

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

89. Jahrgang

1. April 1934

Heft 7

Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen.

Theoretische Untersuchungen zur Entwicklung einer verbesserten Umrißlinie für Radreifen.

Hierzu Tafel 7 und 8.

Vorbemerkung.

Die Generaldirektion der Niederländischen Eisenbahnen hat im Jahre 1928 im Verein den Antrag gestellt, die Umrißlinie der Lauffläche und des Spurkranzes für Radreifen einer Überprüfung zu unterziehen. Die theoretische Grundlage für eine solche Überprüfung wurde in mehrjähriger Arbeit von einem Unterausschuß behandelt, der aus der Reichsbahndirektion Karlsruhe (Vorsitz), der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen, der Direktion der Königl. Ungarischen Staatseisenbahnen und der Generaldirektion der Niederländischen Eisenbahnen gebildet wurde und zu dem in der Folge Vertreter des Lokomotivbau- und des Oberbau- und Bahnbau-Fachausschusses hinzutraten. Die Ergebnisse sind in einem Bericht zusammengefaßt, der dem T. A. in seiner Sitzung in Amsterdam am 7./8. Juni 1933 von Abteilungsvorstand Rónai (Direktion der Königl. Ungarischen Staatseisenbahnen) vorgelegt wurde. Angesichts der großen Bedeutung der Arbeit beschloß der T. A., sie in seinem Fachblatt, dem Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, zu veröffentlichen*).

Der Unterausschuß hat, gestützt auf die von ihm geschaffenen Unterlagen, bereits mehrere Entwürfe seiner Mitgliedsverwaltungen für neue Umrißlinien von Radreifen begutachtet und für Betriebsversuche empfohlen. Solche Versuche werden zur Zeit bei den im Unterausschuß vertretenen Verwaltungen durchgeführt.

Der Antrag der Generaldirektion der Niederländischen Eisenbahnen auf Änderung des Umrisses der Lauffläche und des Spurkranzes für abgedrehte Radreifen wird durch seinen eigenen Wortlaut (vergl. Niederschrift Nr. 106 des T. A. Ziff. 6 Dresden, den 27./29. Juni 1928) hinreichend begründet. Er enthält außer der Begründung auch Richtlinien, die für die Bestimmung eines geometrisch und mechanisch richtigen neuen Umrisses zugrunde zu legen sind. Das Bestreben, einen alle Forderungen erfüllenden Umriß zu finden, ist nicht auf den Verein beschränkt. In letzter Zeit beschäftigt sich das Schrifttum sehr eingehend mit dieser Frage.

Die Umrißlinien der Radreifen der Bahnverwaltungen weisen heute die mannigfaltigsten Formen auf. Nicht nur die Verschiedenheit des Schienenumrisses erklärt die Unterschiede in den Radreifen-Umrißlinien, es dürften auch die verschieden bewerteten Forderungen, die für die Formgebung der Umrißlinie durch die einzelnen Bahnverwaltungen und Konstrukteure als ausschlaggebend betrachtet werden, dazu beigetragen haben, daß die Umrißlinien dermaßen verschieden ausgeführt sind, wie dies aus den Beispielen der Abb. 1 auf Taf. 7 zu entnehmen ist.

Dem Verein wurde auf Grund des Antrages der Niederländischen Eisenbahnen die bedeutsame Aufgabe zuteil, die technischen und wirtschaftlichen Forderungen festzustellen, die der Umriß eines richtig gestalteten Radreifens zu erfüllen hat, und ihrer Wichtigkeit gemäß in richtigen Einklang zu bringen. Diese Forderungen sind:

1. Größtmögliche Sicherheit im Rollen des Rades auf der Schiene, also die menschenmögliche Beseitigung der Gefahr des Entgleisens;
2. Förderung des ruhigen Laufes des Fahrzeuges;
3. Verminderung der Gleitreibung zwischen Schiene und Rad, um
 - a) die Abnutzung der Schiene und des Rades und
 - b) den Zugwiderstand des Fahrzeuges so weit als irgend möglich zu verringern;

*) Aus Raumgründen mußten leider einige Nebenuntersuchungen, die jedoch zum Verständnis der wiedergegebenen Grundlagen nicht notwendig sind, entfallen. Die Schriftleitung.

4. Beeinflussung der Art der Abnutzung des Radreifens derart, daß das Nachdrehen möglichst wirtschaftlich erfolgen kann.

Die beiden ersten Forderungen sind vorwiegend technischer Natur, die dritte und die vierte Forderung dagegen von großer wirtschaftlicher Bedeutung, da sie dem Zweck der Herabsetzung der Unterhaltungs- und der Betriebskosten dienen.

Da in den theoretischen Untersuchungen über die Gestaltung der Umrißlinie nach zwei unterschiedlichen Grundsätzen vorgegangen werden konnte, die kurz durch „Einpunktberührung“ und „Zweipunktberührung“ bezeichnet werden, sei deshalb hier in der Einleitung die Begriffserklärung für diese Grundsätze gegeben.

Aus der primitivsten Forderung, man könnte sagen aus der Urforderung, der Umrißlinie eine solche Form zu geben, daß das Rad auf der Schiene rolle und nicht von der Schiene herunterlaufe, ergibt sich für die Umrißlinie des Radreifens zunächst soviel, daß man eines Umdrehungskörpers bedarf, bei dem die Begriffe Lauffläche und Spurkranz in Erscheinung treten. Die Lauffläche dient zur Übertragung des Raddruckes, also der senkrechten Kraft, der Spurkranz zur Übertragung des Spurkranzdruckes, also der waagrechten Querkraft auf die Schiene.

Die Art der Berührung zwischen neuem Rad und neuer Schiene entspricht bei den heute üblichen Umrißlinien durchweg dem Begriff der Zweipunktberührung. Das Rad berührt die Schiene in zwei geometrisch verschiedenen Punkten (s. Abb. 12a, Seite 126), von denen sich der eine (A) auf der Lauffläche, der zweite (B) auf der Spurkranzflanke befindet. Fallen die beiden Punkte A und B zusammen und berührt das Rad die Schiene in allen seinen möglichen Lagen im Gleis nur in einem einzigen Punkt, über den sowohl der Raddruck wie auch der Spurkranzdruck übertragen werden kann, so entsteht eine Einpunktberührung zwischen Rad und Schiene.

1. Die Verringerung der Gefahr des Entgleisens.

ROR. Dr.-Ing. e. h. Wagner hat in den nachfolgend wiedergegebenen Ausführungen untersucht, wie sich der für die

Sicherheit gegen Entgleisen maßgebende höchstzulässige Anlaufdruck mit dem Flankenwinkel des Spurkranzes ändert.

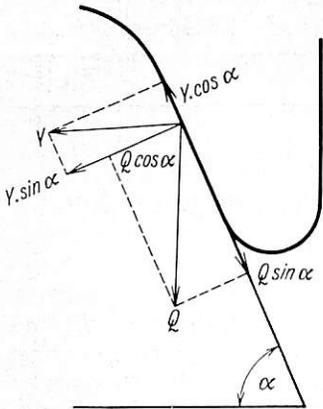


Abb. 1.

Die Untersuchung soll sich vor allem auf Einpunktberührung erstrecken. Hierfür sollen die erforderlichen Gleichungen und zwar sowohl für Gleiten aufwärts als auch für Gleiten abwärts abgeleitet werden. Das Gleiten abwärts ist insofern maßgebend, als eine Entgleisungsgefahr schon besteht, falls Abwärtsgleiten nicht mehr stattfindet.

- Ableitung.
 Y = Anlaufdruck
 Q = Raddruck
 a = Flankenwinkel des Spurkranzes
 mu = Reibungszahl

$$\text{tg } \alpha \cdot Q - \text{tg } \alpha \cdot \mu \cdot Y \geq Y + \mu \cdot Q$$

$$Y \leq \frac{\text{tg } \alpha \cdot Q - \mu \cdot Q}{1 + \mu \cdot \text{tg } \alpha}$$

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{\text{tg } \alpha - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg } \alpha}$$

Der Anlaufwinkel ist hierbei vernachlässigt worden, da seine Berücksichtigung in den Ergebnissen für das Verhältnis Anlaufdruck zu Raddruck praktisch keine anderen Werte ergibt*). Für die Reibungszahlen sind verschiedene Werte eingesetzt worden, und zwar einmal der Wert $\mu = 0,2$ (Abb. 2a), mit dem Uebelacker seine Untersuchungen durchführt**), weiterhin die neuen Werte μ' nach Labrijn (Abb. 2, b und c).

Für die unter einem Winkel gegen die Schiene anlaufenden Räder, die außer der rollenden gleichzeitig eine quergleitende Bewegung vollziehen, gilt nach Versuchen von Labrijn die Reibungszahl μ' der quergleitenden Reibung beim Rollen. Für Räder mit der üblichen Kegelneigung 1:20 (Unterschied der

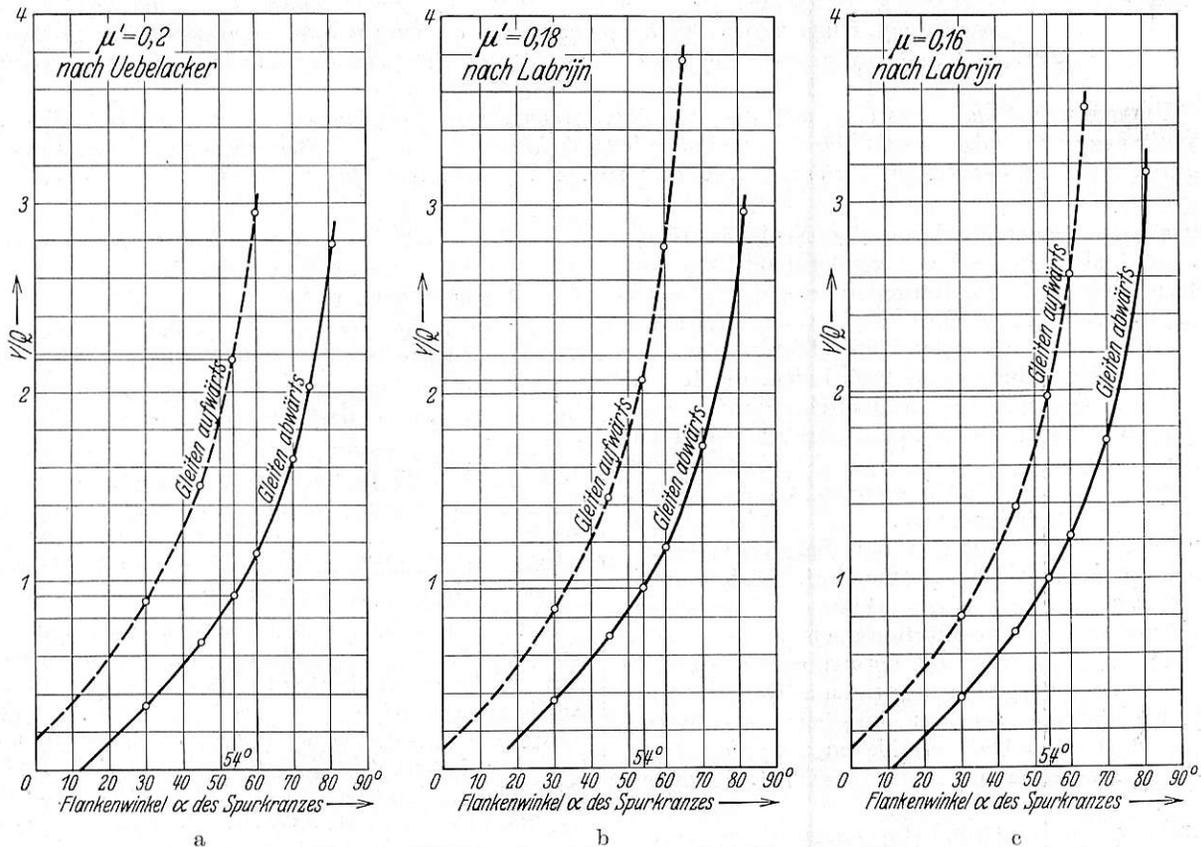


Abb. 2. Bildliche Darstellung der Entgleisungsgefahr.

Gleiten aufwärts.

$$Q \sin \alpha + \mu Q \cos \alpha \leq Y \cos \alpha - \mu Y \sin \alpha$$

$$\sin \alpha (Q + \mu Y) \leq \cos \alpha (Y - \mu Q)$$

$$\text{tg } \alpha \leq \frac{Y - \mu Q}{Q + \mu Y}$$

$$\text{tg } \alpha \cdot Q + \text{tg } \alpha \cdot \mu \cdot Y \leq Y - \mu \cdot Q$$

$$Y \geq \frac{\text{tg } \alpha \cdot Q + \mu \cdot Q}{1 - \mu \cdot \text{tg } \alpha}$$

$$\frac{Y}{Q} \geq \frac{\mu + \text{tg } \alpha}{1 - \mu \cdot \text{tg } \alpha}$$

Gleiten abwärts.

$$Q \sin \alpha - \mu Q \cos \alpha > Y \cos \alpha + \mu Y \sin \alpha$$

$$\cos \alpha (Y + \mu Q) \leq \sin \alpha (Q - \mu Y)$$

$$\text{tg } \alpha \geq \frac{Y + \mu Q}{Q - \mu Y}$$

Rollkreisdurchmesser 5 mm) ergibt sich bei einem Anlaufwinkel von 10° bis 20° die scheinbare Reibungszahl konischer Räder:

$\mu' = 0,18$ bei einem Achsdruck $2Q$ von 6 bis 8 t (Abb. 2b)
 $\mu' = 0,16$ „ „ „ „ $2Q$ „ 12 bis 16 t (Abb. 2c***),
 wobei sich also eine Abnahme der μ' -Werte mit zunehmendem Achsdruck ergibt.

Es ergeben sich so die folgenden Werte für das Verhältnis Anlaufdruck zu Raddruck Y/Q für verschiedene Flankenwinkel des Spurkranzes und verschiedene Reibungszahlen μ' .

*) Siehe auch „Bäselers: Die Spurkranzreibung“ im Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1927, S. 333.

**) „Uebelacker: Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen“ im Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1903, Beilage.

***) Siehe Niederschrift der 8. Beratung des Vereins-Untersausschusses „Achsstand usw.“ Baden-Baden, den 5. 2. 1929,

Die Berechnung für den außergewöhnlichen Flankenwinkel von 81° 30' wurde ausgeführt, da ein englischer Vorschlag von 1929 diesen Betrag angibt.

Werte

für das Verhältnis Anlaufdruck zu Raddruck Y/Q für verschiedene Flankenwinkel α des Spurkranzes und verschiedene Reibungszahlen μ':

α	μ' = 0,2	μ' = 0,18	μ' = 0,16
Gleiten abwärts			
30°	0,34	0,36	0,38
45°	0,67	0,69	0,72
54°	0,92	0,96	1,0
60°	1,14	1,18	1,23
70°	1,64	1,71	1,74
81° 30'	2,78	2,96	3,16
Gleiten aufwärts			
30°	0,88	0,85	0,81
45°	1,5	1,44	1,38
54°	2,17	2,07	1,97
60°	2,95	2,78	2,62
65°	4,1	3,77	3,51
	→ ~	→ ~	→ ~
s. Abb.	für 78° 41' 2 a	für 79° 47' 2 b	für 80° 54' 2 c

Aus Abb. 2 c ergibt sich, daß unter Benutzung des Wertes μ' = 0,16 für einen Flankenwinkel von 60° und Abwärtsgleiten das Verhältnis Y/Q = 1,23 ist.

Betrachtet man als ausreichende Sicherheit ein Verhältnis Y/Q = 1, so ergibt sich für μ' = 0,16 ein Flankenwinkel von rund 54°, bei dem einer seitlichen Abnutzung von 1 mm nur noch ein Nachstechen von 1,38 mm entspricht. Nach diesem Gedankengang wäre also der Flankenwinkel gegenüber heute zu verkleinern.

Es soll im folgenden für Zweipunktberührung nachgeprüft werden, wie sich die Lage des Spurkranzdruckpunktes mit dem Flankenwinkel ändert und welche Beziehungen zur Sicherheit gegen Entgleisen bestehen. Vorbereitend war zunächst die Frage zu klären, welche scheinbaren Veränderungen die Radreifenumgrenzung bei Schiefstellung der Achse erfährt. Die Einhüllende der Ellipsen wurde für verschiedene Schiefstellungen (0° bis 4°) rechnerisch bestimmt und daraus die scheinbare Änderung der Kegelwinkel ermittelt. Die Untersuchung, deren Rechnungsgang und Einzelergebnisse in der Anmerkung 1*) zusammengestellt sind, ergab für die Neigungs-

*) Anmerkung 1.

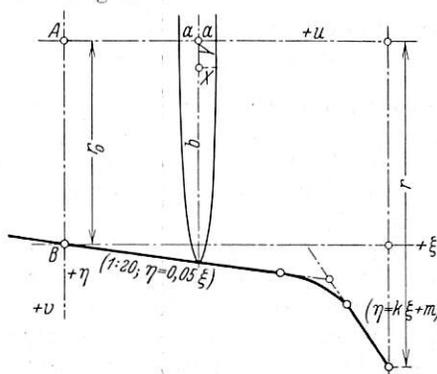


Abb. 3.

$a = r \cdot \sin \tau$ (τ = Schiefstellungs- \angle).

Bezogen auf Koordinatenanfangspunkt A $\left\{ \begin{array}{l} r = r_0 + k\xi + m \\ a = (r_0 + k\xi + m) \sin \tau \\ b = (r_0 + k\xi + m) \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} p = \text{Parameter} \\ p = \xi, \text{ errechnet:} \\ k = 1,75 \quad m = -54,62. \end{array} \right.$

winkel der Laufflächen praktisch keine und für den Flankenwinkel des Spurkranzes nur so geringe Abweichungen, daß ihre Vernachlässigung die Genauigkeit der weiteren Ermittlungen nicht beeinträchtigt.

Die Lage des Spurkranzdruckpunktes wurde außer für den bei Vereinsradreifen bestehenden Flankenwinkel von 60° (genauer 60° 11' 49'') noch für Spurkränze mit 54°, 48° und 42° Flankenwinkel ermittelt. Bei diesen Ermittlungen war vorausgesetzt, daß der Radius der Hohlkehle, die Neigung der nach Gleismitte gerichteten Begrenzungslinie und die Spurkranzhöhe erhalten bleiben sollten. Außer dem Flankenwinkel wurde also nur noch die Abrundung des Kopfes geändert. Der Raddurchmesser wurde zu 2000 mm gewählt, um hinsichtlich der Entgleisungssicherheit möglichst ungünstige Voraussetzungen zu schaffen.

Für alle im Betriebe vorkommenden Schiefstellungen der Achse ($\leq 2^\circ$) liegen die Berührungspunkte zwischen Spurkranz und Schiene praktisch in einer Ebene. (Die bei Verdrehung um 2° infolge der Kegelform der Laufflächen sich ergebende Senkung der Achse beträgt z. B. nur 0,023 mm, ist also bedeutungslos.) Der senkrechte Abstand dieser Ebene vom Laufkreis ist für eine gegebene Neigung des Flankenwinkels konstant und läßt sich geometrisch ermitteln; ihr Schnitt mit dem Spurkranz ist der geometrische Ort aller Spurkranzdruck-

Ferner gilt:
Gleichung der Ellipse: $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 1 = 0$ | x, y laufende Koordinaten
 $x = u - p$
 $y = v$

$$\frac{(u - p)^2}{(r_0 + kp + m)^2 \sin^2 \tau} + \frac{v^2}{(r_0 + kp + m)^2} - 1 = 0$$

$$(u - p)^2 + v^2 \sin^2 \tau - (r_0 + kp + m)^2 \sin^2 \tau = 0 \quad | \quad (r_0 + m) = R_0$$

$$u^2 - 2pu + p^2 + v^2 \sin^2 \tau - (R_0^2 \sin^2 \tau + 2R_0 kp \sin^2 \tau + k^2 p^2 \sin^2 \tau) = 0$$

ergibt nach Umformungen:

$$1) \quad p = \frac{2u + 2R_0 k \sin^2 \tau}{2(1 - k^2 \sin^2 \tau)} \pm \frac{\sqrt{(2u + 2R_0 k \sin^2 \tau)^2 - (u^2 + v^2 \sin^2 \tau - R_0^2 \sin^2 \tau)(1 - k^2 \sin^2 \tau)}}{2(1 - k^2 \sin^2 \tau)}$$

$$2) \quad \frac{df}{dp} : 2p = \frac{2u + 2R_0 k \sin^2 \tau}{(1 - k^2 \sin^2 \tau)}; \quad p = \frac{2u + 2R_0 k \sin^2 \tau}{2(1 - k^2 \sin^2 \tau)}$$

Durch Elimination erhält man:

$$-4v^2 \sin^2 \tau (1 - k^2 \sin^2 \tau) = -4 \sin^2 \tau (R_0^2 + 2ukR_0 + u^2 k^2)$$

$$v = (uk + R_0) \sqrt{\frac{1}{1 - k^2 \sin^2 \tau}}$$

$$k = \text{tg } \alpha.$$

Hieraus lassen sich für die einzelnen Abschnitte der Reifenumgrenzung die Werte für k', d. h. die Änderungen der Winkel α bei Schiefstellung der Achse um τ° errechnen.

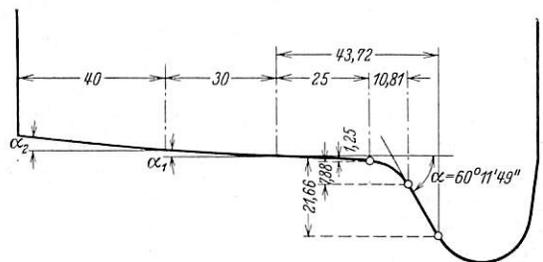


Abb. 4.

Zusammenstellung:

	τ = 0°	τ = 1°	τ = 2°	τ = 3°	τ = 4°
a ₂	5° 42' 38''	5° 42' 38''	5° 42' 38''	5° 42' 38''	5° 42' 38''
a ₁	2° 51' 45''	2° 51' 45''	2° 51' 45''	2° 51' 45''	2° 51' 45''
α	60° 11' 49''	60° 12' 31''	60° 14' 37''	60° 18' 27''	60° 22' 53''

punkte. Für die Schnittkurve gilt, solange sie im geraden Teil der Spurkranzflanke verläuft, die Gleichung:

$$y = \operatorname{tg}(90 - \alpha) (a - \sqrt{x^2 + e^2}) \quad (\text{Hyperbel})$$

hierin ist α der Flankenwinkel, e der Abstand der Schnittebene von der Radachse.

Da $\operatorname{tg}(90 - \alpha) = \frac{c}{a}$ ist, wird:

$$y = c \frac{a - \sqrt{x^2 + e^2}}{a}$$

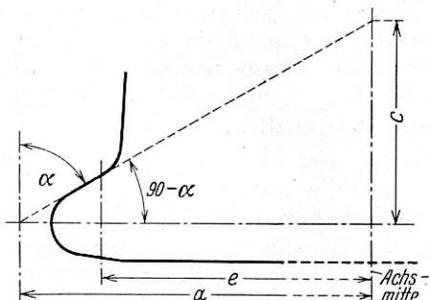


Abb. 5.

Betrachtet man die Schiene als Tangente dieser Kurve, so lassen sich die Berührungspunkte für Schiefstellungen der Achse um τ^0 aus der ersten Ableitung bestimmen.

Die Schnittkurven für 60^0 , 54^0 , 48^0 und 42^0 Flankenwinkel, deren die Gleichung nicht erfüllender Teil geometrisch ermittelt wurde, mit den Anlaufpunkten für Schiefstellungen bis $\tau = 3^0$ sind in Abb. 2 bis 5 auf Taf. 7 dargestellt. Die Abb. 2a bis 5a auf Taf. 7 zeigen die Schnittkurven für die gleichen Flankenwinkel, aber für einen Raddurchmesser von 1000 mm.

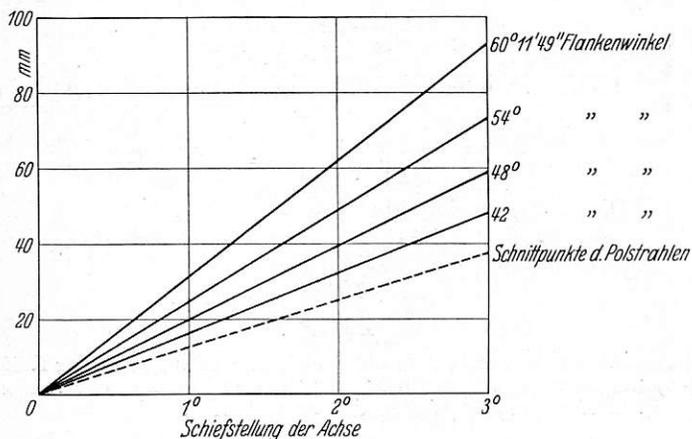


Abb. 6. Verschiebung des Anlaufpunktes bei 2000 mm Laufkreisdurchmesser.

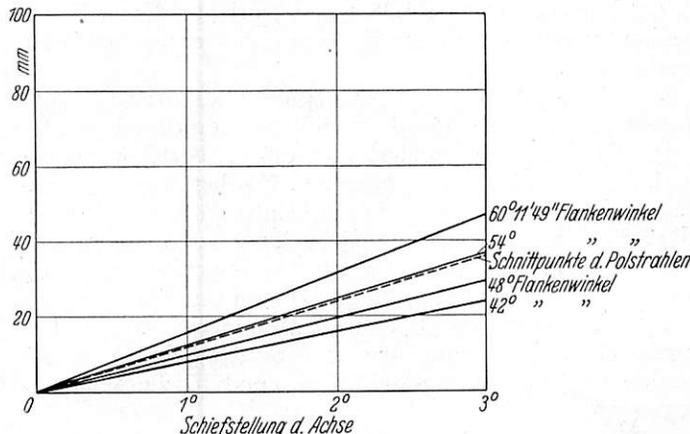


Abb. 7. Verschiebung des Anlaufpunktes bei 1000 mm Laufkreisdurchmesser.

Zum Vergleich werden vom Achsmittelpunkt aus „Polstrahlen“ unter den verschiedenen Winkeln τ abgetragen und ihre Schnittpunkte mit den Schnittkurven bestimmt. Sie zeigen, welche Lagen der Spurkranzdruckpunkt einnehmen sollte, wenn seine Verschiebung nur rein geometrisch von der Schiefstellung der Achse unter den einzelnen Winkeln τ , nicht aber gleichzeitig vom Flankenwinkel des Spurkranzes und vom Raddurchmesser abhängig wäre.

Die Gegenüberstellung dieser und der wirklichen Lagen (Textabb. 6 und 7) läßt erkennen, daß bei 2000 mm Laufkreisdurchmesser für alle untersuchten Flankenwinkel die Anlaufpunkte recht weit vorn liegen, bei 1000 mm dagegen schon bei 54^0 Flankenwinkel die Punkte zusammenfallen und bei weiterer Abnahme des Flankenwinkels der Anlaufpunkt sogar hinter dem Polstrahl liegt. Man findet auch hierdurch wieder

bestätigt, daß die Laufeigenschaften einer Achse mit abnehmendem Raddurchmesser unter sonst gleichen Umständen günstiger werden.

Eine „Einpunktberührung“, die das Zusammenfallen von Spurkranzdruckpunkten und Schienenaufstandspunkten in eine durch den Achsmittelpunkt gehende Ebene bedingen würde, läßt sich allerdings mit den angewendeten Mitteln nicht völlig erreichen. Es ergibt sich aber eine wesentliche Verbesserung der Anlaufverhältnisse, die auch eine merkliche Verringerung des Verschleißes bedeuten dürfte.

Die praktische Anwendung der vorgeschlagenen Maßnahme, also der Verkleinerung des Flankenwinkels von rund 60^0 auf 54^0 , findet ihre Grenze durch die Forderung ausreichender Laufsicherheit eines Fahrzeuges. Es war daher noch zu untersuchen, wie weit sich die Entgleisungssicherheit ändert, wenn man einerseits den Flankenwinkel des Spurkranzes verkleinert, die Komponente der Anlaufkraft in Richtung der Flanke also vergrößert (dieser Umstand bedeutet naturgemäß eine Verkleinerung der Sicherheit gegen Entgleisen), während andererseits der ungewollte Stützpunkt des Fahrzeuges, den der Spurkranzdruckpunkt darstellt, zurückgenommen wird. Die für die Sicherheit gegen Entgleisen maßgebenden Gleichungen sind in der Anmerkung 2*), Seite 125, abgeleitet. Als Kriterium der Sicherheit dient das Verhältnis Y/Q . Wie bereits ausgeführt, kann ein Wert von $Y/Q = 1$ noch als ausreichende Sicherheit gegen Entgleisen erachtet werden.

Die für Y/Q abgeleitete Gleichung ist in den Textabb. 9a u. b und 10a u. b für die beiden untersuchten Raddurchmesser ausgewertet. Man erkennt daraus, welche Bedeutung außer dem Flankenwinkel des Spurkranzes auch dem Anlaufwinkel τ des Rades bezüglich der Entgleisungssicherheit zukommt. Bei kleinen Anlaufwinkeln, etwa im Bereich bis $\tau = 0^0 30'$, bewirkt schon eine kleine Winkelzunahme eine recht erhebliche

Verminderung der Sicherheit gegen Entgleisen, während darüber hinaus der Einfluß des Winkels τ allmählich verschwindet. Bei dem praktisch in Frage kommenden Höchstwert von $\tau = 2^0$ ist die Sicherheit gegen Entgleisen nur unwesentlich geringer als etwa bei $\tau = 1^0$.

Die Untersuchungen des Dr. Wagner über die zulässige Grenze des Verhältnisses Y/Q für die verschiedenen geeigneten Flächen der Radreifen führen zu weiteren bemerkenswerten Feststellungen. Wagner hat die hier maßgebenden Formeln zur Prüfung des Flankenwinkels des Spurkranzes benutzt. Die Formeln gelten aber ganz allgemein für beliebige Flächenelemente des Radreifens.

Im nachfolgenden (Ausführungen des Abteilungsvorstand Rónai) werden diese Formeln auf alle Flächenelemente des Reifenumrisses angewandt. Man wird erkennen, daß

sie zu praktisch verwertbaren Schlußfolgerungen führen. In der Umrißlinie des Radreifens kommen Linienelemente mit den verschiedensten Neigungswinkeln zur Waagrechten von 0° aufwärts vor, wobei die Umrißlinie nach oben oder nach unten

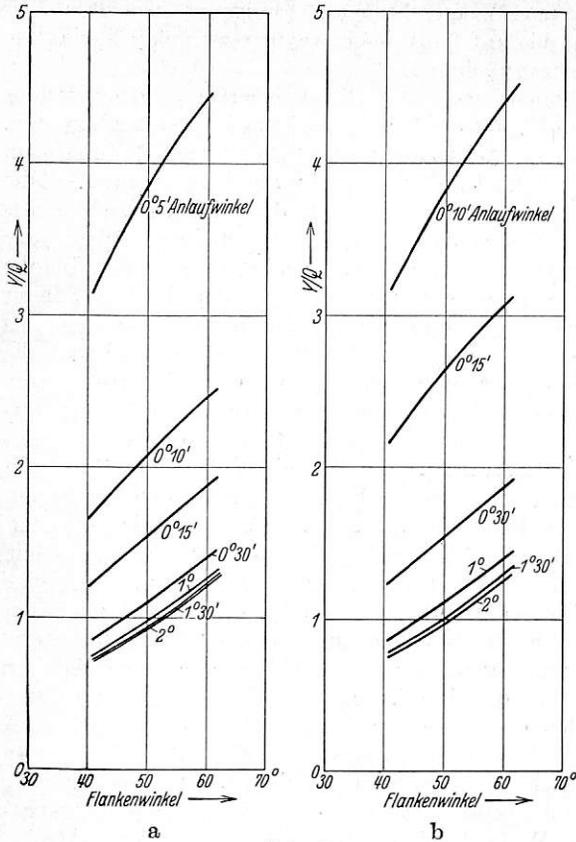


Abb. 9.

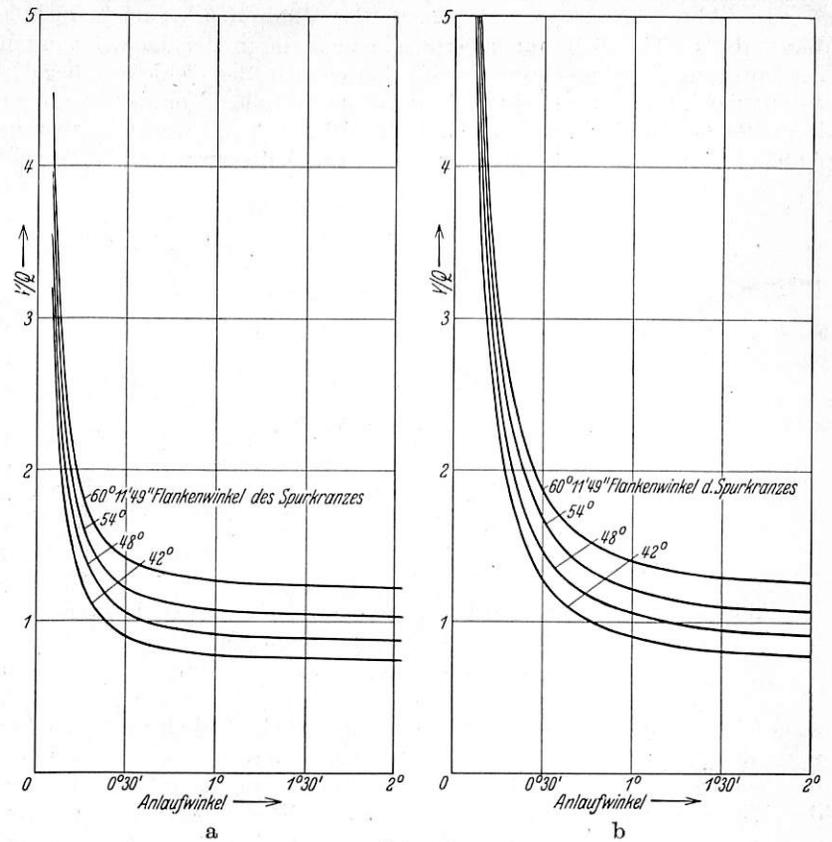


Abb. 10.

*) Anmerkung 2. (t und l siehe Taf. 7, Abb. 2 bis 5.)
 $S = Y \cdot (\mu \sin \alpha + \cos \alpha)$
Entgleisungssicherheit.

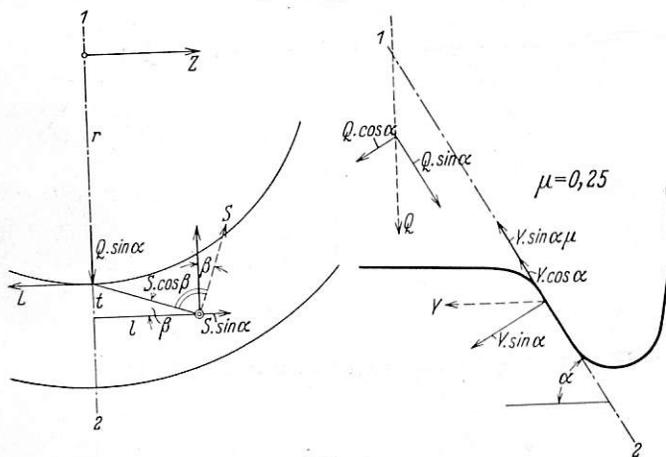


Abb. 8.

Bezogen auf Ebene 1 ÷ 2 gelten die Gleichgewichtsbedingungen:

- 1) $\Sigma H = 0: L = Z + S \cdot \sin \beta$ $\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{l^2 + t^2}}$
- 2) $\Sigma V = 0: Y \cdot (\mu \sin \alpha + \cos \alpha) \cdot \cos \beta = Q \cdot \sin \alpha$
- 3) $\Sigma M = 0: Z(t + r) = Q \cdot \sin \alpha \cdot l + L \cdot t$ Im Augenblick des Abhebens des Rades wird $L = 0$.

Entgleisung, bzw. Abheben des Rades erfolgt, wenn:
a) $Z(t + r) \geq Q \cdot \sin \alpha \cdot l$ und ferner:
b) $Y(\mu \sin \alpha + \cos \alpha) \cos \beta \geq Q \cdot \sin \alpha$,
demnach Entgleisungssicherheit:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{1}{\cos \beta (\mu + \text{ctg } \alpha)} \quad \text{oder} \quad \frac{Y}{Q} = \frac{\sqrt{l^2 + t^2}}{l(\mu + \text{ctg } \alpha)} = \frac{\sqrt{1 + \frac{t^2}{l^2}}}{\mu + \text{ctg } \alpha}$$

gewölbt oder auch gerade sein kann. Alle möglichen Lagen der Linienelemente sind in Abb. 11, S. 126 dargestellt. Die Linienelemente sind zu Kreisbögen vereinigt und es ist die Seite des Kreisbogens, auf der der Radkörper ist, gestrichelt. Das linke Bild vertritt somit alle möglichen Fälle der unten hohlen und das rechte Bild alle möglichen Fälle der nach unten gewölbten Linienelemente. In der Mitte ist der Fall gerader Linienelemente für 54° Neigung dargestellt. Auf die Normale jedes Linienelementes ist vom Linienelement, also vom Kreisbogen als Nulllinie aus, in einem bestimmten Maßstab der Wert Y/Q für Abwärtsgleiten aufgetragen, und zwar nach dem Inneren des Körpers, wenn Y eine den Reifen an die Schiene drückende Kraft ist (Zeichen +) und nach außen, wenn Y eine Kraft ist, die den Reifen von der Schiene abziehen sucht (Zeichen -). Die Kräfte mit + Zeichen können Anlaufdrucke liefern. Die Größe der Kräfte dieser Art nimmt mit der Verminderung der Neigung der Linienelemente zur Waagrechten ab und wird für $\mu' = 0,16$ bei $90^\circ 5' 25''$ zu Null. Wenn das Linienelement zur Waagrechten noch weniger geneigt ist, so kann das Linienelement an der Schiene nur durch negativ gerichtete Kräfte, die den Radreifen von der Schiene abziehen, abgleiten. In geraden Linienteilen ist Y/Q längs des ganzen Flächenteiles unverändert (s. Abb. 11b).

Die Werte Y/Q können auch als Kräfte betrachtet werden, die dem Raddruck von der Größe der Gewichtseinheit entsprechen. Die Kräfte lassen ein Abwärtsgleiten eben noch zu (+ Kräfte), oder sie müssen wirken, um ein Abwärtsgleiten herbeizuführen (- Kräfte).

Werden nun die Neigungen aller Linienelemente einer wirklichen Umrißlinie für Radreifen bestimmt, die zugehörigen Y/Q -Werte aus Abb. 11 entnommen und aufgetragen, so gewinnt man ein Bild darüber, wie es um die Sicherheit gegen Entgleisen bestellt ist bei Anlaufdrucken, wie sie Dr. Wagner der Bestimmung des Flankenwinkels des Spur-

kranzes zugrundegelegt hatte, und zwar über die ganze Umrißlinie entlang.

In Abb. 12 a ist ein Umriß des Radreifens nach Blatt 16 der TV 1930 auf einem Schienenkopf in der Lage der äußersten waagrechten Verschiebung nach der Schiene zu mit den Berührungspunkten A und Q dargestellt. Von der Reifenfläche als Nulllinie aus sind die Werte Y/Q, wie in Abb. 11, für $\mu' = 0,16$ für Abwärts- und für Aufwärtsgleiten,

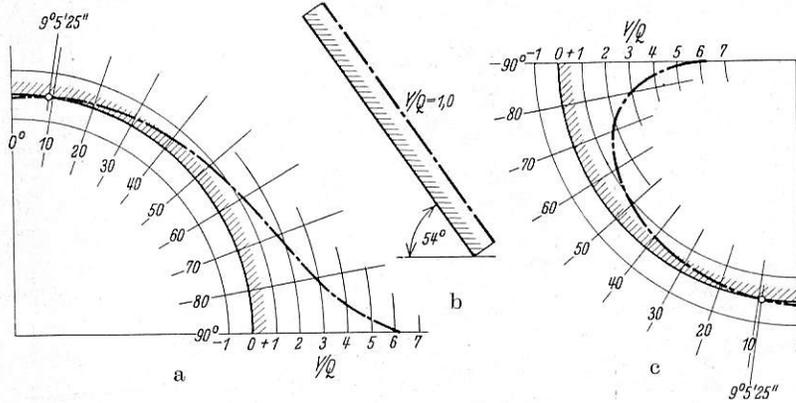


Abb. 11. Größte Anlaufdrücke, die das Abwärtsgleiten bei verschiedenen Spurkranzformen zulassen.

Für einen Anlaufwinkel $\tau = 1^\circ$ und $\mu' = 0,16$.

eingezeichnet. Jeder dieser Werte erlangt praktische Bedeutung wenn der Reifen aus der dargestellten Lage waagrecht so verschoben wird, daß die Berührung mit der Schiene im betreffenden Flächenelement des Reifens stattfindet. Wie in Abb. 11 ist, auch hier ersichtlich, daß die Linie Y/Q bei Flächen-

eine Kraft möglich ist, die das Rad von der Schiene abzieht. Die Werte Y/Q für Aufwärtsgleiten sinken selbstverständlich auch in den zur Waagrechten am wenigsten geneigten Elementen nicht bis auf Null, noch weniger ist möglich, daß sie negative Werte annehmen.

Nun können aber die Flächenelemente des Reifens zwischen A und Q mit der Schiene nicht in Berührung kommen. Der Teil der Y/Q-Linien zwischen A und Q fehlt am Reifen. An Hand der Zeichnung kann man über die Änderung der Kraft, die sich dem Querschub eines Rades widersetzt, folgendes feststellen: Wenn der Spurkranz des Rades am weitesten von der Flanke seiner Schiene entfernt ist und das Rad in dieser Stellung durch eine waagrechte nach der Schiene zu gerichtete Kraft angegriffen wird, so ist, solange die Berührung mit der Schiene in den Laufflächenabschnitten 1:10 und 1:20 stattfindet, nur zweierlei möglich: Das Rad ändert seine Stellung nicht, wenn die Kraft unterhalb der — — — — — Linie bleibt, oder das Rad gibt der Kraft nach, wird also nach der Schiene gedrängt, wenn die Kraft die — — — — — Linie überschreitet. Es gibt kein Streben des Rades, sich entgegen dem Sinne dieser Kraft zu bewegen. Es genügt sogar eine verhältnismäßig kleine Kraft, um das Rad nach der Schiene hin zu verschieben, also ein „Aufwärtsgleiten“ hervorzubringen. Diese Zusammenhänge bestehen so lange, bis die Berührung mit der Schiene von den äußeren Teilen der Umrißlinie nach und nach bis Punkt A vorrückt. In diesem Augenblick tritt aber auch der zweite Berührungspunkt Q in Wirkung, übernimmt die Stützung des Rades und entfaltet gegen die Querkraft einen beträchtlich größeren Widerstand als die bisherigen Stützpunkte.

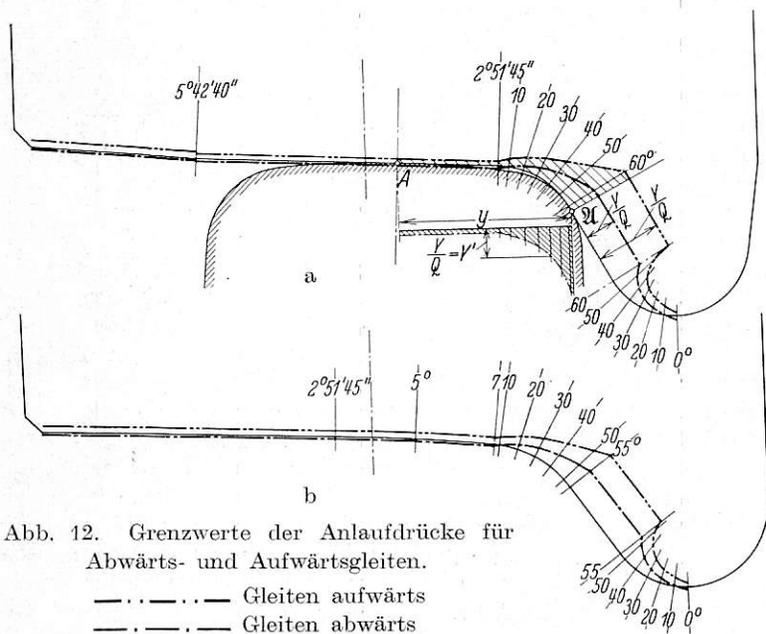


Abb. 12. Grenzwerte der Anlaufdrücke für Abwärts- und Aufwärtsgleiten.

— — — — — Gleiten aufwärts
— — — — — Gleiten abwärts

$\mu' = 0,16$

a) Zweipunktberührung.

$$L = \int_0^x Y' dy = \left(\frac{F \text{ mm}^2}{0,75 \cdot 3,33} \right) \text{ mmkg} = 16 \text{ mmkg, für } Q = 1 \text{ kg Raddruck.}$$

Längenmaßstab = 0,75 : 1

Kräftemaßstab : 1 kg = 3,33 mm.

b) Einpunktberührung.

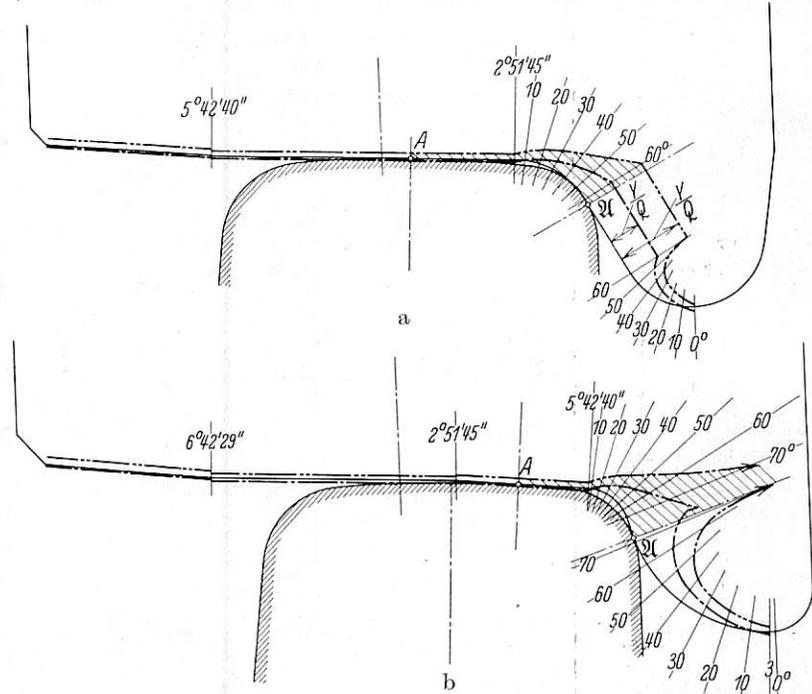


Abb. 13. Grenzwerte der Anlaufdrücke für Abwärts- und Aufwärtsgleiten

— — — — — Gleiten aufwärts

— — — — — Gleiten abwärts

$\mu' = 0,16$

a) Vereinsradreifen.

b) Radreifen der französischen Westbahn vom Jahre 1892.

elementen, die zur Waagrechten unter 9 bis 10° geneigt sind, durch den als Nulllinie dienenden Umriß geht und daß in den Flächen, in denen die Berührung in noch weniger geneigten Flächenelementen stattfindet, ein Abwärtsgleiten nur durch

Bei der früheren Größe der äußeren Kraft muß das Rad in dieser Lage plötzlich, gleichsam stoßweise halten und es kann nur dann hochsteigen, wenn weit beträchtlichere Kräfte aufgebracht werden. Unter der Wirkung dieser weit höheren Kraft

wird das Rad dann weiter aufwärtsgleiten, während die Berührung in den Punkten der Spurkranzflanke stattfindet. In diesem Abschnitt des Querschubs zeigt die Schaulinie an, daß sich der Widerstand nicht erhöht. Das Querschieben wird mit dem Anfangswert der Kraft Y so lange fortgesetzt, bis der Berührungspunkt die untere Grenze der geraden Flanke erreicht. Von hier an vermindert sich der Widerstand, so daß also, wenn die Kraft nicht abnimmt, das Aufsteigen sich beschleunigt abspielt und auch noch eine abnehmende Kraft genügt, die Bewegung aufrecht zu erhalten, die in der Entgleisung endet.

Der beschriebene, an dem Rad mit Zweipunktberührung sich vollziehende Vorgang zeigt gewisse Ähnlichkeit mit dem Vorgang beim Zerreißen bildsamer Körper, wo die Formänderung einige Zeitlang unter der Wirkung einer unveränderten Kraft stattfindet, darauf aber mit dem Beginn der Einschnürung selbst bei abnehmender Kraft fort dauert. Dieser Fall entspricht dem Aufwärtsgleiten längs des Spurkranzwulstes des Rades. Der Vorgang, der im Augenblick des plötzlichen Hinzukommens von \mathcal{A} sich abspielt, könnte z. B. technologisch so veranschaulicht werden, als ob die Härte eines bildsamen Körpers unter Erhaltung der Bildsamkeit z. B. durch plötzliche Temperaturänderung erhöht würde.

Den Querschub eines Radsatzes mit Radreifenumrissen mit Zweipunktberührung, der mit einem Rad in Zweipunktberührung sich befindet, kann man sich so vorstellen, daß man zu den soeben beschriebenen Vorgängen an dem einen Rad, das sich einer der beiden Schienen nähert, die gleichzeitigen Vorgänge am anderen Rade in Gedanken und Rechnung hinzufügt. Die an diesem zweiten Rad sich abspielenden Vorgänge können aber demselben Bilde entnommen werden, das für die Betrachtungen am ersten Rade benutzt wurde. Nur muß man jeweils die zwei Punkte der gezeichneten Umrißlinie betrachten, die als gleichzeitige Berührungspunkte gelten.

Wird ein Radsatz aus der Mittellage im Gleis nach einer Seite gedrängt, so ist der Widerstand jedes Rades und auch die Summe dieser Widerstände sehr klein, solange als das nach außen gedrängte Rad die Schienenflanke nicht erreicht hat. Wenn das nach außen gedrängte Rad die Lage der Zweipunktberührung erreicht, nimmt sein Widerstand gegen Entgleisen stoßartig seinen Höchstwert an, der durch das nach der Gleismitte mitgeschleppte andere Rad nur sehr unbedeutend vermehrt wird.

Es ist zu bemerken, daß in Abb. 12 und den ähnlichen anderen Blättern die folgende Nebenwirkung nicht berücksichtigt ist: Die Flächenelemente der Umrißlinie ändern ihre Neigungswinkel zur Waagrechten während der Verschiebung des Radsatzes quer zum Gleis, da sich das eine Rad hebt, das andere senkt. Demzufolge werden sich die Werte Y/Q von den in der Schaulinie dargestellten und auf die eingeschriebenen Flächenlagen bezogenen Werten etwas unterscheiden. Da aber die Flächenelemente des nach außen gedrängten Rades steiler werden und zwar in um so höherem Maße, je später sie zu Berührungspunkten werden (nach dem Spurkranzwulst zu), so kann man in dieser Nebenerscheinung eine stille Reserve an Sicherheit erblicken und dem Flankenwinkel von 54° eben deshalb eine Sicherheit zuschreiben, die etwas größer ist als die, die sich aus den Formeln errechnet.

Die mit Einpunktberührung Umrißlinie b , die als Abb. 1 auf Taf. 8 noch näher behandelt wird, ist wie a aufgebaut. Man sieht auch hier, daß der Widerstand gegen Verdrängen aus dem Gleis nicht sehr beträchtlich ist und sich nur langsam erhöht, solange die Berührung in den geraden oder schwach gekrümmten äußeren Teilen der Umrißlinie stattfindet. Das schadet aber nicht, man ist ja noch sehr weit von den gefährlichen Lagen entfernt. Wesentlich vorteilhafter als der Reifen

mit Zweipunktberührung verhält sich aber dieser Reifen gegenüber dem Querschub, wenn die Berührung mit der Schiene in Punkte übergeht, die nach der Spurkranzhohlkehle zu und in dieser selbst liegen. Der wichtigste Vorteil dieser Umrißlinie gegenüber Bild a besteht darin, daß alle ihre Punkte zu Berührungspunkten werden, und daß der Widerstand vom Beginn des Hohlkehlenkreises an merklich wächst, um den Höchstwert an der geraden Flanke bei stetigem Verlauf des Vorganges zu erreichen. Der Höchstwert, der selbst nicht kleiner zu sein braucht als bei der Zweipunktberührung, hängt bekanntlich nur von der Neigung der Flanke ab und könnte, wenn man nicht aus anderen Gründen nach einer Minderung des Flankenwinkels strebte, hier im Falle b , wenn man einen Flankenwinkel von 60° zugrundelegen würde, genau so groß gewählt werden, wie im Falle a (Zweipunktberührung) dieser Abbildung. Das Aufwärtsgleiten längs der geraden Flanke des Spurkranzes und die Endbewegung des Entgleisens längs des Spurkranzwulstes würde bei Einpunktberührung (b) dann ähnlich wie bei a verlaufen.

Im ganzen könnten die Vorgänge beim Querschub eines Radsatzes mit Einpunktberührung mit den Vorgängen beim Zerreißen eines guten Baustoffes verglichen werden, wo die Erscheinungen der Zähigkeit, der Bildsamkeit und der Einschnürung nacheinander auftreten.

Hiernach kann man klar erkennen, daß ein Radsatz mit der zur Zeit gültigen Umrißlinie durch eine verhältnismäßig kleine waagrechte Kraft aus der Mittellage verdrängt wird, aber nur bis dahin, wo der Spurkranz an die Schiene stößt und die Bewegung ruckweise angehalten wird. Sobald aber das geschieht, sind hohe Beanspruchung des Spurkranzes und der Schiene wie auch möglicherweise unangenehme Schwingungserscheinungen des Fahrzeuges die Folgen. Demgegenüber wird das Aufhalten des Querschubs eines Radsatzes mit Einpunktberührung, also das Verzehren der Energie der verdrängenden Wirkung durch die Arbeit der stetig erhöhten Widerstände schon so früh erfolgen, daß der Spurkranz nicht dynamisch und folglich weniger beansprucht wird und seine Kegelflanke mit der Schiene nur bei größeren Anlaufwinkeln zur Berührung kommt. Die Folge dieses Verhaltens muß sein, daß die Flanke des Spurkranzes, deren Abnutzung die Unwirtschaftlichkeit des Nachdrehens heute doch verursacht (vergl. Abschnitt 4 auf Seite 132) in vielen Fällen der waagrechten Drucke zur Widerstandsleistung gar nicht herangezogen werden muß und deshalb einen viel kleineren Verschleiß aufweisen würde.

Abb. 12 ist nebenbei geeignet, die Richtigkeit des Standpunktes augenfällig zu machen, wonach im Umriß eines Radreifens mit Zweipunktberührung mit Recht „Lauffläche“ und „Spurkranz“ unterschieden werden und diese Teile verschieden beurteilt werden, wogegen der Umriß eines Reifens mit Einpunktberührung als mechanisch vollkommen homogen wirkend zu betrachten ist und die Unterscheidung „Lauffläche“ und „Spurkranz“ nur die Äußerlichkeit der Verschiedenheiten in der Formgebung unterstreicht. Man sieht nämlich in Bild a der Abb. 12, daß die Flächenelemente der Umrißlinie des Reifens mit Zweipunktberührung durch den Teil A \mathcal{A} , wo eine Berührung mit der Schiene nicht stattfindet, sich in zwei scharf getrennte Gruppen scheiden, die mit Recht abweichend behandelt werden. Demgegenüber wird nach Bild b allen Elementen des Umrisses eines Reifens mit Einpunktberührung grundsätzlich die gleiche Rolle zuteil, die Berührung geht von der Lauffläche stetig auf den Spurkranz über.

Abb. 12 bietet noch eine weitere Belehrung:

Den Werten Y/Q , die senkrecht zu jedem Flächenelement aufgetragen wurden, dürfen wir die Dimension der Kraft zuschreiben, wenn man unter Y/Q diejenige waagrechte Kraft versteht, die für die Kräfteinheit des Raddruckes noch zu-

lässig oder schon unzulässig ist. Diese Kräfte wirken waagrecht und führen annähernd waagrechte Verschiebungen des Radsatzes herbei, während das Integral ihrer Produkte mit den Elementarverschiebungen die Arbeitsmenge ergibt, die von dem verdrängenden Impulse geleistet werden muß.

Der tatsächliche Wert dieser Arbeit könnte in der für einen Teil des Umrisses im Bild a dargestellten Weise sehr einfach bestimmt werden. Unterhalb der Umrißlinie hätte man zu diesem Zweck eine waagrechte Abszissenachse den Verschiebungen y zu legen und als lotrechte Ordinaten die den Wert Y/Q darstellenden Längen aufzutragen, die zuvor in den über jeden Abszissenpunkt der neuen Schaulinie liegender Punkten des Umrisses auf den Normalen des Umrisses abgetragen worden waren.

Das in dieser Weise erhaltene Arbeitsdiagramm für den Querschub des Radsatzes würde für Reifen mit Zweipunktberührung wesentlich anders ausfallen als für Reifen mit Einpunktberührung. Bei dem Reifen mit Zweipunktberührung, beispielsweise dem derzeitigen Vereinsreifen, kommen die Widerstände, die den zwischen A und \mathcal{A} liegenden Punkten entsprechen, und auch deren Arbeitsverzehrung nicht zur Geltung. Der dem Abschnitt A \mathcal{A} entsprechende Teil fehlt in dem Arbeitsdiagramm. In Bild a ist gerade der diesem Fehlbetrag entsprechende Teil des Arbeitsdiagrammes gezeichnet und zahlenmäßig ausgewertet. Seine Größe ist ein Maß für den Nachteil, der dem System Radumriß + Schienenumriß bei Zweipunktberührung und auf Entgleisen hinwirkenden Anlaufdrücken anhaftet. Der Nachteil ist dem System eigen, also dem paarweisen Auftreten dieser Umriss von Rad + Schiene und grundsätzlich nicht dem Radumriß für sich allein. Mit dem Reifen nach Bild a könnte nämlich die Einpunktberührung gleichfalls erreicht werden, wenn es freistünde, die Schienenform umzugestalten.

Bei den Systemen mit Einpunktberührung fehlt der behandelte Teil des Arbeitsdiagrammes nicht, und sein Vorhandensein bildet, wie es aus der Betrachtung der Zeichnungen ersichtlich ist, ein so großes Mehr an Widerstandsarbeit, daß man dabei die Höhe des Grenzwertes der Widerstandskraft Y/Q in der geraden Flanke des Spurkranzes gegenüber dem am Vereinsreifen vorhandenen Werte gefahrlos herabsetzen darf.

Das entwickelte Verfahren liefert lehrreiche Aufschlüsse über die Zweckmäßigkeit verschiedener Umrißlinien.

In Abb. 13 ist der Darstellung a des Vereinsreifens, in b ein Reifen der französischen Westbahn vom Jahre 1892 (siehe Abhandlungen des Internationalen Eisenbahnkongresses, St. Petersburg im Jahre 1892, Abschnitt XV/C) gegenübergestellt. Aus Bild b ist ersichtlich, daß der Widerstand gegen Querschub im Abschnitt A \mathcal{A} bei üblicher Schienenform auch hier nicht zur Wirkung gelangt und infolgedessen die ungemein große Fähigkeit, mit der die unter 70° geneigten Flächenelemente der Spurkranzhohlkehle einem Verdrängen aus dem Gleis widerstehen könnten, nicht ausgenutzt wird. Demgegenüber dürften die Flächenelemente gegen den Spurkranzwulst zu mit ihren erstaunlich rasch abnehmenden Widerständen gegen Hochsteigen in gewissen Fällen im Betriebe diese Seite ihrer Eigenheiten doch wohl wahrnehmen lassen. Darnach muß man diese Gestaltung, die, wie aus der Zusammenstellung auf Taf. 7, Abb. 1 ersichtlich ist, bei mehreren Bahnverwaltungen noch heute vorkommt, als Beispiel der Unzweckmäßigkeit bezeichnen.

Da die Sicherheit die hauptsächlichste, vor alle übrigen zu stellende Forderung des Eisenbahnbetriebes ist, sollte der Flankenwinkel nicht auf 90° festgesetzt werden?

Ein solches Bestreben findet man tatsächlich bei mehreren Eisenbahnen.

Wenn auch unbestreitbar anerkannt werden muß, daß

die allerwichtigste Forderung für den Eisenbahnbetrieb die Betriebssicherheit ist, wäre es ein großes Fehlgehen, wenn sich der Ingenieur mit der ausschließlichen Zugrundelegung dieses Grundsatzes begnügte und mit urteilloser Überschätzung dieses einzigen Attributs andere, technisch und wirtschaftlich wichtige Interessen opferte.

Die nicht weniger schöne als schwierige Aufgabe des Ingenieurs ist, sämtliche Gesichtspunkte, Forderungen und Interessen in der Weise in Einklang zu bringen, daß er auf diesem Wege zu einem Optimum gelangt.

Es werden hier vorläufig zwei, nicht zu unterschätzende Gründe genannt, die nicht nur gegen die Anwendung des primitiven Maximums von 90° für den Flankenwinkel sprechen, sondern sogar für die Wahl eines möglichst kleinen Flankenwinkels eingesetzt werden müssen.

Einer dieser Gründe ist die günstigere Bogenläufigkeit des Rades mit kleinem Flankenwinkel.

Je kleiner der Flankenwinkel ist, um so kleiner wird bei gegebenem Radhalbmesser e der Krümmungshalbmesser $\rho = e \operatorname{tg} \alpha$ der Hyperbel, die sich als Schnitt des Spurkranzkegels durch eine waagrechte Ebene in der Höhe des Berührungspunktes des Spurkranzes ergibt, und demzufolge wird die Gefahr des Klemmens des Radsatzes im Gleis ohne Spurerweiterung auch bei größeren Anlaufwinkeln und größerem Raddurchmesser D beseitigt*).

Einen weiteren Grund für die Verminderung des Flankenwinkels bildet das Streben nach Stoffersparnis beim Abdrehen, wie dies im Abschnitt 4 eingehend erörtert wird.

2. Förderung des ruhigen Laufes der Fahrzeuge.

Die Räder laufen auf ihrer Lauffläche und bewegen sich während des Laufes in der Querrichtung des Gleises: die Fahrzeugquerschnitte pendeln in der Ebene senkrecht zum Gleis.

Dr. Wagner hat untersucht, welchen Einfluß die Größe der Kegelneigung der Lauffläche auf die Pendelbewegung beim Abrollen im Gleis hat, um hieraus Schlüsse für einen möglichst ruhigen Lauf der Fahrzeuge im Gleis ziehen zu können.

Die Untersuchung beschränkt sich zunächst auf das Verhalten einer Einzelachse mit neuen Radreifen beim Lauf im geraden, unabgenutzten Gleis. Vorausgesetzt wurde ferner reines Rollen ohne Schlupf oder Quergleiten.

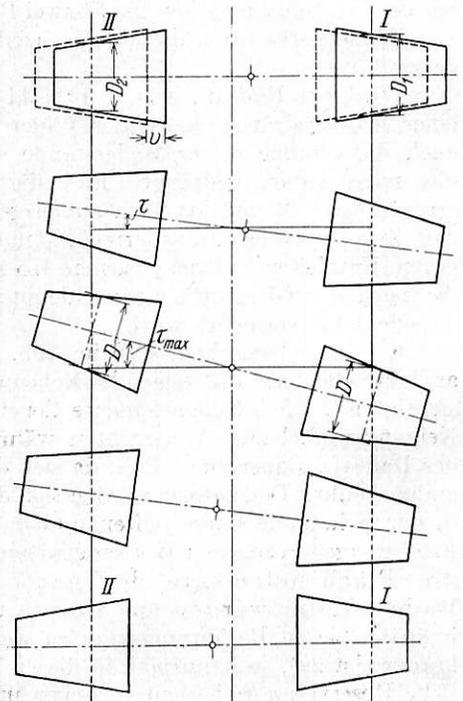


Abb. 14.

Geometrisch betrachtet, stellt der Laufvorgang das Abwälzen zweier fest miteinander verbundener Kegel (oder eines Doppelkegels) auf zwei Parallelen dar (Abb. 14). Denkt man sich die Achse zu Beginn des Abrollens um einen gewissen Betrag v quer zum Gleis verschoben, so stehen die Kegel auf verschiedenen großen Laufkreisen mit den Durchmessern D_1

*) Siehe auch Bäseler: „Spurerweiterung oder nicht“ in der Zeitung des VDEV, 1926, Nr. 8–10, 12–13.

und D_2 , deren Differenz eine Funktion der gewählten Kegelneigung ist. Da vorerst nur der Lauf der Achse im geraden Gleis behandelt wird, kann die stärkere Kegelneigung des äußeren Teiles der Reifenumgrenzung außer Betracht bleiben; sie ist nämlich nur bei erweiterter Spur, d. h. beim Bogenlauf von Bedeutung. Setzt man die Achse aus dieser Anfangsstellung heraus in Bewegung, so legt das eine Rad bei jedem Umdrehungselement größere Wege zurück als das andere, es „läuft vor“. Die hierdurch entstehende zunehmende Schrägstellung α der Achse bewirkt aber gleichzeitig ein Ablaufen des Rades I auf kleinere und ein entsprechendes Auflaufen des Rades II auf größere Durchmesser. Stehen beide auf gleich großen Laufkreisen D , so hat die Achse die größte Schrägstellung erreicht. Nun beginnt Rad II vorzulaufen und holt den Vorsprung des anderen Rades wieder auf. Das Ende der ersten Laufperiode ist erreicht, wenn die Achse wieder senkrecht zum Gleis steht.

Die Bahn, die der Mittelpunkt der Achse während eines derartigen „Durchpendelns“ durch das Gleis beschreibt, war zu untersuchen. Die exakte analytische Ermittlung der Kurve wurde wegen der verwickelten Verhältnisse schließlich aufgegeben. Es handelt sich um eine aus mehreren Komponenten zusammengesetzte Bewegung im Raum, deren Gleichung schließlich auf elliptische Integrale führt. Die Gesetzmäßigkeit dieser Bewegung läßt sich aber mit großer Annäherung aus der Projektion der Raumkurve in die Gleisebene erkennen. Diese Projektionslinie kann bei Einführung kleiner Vereinfachungen auf graphischem Wege Punkt für Punkt ermittelt werden.

Die Oberfläche eines Kegels, der die Laufflächen der Räder darstelle, wird durch Mantelstrahlen in n gleiche Teile zerlegt. D_1 und D_2 entsprechen den Laufkreisdurchmessern bei Beginn des Abrollens; ihr Abstand $2H$ ist also gleich der doppelten Querverschiebung der Achse im Gleis (Abb. 6a, Taf. 7). Bei genügender Unterteilung der Mantelfläche ($z \rightarrow \infty$) darf mit hinreichender Genauigkeit angenommen werden, daß die Rollkegel sich während eines jeden Umdrehungselements (Drehwinkel $2\pi/z$) geradlinig unter der jeweiligen Neigung der Achse zum Gleis auf den Schienen abwälzen (Abb. 6, b, c auf Taf. 7). Zwei Parallelen, deren Abstand s ($= 1500$ mm) im Maßstab der Laufkreisdurchmesser aufzutragen ist, stellen die von den Laufkreisen berührten Fahrkanten der Schienen dar (Abb. 6 d). Trägt man auf ihnen die Wegstrecken ab, die die Räder während der einzelnen Umdrehungselemente zurücklegen, und verbindet deren Endpunkte, so entspricht die Neigung dieser Verbindungslinien der jeweiligen Schiefstellung der Achse. Die einzelnen Wegelemente erhält man durch stufenweises Auftragen von Strahlen unter diesen Schiefstellungswinkeln auf die Abwicklung eines von zwei Mantelstrahlen begrenzten Teilstückes der Kegeloberfläche. So erhält man für das erste Umdrehungselement (Drehwinkel $1 \cdot 2\pi/z$) die Laufwege AB und MN bei $\tau_0 = 0^\circ$ Schwenkung der Achse, für das zweite (Drehwinkel $2 \cdot 2\pi/z$) BC und NO bei τ_1^0 Schwenkung usw. — Die Abstände h_1, h_2 usw. ergeben — entsprechend dem Kegelwinkel auf wahre Größe gebracht — die Seitenverschiebung der Achse nach den einzelnen Laufstrecken. Parallele zu D_1 bzw. D_2 in diesen Abständen schneiden die Mantelstrahlen in den Punkten $B', C', D' \dots$ bzw. $M', N', O' \dots$. Verbindet man sie, so erhält man die „Spuren“, die die Schienen auf den Laufkegeln beim Durchrollen der Achse abzeichnen.

Hieraus läßt sich die Bahnkurve des Achsmittelpunktes in Abhängigkeit vom Laufweg bestimmen. Die Untersuchung wurde für einen Radsatz mit 2000 mm Laufkreisdurchmesser durchgeführt. Große Räder verhalten sich hinsichtlich des Anlaufens der Spurkränze ungünstiger als kleine. Nach dem beschriebenen Verfahren — bei schwacher Kegelneigung teilweise unter Errechnung graphisch nicht mehr genau zu bestimmender Größen — wurden Bahnkurven für verschiedene

Kegelneigungen (1:2, 1:5, 1:20) und verschiedene Querverschiebungen der Achse in Ausgangsstellung ermittelt. Auf Textabb. 15 sind die Kurven für die Kegelneigung 1:20 und Verschiebungen von 5 und 2,5 mm aus Gleismitte dargestellt.

Sie stellen sämtlich eine sinusähnliche, ungedämpfte Wellenbewegung dar. Ihr Vergleich führt zu folgenden Ergebnissen:

1. Die Länge der Welle ist eine Funktion der Kegelneigung und bleibt unabhängig von der Amplitude für eine bestimmte Kegelneigung konstant.

2. Die Höhe der Welle ist gleich der Ausgangs gewählten Querverschiebung und bleibt unabhängig von der Kegelneigung unverändert erhalten.

Die vorliegende Untersuchung scheint die Frage der Kegelneigung der Lauffläche zu einem gewissen vorläufigen Abschluß gebracht zu haben. Will man die Lauffläche stärker als bisher zur Radialstellung von Radsätzen heranziehen, so bleibt nichts weiter übrig, als den Laufflächenteil mit der Neigung 1:10 auf Kosten des Teiles mit der Neigung 1:20 zu verlängern. Während Dr. Bäseler (Zeitung des VDEV Nr. 14/1929) gefunden hat, daß für unsere heutige Laufflächengestalt ein Gleisbogen von rund 1363 m Halbmesser gerade ein reines Abrollen eines Radsatzes ermöglicht, wird dann der Halbmesser des „idealen“ Gleisbogens weiter herabgedrückt. Wenn gewünscht wird, kann auf diesem Wege eine Änderung der Laufflächengestalt vorgeschlagen werden. Bestehen bleibt jedenfalls, daß durch das Zusammenwirken zweier verschiedener Laufflächenkegel die Amplitude verkürzt werden kann.

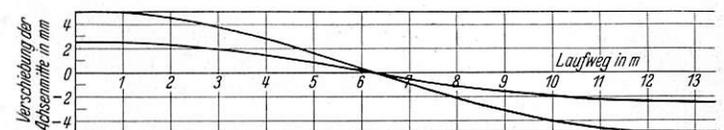


Abb. 15. Radsatz mit 2000 mm Laufkreisdurchmesser.

Der Erforschung der Pendelbewegung eines einzelnen, frei rollenden Radsatzes dürfte aber keine übergroße Wichtigkeit beigemessen werden, so lehrreich auch die einschlägigen Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen des Dr. Wagner an und für sich sind, die übrigens mit den Ergebnissen des Aufsatzes von Caesar (Essen) im Heft 1 des Org. Fortschr. Eisenbahnwes. vom Jahre 1920 in Einklang stehen.

Entscheidende praktische Bedeutung darf diesen Ergebnissen deshalb nicht zugeschrieben werden, weil unter den Fahrzeugen wenigstens zwei Radsätze ihre Bewegungen ausführen und erst die resultierende Schwingung des Tragwerkes die uns praktisch am meisten interessierende Schwingung des Fahrzeugkörpers erregt, dabei wird die letzterwähnte Schwingung noch durch die Dynamik des Fahrzeugkörpers selbst weiter beeinflusst. Aus diesem Grunde schlägt es nichts, daß die hauptsächlichsten Elemente der Schwingung des Einzelradsatzes, die Wellenhöhe und Wellenlänge, nach dem Verfahren Caesars auf mathematischem Wege und nach dem geometrischen Verfahren Wagners gleichfalls nur auf einem Umweg zu erfassen sind. (Im Aufsatz Caesars wird die Bahnlinie der Radsatzmitte so bestimmt, daß für jeden ihrer Punkte der Krümmungshalbmesser der Bahn und die Richtung der Normalen berechnet wird.)

Von den Erscheinungen, die die rein geometrischen Untersuchungen über den Einzelradsatz beeinträchtigen, soll hier nur auf die Bewegung des Fahrzeugschwerpunktes in der Querebene hingewiesen werden*).

Das Schlingern des Einzelradsatzes ist allerdings ein Grund des Schlingerns des Wagens. Dieses Schlingern kann jedoch offenbar nicht nur durch Änderung der Kegelneigung der Lauffläche, sondern zusätzlich auch durch

*) Der Bericht enthält hierüber nähere Ausführungen.

die mechanischen Eigenschaften des Laufwerkes beeinflußt werden.

Es ist zu beachten, daß sowohl nach dem angeführten Aufsatz Caesars, wie nach dem des Professors Petersen, Danzig (Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Heft 5, Jahrgang 1920), innerhalb der betriebsmäßigen Grenzen nicht die Wellenhöhe, sondern die Wellenlänge, richtiger die Schwingungszeit von praktischer Bedeutung ist (Wirkung auf die Fahrgäste). Nach Meinung des Dr. Wagner erscheint es noch ungeklärt, welchen Einfluß die Wellenlänge und Wellenhöhe der Pendelbewegungen eines Radsatzes im Gleis auf den Gang des Fahrzeuges hat. Eine große Wellenhöhe wird seitlich begrenzt durch den Spielraum im Gleis, sie kann sich also nicht auswirken, und es findet zunächst bei Zweipunktberührung ein stoßartiger Anlauf statt. Das Rad läuft dann stetig weiter an derselben Schiene an, bis sich das Laufen der beiden Räder auf verschiedenen Durchmessern ausgewirkt hat. Hierauf wird ein allmähliches Ablösen von der Schiene, ein Durchlaufen des Spielraumes und ein Anstoßen an die andere Schiene eintreten.

Bei der Einpunktberührung wird das stoßweise Anlaufen durch Auflaufen auf den größeren Raddurchmesser ersetzt. Die Sinuskurve wird nicht gebrochen, sondern kurz abgebogen. Die Ablaufverhältnisse sind schwer bestimmbar, Mittel zur Verkürzung der Wellenlängen und Wellenhöhen wären steilere Laufflächenneigungen. Mit der Erhöhung der Neigung des Kegels der Lauffläche, die in den bisher bekanntgewordenen Entwürfen für neue Umrißlinien vorgeschlagen wurde, nimmt die Schwingungszeit ab, so daß von dieser Neigungserhöhung Abstand genommen werden müßte, wenn die Möglichkeit nicht bestünde, infolge der erwähnten Interferenzerscheinungen für den Fahrzeugkörper wenigstens so annehmbare Verhältnisse zu erreichen, wie mit dem Vereinsradsatz, oder die Lage sogar zu bessern, indem man, wie oben angeschnitten, mittels der Umrißlinie mit Einpunktberührung die stoßweisen Spurkranzanläufe beseitigt. Bei den Vorschlägen für eine neue Umrißlinie der Radreifen wird der Einfluß der Laufflächenneigung studiert und berücksichtigt werden müssen.

3. Die Verminderung der Gleitreibung zwischen Schiene und Rad.

Da die von den Radreifen und von den Schienen abgenutzte Stoffmenge nach dem Satze von Hartig der zum Spanabnehmen verrichteten Arbeit proportional gesetzt werden kann, sind die Gesichtspunkte des Verschleißes und des Krümmungswiderstandes als identisch aufzufassen.

Dr. Bäseler, der auf genauem mathematischen Wege die auf den Radsatz wirkenden Reibungskräfte und die Gleitgeschwindigkeiten der Stützpunkte des Reifens bestimmte, hat auf Grund des berechneten Fahrwiderstandes beurteilt, ob der Lauf bei gegebenen Einzelbedingungen günstig oder weniger günstig ist. Er hat gezeigt, daß das in die Gleisrichtung fallende Gleiten weniger Verlustarbeit verursacht, als das Gleiten senkrecht zum Gleis. Das Gleiten in Gleisrichtung muß bei der Zweipunktberührung von Rad und Schiene bei Krümmungshalbmessern des Gleises, die eine gewisse Grenze unterschreiten, eintreten. Diese Grenze liegt nach Bäseler für die Vereinsradreifen-gestalt und ein Gesamtquerspiel des Radsatzes im Gleis von 11 mm bei 1363 m. Ein solches Gleiten entsteht dadurch, daß die rollenden Halbmesser der zwei Räder des Radsatzes in einem anderen Verhältnis stehen als die Bogenhalbmesser der zugehörigen, die Räder stützenden einzelnen Schienenstränge. Wenn ein Radsatz in einem Gleisbogen vom Gleismittlenhalbmesser R eine in der Gleismitte gemessene Strecke von der Länge B gefahren ist und dabei beide Räder mit in der Entfernung s liegenden Laufkreisen von gleichen Halbmessern

rollen, so ist die Gesamtlänge σ_x des Gleitweges in der Gleisrichtung:

$$(\sigma_x)_B = \left[2 \left(R + \frac{s}{2} \right) \pi - 2 \left(R - \frac{s}{2} \right) \pi \right] \frac{B}{2 R \pi} = \frac{s}{R} \cdot B.$$

Länge des äußeren, inneren Bogens.
(Bezeichnungen s. Abb. 16.)

Dies ergibt z. B. in einem Gleisbogen vom Halbmesser $R = 150$ m und von der Länge $B = 200$ m einen Weg von insgesamt $\sigma_x = \frac{1,5}{150} \cdot 200 = 2$ m, der während des Rollens gleitend zurückgelegt wurde.

Diese Erscheinung ist unabhängig davon, ob der Radsatz radial steht, und muß sich unbedingt einstellen, wenn die Durchmesser der Laufkreise nicht im gleichen Verhältnis wie $\frac{R + s/2}{R - s/2} = \frac{2 R + s}{2 R - s}$ stehen.

Von den zwei Rädern des Radsatzes wird dasjenige gleiten, für das das Produkt (Moment) aus Raddruck, Reibungszahl und Laufkreishalbmesser seinen kleineren Wert hat. Wenn die Laufkreishalbmesser und Reibungszahlen bei beiden Rädern gleich sind, so wird dasjenige Rad gleiten, bei dem der Raddruck kleiner ist als die Hälfte des Achsdruckes.

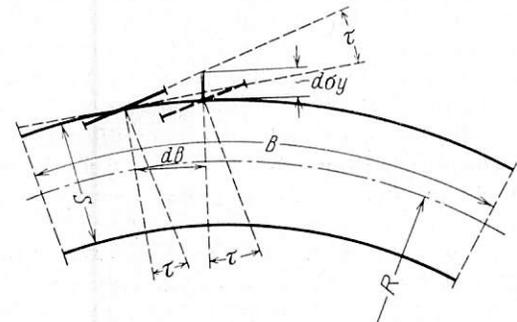


Abb. 16.

Wenn ein solcher Radsatz längs des oben dargestellten Gleisbogens von der Streckenlänge B fährt, so beträgt der höchste Grenzwert der zur Überwindung der Reibung in Gleisrichtung verrichteten Arbeit

$$(A_x)_{B_{\max}} = \mu Q \cdot \frac{s}{R} \cdot B$$

wo Q die Hälfte des Achsdruckes und μ den höchsten, längs der Strecke vorkommenden Wert der Reibungszahl des gleitenden Rades bedeutet. Es beträgt z. B. längs der Strecke von 200 m des Gleisbogens von 150 m Halbmesser

$$(A_x)_{200_{\max}} = (2 \mu Q) \text{ in mkg.}$$

Ein Gleiten senkrecht zum Gleis entsteht, wenn die Achse des Radsatzes nicht in die Richtung des Gleisbogenhalbmessers fällt, wenn der Radsatz mit dem Anlaufwinkel τ läuft (s. Textabb. 16).

Wenn wir die Entfernung s der Laufkreise gegenüber dem Gleisbogenhalbmesser R vernachlässigen, dann können wir annehmen, daß der Radsatz während des Fahrens längs des elementaren Gleisabschnittes dB um die Strecke $d\sigma_y$ in der Richtung des Gleisbogenmittelpunktes gegliedert ist. Wenn wir dabei auch die Änderung des Anlaufwinkels τ vernachlässigen, so ist

$$d\sigma_y = dB \cdot \operatorname{tg} \tau \simeq dB \cdot \tau$$

und die Summe der längs der Gleisstrecke B auftretenden Quergleitungen

$$(\sigma_y)_B = \int_0^B \tau \cdot dB = B \tau.$$

Dieses Gleiten betrifft — wenn wir vom Einfluß der Laufkreislänge s absehen — beide Räder des Radsatzes.

Es beträgt somit die längs der Gleisstrecke B verrichtete Reibungsarbeit für Quergleiten:

$$(A_y)_B = 2 Q \mu \tau B,$$

wobei $2 Q$ den Achsdruck bedeutet. Zum Beispiel beträgt längs der Strecke von 200 m des Bogens vom Halbmesser 150 m (wie oben angenommen) und bei $\operatorname{tg} \tau = 1/20 \sim \tau (\tau = 2^\circ 50')$.

$$(A_y)_{200} = 2 \mu Q \cdot 0,05 \cdot 200 = 20 \cdot \mu \cdot Q \text{ in mkg.}$$

Man sieht in den Zahlenbeispielen, wo wir für denselben Gleisabschnitt die längs des Gleises verrichtete Reibungsarbeit sogar nach ihrem ungünstigsten Werte angesetzt haben, daß diese Arbeit, — angenommen, daß die Reibungszahl μ in beiden Fällen gleich ist, — nur ungefähr $1/10$ der Reibungsarbeit des senkrechten Gleitens beträgt. Dies erklärt die praktische Bedeutung der theoretischen Feststellung von Bäseler, wonach wir alles unternehmen müssen, um das Quergleiten zu beseitigen, das uns die Herabminderung des Anlaufwinkels, also die Ermöglichung der radialen Einstellung des Radsatzes zur Pflicht macht.

Demnach muß die heutige Lage so gebessert werden, daß sich das Verhältnis der Laufkreishalbmesser der Räder bei entsprechender Querverschiebung des Radsatzes im Falle von kleineren Gleisbogenhalbmessern als 1363 m möglichst bei allen Gleisbogenhalbmessern auf den erforderlichen Wert erhöhen kann.

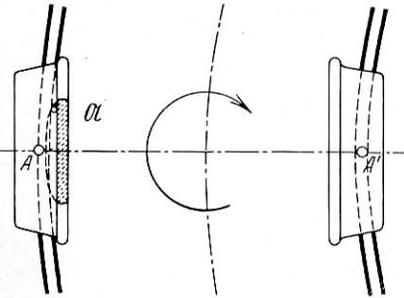


Abb. 17.

Bei der heutigen Zwei-Punktberührung von Reifen und Schiene stützt sich der Radsatz — wie bekannt und wie es durch Dr. Bäseler auch gezeigt wurde — in drei Punkten auf die Schienen. Die Lage dieser Punkte wird näherungsweise durch Textabb. 17 dargestellt:

A und A' sind die Auf-

standspunkte der Laufflächen, Q ist der Spurkranzdruckpunkt.

Die Radsätze sind bekanntlich auch bei den heutigen Verhältnissen fähig, sich der radialen Stellung besser anzunähern, als es durch den bei den heutigen Radreifenumrissen erreichbaren Höchstwert des Verhältnisses der Laufkreishalbmesser der Aufstandspunkte zu erklären wäre. Die Vereinsversuche aus dem Jahre 1896 und auch die Versuche aus der letzten Zeit haben bewiesen, daß sich der vordere Radsatz etwas und der hintere ziemlich gut radial einstellt trotz der Mittelstellkraft der Federaufhängung des Wagens. Das ist — nach den Untersuchungen Dr. Bäsellers — die Folge der mit Rücksicht auf die radiale Einstellung guten Wirkung der in Q angreifenden Kraft. Der Spurkranzdruck in Q entlastet gewissermaßen den Punkt A, und da der Punkt Q einen größeren Rollkreishalbmesser zum Hebelarme hat als A, übt die in Q auftretende Reibung auf den Radsatz ein gewisses kleines Moment im Sinne des oben gezeichneten Pfeiles aus.

Die Abb. 8, Taf. 7 zeigt die Lage des Punktes Q bei dem Vereins-Radreifenumriß, bei einem Umriß der Schiene nach Abb. 7, Taf. 7, einer Schienenneigung von 1:20 und bei einem Anlaufwinkel von $\operatorname{tg} \tau = 1/20$ für Räder vom Halbmesser $D/2 = 470$ und $D/2 = 970$ mm.

Die radiale Einstellung könnte verbessert werden bei der Zwei-Punktberührung, wenn die Erhöhung der Kraft in Q angestrebt würde. Die Kraft in Q muß aber — wenn man die Gefahr des Entgleisens nicht herbeiführen will — zwischen aufeinandergleitenden Flächen übertragen werden; die Erhöhung der Reibungskraft infolge Erhöhung des Spurkranzdruckes erhöht die Reibungsarbeit, d. h. den Krümmungswiderstand und den Verschleiß.

Wenn man nach den Berechnungen von Dr. Bäseler einen einzelnen Radsatz ohne Wagen, d. h. ohne Mittelstellkraft der Federaufhängung in einem Gleisbogen vom Halbmesser $R = 500$ m mit der Fahrgeschwindigkeit $v = 3,14159$ m/s von äußeren Kräften unbeeinflusst rollen läßt,

a) die Radreifen dem heutigen Vereinsumriß entsprechen und das gesamte Querspiel im Gleis 11 mm beträgt, so bleibt die von selbst eingenommene Lage des Radsatzes um $\tau = 0,149^\circ$ hinter der radialen Lage zurück und verbraucht die Reibung, wenn Q den halben Achsdruck bedeutet, eine Leistung von $N_r = 0,0101 Q$ in mkg/sec;

b) wenn bei sonst gleichen Verhältnissen das Querspiel 21 mm beträgt, so ist der von dem Radsatz freiwillig angenommene Anlaufwinkel $\tau = 0,0584^\circ$ und die Reibungsleistung nur $N_r = 0,007976 Q$ in mkg/sec. Das größere Querspiel im Gleis hat bei dem heutigen Radreifenumriß es auch ermöglicht, daß sich das Verhältnis der Laufkreishalbmesser vergrößert, was eine günstige Wirkung hervorbringt. Eine ähnliche Wirkung würde eintreten, wenn die Kegelflächen steiler gestaltet würden.

c) Demgegenüber beträgt bei sonst gleichen Verhältnissen, aber zylindrischen Rädern, die also immer auf gleichgroßen Laufkreisen rollen, besser gesagt rutschen, $\tau = 0,223^\circ$ und $N_r = 0,01244 Q$ in mkg/sec.

Die bisherigen Beispiele zeigen, wie eine Vergrößerung des Unterschiedes der Laufkreishalbmesser günstig wirkt.

d) Bei der Prüfung der Wirkung der Flankenneigung der Spurkränze fand Dr. Bäseler, daß unter sonst dem Beispiele a) gleichen Verhältnissen, aber bei einer Flankenneigung von 75° statt 60° , $\tau = 0,43$ und $N_r = 0,02447 Q$ in mkg/sec ist. Dies bedeutet gegenüber Beispiel a) eine Verschlechterung von 140%.

Die Beispiele a) bis d) beziehen sich auf neue Schienen. Dr. Bäseler findet später, daß die Abnutzung der Schienen auf die Abnutzung der Radreifen und auf den Krümmungswiderstand sich günstig auswirkt.

Die Flankenneigung des Spurkranzes zu erhöhen, würde, wie vorteilhaft es auch mit Rücksicht auf die Sicherheit gegen Entgleisen sein dürfte, den Verschleiß und den Krümmungswiderstand erhöhen.

Aus obigem folgt, daß es nicht möglich ist, angesichts des Verschleißes, die heutige Lage unter Aufrechterhalten der Zwei-Punktberührung zu verbessern. — Nur die Einpunktberührung gibt uns die Möglichkeit, die erforderlichen, wenn auch nicht hinreichenden geometrischen Vorbedingungen eines Kegellaufes, also reinen Rollens zu erfüllen.

Wird es ermöglicht, daß das Rad beim Querverschieben im Gleis die Schiene auch im Bereich A— Q (vergl. Textabb. 12a) berührt, so kann der Durchmesser des größten Laufkreises, der bei Zwei-Punktberührung durch Punkt A geht, mittels Weiterrücken gegen den Spurkranz, auch weiterhin erhöht werden, wogegen der Durchmesser des anderen Rades des Radsatzes durch die allmähliche Verschiebung verkleinert wird. Dies bedeutet, daß die feste Begrenzung des Querspiels im Gleis im Punkt Q des Spurkranzes aufgegeben und der Umriß für eine Einpunktberührung ausgestaltet werden muß. Es muß angestrebt werden, die feste geometrische Begrenzung des Querspiels durch die Begrenzung durch Kräfte zu ersetzen. Die scharf unterschiedene Bestimmung der Lauffläche und des Spurkranzes muß eigentlich verschwinden und im Fall der Einpunktberührung werden diese beiden Flächenteile auch geometrisch nicht mehr durch eine neutrale Zone ohne Bestimmung und Bedeutung getrennt.

In strenger Sachlichkeit könnte mit Recht gesagt werden: Ein solcher Radreifen hat, in heutigem Sinn dieser Worte, weder einen Spurkranz, noch einen Spielraum.

Es ist oben nachgewiesen, daß die geometrischen Bedingungen des reinen Rollens in der Längsrichtung des Gleises erfüllt werden können. Wird nun die Frage gestellt, ob das Gleiten in der Querrichtung beseitigt werden kann oder nicht, so muß die Frage dahin beantwortet werden, daß ein reines Rollen zwischen Schiene und Rad in der Ebene des Querschnittes nicht möglich ist; der Ingenieur hat nur die Möglichkeit, dieses Gleiten möglichst zu verringern.

Textabb. 18 a stellt eine nach unten hohle, 18 b eine nach unten erhabene Laufflächenumrißlinie dar. Wie aus diesen Bildern hervorgeht, ist die Länge des Gleitens, die sich im ersteren Fall als Unterschied der miteinander in Berührung kommenden Linienelemente ergibt, bedeutend kleiner, als im letzteren Falle, wo die Gleitlänge die Summe der erwähnten Linienelemente beträgt.

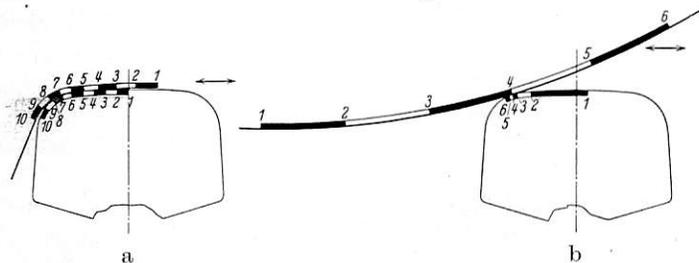


Abb. 18. Verteilung des Verschleißes auf Rad und Schiene bei Querverschiebung des Radsatzes.

Es ist folglich offenbar, daß bei Ausgestaltung einer neuen Umrißlinie die nach unten gewölbte Gestalt nicht nur mit Rücksicht auf die Überlegungen, die auf Seite 126 auf Grund der Abb. 13 angestellt wurden, sondern auch mit Rücksicht auf den ungünstigeren Verschleiß tunlichst vermieden werden soll.

4. Die Wirtschaftlichkeit im Nachdrehen der Radreifen.

Der abgenutzte Radreifen muß soweit nachgedreht werden, daß die Regelumrißlinie wiederhergestellt wird. Die Wirtschaftlichkeit in der Ausnutzung des Radreifenstoffes hängt davon ab, wieviel Reifenstoff hierbei verspart wird und ist gekennzeichnet durch die Beziehung

$$w = F_a / F_g,$$

worin bedeutet

- w die Gütezahl der Wirtschaftlichkeit,
- F_a die Fläche des Abnutzungsquerschnittes und
- F_g die Fläche des Querschnittes, den die Umrißlinien zweier nacheinander folgender Nachdrehen begrenzen.

Je größer also der Wert von F_a und je kleiner der Wert von F_g ist, um so größer ist die Wirtschaftlichkeit des Nachdrehens.

Und da die Grenze der Abnutzung, nach der die Radreifen nachgedreht werden müssen, bei der Mehrzahl der Eisenbahnen hauptsächlich durch die Angabe der größten Abnutzungstiefe k_s festgesetzt ist, muß angestrebt werden, die Form des Abnutzungsquerschnittes durch zweckdienliche Gestaltung des neuen Radreifenumrisses so zu beeinflussen, daß die größte Abnutzungstiefe k_s an einer Stelle entsteht, wo sie einerseits nur bei einem möglichst großen Wert von F_a zustande kommt und andererseits ein Nachdrehen erfordert, das für F_g den kleinsten Wert ergibt, folglich mit einer möglichst kleinen Halbmesserverminderung k_1 durchgeführt werden kann.

Wie bekannt, kommt die größte Abnutzungstiefe bei der heute gültigen Umrißlinie mit Zweipunktberührung fast

durchweg an der Spurkranzflanke zustande. Die Frage der Wirtschaftlichkeit des Nachdrehens hängt somit im Falle einer Zweipunktberührung mit der Größe des Flankenwinkels eng zusammen (Textabb. 19). Beträgt die lotrecht auf die Kegelerzeugende der Spurkranzflanke gemessene Abnutzung k_s , so muß von der Lauffläche eine Schicht von der Dicke

$$k_1 = k_s / \cos \alpha$$

abgedreht werden, um den ursprünglichen Umriß herzustellen.

Nach dieser Formel muß von der Lauffläche, um die ursprüngliche Gestalt der Umrißlinie wieder zu gewinnen, um so mehr Stoff abgedreht werden, je kleiner der Winkel α ist. Beträgt der Winkel $\alpha = 60^\circ$, so ist

$$k_1 = 2 k_s,$$

dagegen ergibt sich für $\alpha = 54^\circ$:

$$k_1 = 1,7 k_s.$$

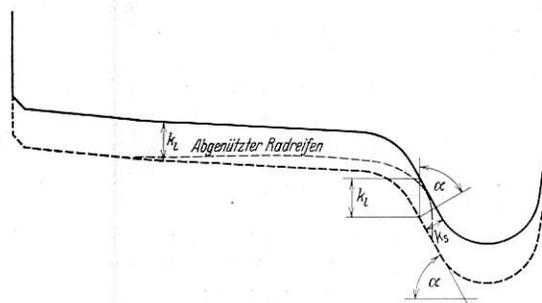


Abb. 19. Stoffverlust beim Nachdrehen der Radreifen.

$$k_1 = \frac{k_s}{\cos \alpha}$$

Wenn $\alpha = 60^\circ$, dann ist $k_1 = 2 k_s$

Wenn $\alpha = 54^\circ$, dann ist $k_1 = 1,7 k_s$

Die Ersparnis bedeutet rund 15%.

Diese wohl begründete Stoffwirtschaft gab Dr. Wagner den Anlaß, die Verkleinerung des gegenwärtigen Winkels von 60° zu beantragen (s. Seite 135 l.).

Bei den Radreifen mit Einpunktberührung gewinnt man auf dem Gebiete der Instandhaltung nicht nur die Prozente an Stoffwert und Lebensdauer, die man nach obigen Ausführungen unter Festhalten an der Zweipunktberührung lediglich durch den kleineren Flankenwinkel mit vollem Recht zu gewinnen hofft, sondern vielmehr, daß die Flanke des Spurkranzes in vielen Fällen der waagrechten Drücke zur Widerstandsleistung gar nicht herangezogen werden muß und deshalb einen viel kleineren Verschleiß aufweisen wird (vergl. unter Abschnitt 1 auf Seite 127). In diesem Falle wird demnach die Abnutzung nicht dermaßen geometrisch fast eindeutig auf ein Gebiet konzentriert wie bei Zweipunktberührung, die Abnutzung wird sich auf einen größeren Bereich verteilen, die Mulde wird flacher, die Fläche F_a für gegebene Abnutzungstiefe größer.

Trotzdem darf der Vorteil des kleineren Flankenwinkels auch in diesem Falle nicht vernachlässigt werden und in voller Bewertung des nachgewiesenen großen wirtschaftlichen Vorteiles haben auch die Königl. Ung. Staatsbahnen in ihrem Entwurf für die neue Umrißlinie den Flankenwinkel von 60° herabgesetzt und mit rund 55° angenommen.

5. Schlußfolgerungen.

Auf Grund obiger Ausführungen kann zusammenfassend gesagt werden: die rein theoretischen Untersuchungen entscheiden die Frage, wie die neue Umrißlinie zu gestalten sei, dahin, daß allen eisenbahntechnischen und wirtschaftlichen Forderungen; die eine Umrißlinie zu erfüllen hat, die Gestaltung am besten entsprechen wird, die mit Zugrundelegung der im Antrag der Niederländischen Eisenbahnen vorgeschlagenen Einpunktberührung durchgeführt wird.

Die Frage, wie lange die Einpunktberührung im Betriebe aufrechterhalten werden kann, ist nur nach längeren Betriebsversuchen zu beantworten.

Die nicht eindeutige geometrische Bestimmtheit der Lage des Radsatzes mit Einpunktberührung auf den Schienen während des Rollens, wie dies unter Punkt 4 bereits erwähnt wurde, bringt es mit sich, daß der Radreifen von Anfang an mit seinen verschiedensten Punkten die Schiene berührt, die Abnutzung der Schiene und des Radreifen nicht auf einen kleineren Bereich beschränkt wird, wie im Falle der Zweipunktberührung. Die Abnutzung wird sich gleichmäßiger verteilen wie bisher.

Professor Dr.-Ing. Heumann kommt in seinem Aufsatz „Spurkranz und Schienenkopf“ auch zum beachtenswerten Satz, der mit obigen Ausführungen in vollem Einklang ist, daß „die Höhenlage des Rades zur Schiene bei Zweipunktberührung rein geometrisch, bei der Einpunktberührung dagegen auch statisch bestimmt ist“.

Dr.-Ing. Wagner steht zwar einer Form mit Einpunktberührung nicht entgegen, aber aus dem Bedenken heraus, daß bei Einpunktberührung die Resultierende aus Achsdruck und Führungsdruck durch Abwandern bis in die Nähe der Spurkranzhohlkehle kommt und dadurch zu kleine Hertzsche Flächen und zu hohe spezifische Baustoffbeanspruchungen ergeben könnte, hält er einen Mittelweg für empfehlenswert. Nach seiner Auffassung würde man sich mit einer Umrißlinie etwa nach seinem Vorschlage mit Zweipunktberührung begnügen können, bei der die Radlast Q wie bisher senkrecht mit großen Hertzschen Flächen übertragen wird, die seitlichen Anlaufdrucke aber durch einen der Lauffläche möglichst nahe liegenden zweiten Berührungspunkt übertragen werden, dessen Geschwindigkeit von der der Lauffläche bedeutend weniger abweicht und wegen der Zurückverlegung des Spurkranzdruckpunktes keine große Schleifarbeit an der Schiene hervorruft.

In dieser Frage können nur die bereits begonnenen Versuche entscheiden, die — wie darüber noch nachstehend berichtet wird — mit Radreifen sowohl mit Einpunkt- wie auch mit Zweipunktberührung bereits begonnen sind. Gegen die Einpunktberührung könnte weiter eingewendet werden, daß die Verbindungsgerade der zwei Radstützpunkte eines unter einem Winkel anlaufenden Rades nicht in die durch die geometrische Achse des Radsatzes gelegte lotrechte Ebene fällt. Da aber der Unterausschuß für die Aufstellung von neuen Bestimmungen für Lenkachsen aller Voraussicht nach wird angeben können, wie die Tragwerke einzurichten sind, um das radiale Rollen der Radsätze im Bogen möglichst weitgehend zu sichern, so besteht die Wahrscheinlichkeit, daß dieser Einwand gegenstandslos wird.

Auf Grund vorstehender theoretischer Überlegungen können hier nun die Bedingungen angegeben werden, die man erfüllen muß, um eine richtige, allen Ansprüchen entsprechende Radreifenumrißlinie zu entwerfen.

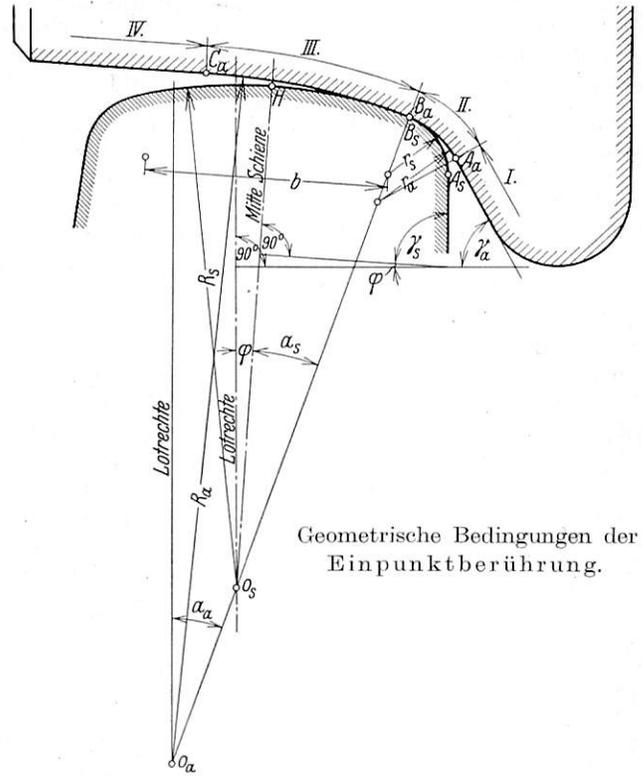
Für alle praktisch vorkommenden oder in absehbarer Zeit entstehenden Schienenformen sind die geometrischen Bedingungen der Einpunktberührung nachstehend abgeleitet.

Diese Bedingungen gelten für die Systeme Reifen + Schiene, deren Umrisse folgendermaßen aufgebaut sind:

- Reifen: Spurkranzflanke:
 Gerade (s. Abb. 20, Abschnitt I)
 Hohlkehle:
 Kreisbogen . . (s. „ 20, „ II)
 Innere Lauffläche:
 Kreisbogen
 oder Gerade . (s. „ 20, „ III)
 Äußere Lauffläche:
 Gerade (s. „ 20, „ IV)

- Schiene: Flanke: Gerade.
 Kante: Kreisbogen.
 Kopf: Kreisbogen.

Die in allgemeiner Fassung aufgestellten Bedingungen sind unter Textabb. 20 durch vier Formeln dargestellt.



Geometrische Bedingungen der Einpunktberührung.

$$R_a > R_s \dots\dots\dots 1)$$

$$r_a > r_s \dots\dots\dots 2)$$

$$a_a \geq a_s + \varphi$$

$$\sin a_a \geq \sin (a_s + \varphi)$$

$$\sin a_a \geq \sin a_s \cos \varphi + \cos a_s \sin \varphi$$

$$\sin a_s = \frac{\left(\frac{b}{2}\right)}{R_s - r_s}$$

$$\cos a_s = \sqrt{1 - \left[\frac{\left(\frac{b}{2}\right)}{R_s - r_s}\right]^2}$$

$$\sin a_a \geq \frac{\frac{b}{2}}{R_s - r_s} \cos \varphi + \sin \varphi \sqrt{1 - \left[\frac{\frac{b}{2}}{R_s - r_s}\right]^2} \dots\dots 3)$$

$$\gamma_a \leq \gamma_s + \varphi \dots\dots\dots 4)$$

Abb. 20.

Um die vierte Bedingung erfüllen zu können, genügt es nicht, daß man beim Entwerfen eines Umrisses für Radreifen mit Einpunktberührung die in den TV. enthaltenen Angaben über die Gestalt des Schienenkopfes kennt, man muß vielmehr den kleinsten Wert des Winkels $\gamma_s + \varphi$ erfassen, der als Neigung der Flanken zur Waagrechten an den üblichen Schienenformen vorkommt.

Über die Größe dieser Neigung steht eine große Menge von Angaben in der Niederschrift Nr. 2 Berlin, 30. November 1927, des Unterausschusses „Rillenweite“ zur Verfügung. Man findet dort (Anlagen 1 und 2) unter 44 Aufnahmen nur drei Fälle, in denen der Winkel der Schienenflanke zur Waagrechten kleiner als 60° ist, und bei diesen Fällen darf man annehmen, daß die Schienen nicht die Neigung 1:20 hatten, sondern stärker geneigt waren. Diese Annahme läßt sich

folgendermaßen begründen: Weiter oben wurde dargelegt, daß die Flanke der heutigen Vereinsumrißlinie kleinere Winkel mit der Waagrechten als 60° weder infolge des Anlaufwinkels, der ja den wirksamen Flankenwinkel vergrößert, noch infolge des Verschleißes, der ja nie flacher liegende, sondern vielmehr steilere Flanken erzeugt, annehmen kann. Es gibt aber dann keine technologische Möglichkeit, mit der Spurkranzflanke als einem Schleifwerkzeug mit gewisser Grenzlage seiner arbeitenden Fläche solche Flächen zu erzeugen, deren Lage über die Grenzlage der Fläche des Werkzeugs hinausfällt.

Dementsprechend kann man erwarten, daß der kleinste Winkel zur Waagrechten der am meisten abgenutzten Schienenflanke schlechtestenfalls gleich ist dem Winkel der Spurkranzflanke zur Waagrechten der die Abnutzung der Schiene bewirkenden neuen Radreifen mit Zweipunktberührung. Umgekehrt muß auch gelten, daß der Winkel der Spurkranzflanke des abgenutzten Radreifens mit Zweipunktberührung im Grenzfall 90° erreichen kann, wenn der Winkel $\gamma_s + \varphi$ der Flanken der befahrenen Schienenköpfe 90° nicht unterschreitet. Wenn $\gamma_s + \varphi < 90^\circ$, dann kann der Winkel der abgenutzten Spurkranzflanken den Wert $\gamma_s + \varphi$ nicht überschreiten. Ausnahmen von diesen Feststellungen könnten nur auftreten, wenn der Baustoff der Schiene oder des Reifens innerhalb der Höhe der Flanke sehr schwankende und ganz unzulässige Eigenschaften hätte. Bei der Sorgfalt, die alle Verwaltungen der Prüfung dieser Baustoffe widmen, dürfte das sehr selten vorkommen.

Es ist jedenfalls einleuchtend, daß die Bedingung 4 in der der Abb. 20 beigefügten Ableitung der Einpunktberührung unter normalen Verhältnissen auch in den abgenutzten Gleisen und bei allen praktisch vorkommenden Anlaufwinkeln erfüllt werden kann. Damit aber sind die Besorgnisse, Versuche mit Radsätzen neuer Umrißlinie an den vorhandenen Gleisen auszuführen, beseitigt. Eine Verschlechterung der vorteilhaften Wirkung der neuen Umrißlinie auf Gleisen, denen der alte Radreifen ihre Gestalt gegeben hat, ist nicht zu befürchten.

Eine solche Verschlechterung ist nicht zu erwarten, die Versuche dürfen unverzüglich beginnen und besondere Bahnanlagen (wie ehemals z. B. in Oranienburg) sind nicht erforderlich.

Die Richtigkeit der dargelegten Feststellungen über die Gestalt der abgenutzten Schienen und Radreifen wird durch den „Bericht des Unterausschusses für Begutachtung der Fragen betr.

A. den Einfluß der seitlichen Schienenkopf-Abnutzung in den Gleiskrümmungen auf die Entgleisungen von Fahrzeugen;

B. die Mittel zur Verminderung solcher seitlichen Abnutzung und der Gefahr des Übersteigens der Radreifen über den äußeren Schienenstrang“

unterstützt. Dieser Unterausschuß bestand in den Jahren 1907 bis 1912, er hatte seinen Bericht an den Technischen Ausschuß in Graz 1912 erstattet. Der Bericht bietet zahlreiche Belehrungen.

Der Wert des Flankenwinkels der Schiene, bei dem ein Entgleisen schon unter Anlaufdruck eintritt, wurde damals durch die Mitgliederverwaltungen sehr verschieden beurteilt (zwischen 45° und 70°). Jedenfalls schwanken diese Werte um den von Dr. Wagner angegebenen Wert von 54° , was um so bemerkenswerter ist, als der damalige Unterausschuß die Auffassung hatte, die Frage sei einer theoretischen Behandlung völlig unzugänglich, und sich ausgesprochenermaßen empirischer Grundlagen bediente, die nicht ganz verlässlich waren und hauptsächlich aus Mitteilungen über Entgleisungen stammten. Gleichwohl war man doch schon ziemlich nahe an der richtigen Beurteilung der Frage, da festgestellt wurde, „daß der nicht scharfgelaufene Spurkranz bei Seitendruck

infolge seiner runderen Innenflächen wieder abrutsche und nicht aufsteige“.

Die damalige großzügige Sammlung der Unterlagen ergab bezüglich der Gestalt der abgenutzten Schienen und Radreifen „ein erdrückendes Material“.

Über die Gestalt der abgenutzten Schienen wird im Berichte mitgeteilt, daß die Flanken zur Sohle des Schienenquerschnitts bis unter 70° , „in einzelnen Fällen sogar 64° und 61° “ geneigt waren. Addiert man zu diesen Werten von γ_s die Neigung φ der Sohle zur Waagrechten, die bei einer Neigung $1:20$ $2^\circ 51' 45''$ beträgt, so stellt sich heraus, daß die Flanken zur Waagrechten nicht unter 60° , sondern wenigstens 63° geneigt waren.

Auch der im vorliegenden Bericht bereits ausgesprochenen Auffassung über den Zusammenhang der Gestalt der abgenutzten Schiene mit der des neuen Radreifens und umgekehrt, ist der damalige Unterausschuß nahegekommen, indem er berichtet: „Die abgenutzten Flächen sind in der Mehrzahl der dargestellten Umrisse nach einer Geraden abgeschliffen, in anderen Fällen zeigt der Querschnitt der Schienen an der Fahrkante jedoch eine S-förmige, einem guterhaltenen Spurkranz mehr angenäherte Form. Die Formen der Abnutzung und die Abnutzungswinkel scheinen mit der minderen oder besseren Erhaltung der Spurkränze der Fahrzeuge, welche die betreffenden Strecken hauptsächlich befahren haben, zusammenzuhängen“.

Die Formeln unter Abb. 20 gelten für den Fall, daß die Radachse senkrecht zur Gleismitte steht, also der Anlaufwinkel des Rades $\tau = 0^\circ$ ist. Die Einpunktberührung muß aber nicht nur in diesem — man könnte sagen — Sonderfall bestehen, ihre Vorzüge melden sich besonders, wenn das Rad unter einem Anlaufwinkel läuft. Es muß demnach die Einpunktberührung auch dann aufrechterhalten werden, wenn die Radebene mit der Schienenachse den größtmöglichen Anlaufwinkel bildet. Dies bedeutet geometrisch: Der den Radreifen umhüllende und zur Radebene mit dem Anlaufwinkel τ gelegte Zylinder (Schienenkopf) muß mit der Umrißlinie des Radreifens in Einpunktberührung stehen. Wird die Leitkurve dieser Zylinder dargestellt, so erkennt man in ihren Linienelementen verzerrte Elemente der im Meridianschnitt entworfenen Umrißlinie.

Die Abb. 7, auf Taf. 7 zeigt z. B., daß der Ausrundungshalbmesser der Hohlkehle des Regelradreifens nach TV, der im Meridianschnitt 15 mm beträgt, bei einem Anlaufwinkel $\tau \sim 2^\circ 50'$, dessen $\text{tg } \tau = 1:20$ beträgt, in eine Kurve übergeht, deren kleinster in Betracht kommender Krümmungshalbmesser bei einem Laufkreisdurchmesser von 940 mm ungefähr 14,1 mm und bei einem Laufkreisdurchmesser von 1940 mm nur mehr 9,25 mm beträgt.

Das läßt erkennen, daß die Erfüllung der Bedingungen der Einpunktberührung für den größten in Frage kommenden Anlaufwinkel besonders zu prüfen ist.

Die Geometrie der Berührung von Rad und Schiene ist an und für sich eine schwierige Aufgabe. Um so mehr ist es zu begrüßen, daß es Professor Dr.-Ing. Heumann gelang (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, Heft 23 und 24: „Spurkranz und Schienenkopf“) die für die Frage Rad und Schiene in Betracht kommenden Eigenschaften der Berührungslinie auf ziemlich einfachem, sehr sinnreichem Wege aufzuklären. Indem er die Eigenschaften der Umhüllenden des Rades zum Ausgangspunkt wählte, war es ihm möglich, die Fälle der Ein- und Zweipunktberührung schärfer zu prüfen, als das bisher geschah. Er gab dem Konstrukteur ein Mittel, mit dem zu einer beliebigen Schienenumrißlinie für einen beliebigen Anlaufwinkel und Raddurchmesser die Umrißlinie für den Radreifen, wie auch umgekehrt zu einem beliebigen Radreifenumriß die Schienenumrißlinie mit Einpunktberührung ermittelt werden kann.

Unabhängig von diesen, zeitlich später veröffentlichten geometrischen Betrachtungen Heumanns haben die Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen auf rein theoretischen Untersuchungen die Umrißlinie nach Abb. 1, Taf. 8 entworfen, mit dem Ziel, in erster Reihe durch Versuche die theoretisch in ihren Hauptzügen geklärten Folgen der Einpunktberührung praktisch nachzuprüfen. Diese Umrißlinie ist auf folgenden Grundlagen entworfen worden.

Der Schienenkopf hat die in Abb. 7, Taf. 7 dargestellte Umrißlinie, also eine Kopfbreite von höchstens 70 mm, einen Flankenwinkel von $\gamma_s = 90^\circ$, eine obere Abrundung von $R_s = 200$ mm, an der Fahrkante $r_s = 14$ mm, die Schiene selbst ist mit $\text{tg } \varphi = 1:20$ geneigt verlegt.

Der Flankenwinkel des Spurkranzes ist in Verfolgung der von Dr. Wagner angestellten Untersuchungen zu $\alpha = 55^\circ$ errechnet worden, er ist also um 1° steiler als der von Dr. Wagner ermittelte Flankenwinkel 54° . Hinsichtlich Instandhaltung dürfte das kaum nachteilig sein, weil der Radsatz mit Einpunktberührung, wie vorstehend bereits nachgewiesen wurde, gegen die Querkraft Y so widerstandsfähig ist, daß die Flanke des Spurkranzes mit dem Schienenkopf nur selten in Berührung kommt und der Verschleiß der Flanken gegenüber den heutigen Radreifen viel geringer sein muß.

Über die Fähigkeit eines Radsatzes, mit dieser Umrißlinie im Kegellauf zu rollen, gibt Abb. 2, Taf. 8 Aufschluß. Der schärfste, in Kegellauf durch einen frei rollenden Radsatz mit 1000 mm Nenndurchmesser befahrbare Bogen ohne Spurerweiterung hat 65,9 m Halbmesser, wenn man als Grenze der Verschiebung aus der Mittellage die Auflage im Anschlußpunkt der geraden Flanke an den Hohlkehlenkreis annimmt. Bei Spurerweiterungen von 10, 20, 35 mm können durch diesen Radsatz noch Gleisbögen von 65,5, 61,2 und 58,2 m Halbmesser im Kegellauf befahren werden. Welche Punkte der Umrißlinie in diesen Fällen zu Berührungspunkten werden, wie weit sich die Radsatzmitte in den einzelnen Fällen aus der Gleismitte verschiebt und wie sich dabei der Abstand der tatsächlichen Rollkreise ändert, ist aus den Schaulinien ersichtlich.

Die Reichsbahn-Zentralämter haben den in Abb. 3, Taf. 8 dargestellten Entwurf D II einer neuen Umrißlinie vorgelegt, in dem der Flankenwinkel des Spurkranzes mit 54° , die an die Hohlkehle anschließende Laufflächenneigung zunächst 1:20 und nach einem nach unten erhabenen Übergangsbogen von $r = 400$ mm 1:10 angenommen wurde. — Dr. Wagner behält mit diesem Entwurf auch weiterhin die Zweipunktberührung bei. — Bezüglich der Rolleigenschaften eines Radsatzes mit der Umrißlinie nach Abb. 3a und 3b, Taf. 8 geben die folgenden Zahlentafeln Aufschluß.

In nachstehender Zahlentafel I sind die kleinsten, ohne Spurerweiterung durchrollbaren Krümmungshalbmesser bei verschiedenen Verschiebungen der Achse aus Gleismitte zusammengestellt:

Zahlentafel I.

Verschiebung des Radsatzes aus Gleismitte	Laufkreisdurchmesser des Radsatzes				
	2000 mm	1500 mm	1000 mm	850 mm	
mm	Gleisbogenhalbmesser R in m				
2	4975	3732	2488	2114	
4	2510	1882	1254	1066	
6	1673	1255	836	711	
nur möglich bei abgenutztem Gleis	10	1000	750	500	425
	20	500	375	250	212
	30	333	250	166	142

Die größte seitliche Verschiebungsmöglichkeit des Radsatzes beträgt bei diesem Umriß 6 mm, sie wird durch die Abrundung der Laufkegel nicht beeinflusst.

Nimmt man Spurerweiterung an, so ergeben sich unter der Voraussetzung, daß sich die Achse radial einstellt und außen anläuft, folgende Gleisbogenhalbmesser:

Zahlentafel II.

Spurerweiterung	Laufkreisdurchmesser des Radsatzes			
	2000 mm	1500 mm	1000 mm	850 mm
mm	Gleisbogenhalbmesser R in m			
0	1673	1255	836	711
5	1086	814	543	461
10	797	597	398	338
15	629	472	314	267
20	520	390	260	221
25	443	332	222	188
30	386	290	193	164

Der kleinste von einem Radsatz von 850 mm Laufkreisdurchmesser im Kegellauf ohne Spurerweiterung befahrbare Gleisbogenhalbmesser beträgt 711 m, eine Spurerweiterung nach der deutschen Oberbauvorschrift 1928 kommt also auch bei diesem Profil nicht zur Auswirkung. Erst nach allmählicher Abnutzung der Schienen wird ein reines Rollen der Radsätze auch bei kleineren Krümmungshalbmessern möglich.

Im neuen Gleis ist also reines Rollen von der Krümmung \sim bis herab zu denjenigen Gleisbogenhalbmessern möglich, die in Zahlentafel II unter der Spurerweiterung = 0 angegeben sind.

Eine Verbesserung der Hertzschen Druckfläche am Radreifen wäre zu erzielen, wenn der Halbmesser für die Kopfwölbung der Schiene S 49a von $R_1 = 200$ mm auf $R_2 = 400$ mm vergrößert würde. Da hierdurch auch die Rolleigenschaften des Radreifenumrisses beeinflusst würden, wird im folgenden untersucht, in welchem Maße sich die oben ermittelten Werte ändern.

Für den Radreifenumriß D II ergeben sich auf der Schiene mit flacherer Kopfwölbung (s. Abb. 2, Taf. 8) folgende Krümmungshalbmesser:

a) im Gleis ohne Spurerweiterung

Zahlentafel III.

Verschiebung des Radsatzes aus Gleismitte	Laufkreisdurchmesser des Radsatzes				
	2000 mm	1500 mm	1000 mm	850 mm	
mm	Gleisbogenhalbmesser R in m				
2	4975	3732	2488	2114	
4	2510	1882	1254	1066	
5,5	1825	1367	912	775	
nur möglich bei abgenutztem Gleis	10	1000	750	500	425
	20	500	375	250	212
	30	333	250	166	142

Die größte seitliche Verschiebungsmöglichkeit des Radsatzes ergibt sich hier zu 5,5 mm (also um 0,5 mm nach jeder Seite weniger als bei der Schiene S 49a);

b) im Gleis mit Spurerweiterung

Zahlentafel IV.

Spurerweiterung	Laufkreisdurchmesser des Radsatzes			
	2000 mm	1500 mm	1000 mm	850 mm
mm	Gleisbogenhalbmesser R in m			
0	1825	1367	912	775
5	1152	865	576	490
10	823	624	416	354
15	652	488	326	276
20	535	401	267	227
25	454	340	227	193
30	394	296	197	167

Der kleinste von einem Radsatz von 850 mm Rollkreisdurchmesser im Kegellauf ohne Spurerweiterung befahrbare Gleisbogenhalbmesser beträgt 775 m, eine Spurerweiterung nach der deutschen Oberbauvorschrift 1928 kommt auch auf der geänderten Schiene nicht zur Auswirkung.

Die Rolleigenschaften sind, wie aus Abb. 3 c, Taf. 8 ersichtlich ist, auf Kosten der größeren Hertzschen Druckfläche am Radreifen etwas verschlechtert worden. Die allgemein günstigsten Verhältnisse ergeben sich beim Lauf der Umrißlinie D II

auf Schiene mit $R = 200$ mm für die Kopfwölbung bei Schienenneigung 1:20.

Die zwei vorliegenden Entwürfe sind die Ergebnisse eingehender theoretischer Untersuchungen. Die bereits im Gange befindlichen Betriebsversuche sollen nun die Frage beantworten, welche Form der Radreifenumrißlinie gegeben werden soll, um in möglichst weitgehendem Maße den wirtschaftlichen Forderungen gerecht zu werden.

Rundschau.

Der Tag der Deutschen Technik in Leipzig.

Die diesjährige Leipziger Messe stand unter dem Zeichen einer großen Kundgebung der Deutschen Technik, bei der in grundlegenden Ansprachen auf dem wirtschaftlichen Gebiet führender Techniker vor allem die Notwendigkeit einer engen Verbindung der Technik mit den wirtschaftlichen Grundlagen und Belangen betont und die Einstellung der Technikerschaft auf diese Gesichtspunkte sowie die organisatorische Zusammenfassung nach dieser Richtung gefordert wurde.

Mit dieser Kundgebung stand eine Reihe von fachwissenschaftlichen Vorträgen in Verbindung, die sich den angegebenen Gesichtspunkten einordneten. So sprach Dr. Nübling zum Thema „Neuzeitliche Fragen der Energiewirtschaft“. Für die deutsche Energiewirtschaft ist eine grundlegende Neugestaltung in die Wege geleitet. Die deutsche Elektrowirtschaft darf nur nach rein sachlichen und volkswirtschaftlichen Erwägungen, frei von allen Sonderinteressen geleitet werden. Ein Mittel hierzu sieht man in der Schaffung einer Reichs-Elektroinspektion.

Direktor Tröger, Berlin behandelte das heute sehr beachtete Problem der Gleichstrom-Hochspannungsübertragung. Die technischen Fragen hierfür sind gelöst und es ist zu erwarten, daß diese Art der Energieübertragung, besonders bei größeren Entfernungen die Drehstromübertragung verdrängt, da sie billiger sein wird und unter Benutzung von Kabeln auch sicherer gegen fremde Eingriffe. Bedingung für eine planmäßige Einführung der Gleichstromübertragung ist aber Vereinheitlichung der Verwaltung und des Aufbaus der deutschen Elektrizitätswirtschaft unter Ausschaltung mannigfacher heutiger Sonderinteressen.

Neue Entwicklungsrichtungen des Dampfmotors erörterte Dr. Ing. Elwert, Berlin. Das schon in Vergessenheit geratene Straßen-Dampffahrzeug hat durch den neuzeitlichen Dampferzeuger mit sehr geringem Wasserinhalt und hoher Verdampfungsleistung neuen Auftrieb erhalten. Die neueste Entwicklung zeigt sich in dem ölgefeuerten, selbsttätig geregelten Einrohrkessel, System Doble mit Kolbendampfmaschine, die sich durch hohe Drehzahl und geringes Gewicht auszeichnet. Dem Dampfmotor sind bekanntlich gegenüber seinen Wettbewerbern, den Vergaser- und Verbrennungsmotoren als Vorzüge die leichte Anpassung hinsichtlich Zugkraft und Geschwindigkeit eigen. Sein Wert wird noch steigen, wenn die Feuerung mit billigen inländischen Brennstoffen erfolgen kann. Wo das hohe Anfahrmoment der Kolbenmaschine nicht erforderlich ist, kann auch eine Dampfturbine Verwendung finden, mit der große Anlagen bei kleinstem Gewicht und geringem Raumbedarf für Fahrzeuge geschaffen werden können. Als Beispiel wurde die neue Hüttner-Anlage mit rotierendem Kessel und Turbinen angeführt.

Auf dem Gebiet der Wasserwirtschaft sprach Dr. Ing. Lawaczek, München über den Staffelfluß-Ausbau bei dem der große volkswirtschaftliche Erfolg erzielt wird, daß Wasserkraft mindestens ebenso billig zu stehen kommt wie Kohlenkraft. Das Wasser wird in den Stunden, in denen Strombedarf nicht vorliegt, in Tagesspeichern, die im Hochwasserbett eines Flusses angelegt werden, zurückgehalten, um es in der Bedarfszeit in solcher Menge zur Verfügung zu haben, daß die volle Leistung erreicht werden kann. Dann ist der Wirkungsgrad unterhalb Vollast gleichgültig und die Maschinen werden einfacher und billiger. Die kleinen und billigen Tagesspeicher treten an die Stelle der großen und übermäßig teuren Jahresspeicher (Talsperren). Der Staffelausbau macht auch ohne besondere Kosten das Hochwasser unschädlich und ermöglicht, auch bei Hochwasser die Turbinen mit voller Leistung zu betreiben. Letzteres wird durch Saug-

heberwehre erreicht, deren Vorzüge gegenüber Überfall- und Durchlaßwehren in Lichtbildern gezeigt wurde.

Ein nicht minder eindrucksvolles Bild gab die Messeausstellung mit ihren außerordentlich vielseitigen Darbietungen. Der Verein deutscher Maschinenbauanstalten, der Verein deutscher Werkzeugfabriken und die Reichsfachschaft der elektrotechnischen Industrie hatten ihre Hallen geöffnet. Fried. Krupp erschien in Halle 7 mit großangelegtem Stand, auf dem ein Kiosk aus Nirosa, Glas und Holz mit Bedarfsartikeln aus Nirosa gezeigt, und eine umfassende Schau zum Arbeitsgebiet „Edelstähle“ gegeben wurde. Stark beachtet wurden die Dauermagnetstähle, die neuen Aero-Stähle und die hitzebeständigen Legierungen für einen Temperaturbereich bis zu 1250°C , wie die neuartigen hochlegierten Chrom-Nickel-Elektroden zum Schweißen legierter wie unlegierter Werkstoffe, wobei eine Nachvergütung nicht erforderlich ist. In dieser Halle, die der Schwerpunkt der Werkstoffmesse ist, hatten die Neunkircher wie die Völklinger Hütte neue, aus dem Vollen gewalzte Schwellen mit gewalzten Nocken zur Befestigung der Schienen mit Keilen oder im Wälz-Klemm-Verfahren (System Dr. Ing. Bäseler-Dietrich) ausgelegt. Während bei Völklingen die Nocken in einem Spezialgerüst herausgedrückt werden, walzt Neunkirchen die Nocken auf. — Eine beachtenswerte Schau bietet stets der Stahlwerksverband in eigener Halle mit den mannigfachen Verwendungsmöglichkeiten des Stahls im Bauwesen, aber auch als leichtes und schweres Walzprofil für die Fahrzeug- und Kranindustrie.

Die fortschreitende Verwendung des Stahls in Verbindung mit der Schweißung trat wieder im Anhängerwagenbau in Erscheinung, dessen Firmen wohl vollzählig erschienen waren. Der Anhänger muß leicht, aber doch widerstandsfähig sein, was in der geschweißten Stahlkonstruktion des Fahrgestells am besten erreicht wird. So hatte Lindner-Ammendorf einen Wagen in Brückenträgerkonstruktion und unter Verwendung von Baustahl St 52 ausgestellt, der im Eigengewicht von 1000 kg eine Nutzlast von 4 t und im Eigengewicht von 1320 kg 6 t trägt. Ähnlich liegen die Gewichtsverhältnisse bei den „Gothas“, den Bleichert-Anhängern, den Christoph-Dreieckern, den Eva-Preßstahl-Anhängern. Letztere haben noch eine sehr beachtenswerte Kipperkonstruktion herausgebracht, bei der die Träger von Brücke und Fahrgestell derart zueinander angeordnet sind, daß sich eine ebenso niedrige Ladehöhe wie bei einem gewöhnlichen Lastwagen ergibt. Die Verwendung des schweißtechnischen Verfahrens nimmt beim Bau der Fahrzeuge zu, was der große Bedarf an Schweißmaschinen in den letzten Monaten zeigt. So hatten denn auch alle Lieferfirmen für Schweißmaschinen ausgestellt, die AEG die röhrengesteuerte Punktschweißmaschine und Nahtschweißmaschine, Arcatom-Gerät, den Kleinschweißumformer, die SSW. ihren „Volltreffer“ LE 86, den neuen Kleinschweißumformer LE 46 usw. Auch die Gasschmelzschweißung war in einer Halle zusammengefaßt.

Besonders gut besichtigt war die Werkzeugmaschinen-Ausstellung. Mehrere Riesenmaschinen wie Karosserieblechpressen usw. waren wieder aufgestellt, viele neue Modelle waren zu sehen. Angeführt seien z. B. die Loewe-Produktionsdrehbänke für die Verwendung von Hartmetallwerkzeug, das Lindner-Feinstbohrwerk in Portalbogenbauart, das Hille-Feinbohrwerk für Hartmetallwerkzeug, die hydraulische Wanderer-Planfräsmaschine, der Rohrbiege-Halbbautomat von J. Banning AG. Hamm, eine neue Innen- und Planschleifmaschine der Fortunawerke, die neue Unger-Innenschleifmaschine mit stufenlos hydraulischer

Tisch-, aber elektrischer Werkstückbewegung, die Jahn-Fräser-schleifmaschine mit Flüssigkeitsgetriebe, das Vomag-Feinstbohrwerk, die Widia-Feinschliff- und Läppmaschine des Abwerks. Die Feinstbearbeitung mit Widia und Diamant macht Fortschritte, bei der Holzbearbeitungsmaschine zeigt sich das hydraulische Getriebe (Meyer & Schwabendissen).

Przygode VDI.

16. Hauptversammlung der Brennkrafttechnischen Gesellschaft.

Die am 2. Dezember v. J. in Berlin abgehaltene Tagung stand im Mittelpunkt der wichtigen Frage der Brennstoffversorgung der deutschen Verkehrsmittel bei der von der Reichsregierung mit Tatkraft geförderten Entwicklung des Verkehrs. — Auflockerung des Betriebes bei der DRG, Bau der Reichsautobahnen, Steuersenkungen und sonstige Erleichterungen im Kraftwagenverkehr sind hervorragende Maßnahmen. Es ist im allgemeinen hierfür das Schlagwort „Motorisierung des deutschen Verkehrs“ geprägt worden, wobei vielfach an eine vermehrte Verwendung des Vergaser- und besonders des Ölmotors gedacht wird, da mit diesen am besten die Forderungen des neuzeitlichen Verkehrs, auf schnellere Beförderung, zu erfüllen wären. Doch ist die Frage, wie weit sich dies mit national-wirtschaftlichen Forderungen deckt. Deutschland ist reich an Kohle, aber arm an Ölen. Aus dieser Tatsache heraus sind alle Maßnahmen für die Energieversorgung des Verkehrs zu treffen. So leitete denn der erste Vortrag von Prof. Dr. Ing. W. Wilke, Ludwigshafen (Rhein), „Die Energiewirtschaft des deutschen Verkehrs“ die Tagung ein. Noch ist in Deutschland bei einem Verbrauch von 35 bis 40 Mill. t Kohle und etwa 3,5 Mill. t flüssiger Kraftstoffe das Verhältnis der festen zu den flüssigen 10:1. Noch entfallen von der gesamten Betriebsleistung der DRG mit 19 Mill. PS 91,95% auf Dampf- und 4,26% auf elektrische Lokomotiven, so daß die Verwendung fester Brennstoffe vorherrscht. Der Verbrauch flüssiger Brennstoffe ist gering nimmt aber bei den Triebwagen und Kleinlokomotiven zu, zu denen jetzt die Kraftfahrzeuge der Reichsautobahnen treten. Nur etwa 0,5 bis 0,6 Mill. t flüssige Brennstoffe werden im eigenen Land erzeugt. Kohle müsse vor allem die Grundlage größerer Ölerzeugung werden. Die Hydrierung der Kohle biete die Möglichkeit, die inländische Versorgung weitgehend vom Ausland unabhängig zu machen. Die Verwendung von Gasen, wie Methan und Propan aus dem Kokereigas im Explosionsmotor, die von Gas- und besseren Heizölen, wie auch von Steinkohlenteeröl im Dieselmotor müsse gefördert werden, um die Brennstoffgrundlage zu verbreitern. Die Dampfmaschine dürfe nicht in Vergessenheit geraten. Nicht von der Dampfmaschine zum Dieselmotor, sondern vom Benzinmotor zum Dieselmotor müsse die Lösung sein. — Über die „neuere Entwicklung und nationale Aufgabe der Dieselmachine“ sprach Dr. Ing. Klaffen, Berlin. Er zeigte auf, wie die Entwicklung des Dieselmotors durch Vereinfachung der Bauform, durch die verbesserte Bosch-Einspritzpumpe, bei der durch die Ausbildung des Kolbens als Riderschieber das Saugventil und das Rückströmregelventil in Wegfall kommen, durch die Nadeldüse mit scharfem Einspritzschluß und Selbststeuerung der Nadel mittels des Flüssigkeitsdrucks, vorangeschritten sei und die Frage der Gestaltung des Brennraums mit hinreichender Luftzufuhr und Luftwirbelung voll im Flusse ist. An dem Beispiel des „Lanova-Motors“ würde auf die vielversprechende Zukunft des „Luftspeichermotors“, der unterteilten Brennraum mit Einspritzung in den Hauptverbrennungsraum und Luftzufuhr aus dem Speicherraum hat, eingegangen.

Ein Mahnruf, der Dampflokomotive mit ihren wertvollen Eigenschaften für den Fahrzeugantrieb und als Verbraucher wohlfeiler einheimischen Brennstoffs, nicht zu vergessen, war der Vortrag von Direktor Dr. Ing. Lorenz, Krupp-Essen, „Die volkswirtschaftliche Bedeutung der Dampfkraft, Elektrizität und Dieselmachine im Eisenbahnbetrieb“. Eine überschlägliche Berechnung ergibt, daß z. B. 2000 Triebwagen von etwa 400 PS im Jahre rund 260 000 t ausländisches Gasöl verbrauchen und damit die Devisenbilanz um 15 bis 20 Mill. RM verschlechtern würden. Dampfzüge gleicher Leistung würden etwa 1,2 bis 1,4 Mill. t Kohlen verbrauchen, das ist die Leistung einer Zeche mit rund 2500 Mann Belegschaft, die bei Einstellung der Motortriebwagen brotlos werden. Dies sei nicht zu ver-

antworten, wenn es wirtschaftlich möglich ist, kohleverbrauchende Fahrzeuge zu bauen, die in gleicher Weise der Auflockerung des Verkehrs dienen. Dies ist aber im weiten Maße möglich, wie z. B. der Ruhrschnellverkehr zeigt, und mit neuen Fahrzeugen läßt sich noch viel Besseres leisten. An Stelle der Motortriebwagen ließen sich leichte Dampfzüge mit gleicher Platzzahl und gleichen Bequemlichkeiten, die betriebssicherer und in der Anschaffung, wie Unterhaltung billiger als jene seien, bauen. Auch die Einmannbedienung und die stete Betriebsbereitschaft ist mit Kohlenstaubfeuerung möglich. Die elektrischen Bahnen fahren sich gut und haben im Stadt- und Vorortverkehr, auf Bahnstrecken mit bestimmter Verkehrsdichte und in Sonderfällen ihre Berechtigung.

In der Aussprache unterstrich Direktor Willy Salge, Berlin die Ausführungen von Dr. Lorenz. Mit Rücksicht auf Kohlen und aus national-wirtschaftlichen Gründen — Arbeitsbeschaffung, Exportsteigerung — dürfe die Dampflokomotive nicht vernachlässigt werden. Zur Hebung ihres gesamtthermischen Wirkungsgrades seien schon die verschiedensten Mittel wie Hochdruckdampf, Höchstüberhitzung, Kohlenstaubfeuerung, Ventilsteuerung usw., versucht worden. Zu bedauern sei, daß die Ventilsteuerung, die sich im Schiffsbetrieb bestens bewährt, im Lokomotivbetrieb nicht recht Fuß fassen will. Die Reibungsarbeit bei der Ventilsteuerung ist nahezu nur halb so groß als bei der Kolbenschiebersteuerung. Zu begrüßen seien die neuen Versuche der DRG mit der Lentz-Caprotti- und der Esslinger Ventilsteuerung. Die Lentzsteuerung mit dem auf den Zylinder aufschraubbaren Ventilkasten eigne sich besonders für Umbauten, was Blohm & Voss aufgegriffen habe.

Przygode. VDI.

Der internationale Behälterwettbewerb und die Entwicklung des Großbehälters.

Auf das internationale Ausschreiben für Behälterbauformen, das in Heft 14 vom 15. Juli 1930 dieser Zeitschrift besprochen ist, hatten sich Bewerber aus acht Ländern zur Teilnahme am Wettbewerb, der im Laufe des Jahres 1931 durchgeführt wurde, gemeldet. Das Preisgericht ließ 14 Entwürfe zum ersten Teil des Wettbewerbs zu, bei dem zunächst die Entwürfe nach besonderen Richtlinien geprüft wurden. Von den 14 Bewerbern wurden 6 zum zweiten Teil des Wettbewerbs, der praktischen Erprobung der vorgeschlagenen Konstruktionen zugelassen*). Darunter befanden sich drei deutsche Firmen.

Die vorgeführten Behälter hatten entsprechend den Wettbewerbsbedingungen ein Bruttogewicht von 5 t und waren fast durchwegs für Kranbehandlung eingerichtet. Nur zwei Behälter wichen davon ab. Hiervon war der eine mit Rollen versehen, während der andere mit Hubkarren fortbewegt wurde. In der Konstruktion glichen die Behälter einander in den wesentlichsten Teilen. Zur Wandverkleidung wurde meist geripptes Stahlblech verwendet, das den Wänden die nötige Versteifung geben sollte. Von besonderem Interesse sind die Schlußfolgerungen, die durch den Ausschluß aus dem Wettbewerb gezogen wurden. Zunächst mußte allerdings festgestellt werden, daß der Wettbewerb nicht zahlreiche neue Ideen gebracht hat. Für die Konstruktion der Behälter wurde folgendes vorgeschlagen: Um geringes Eigengewicht zu erzielen soll das Gerippe und die Verkleidung der Behälter in die Tragkonstruktion einbezogen werden. Auf leichte Auswechselbarkeit der Füllungen ist zu achten. Für die Türen der geschlossenen Behälter ist die Anordnung in drei Flügeln, zwei obere an senkrechtem Gelenkband und ein unterer an waagrechtem Gelenkband, die geeignetste. Es ist nötig, die erforderlichen Seile oder Ketten am Behälter dauernd zu befestigen, damit er unmittelbar an den Kranhaken gehängt werden kann. Die Befestigungseinrichtung auf Eisenbahnwagen soll so beschaffen sein, daß sie die Stöße auffangen kann, ohne daß dabei die Ladungen oder die Befestigungseinrichtungen zu Bruch gehen.

Auf Grund der Anregungen durch das Preisausschreiben ließ die Internationale Handelskammer in Paris durch einen Ausschluß Bedingungen aufstellen für die Konstruktion und den Bau von Großbehältern, die u. a. ein Bruttogewicht

*) Vergl. Zeitschrift „Internationale Wirtschaft“, herausgegeben von der Internationalen Handelskammer Paris 58 Cours Albert Premier 1932, Nr. 2.

von höchstens 5 t haben dürfen und ausschließlich mittels Kran bewegt werden. Der Internationale Eisenbahnverband übernahm ohne wesentliche Änderungen diese technischen Bedingungen. Sie wurden im Jahre 1932 bei der Hauptversammlung in Lugano angenommen und gelten seitdem für den internationalen Großbehälterverkehr. Außer England und den französischen Bahnen hat bisher nur Italien eine Reihe von Großbehältern der vom Internationalen Eisenbahnverband genormten Typen beschafft. Alle anderen Länder üben z. Z. noch größte Zurückhaltung in dieser Frage.

Die Deutsche Reichsbahn besitzt gegenwärtig etwa 150 Großbehälter der verschiedensten Typen. Alle diese Behälter sind entweder für Sonderzwecke geschaffen oder stellen Versuchs-

ausführungen dar. Das Streben geht hier dahin, einen Großbehälter zu finden, der mit eigenen Rollen, vielleicht sogar mit eigenen Rädern ausgerüstet ist und der ohne nennenswerte Schwierigkeiten vom Eisenbahnwagen auf den Kraftwagen, von diesem auf die Straße und umgekehrt befördert werden kann. Den vom Internationalen Eisenbahnverband empfohlenen Behälter für Kranverladung will man wegen seiner großen Nachteile nicht einführen. Die Reichsbahn hat bisher, entsprechend der Entwicklung der wirtschaftlichen Verhältnisse und den Verkehrsbedürfnissen hauptsächlich den Kleinbehälter mit 1,2 m³, 2 m³ und 3,5 m³ Fassungsraum und 750 bis 1200 kg Tragkraft eingeführt. Sie besitzt davon heute etwa 8000 Stück. Die Nachfrage nach diesem Beförderungsmittel steigt dauernd. Le

Bücherschau.

Dr. Ing. Heinrich Netz. Messungen und Untersuchungen an wärmetechnischen Anlagen und Maschinen. 201 Seiten mit 107 Textabbildungen und 38 Zahlentafeln. Berlin: Julius Springer 1933; gebunden 12,— *R.M.*, geheftet 10,50 *R.M.*

Das Buch wendet sich an jeden Ingenieur, der mit wärmetechnischen Fragen zu tun hat und verfolgt dabei ähnliche Zwecke, wie im allgemeinen Maschinenbau die technischen Handbücher, nämlich einen Überblick zu geben. Der Verfasser bespricht zunächst die theoretischen Grundlagen und behandelt anschließend die Meßgeräte und Rechnungsgänge, welche der Erfassung wärmetechnischer Vorgänge dienen. Trotz der Zusammendrängung eines gewiß großen Stoffgebietes auf kleinem

Raum ist es ihm gelungen, klar und leicht verständlich zu bleiben. Er beschränkt sich nicht darauf Formeln anzugeben, sondern geht auch meist auf ihre Entstehung ein. Dadurch unterscheidet sich das Buch vorteilhaft von vielen technischen Handbüchern, mit denen es verglichen wurde. Als Erleichterung des Studiums werden zahlreiche, durchgerechnete Zahlenbeispiele empfinden, welche in den Text eingeschoben sind. Für viele Fälle der technischen Praxis genügen die Angaben zur Durchführung von Untersuchungen und Rechnungen. Wo eine Vertiefung der Kenntnisse wünschenswert erscheint, bieten zahlreiche Literaturhinweise eine angenehme Unterstützung weiteren Studiums.

Gttg,

Zuschriften.

In dem Aufsatz von **Koch und Zeller** über die „Anwendung von Schwingungsmessern im Eisenbahnwesen“ im vorigen Jahrgange des Org. Fortschr. Eisenbahnwes. finde ich auf Seite 389 folgenden Passus:

„Das Thomasche Meßverfahren entspricht allen Anforderungen, ist aber nicht einfach zu bedienen und muß für die praktischen Messungen sehr sorgfältig ausgebildet sein, damit keine äußeren Einflüsse die Messungen fälschen“.

Ferner auf Seite 387 die Bemerkung:

„Bei Messungen im Freien ist besonders darauf zu achten, daß durch Witterungseinflüsse keine Störungen eintreten“.

Beide Bemerkungen scheinen von der irrigen Voraussetzung auszugehen, daß das Kondensatorprinzip besonders empfindlich gegen Störungerscheinungen wäre. Dies ist durchaus nicht der Fall. Freilich darf man nicht vergessen, daß jedes Meßverfahren welches kleine Formänderungen in vielfach vergrößertem Maßstab wiedergibt — bei meinen Messungen am Oberbau war der Vergrößerungsmaßstab rund 1:1000 — jede Verschiebung der Meßpunkte auf der Schiene entsprechend vergrößert anzeigt, so daß vor allen Dingen ein guter unverrückbarer Sitz der Meßgeräte an der Schiene notwendig ist. Hierin ist aber andererseits das Kondensatormeßgerät wohl jedem anderen Verfahren überlegen, da Gewicht und Masse der aus Aluminium hergestellten kleinen Kondensatorplatten überaus gering ist und dementsprechend mit einfachen Mitteln eine genügende Festhaltung der Meßgeräte auch bei den schweren Erschütterungen, welche abgeflachte Radreifen erzeugen, möglich ist.

Bei den ersten Versuchen wurden einfache auf Porzellan isoliert gehaltene Anschlußdrähte verwendet, die gegen starken Regen usw. nicht unempfindlich sind. Unterdessen sind für Hochfrequenz geeignete Kabel auf den Markt gekommen, die sich bei den letzten Messungen in jeder Weise als brauchbar erwiesen haben und die selbstverständlich gegen mäßige Wasser- oder Regenmengen unempfindlich sind. Bei dem provisorischen Charakter der mit einfachsten Mitteln angestellten Versuche war es auch gar nicht nötig, alle Meßgeräte so wasserdicht zu kapseln, daß sie auch bei Überflutung der Meßstelle noch arbeiten konnten. Derartige Bedingungen würden ja auch für nicht betriebsmäßige, im wesentlichen Forschungszwecken dienenden Messungen viel

zu weit gehen und eine unnötige Verteuerung der Einrichtung bringen. Messungen über längere Strecken von Hochfrequenzkabeln sind natürlich nicht empfehlenswert; wenn man sich aber darauf einläßt, die zur Apparatur gehörenden beiden Röhren in einem getrennten, für Fernbedienung geeigneten Gehäuse in der näheren Umgebung der Meßstelle anzubringen, so sind selbstverständlich auch Fernmessungen möglich.

Prof. Dr. Ing. Thoma.

Erwiderung.

Unsere Ausführungen über das Thomasche Schwingungsmeßverfahren fußen auf den bisherigen Veröffentlichungen und auf mündlichen Berichten über Versuche mit diesem Verfahren.

Wir begrüßen den Hinweis von Herrn Professor Dr. Ing. Thoma, wonach das Meßverfahren heute so weit entwickelt ist, daß es ohne besondere Vorsichtsmaßregeln angewendet werden kann.

Zugleich möchten wir auch die Gelegenheit benutzen, noch auf den von uns leider nicht mitangeführten, mechanisch registrierenden Dehnungsmesser von A. Meyer*) hinzuweisen und einige kurze Angaben darüber zu machen.

Die Relativbewegungen zweier normalerweise um 20 cm voneinander entfernten Meßspitzen werden durch zweckmäßig ausgebildete Hebel auf einen beruhten Papierstreifen vergrößert aufgezeichnet. Die Resonanzkurve wird für jedes Gerät mittels besonders konstruierten Schütteltisches (näheres darüber in der angegebenen Veröffentlichung) bestimmt. Die Eigenfrequenz beträgt etwa 220 Hz, nach neueren Angaben bis 300 Hz und das Dämpfungsverhältnis etwa 5:1. Der Meßbereich ist groß; für Stahl ist bei 20 cm Meßlänge 1 mm Ausschlag in der Aufzeichnung gleich einer Spannung von 100 kg/cm², durch ein Zwischenstück kann die Meßlänge auf 40 cm vergrößert werden. Mit dem Gerät sind verschiedentlich Spannungsmessungen an Brückenträgern und nach neueren Mitteilungen auch an Schienen ausgeführt worden.

Dr. Ing. H. W. Koch und Dr. Ing. Dr. W. Zeller.

*) A. Meyer, Über die dynamische Beanspruchung von Bauwerken und ihre meßtechnische Untersuchung. — Schweiz. Bauztg. 100 (1932) S. 50.