum elektrisch bedienten Fernverkehr sein könne, und die Einrichtungen in der Umgebung von Philadelphia wurden gleich so getroffen, daß sie sich in das zukünftige Netz elektrisch betriebener Fernstrecken eingliedern ließen. Für diese wurde Einphasen-Wechselstrom von 11000 Volt Spannung mit 25 Wechseln als am geeignetsten befunden, und diese Erkenntnis hat sich auch seitdem als richtig erwiesen.

Die erste von Philadelphia ausgehende Strecke mit elektrischer Zugförderung war diejenige nach Paoli, 32 km lang, und bald darauf folgte diejenige nach Chestnut Hill, 19,5 km lang, die 1924 bis White Marsh verlängert wurde. Der Betrieb wurde mit 93 Triebwagen von 60 t Leergewicht aufgenommen. Sie haben sich so bewährt, daß auch heute noch Wagen derselben Bauart, nur in unbedeutenden Einzelheiten von jenen abweichend, bestellt werden. Ihre Zahl ist mittlerweile auf 286 angewachsen. Auf die genannten Strecken folgten diejenigen nach Wilmington und Westchester mit Eröffnung des elektrischen Betriebes im Oktober und Dezember 1928.

Neuerdings beabsichtigt die Pennsylvania-Eisenbahn, die elektrische Zugförderung auf den gesamten Fernverkehr, sowohl

mit Personen wie mit Gütern, zwischen New York einerseits, Wilmington südwestlich von Philadelphia, Atglen, westlich davon auf dem Wege nach Harrisburg, sowie auf die bei Parksburg von der letztgenannten Strecke abzweigende Gütereisenbahn nach Columbia andererseits auszudehnen. Die Strecken, die dabei für die neue Betriebsform auszustatten sind, haben zusammen eine Länge von rund 525 km. Die Kosten sind mit 100 Mill. Dollar veranschlagt, sie sollen auf sieben bis acht Jahre verteilt werden. Etwa 60 % davon entfallen auf die Streckenausrüstung, die Kraftwerke und Verteilungsleitungen, 40 % auf die Beschaffung neuer Betriebsmittel.

Ausschlaggebend für den Entschluß, den Dampfbetrieb durch Elektrizität zu ersetzen, waren die guten Erfahrungen, die man in wirtschaftlicher Beziehung mit Elektrizität als Triebkraft in Bezirken mit großer Verkehrsdichte gemacht hat. Den Anlaß dazu gab die Zunahme des Verkehrs, sowohl mit Personen wie mit Gütern. Der Umstand, daß die Bahnhofsanlagen in Philadelphia und Newark ohnehin umgebaut werden mußten, verursachten den Wunsch, sich bei diesen Umbauten zugleich die Vorteile zu nutzen zu machen, die mit elektrischer Zugförderung verbunden sind.

Als Stromart ist Einphasen-Wechselstrom in Aussicht genommen, wie er schon heute — s. o. — in der Umgebung von Philadelphia verwendet wird. Mit Unterstützung der Elektrizitätsfirmen sind eine Anzahl Lokomotivformen entwickelt worden, mit deren Hilfe, einzeln oder unter Zusammenwirken mehrerer, alle Aufgaben bei der Beförderung schwerer und schneller Züge gelöst werden können. Bei ihrem Entwurf ist Bedacht auf billige Herstellung und Unterhaltung und auf Austauschbarkeit der Einzelteile genommen worden.

Seit der Einführung elektrischen Betriebes hat sich die Pennsylvania-Eisenbahn lebhaft mit der Entwicklung der elektrischen Lokomotive beschäftigt, wobei sie immer deren zukünftige Verwendung auf ihren Fernstrecken im Auge hatte. 1917 wurde die damals größte elektrische Lokomotive der Welt gebaut. Sie wog 234 t, leistete 4800 PS, ihre Regelgeschwindigkeit war 32 km in der Stunde. 1924 wurden, durch den Krieg verzögert, die nächsten drei Lokomotiven herausgebracht. Sie wogen 182 t und leisteten 3000 PS. Mit verändertem Getriebe können sie entweder im Personenverkehr, im gewöhnlichen Güterzugdienst oder beim Güterschnellverkehr verwendet werden. Eine von ihnen, für Wechselstrom ausgerüstet, wurde im Vorortnetz von Philadelphia erprobt, die zwei anderen taten Dienst auf den Gleichstromstrecken von New York, für die anschließend 21 weitere solche Lokomotiven beschafft wurden.

Später wurden noch 28 Lokomotiven für den Verschiebedienst in den beiden Netzen der Pennsylvania-Eisenbahn beschafft.

Der Vorortverkehr von Philadelphia stellt hohe Anforderungen an die Zugkraft. Paoli liegt an der viergleisigen Strecke nach Pittsburgh; die Strecke steigt andauernd, die Höchststeigung ist 1:100. Auf 32 km Länge muß 28mal gehalten werden. Bei der Strecke nach Chestnut Hill ist die steilste

Neigung sogar 1:50. Auch hier folgen sich die Haltestellen in kurzen Abständen. Trotzdem und trotz der Steigungen ist die Reisegeschwindigkeit auf diesen Strecken allgemein fast 40 km in der Stunde. Auf den Strecken nach Wilmington und Westchester, die 43 km und 44 km lang sind, liegen die Haltestellen ungefähr ebenso dicht wie auf den erstgenannten Strecken, die Neigungen sind allerdings etwas flacher.

Die Triebwagen entsprechen in ihrer Bauart den Wagen, die die Pennsylvania-Eisenbahn sonst bei Dampftrieb im Vorortverkehr laufen läßt. Die Übereinstimmung geht soweit, daß sogar eine Anzahl jener Wagen mit Motoren usw. ausgerüstet worden ist. Jeder solche Wagen hat nicht nur Motoren, sondern auch die nötigen Schalter, so daß er sowohl allein laufen wie auch in einen Zug eingestellt werden kann, in dem sämtliche Wagen angetrieben werden. Jeder Wagen hat zwei 225 PS-Motoren. Der 11000 Volt-Strom der Fahrleitung wird auf 400 Volt umgespannt. Zum Bremsen dient die Westinghouse-Bremse mit einer besonderen Steuerung, die ein sanftes Anlegen der Bremsen bewirkt. Bei einem Teil der Wagen ist Aluminium in erheblichem Umfang für den Aufbau verwendet worden, ebenso für die Stromabnehmer. Wernecke.

### Weitere Ausdehnung des elektrischen Betriebs bei den schwedischen Staatsbahnen.

Über die weitere Ausdehnung des elektrischen Betriebs bei den schwedischen Staatsbahnen hat deren Hauptverwaltung dem Reichstage einen Bericht\*) zugestellt, in welchem sie über die Kosten und den voraussichtlichen wirtschaftlichen Nutzen dieser Maßnahme auf Grund der auf den bereits elektrifizierten Linien gemachten Erfahrungen zu folgendem Ergebnis gelangt. Es handelt sich um die Linien Järna—Norrköping—Malmö, Katrineholm—Åby, Oerebro—Hallsberg—Mjölby, Falköping—Nässjö, Arlöv—Lomma und Malmö—Trälleborg. Die einmaligen Ausgaben betragen:

Umformerstationen . . . . .	3,700 Mill. Kr.
Kontaktleitungen . . . . .	23,460 „ „
Speiseanlagen . . . . .	8,290 „ „
Hochspannungsleitung . . . . .	2,500 „ „
Verschiedenes . . . . .	0,550 „ „
	<hr/>
	38,500 Mill. Kr.

Die z. Z. vorhandenen Freileitungen bei den Stationen und die Schwachstromleitungen sind als Kabel zu verlegen, ebenso die Telegraphenleitungen. Diese Kosten sind auf 12,940 Mill. Kr. veranschlagt, wovon 6,880 Mill. Kr. auf die Schwachstromleitungen der Eisenbahn und 3,840 Mill. Kr. auf die öffentlichen Telegraphenleitungen entfallen.

Für rollendes Material sind eingesetzt:

63 Streckenlokomotiven . . . . .	12,600 Mill. Kr.
21 Rangierlokomotiven . . . . .	2,835 „ „
12 Motorwagen . . . . .	1,440 „ „
8 Speiselokomotiven . . . . .	0,725 „ „
	<hr/>
	17,600 Mill. Kr.

Für Heizeinrichtung für die erforderliche Anzahl Personenwagen . . . . . 2,800 Mill. Kr.

Wenn auf den benannten Linien der Dampftrieb beibehalten würde, würden sich bald Ausgaben einstellen für rollendes Material, Erweiterung und Verbesserung stationärer Anlagen und Leitungen, die bei einer Elektrifizierung fortfallen und von den Bruttoausgaben abgezogen werden müssen. Der größte Abzug entfällt auf das rollende Material, da 180 Dampflokomotiven frei werden und den noch verbleibenden Dampfeisenbahnen zugeteilt werden, so daß die Notwendigkeit einer Neubeschaffung von

\*) Nach Teknisk Tidskrift — Stockholm vom 1. Februar 1930.

Dampflokomotiven erst wieder im Jahre 1941 eintreten würde, und die 180 neuen Dampflokomotiven spätestens im Jahre 1940 einen Kostenaufwand von 20,200 Mill. Kr. erfordern würden. Unter der Voraussetzung, daß die elektrischen Lokomotiven um 1933/34 bezahlt sein müssen, können diese Anschaffungskosten um 14 Mill. Kr. vermindert werden, was bei 4,65 % dem Anschaffungspreis für die später zu beschaffenden Dampflokomotiven entspricht. Ebenso kann durch Anschaffung von Motorwagen die jährliche Einstellung neuer Wagen 3. Klasse eingeschränkt werden, wodurch ca. 300000 Kr. erspart werden. Der Bedarf an Güterwagen wird durch die verkürzte Fahrzeit um rund 200 Stück vermindert, was einem Kapital von 1,4 Mill. Kr. entspricht. Ferner werden durch die Elektrifizierung bei der Station Malmö ca. 400000 Kr. und an Werkstättenfläche ca. 300000 Kr. erspart, weil die elektrischen Lokomotiven weniger Platz in der Werkstatt beanspruchen und der Güterwagenpark infolge des schnelleren Umsatzes kleiner wird.

Die Gesamtsumme der so errechneten Ersparnisse beträgt also ca. 16,400 Mill. Kr., welche von den auf die Staatsbahnen entfallenden Bruttokosten in Höhe von 68,000 Mill. Kr. abzuziehen sind. Die Nettokosten für die Elektrifizierung betragen demnach rund 51,600 Mill. Kr., wozu die oben erwähnten Beträge für die Schwachstromleitungen treten, so daß die Elektrifizierung ein Kapital von 55,440 Mill. Kr. erfordert.

Die jährlichen Ersparnisse werden auf Grund bisheriger Erfahrungen betragen:

An Personal in der Maschinenabteilung . .	1,960 Mill. Kr.
„ Personal in der Verkehrsabteilung . . .	0,164 „ „
„ Steinkohle (123000 t zu 20 Kr. . . . .)	2,892 „ „
„ Unterhalt für elektrische Lokomotiven je Lok./km 9 Öre . . . . .	0,756 „ „
„ Lokomotivschuppen, Kohlenschuppen, Wasserstation, Schmiermaterial . . . . .	0,252 „ „
„ Lichtstrom . . . . .	0,180 „ „
„ Güterwagen, Planen und Miete für beides	0,040 „ „
	<hr/>
	6,244 Mill. Kr.

Die jährlichen Ausgaben:

51,600 Mill. Kr. zu 4,65 % . . . . .	2,578 Mill. Kr.
Elektrische Energie . . . . .	2,149 „ „
Wartung, Unterhalt u. Abschreibungen . .	1,190 „ „
	<hr/>
	5,917 Mill. Kr.

Die Aufstellung schließt also mit Berücksichtigung der elektrischen Betriebsform gut gebrachten Ansätze mit einem Überschuß von rund  $\frac{1}{3}$  Mill. Kr. jährlich zugunsten der elektrischen Betriebsform. In dem Bericht sind diesem Betrag als Wertung der indirekten Vorteile noch 1 Mill. Kr. zugesetzt.

Auffallend erscheint, daß die elektrische Energie, obwohl auf Wasserkräften beruhend, nur um rund  $\frac{3}{4}$  Mill. Kr. niedriger ist als der Kohlenaufwand für die Dampflokomotiven.

Nach dem Arbeitsplan soll die gesamte Arbeit drei Jahre umfassen, wozu noch sechs Monate für Nacharbeiten kommen. Unter Voraussetzung, daß die Arbeit am 1. Juli 1931 in Angriff genommen wird, könnte die Hauptlinie Järna—Norrköping—Malmö—Trälleborg mit Nebenlinie Katrineholm—Åby in vollem Umfang anfangs 1934 und die Linien Nässjö—Falköping und Oerebro—Hallsberg—Mjölby im Laufe desselben Jahres in Betrieb genommen werden. Für die Kontaktleitungsarbeiten ist eine Belegschaft von bis zu 650 Mann, für Kabellegen 80 Mann während acht Monaten und für Bauarbeiten und Montage der Umformerstationen 120 Mann während 18 Monaten vorgesehen.

Alle Lokomotiven und Motorwagen sind bis zum 1. Juli 1934 die für Aufnahme des elektrischen Betriebes auf der Hauptlinie erforderlichen Lokomotiven aber bereits zum 1. Januar 1934 zu liefern. Z.

## Berichtigung.

Herr A. Lipetz, beratender Ingenieur der American Locomotive Company, Schenectady sandte uns eine Berichtigung zu seiner Angabe in dem der Internationalen Eisenbahnkongressvereinigung bei der Tagung in Madrid erstatteten Bericht, wonach die erste Diesellokomotive der Welt 1916/17 von der General Electric Company gebaut worden sein sollte. Diese Angaben seien auf ein

Schreibversehen zurückzuführen; es müßte heißen: statt „in der Welt“, „in Amerika“.

Wir haben in unserer Berichterstattung über die Madrider Tagung (Organ 1930, Seite 478) bereits auf diese Unstimmigkeit hingewiesen.