

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

92. Jahrgang

1. November 1937

Heft 21

Bogenweichen mit Überhöhung und Untertiefung.

Von Dr. Ing. Rudolf Vogel, Gesellschaft für Oberbauforschung, Berlin.

Hierzu Tafel 29 und 30.

A. Einleitung.

Ebenso wie in Weichen der Grundform, mit denen sich der Aufsatz: Bewertung der Gleisverbindungen S 49 nach dem „Ruck“¹⁾ befaßt, sind auch in Bogenweichen die höchstzulässigen Fahrgeschwindigkeiten — im wesentlichen — von zwei Einflüssen abhängig:

a) von der durch Überhöhung nicht ausgeglichenen Fliehkraft (Beschleunigung p_A) und

b) der Beschleunigungsänderung ψ , von Melchior²⁾ kurz „Ruck“ genannt.

Einfache Bogenweichen haben zwei gekrümmte Weichenstränge, Bogenkreuzungsweichen deren drei oder vier; die Bogenweichen können mit und ohne Überhöhung und im Anschluß an gerade Gleise oder im Anschluß an Gleisbogen verlegt werden, deren Krümmungshalbmesser mit einem der Weichenstränge übereinstimmen oder von allen verschieden und deren Krümmungssinn zu einem oder mehreren Weichenbogen gleich oder entgegengesetzt gerichtet sein kann. Die Verwendungsmöglichkeiten von Bogenweichen sind also erheblich mannigfaltiger als die von Weichen der Grundform. Im Rahmen eines Aufsatzes kann nur ein Teil der vorkommenden Fälle erörtert werden. Ich muß mich deshalb darauf beschränken, die Berechnungen der zulässigen Fahrgeschwindigkeiten — durch p_A und ψ bestimmt — oder die möglichen Überhöhungen nur für die häufigsten Verwendungsarten der Bogenweichen anzugeben; das sind: aus gleichmäßig gekrümmten und überhöhten Streckengleisbogen abzweigende Bogenweichen. In einem besonderen Abschnitt „Sonderfälle“ werde ich noch einige andere wichtige Verwendungsarten der Bogenweichen erwähnen.

Zur Erleichterung der Übersicht wird untergliedert in:

Nach innen abzweigende einfache Bogenweichen und einfache Bogenkreuzungsweichen,
nach außen abzweigende einfache Bogenweichen und einfache Bogenkreuzungsweichen, sowie
Gleisverbindungen.

Alle Berechnungen werden ausschließlich für einfache Weichen durchgeführt; für Kreuzungsweichen genügen ergänzende Bemerkungen.

B. Aus gleichmäßig gekrümmten und überhöhten Streckengleisbogen abzweigende Bogenweichen.

1. Nach innen abzweigende Bogenweichen.

Es seien bezeichnet mit:

R der Halbmesser des Hauptstranges einer einfachen Weiche in Grundform (für Weichen S 49 die vier Halbmesser von 1200, 500, 300 und 190 m) (Abb. 1).

R_1 der Halbmesser des Hauptstranges einer einfachen Bogenweiche, der mit dem Halbmesser des Streckengleises übereinstimmt und zusammenfällt (Abb. 2).

R_{2i} der Halbmesser des nach innen aus R_1 abzweigenden Weichenstranges (Abb. 2).

¹⁾ Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, Heft 20.

²⁾ „Der Ruck“, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1928, Nr. 50.

Nach Höfer³⁾ bestehen zwischen den drei Halbmessern folgende Beziehungen:

$$R_{2i} = \frac{R \cdot R_1 + t^2}{R + R_1}.$$

Hierin ist t die Tangentenlänge der Bogenweiche, die bei allen Verbiegungsarten gleich bleibt. Im Vergleich zu den Halbmessern ist t so klein, daß R_{2i} für die vorliegenden Berechnungen genau genug auch bei Fortlassung von t^2 ausfällt, so daß entsteht:

$$R_{2i} = \frac{R \cdot R_1}{R + R_1} \text{ oder } R = \frac{R_1 \cdot R_{2i}}{R_1 - R_{2i}}.$$

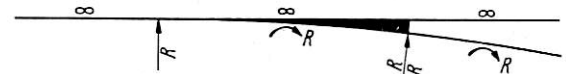


Abb. 1.

Zunächst sei die Weiche ohne Überhöhung betrachtet. Bei der Einfahrt aus dem vor der Weichenspitze liegenden Bogen R_1 in den Zweigstrang R_{2i} entsteht nach Jaehn⁴⁾ die Beschleunigungsänderung (Ruck)

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{V \cdot p_A}{3,6 a} = \frac{V (p_{A2} - p_{A1})}{3,6 a} = \frac{V \left(\frac{V^2}{12,96 R_{2i}} - \frac{V^2}{12,96 R_1} \right)}{3,6 a} = \\ &= \frac{V^3}{46,66 a} \cdot \frac{R_1 - R_{2i}}{R_1 \cdot R_{2i}} = \frac{V^3}{46,66 a R} \text{ in m/sec}^3. \end{aligned}$$

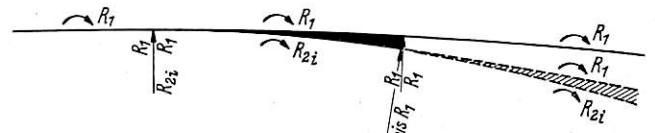


Abb. 2.

Der Ruck ist also am Bogenwechsel R_1/R_{2i} bei gleicher V (in km/h) und gleicher geführter Länge a (in m) des Fahrzeuges gleich stark wie bei der Einfahrt aus der Geraden in den Zweigstrang einer Weiche der Grundform mit Halbmesser R (vergl. Aufsatz Fußnote 1).

Es fragt sich nun, ob durch die Überhöhung h (in mm), die vor und innerhalb der Weiche gleich groß ist, ψ verändert wird. Hierüber gibt folgende Berechnung Aufschluß: Die wirksame Beschleunigung unter Berücksichtigung von h ist nach Jaehn

$$\begin{aligned} p_A &= p_{A2} - p_{A1} = \left(\frac{V^2}{12,96 R_{2i}} - \frac{h}{153} \right) - \left(\frac{V^2}{12,96 R_1} - \frac{h}{153} \right) = \\ &= \frac{V^2}{12,96} \cdot \frac{R_1 - R_{2i}}{R_1 \cdot R_{2i}} = \frac{V^2}{12,96 R}. \end{aligned}$$

³⁾ Berechnung und Absteckung der Reichsbahnbogenweichen. Der Bahn-Ingenieur 1934, Nr. 41/42.

⁴⁾ Vergl. Mschr. int. Eisenbahn-Kongr.-Vereinigung. November 1932.

Durch h wird also p_{A1} nicht verändert, daher auch ψ nicht. Man darf sonach bei Innenbogenweichen mit und ohne Überhöhung die Fahrgeschwindigkeiten mit Rücksicht auf ψ genau so hoch, aber auch nicht höher wählen, wie in Weichen der Grundform. Es ist jedoch erforderlich, auch den an den Zweigstrang R_{21} anschließenden Bogen nicht größer als R_1 zu wählen, weil anderenfalls an dieser Stelle ein zu kräftiger Ruck entstehen würde. Der Anschlußbogen darf ferner nicht kleiner als R_{21} selbst sein, weil sonst die Fliehkraft zu groß wird. Dadurch ergibt sich der durch Schraffur in Abb. 2 kenntlich gemachte Spielraum in der Halbmesserswahl für den an R_{21} anschließenden Bogen.

Die für R_{21} zulässige Fahrgeschwindigkeit hängt aber außerdem noch von der Fliehkraft p_{A2} ab, die wiederum von h beeinflusst wird. Die Überhöhung h wird in der Regel durch die Geschwindigkeit bestimmt, mit der der Hauptstrang R_1 befahren werden soll. In Weichen ist jedoch bisher h_{\max} in der Regel geringer gehalten worden als in Streckengleisen, und zwar mit Rücksicht auf das Umstellen der Zungenvorrichtungen und auf langsame Züge. Soll eine Fahrt in den Zweigstrang (Abb. 2) vorbereitet werden, dann müssen beide Zungen den Berg hinaufgezogen werden. Die Umstellkraft des üblichen Stellmotors reicht, wenn ich recht unterrichtet wurde, bei Weichen 1200—1:18,5 nur bis zu Überhöhungen von etwa 50 mm aus. Man hat deshalb in neuerer Zeit einen stärkeren Motor entwickelt und probeweise in Weichen 1:18,5 eingebaut, die um 120, 130 und 145 mm überhöht sind; hierbei wurde der Umstellwiderstand durch Gegengewichte verringert. Die Versuche sind zwar noch nicht abgeschlossen, es ist aber auch nicht zu erwarten, daß unüberwindliche Schwierigkeiten auftauchen. Mit Beschränkungen von h aus Rücksicht auf das Stellen und das gute Anliegen der Zungen braucht daher voraussichtlich nicht gerechnet zu werden.

Im Hauptanwendungsgebiet der Weichen, in Bahnhöfen, ist aber aus anderen Gründen die Zulassung sehr großer Überhöhungen der Gleise und Weichen nicht zu empfehlen: Wie schon in dem Aufsatz „Grenzen der Überhöhung in Gleisbogen“⁵⁾ hervorgehoben wurde, sinken bei den meisten Zügen des Personenverkehrs in der Nähe der Bahnsteige planmäßig und regelmäßig die Geschwindigkeiten unter 80 km/h. Die Reisenden haben daher bei Überhöhungen bis zu 160 mm sehr hohe Zentripetalkräfte gerade dann auszuhalten, wenn sie sich zum Aussteigen vorbereiten. Ferner ist auf das Umsetzen von Personenwagen Rücksicht zu nehmen, in denen sich Reisende befinden. Die Verhältnisse liegen überall verschieden. Mit der Rücksichtnahme auf den Betrieb läßt sich daher eine allgemein gültige Begrenzung der Überhöhung von Bogenweichen nicht begründen.

Daß aber die Gleiswirte große Überhöhungen von Bogenweichen nicht sonderlich schätzen, geht aus Veröffentlichungen im „Bahn-Ingenieur“ hervor. Das wirtschaftliche Denken sträubt sich gegen die beträchtlichen Schottermengen oder die kostspieligen Planumsveränderungen, die das Verlegen von stark überhöhten Bogenweichen bedingt. Auch ausgesprochene Berg- und Talfahrten in den Zweigsträngen erfreuen sich nicht der Beliebtheit. Man möchte gern zu einer allgemein gültigen Größtüberhöhung (etwa um 100 mm) kommen und sucht nach weiteren Begründungen dafür. Boernicke (Der Bahn-Ingenieur 1934, Nr. 23 und 36) und Bohn (Der Bahn-Ingenieur 1936, Nr. 41) sehen Beschränkungsmöglichkeiten von h in dem Ausrundungshalbmesser, der beim Verlegen von überhöhten Bogenweichen in den Zweigsträngen entsteht. Die Vorschläge sind durchaus beachtlich, sie enthalten aber doch Widersprüche. Leider kann ich aus Raummangel hier nicht

näher darauf eingehen, sondern muß das einem späteren Aufsatz vorbehalten. Nur so viel sei gesagt: Wenn auch die vorgeschlagene rechnermäßige Begrenzung von h in Weichen einer ersten Prüfung nicht standhält, geben die von Boernicke und Bohn angeführten Beispiele doch einen deutlichen Hinweis darauf, daß große Überhöhungen von Bogenweichen (über 100 mm) nur in Ausnahmefällen angewendet werden sollten, und zwar aus wirtschaftlichen Gründen.

Um zu zeigen, welche Geschwindigkeitsverluste für V_1 und teilweise auch V_2 durch Beschränkung von h_{\max} in Weichen entstehen können, sollen alle folgenden Überhöhungstafeln für

$$h_{\max} = 120 \text{ mm}$$

aufgestellt werden. Das gilt lediglich als Beispiel, nicht als Begrenzungsvorschlag; es ist allerdings wahrscheinlich, daß man praktisch über dieses Grenzmaß nicht häufig hinausgehen können.

Damit nun im Rahmen der gezogenen Grenzen nicht nur die Hauptstränge, sondern auch die Zweigstränge R_{21} mit möglichst hohen Geschwindigkeiten V_{21} befahren werden können, müssen die Überhöhungen im Bereiche der mittleren Geschwindigkeiten V_1 teilweise größer gewählt werden als bei Streckengleisen.

Die Möglichkeiten für die Wahl von h mit Rücksicht auf R_{21} und V_{21} sind bei den einzelnen Weichenarten verschieden; deshalb ist es zweckmäßig, sie für jede Weichengattung getrennt zu ermitteln.

a) *Nach innen abzweigende einfache Weichen 1:18,5 mit Stammhalbmesser $R = 1200 \text{ m}$.*

In Zahlentafel 1, Taf. 29, stimmen die Überhöhungsmaße in gewöhnlichem Druck mit den Maßen in der Überhöhungstabelle für Streckengleise [Zahlentafel 5 des Aufsatzes „Grenzen der Überhöhung in Gleisbogen“⁵⁾] überein. Sollte der Vorschlag für die Überhöhung von Streckengleisen nicht angenommen werden, dann ändern sich auch in Zahlentafel 1 die Überhöhungen entsprechend. Die durch Starkdruck hervorgehobenen Überhöhungsmaße sind mit Rücksicht auf eine möglichst große Geschwindigkeit V_{21} im Zweigstrang gewählt oder durch $h_{\max} = 120 \text{ mm}$ bedingt. Die Rücksichtnahme auf ψ läßt ebenso wie in Weichen der Grundform $V_{2\max} = 100 \text{ km/h}$ für die wichtigsten Fahrzeuge zu. Es ist daher zweckmäßig, diese Geschwindigkeit dadurch auszunutzen, daß die Überhöhung angepaßt wird. In der Überhöhungsformel

$$h = \frac{11,8 V_{21}^2}{R_{21}} - c_{21}$$

ist allgemein $c_{21} = \text{rund } 90 \text{ mm}$ gewählt, an den Grenzen aber im Bedarfsfalle auf 100 mm erhöht. Man könnte auch allgemein $c_{21} = 100 \text{ mm}$ wie in Weichen der Grundform zulassen; da aber $c_{21} = 90 \text{ mm}$ in anderer Hinsicht nicht stört, ist es im Hinblick auf Schonung der Bogenaußenschienens vorzuziehen. Trotz dieser größeren Überhöhungen ist $V_{21} = 100 \text{ km/h}$ nur bis herab zu $R_{21} = 545 \text{ m}$ und $R_1 = 1000 \text{ m}$ möglich, weil hier $h_{\max} = 120 \text{ mm}$ erreicht ist. V_{21} fällt bis auf 60 km/h bei $R_1 = 300 \text{ m}$ und $R_{21} = 240 \text{ m}$ ab. Hier liegt die untere Verbiegungsgrenze der Weichen 1:18,5 [nicht bei $R_{21} = 215 \text{ m}$, wie Höfer³⁾ annimmt]; sie ergibt sich aus der Rücksichtnahme auf die Rillenweite von 41 mm zwischen Radlenker und Radlenkerfahrtschiene im Bogen R_1 . Bei $R_1 < 300 \text{ m}$ entstehen zu kräftige Zwängungen bei einigen Lokomotiven. Die Festsetzung von $V_{21\max}$ richtet sich nicht nur nach der möglichen h , sondern auch nach den für Gleisbogen allgemein vorgeschriebenen Höchstgeschwindigkeiten.

⁵⁾ Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, Heft 3.

Die zulässigen Höchstgeschwindigkeiten V_1 (Hauptstrang) sind aus der für Streckengleise vorgeschlagenen Formel

$$h \geq \frac{11,8 V_1^2}{R_1} - 95$$

bestimmt, die für ermäßigte Überhöhungen gilt. Es wird hiernach $V_1 \geq \sqrt{\frac{h+95}{11,8} \cdot R_1}$. Im Vergleich zu Streckengleisen (Stufenlinie in Zahlentafel 1) entstehen Geschwindigkeitsverluste bis zu 15 km/h als Folge der beispielsweise gewählten Begrenzung von h auf 120 mm.

Die mit Rücksicht auf V_{2i} nötigen zusätzlichen Überhöhungen liegen nach Abb. 3, Taf. 29, die waagerechte Schnitte durch Zahlentafel 1 wiedergibt, gewissermaßen wie Dachgaupen auf den Überhöhungslinien für V_1 . Andererseits plattet die Begrenzung auf $h_{\max} = 120$ mm die Überhöhungslinien für V_1 am Ende ab.

Kann die Fahrgeschwindigkeit $V_{2i} < 100$ km/h sein, dann werden die Gaupen entsprechend niedriger und fallen von $V_{2i} \geq 70$ km/h an ganz fort. Ermäßigungen von V_{2i} werden aber in der Regel nur dann vorgenommen werden, wenn örtliche Verhältnisse zu Verkleinerungen von h zwingen (Brücken, Nähe von Gebäuden, Schwierigkeiten bei Absenkung der Abzweiggleise oder bei Erhöhung der Hauptgleise u. dergl.). Es ist daher zweckmäßig, in einer Fußnote zu Zahlentafel 1 die Bedingungen hierfür anzugeben.

In Zahlentafel 1 sind Überschreitungen von $c_{2i} = 100$ mm, und zwar auch kleine als Folge von Abrundungen, vermieden. Läßt man Abweichungen von h als Folgen des Betriebes bis zu ± 5 mm zu, dann entstehen zwar in einigen Fällen kleine Überschreitungen von $c_{2i} = 100$ mm. Die Verhältnisse liegen aber trotzdem nicht ungünstiger als bei Weichen der Grundform, bei denen praktisch auch kleine Höhenfehler vorkommen.

b) *Nach innen abzweigende einfache Weichen 1:12 mit Stammhalbmesser $R = 500$ m.*

Zahlentafel 2, Taf. 29, unterscheidet sich von Zahlentafel 1 lediglich dadurch, daß die R_{2i} kleiner sind, V_{2i} auf ≥ 65 km/h, die für Weichen 500—1:12 zulässige Höchstgeschwindigkeit, ermäßigt ist, die Überhöhungen entsprechend angepaßt sind und die untere Verbiegungsgrenze bei $R_1 = 375$ m und $R_{2i} = 214$ m liegt. Die letztgenannte wird durch die Rillenweite von 44 mm zwischen Flügelschiene und Herzstückspitze im Außenstrang des Zweigbogens R_{2i} gezogen.

c) *Nach innen abzweigende einfache Kreuzungsweichen 1:9 mit Stammhalbmesser $R = 500$ m.*

Im Vergleich zu b) kommt hier nur noch der Kreuzungsstrang hinzu, der wie der Hauptstrang zum Halbmesser R_1 verbogen ist. Das bringt grundsätzlich nichts Neues, so daß auch für diese Weichen die Zahlentafel 2 gilt. Die untere Verbiegungsgrenze muß jedoch auf ein größeres R_1 als für b) festgelegt werden. Bis herab zu $R_1 = 1000$ m erscheint die Führung in den Doppelherzstücken ausreichend sicher (starker waagerechter Strich in Zahlentafel 2). Man kann vielleicht auch noch bis $R_1 = 750$ m gehen, jedoch nur, wenn Radlenker am Außenstrang angebracht werden. Wegen dieser Abweichung von der Regelform, die namentlich die Schwellensätze stark verändert, ist zu empfehlen, nur im äußersten Notfall die Verbiegung so weit zu treiben. Ob nicht auch schon bei Halbmessern $R_1 = 1000$ bis etwa 2000 m kleine Abweichungen an den Schwellensätzen nötig sind, muß noch untersucht werden.

Beispiele für Verwendung von Innenbogen-Kreuzungsweichen werden im Abschnitt „Gleisverbindungen“ gebracht.

d) *Nach innen abzweigende einfache Weichen 1:9 mit Stammhalbmesser $R = 300$ m.*

Hier ist $V_{2i} = 50$ km/h; die untere Verbiegungsgrenze liegt bei $R_1 = 750$ m und $R_{2i} = 214$ m. Im übrigen entstehen keine nennenswerten Unterschiede zu Zahlentafel 1 oder 2, weshalb die Wiedergabe der Tabelle für Weichen 1:9 mit Stammhalbmesser $R = 300$ m unterbleibt.

e) *Nach innen abzweigende einfache Weichen und einfache Kreuzungsweichen 1:9 mit Stammhalbmesser $R = 190$ m.*

(Zahlentafel 3, Taf. 29.)

Die geringe Spurerweiterung von 6 mm läßt nur Verbiegungen bis etwa $R_1 = 3000$ m und $R_{2i} = 179$ m, mit etwas Zwängen einiger Lokomotiven bis $R_1 = 2000$ und $R_{2i} = 174$ m zu. V_{2i} kann überall 40 km/h betragen. Von dieser Verbiegungsmöglichkeit der Weichen 190 wird häufig Gebrauch gemacht, da hierdurch Unterbrechungen der Hauptgleisbogen durch Gerade und große Unterschiede in der Überhöhung vermieden werden können. Man könnte mit der Verbiegung auch

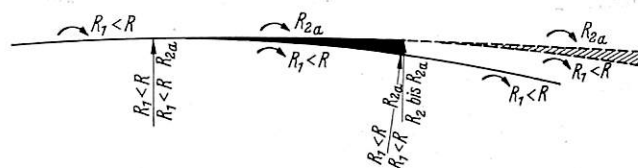


Abb. 4.

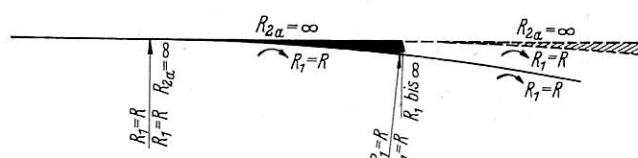


Abb. 5.

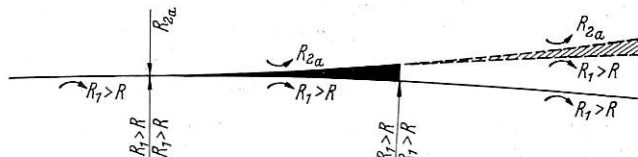


Abb. 6.

noch etwas weiter gehen, wenn die Zweigstränge nicht von großen Lokomotiven befahren werden. Wegen der Verwechslungsgefahr ist das aber — mit Ausnahme von Stadtbahnen, auf denen nur Triebwagen verkehren — nicht zu empfehlen.

Verbiegungen von Weichen 190—1:7,5 und 1:6,6 nach innen sind ausgeschlossen, da das die Rillenweite von 50 mm im gekrümmten Herzstück nicht zuläßt. Stadtbahnen machen auch hier wieder eine Ausnahme.

2. Nach außen abzweigende Bogenweichen.

Diese sind ebenfalls Innenbogenweichen, solange $R_1 < R$ ist (Abb. 4); es ist jedoch im Unterschied zu den nach innen abzweigenden Innenbogenweichen (B_1) der Halbmesser des Zweigstranges (nach außen abzweigend) $R_{2a} > R_1$. Bei $R_1 = R$ wird $R_{2a} = \infty$; die Weiche hat Grundform (Abb. 5). Wird $R_1 > R$, dann entstehen Außenbogenweichen (Abb. 6).

Es sind also drei Formen von nach außen abzweigenden Weichen zu untersuchen:

a) Innenbogenweichen:

$$R_{2a} = \frac{R \cdot R_1}{R - R_1}, \text{ daher } R = \frac{R_{2a} \cdot R_1}{R_{2a} - R_1}; \quad R_1 < R$$

$$\psi = \frac{V(p_{A1} - p_{A2})}{3,6 a} = \frac{V}{3,6 a} \cdot \left[\left(\frac{V^2}{12,96 R_1} - \frac{h}{153} \right) - \left(\frac{V^2}{12,96 R_{2a}} - \frac{h}{153} \right) \right] = \frac{V^3}{46,66 a} \cdot \frac{R_{2a} - R_1}{R_{2a} \cdot R_1} = 46,66 a R,$$

wie bei der Einfahrt aus der Geraden in den Bogen R der Grundform oder bei der Ausfahrt aus dem Bogen R in die Gerade. Die Fahrgeschwindigkeit V_{2a} aus R_1 nach R_{2a} darf also trotz des großen R_{2a} nicht höher sein, als in R der Grundform. Das sei besonders hervorgehoben, weil meistens irrtümlich angenommen wird, daß R_{2a} mit der gleichen Geschwindigkeit befahren werden dürfte wie R_1 . Man kann das wohl möglich machen, aber nur bei einer bestimmten Bogenführung, die im Abschnitt C besprochen werden soll.

β) Grundform: $R_{2a} = \infty$; $R = R_1$

$$\psi = \frac{V}{3,6 a} (p_{A1} - p_{A2}) = \frac{V}{3,6 a} \left[\left(\frac{V^2}{12,96 R_1} - \frac{h}{153} \right) - \left(0 - \frac{h}{153} \right) \right] = \frac{V^3}{46,66 a \cdot R_1} = 46,66 a R.$$

γ) Außenbogenweichen:

$$R_{2a} = \frac{R_1 \cdot R}{R_1 - R}; \quad R_1 > R; \quad R = \frac{R_{2a} \cdot R_1}{R_{2a} + R_1}$$

$$\psi = \frac{V}{3,6 a} (p_{A1} + p_{A2}) = \frac{V}{3,6 a} \left[\left(\frac{V^2}{12,96 R_1} - \frac{h}{153} \right) + \left(\frac{V^2}{12,96 R_{2a}} + \frac{h}{153} \right) \right] = \frac{V^3}{46,66 a} \cdot \frac{R_{2a} + R_1}{R_{2a} \cdot R_1} = 46,66 a R.$$

Die Verbiegung der Weichen kann sonach beliebige Form annehmen, ohne daß sich ψ im Vergleich zur Grundform verändert. Es muß nur der Bogen R_1 vor und hinter der Weiche wenigstens in der Länge a (nach Aufsatz Fußnote 1 wie $z = 14$ m bei Weichen 1:18,5) vorhanden sein. Auch an den Zweigstrang R_{2a} muß R_1 anschließen, und zwar in dem Krümmungssinn des Hauptgleises, wenn ψ gleich bleiben soll. Selbstverständlich kann auch der Bogen R_{2a} weitergehen, er darf aber auch nicht kleiner sein, wie später bewiesen wird. Die Schraffur in Abb. 6 deutet den Spielraum für die Halbmesserverwahl des Anschlußbogens an.

Bei nach außen abzweigenden Bogenweichen ist es nicht möglich, die Überhöhung h und damit V_1 so groß zu wählen, wie bei nach innen abzweigenden Weichen, und zwar aus folgenden Gründen:

α) Innenbogenweichen: Die Überhöhung des Zweigstranges und damit auch des Hauptstranges kann durch die Rücksichtnahme auf langsamere Züge in R_{2a} beschränkt werden. Geht man streng folgerichtig vor, dann darf die Zentripetalkraft nicht größer als $p_v = 0,65$ m/sec² werden, auch wenn V_{2a} bei planmäßig verkehrenden Zügen auf die Hälfte absinkt. Da aber das Durchfahren des Weichenbogens selbst bei geringer V_{2a} nur wenige Sekunden dauert, wird eine größere p_v als 0,65 m/sec² als zulässig angesehen. Ist h — wie bei dem gewählten Beispiel — auf 120 mm begrenzt, dann kann p_v nie größer als 0,78 m/sec² werden. Es ist aber zweckmäßig, diese hohe p_v nur dann zuzulassen, wenn damit ein Gewinn für V_1 zu erzielen ist. Als Begrenzung von h wäre danach maßgebend:

$$h = \frac{11,8 \left(\frac{1}{2} V_{2a} \right)^2}{R_{2a}} + c_{2a},$$

worin c_{2a} möglichst $\bar{\bar{=}} 100$ mm, an den Grenzen aber bis zu 120 mm gewählt werden darf. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit V_1 in R_1 ergibt sich dann aus

$$V_1 \bar{\bar{=}} \sqrt{\frac{(h + 95) R_1}{11,8}}$$

wie bei B 1,

β) Grundform: Da bei $R_{2a} = \infty$ keine Fliehkraft vorhanden ist, ist $h \bar{\bar{=}} 100$ mm die gegebene Grenze. Wenn aber mit größerer Überhöhung ein Gewinn für V_1 zu erzielen ist, darf h bis auf 120 mm vergrößert werden. Die hohe p_v entsteht allerdings dann auch bei Zügen, die die Abzweigung ($R_{2a} = \infty$) mit $V_{2\max}$ befahren.

γ) Außenbogenweichen: Die für den Hauptstrang R_1 gewählte Überhöhung wird für den Zweigstrang R_{2a} mit entgegengesetztem Krümmungssinn zur Untertiefung. Damit auch hier die auf den Reisenden wirkende Fliehkraft [nicht mehr wie bei α) und β) Zentripetalkraft] $p_A = 0,654$ m/sec² nicht überschritten wird, darf die Überhöhung nicht größer sein als

$$h = c - h_{20} = 100 - h_{20}.$$

Hierin ist:

$$h_{20} = \frac{11,8 V_{2a}^2}{R_{2a}} = \frac{11,8 V_{2a}^2 (R_1 - R)}{R_1 \cdot R}.$$

Zweckmäßig wird einheitlich für Zweigfahrten von Personenzügen $V_{2a} = V_{\max}$ in Weichen der Grundform gesetzt (z. B. 100 km/h für Weichen 1:18,5 und 65 km/h für Weichen 1:12 und 1:14); das empfiehlt sich schon im Hinblick auf die Gefahr der Verwechslung. Man kann naturgemäß V_{2a} auch kleiner wählen (z. B. 65 km/h für Weichen 1:18,5, wenn nur Güterzüge abzweigen). Für jede vorkommende V_{2a} ist dann eine besondere Überhöhungstabelle aufzustellen. Daraus ergibt sich wiederum zwangsweise die für R_1 zulässige Höchstgeschwindigkeit.

$$V_1 \bar{\bar{=}} \sqrt{\frac{(h + 95) R_1}{11,8}}$$

a) Nach außen abzweigende einfache Weichen 1:18,5 mit Stammhalbmesser $R = 1200$ m.

α) Innenbogenweichen rechnen von der unteren Verbiegungsgrenze mit $R_1 = 240$ m und $R_{2a} = 300$ m bis $R_1 = 1199$ m. Abb. 7, Taf. 30, die die senkrechten Zahlenreihen in Zahlentafel 4, Taf. 30, bildlich wiedergibt, zeigt die Begrenzungslinien der Überhöhung

$$h = 100 - \frac{11,8 V_{2a}^2}{R_{2a}},$$

$$h = \frac{11,8 \left(\frac{1}{2} V_{2a} \right)^2}{R_{2a}} + 100 \quad \text{und} \quad h_{\max} = 120 \text{ mm}$$

entsprechend dem gewählten Beispiel, ferner für die verschiedenen V_1 Teile der Begrenzungslinien $h = \frac{11,8 V_1^2}{R_1} - 95$.

Die Geschwindigkeitsverluste für V_1 im Vergleich mit Strecken Gleisen (Stufenlinien in Zahlentafel 4) sind für Innenbogenweichen die gleichen wie in Zahlentafel 1. Die eingeklammerten Zahlen bedeuten, daß hierbei $c_{2a} > 100$ mm $\bar{\bar{=}} 120$ mm wird.

Mit zunehmendem Halbmesser R_1 werden die Innenbogenweichen über die

β) Grundform mit $h = 100$ (115) mm und $V_{1\max} = 140$ (145) km/h [Geschwindigkeitsverlust 20 (15) km/h] zu

γ) Außenbogenweichen verwandelt. Die Begrenzung der Überhöhung erfolgt nunmehr durch die Rücksichtnahme auf $V_{2a} = 100$ km/h zu

$$h \approx c_{2a} - \frac{11,8 V_{2a}^2}{R_{2a}} \approx 100 - \frac{11,8 \cdot 100^2 (R_1 - 1200)}{R_1 \cdot 1200}$$

$$\approx \frac{118000}{R_1} + 1,7.$$

Für Berechnung der zulässigen V_1 seien zwei Zahlenbeispiele angegeben:

a) $R_1 = 1300 \text{ m}; h = \frac{118000}{1300} + 1,7 = 92,5$ oder rund 90 mm

$$V_1 = \sqrt{\frac{h + 95}{11,8} R_1} = \sqrt{\frac{185 \cdot 1300}{11,8}} = 142,8 \text{ km/h.}$$

Diese Zahl muß nach unten abgerundet werden, also zu 140 km/h, wodurch $c_1 = 88 \text{ mm}$ wird. Bei Aufrundung nach oben würde sich $c_1 = 101 \text{ mm}$ ergeben. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit V_1 ist sonach im Bogen mit $R_1 = 1300 \text{ m}$ um 5 km/h niedriger als im Bogen mit $R_1 = 1200 \text{ m}$, wenn hier für den geraden Zweigstrang $c_{2a} = 115 \text{ mm}$ und $p_v = 0,75 \text{ m/sec}^2$ zugelassen wird. Ist diese Unstetigkeit unvermeidbar? Wenn für die Fliehkraft $p_b = 0,65 \text{ m/sec}^2$ als obere Grenze angesehen, für p_v aber $0,78 \text{ m/sec}^2$ zugelassen wird, dann ist das in den großen Schwankungen der Fliehkraft infolge von Bogenfehlern begründet, während bei Zentripetalkraft nur Höhenfehler kleine Schwankungen bringen können. Nun ist aber bei $R_1 = 1300 \text{ m}$ $R_{2a} = 15600 \text{ m}$. In einem so flachen Bogen, der noch dazu durch den zweiten Weichenstrang versteift ist, können sich schwerlich stärkere Richtungsfehler bilden. Daher erscheint es unbedenklich, hier auch etwas größere p_b zuzulassen. Wählt man $h = 97$ bis 100 mm , dann wird $V_1 = 145 \text{ km/h}$ wie im Bogen 1200 möglich. Für den Zweigstrang wird $c = 104$ bis 107 mm und $p_b = 0,68$ bis $0,70 \text{ m/sec}^2$ bei $V_{2a} = 100 \text{ km/h}$; geringere V_{2a} ermäßigt diese Werte. Zu beachten ist dabei, daß die P_b im Bogen 15600 nach der gleichen Seite wirkt, wie die p_v im vorausgehenden Gegenbogen R_1 ; es ist hier $c_{2a} = 9 \text{ mm}$ bei $V_{2a} = 100 \text{ km/h}$ und $c_{2a} = 77 \text{ mm}$ bei $V_{2a} = 50 \text{ km/h}$. Bei größeren R_1 , die R_{2a} verkleinern, ist dieses Verfahren allerdings nicht zu empfehlen, weil hier die Richtungsfehler und damit Schwankungen von p_b größer werden können. Das von der Regel abweichende Überhöhungsmaß ist in Zahlentafel 4 durch () kenntlich gemacht. V_1 wird dadurch von $R_1 = 1200 \text{ m}$ bis $R_2 = 1500 \text{ m}$ gleich groß, und zwar 145 km/h .

$\beta\beta) R_1 = 2200 \text{ m}; h = \frac{118000}{2200} + 1,7 = 55,3$ oder rund 55 mm;

$$V_1 = \sqrt{\frac{150 \cdot 2200}{11,8}} = 167,2 \text{ km/h oder rund } 165 \text{ km/h.}$$

Hierbei wird $c_1 = 91 \text{ mm}$. In Zahlentafel 4 liegt überall c_1 nahe an 90 mm; es ist also für V_1 an den Grenzen der gleich erträgliche Zustand vorhanden, wie bei Höchstgeschwindigkeiten in Streckengleisen.

Im Vergleich zu den Streckengleisen (Stufenlinie in Zahlentafel 4) entstehen durch den Einbau der Außenbogenweichen Geschwindigkeitsverluste für V_1 bis zu 30 km/h. Sie können zwar dadurch eingeschränkt werden, daß der ganze Gleisbogen, aus dem die Außenbogenweiche abzweigt, als Korbbogen ausgebildet wird. Das Bogenstück mit vergrößertem Halbmesser R_1 und ermäßigter Überhöhung muß hierbei aber wenigstens Weichenlänge $+ 2a = 65 + 2 \times 14 = 93 \text{ m}$ lang sein [vergl. Berechnung der Zwischengeraden z in dem Aufsatz Fußnote 1)], wozu die Rampenlänge hinzukommt, so daß nur bei günstigen örtlichen Verhältnissen nennenswerte Geschwindigkeitsgewinne zu erzielen sind. Nach außen abzweigende Bogenweichen sind daher nicht so vorteilhaft verwendbar, wie nach innen abzweigende Bogenweichen. Immerhin ist der Anwendungsbereich der Außenweichen 1:18,5 wesentlich größer als bisher meistens angenommen wurde.

Abb. 8, Taf. 30, die die waagerechten Zahlenreihen der Zahlentafel 4 bildlich wiedergibt, veranschaulicht, wie die Überhöhungslinien für Streckengleise durch V_{2a} im Zweigstrang R_{2a} abgeplattet werden.

Auch hier empfiehlt es sich, in einer Fußnote zur Überhöhungstabelle die Bedingungen anzugeben, unter denen die vorgeschriebenen Überhöhungen im Bedarfsfalle verringert werden dürfen.

In einem Fall läßt sich V_1 um 5 km/h erhöhen, wenn von der Abrundung der Überhöhung auf volle 5 mm Abstand genommen wird. Diese Zahl ist durch [] in Zahlentafel 4 kenntlich gemacht.

Wird die Geschwindigkeit V_{2a} für abzweigende Züge auf 65 km/h begrenzt, dann errechnen sich die Grenzwerte für h bei Außenbogenweichen zu $h = \frac{49855}{R_1} + 58,5$. Die Geschwindigkeitsverluste für V_1 gehen hier auf 25 km/h im ungünstigsten Falle zurück. Für $V_{2a} = 40 \text{ km/h}$ sinken sie weiterhin auf 20 km/h ab. Die Größen von h sind der später noch zu erläuternden Zahlentafel für Gleisverbindungen (7a) zu entnehmen.

b) *Nach außen abzweigende einfache Weichen 1:12 oder 1:14 mit Stammhalbmesser $R = 500 \text{ m}$.*

a) Innenbogenweichen reichen von der unteren Verbiegungsgrenze mit $R_1 = 214 \text{ m}$ und $R_{2a} = 375 \text{ m}$ bis $R_1 = 499 \text{ m}$. In der

$\beta)$ Grundform mit $h = 100$ (120) mm ist nur $V_1 = 90$ (95) km/h [Geschwindigkeitsverlust 10 (5) km/h] möglich. Die Begrenzung der

$\beta)$ Außenbogenweichen erfolgt durch

$$h \approx 100 - \frac{11,8 \cdot 65^2}{R_{2a}} \approx 100 - \frac{11,8 \cdot 65^2 (R_1 - 500)}{R_1 \cdot 500} \approx \frac{49855}{R_1} + 0,3.$$

Die Geschwindigkeitsverluste im Vergleich zu Streckengleisen steigen hier auf nicht weniger als 50 km/h (Zahlentafel 5, Taf. 30). Besonders unangenehm ist, daß schon in den häufig vorkommenden Gleisbogen zwischen 500 und 1200 m Geschwindigkeitsverluste von 5 bis 45 km/h entstehen. Daher empfiehlt sich der Einbau von Außenbogenweichen 1:12 oder 1:14 nur dann, wenn V_1 aus örtlichen Gründen in dem betreffenden Gleisbogen oder Streckenabschnitt geringer ist, als R_1 an sich zulassen würde. Anderenfalls ist die Weiche 1:18,5, die bei $R_1 = 500 \text{ m}$ bis 1200 m nur Geschwindigkeitsbeschränkungen von 5 bis 10 km/h verlangt, vorzuziehen. Die Einführung der Weichen 1:18,5 erweist sich sonach als besonders vorteilhaft im Hinblick auf Abzweigungen im Bogen nach außen.

Bei Außenbogenweichen 1:12 ist mehrmals durch Verzicht auf runde Überhöhungsmaße V_1 um 5 km/h zu erhöhen, ohne daß eine der Grenzen überschritten wird (Zahlen in []).

Bei $V_{2a} = 40 \text{ km/h}$ errechnet sich die Begrenzungslinie für Außenbogenweichen zu $h \approx \frac{18880}{R_1} + 62,2$. Die Geschwindigkeitsverluste gehen auf 35 km/h im ungünstigsten Falle zurück, so daß der Anwendungsbereich erweitert wird.

c) *Nach außen abzweigende einfache Kreuzungsweichen 1:9 mit Stammhalbmesser $R = 500 \text{ m}$.*

Diese sind ebenso wie die nach innen abzweigenden Kreuzungsweichen in bezug auf Überhöhung wie einfache Weichen (B_{2b}) zu behandeln, so daß auch für sie Zahlentafel 5 gilt. Nur liegt hier die untere Verbiegungsgrenze wiederum bei $R_1 = 1000 \text{ m}$, so daß nur Außenbogenweichen möglich sind (starker waagerechter Strich in Zahlentafel 5).

d) Nach außen abzweigende einfache Weichen 1:9
mit Stammhalbmesser $R = 300$ m.

Die untere Verbiegungsgrenze liegt bei $R_1 = 214$ m und $R_{2a} = 750$ m. Da aber in Hauptgleisen Halbmesser unter 300 m äußerst selten vorkommen, werden praktisch fast ausschließlich Außenbogenweichen benötigt. Bei diesen entstehen Geschwindigkeitsverluste bis zu 55 km/h bei $V_{2a} = 50$ km/h und bis zu 45 km/h bei $V_{2a} = 40$ km/h. Der Anwendungsbereich ist daher sehr beschränkt.

e) Nach außen abzweigende einfache Weichen 1:7,5 und 1:9 sowie einfache Kreuzungsweichen 1:9 mit Stammhalbmesser $R = 190$ m.

Von seltenen Ausnahmen abgesehen, kommen diese Weichen nur als Außenbogenweichen in Betracht. Bei diesen entstehen Geschwindigkeitsverluste für V_1 im Vergleich zu Streckengleisen bis zu 60 km/h bei $V_{2a} = 40$ km/h (Zahlentafel 6, Taf. 30). Werden die Zweigstränge jedoch lediglich für Verschiebefahrten benötigt ($V_{2a} = 25$ km/h), dann sinkt der Verlust auf 35 km/h, wenn $c_{2a} \leq 100$ mm beibehalten wird.

Bei so geringen Geschwindigkeiten wirken sich etwaige Unregelmäßigkeiten in der Bogenführung nicht mehr stoßartig aus; deshalb erscheint es angängig, auch für untertiefte Außenbogen c_{2a} bis zu 120 mm zuzulassen, so daß die Geschwindigkeitsverluste auf 25 km/h im ungünstigsten Fall zurückgehen. Zahlenangaben werden noch unter B 3 h (in Zahlentafel 10a) gebracht.

Da die Zweigstränge stets $R_{2a} > 190$ m haben, dürfen auch Weichen 1:7,5/6,6 als Außenbogenweichen verwendet werden. Bei Kreuzungsweichen 1:9 ist eine Verbiegung bis zu etwa $R_1 = 1000$ m möglich. Kleinere Halbmesser kommen keinesfalls in Betracht, weil Außenradlenker zur Sicherung der Fahrt durch die Doppelherzstücke wegen der Zungen nicht anzubringen sind.

Beim Aufbiegen von Weichen 190 muß darauf geachtet werden, daß die führende Fahrkante des Bogens R_1 stetig verläuft. Es darf also in den Zungenvorrichtungen nicht nach den Weichenachsen verbogen werden, weil die Spurerweiterung von 6 mm im Zweigstrang an der Zungenspitze auch in R_1 vorhanden ist. In Kreuzungsweichen ist das besonders schwierig. Zweckmäßig werden hier die Schwellen in der Nähe der Zungenspitzen erst beim Einbau gebohrt, da anderenfalls

entweder der Querstrang oder der Hauptstrang un stetig verläuft.

Die Abschnitte B 2, a bis e und die Zahlentafeln 4 bis 6 klären darüber auf, daß die für R_{2a} zulässige Geschwindigkeit V_{2a} in erster Linie von den Untertiefungsmaßen abhängig ist. Das ist an sich selbstverständlich, muß aber hervorgehoben werden, weil die Fahrdienstvorschriften (FV) das nicht erwähnen. Es heißt darin

§ 38, 3 b, vorletzter Absatz:

„In Krümmungen mit Überhöhung der inneren Schiene (falscher Überhöhung) ist die Hälfte der in Krümmungen ohne Überhöhung zulässigen Geschwindigkeit erlaubt.“

Diese Vorschrift beschränkt in manchen Fällen die tatsächlich mögliche Geschwindigkeit unnötig, in anderen Fällen läßt sie aber auch zu große V_{2a} zu. Hierfür einige Beispiele:

a) Außenbogenweiche 1:12 mit $R_1 = R_{2a} = 1000$ m.

Nach FV § 38 darf die Geschwindigkeit im Zweigstrang mit R_{2a} ohne Rücksichtnahme auf das Untertiefungsmaß sein:

$$V_{2a} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{100 \cdot R_{2a}}{11,8}} = 46 \text{ km/h.}$$

Nach dem letzten Absatz des § 38, 3 b ist die Geschwindigkeit auf volle 5 km/h aufzurunden, so daß sich

$$V_{2a} = 50 \text{ km/h}$$

ergibt.

Nach Zahlentafel 5 ist aber $V_{2a} = 65$ km/h zulässig, wenn $h = 50$ mm beträgt; es werden also 15 km/h nicht ausgenutzt. Andererseits ist bei $h = 89$ mm nur $V_{2a} = 40$ km/h möglich, wenn die Fliehkraft nicht größer ausfallen soll, als in Weichen der Grundform ohne Überhöhung. Die FV lassen also hier für nicht überhöhte Bogen zulässigen Geschwindigkeit offenbar die Absicht verfolgte, solche Überschreitungen zu vermeiden.

β) Außenbogenweiche 1:12 mit $R_1 = 600$ m und $R_{2a} = 3000$ m. Nach FV § 38 ist zulässig

$$V_{2a} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{100 \cdot 3000}{11,8}} = \text{rund } 80 \text{ km/h.}$$

Es ist aber tatsächlich allein schon wegen des Ruckes ψ nur $V_{2\max} = 65$ km/h möglich und, wenn $h = 94$ mm gewählt wird, die nach FV § 38 zugelassene V_{2a} doppelt so groß als sie wirklich sein darf.

Die FV bedürfen sonach der Änderung.

(Fortsetzung folgt.)

Der Anlaufstoß bei Eisenbahnfahrzeugen II.

Eine Studie über die Laufsicherheit der Schienenfahrzeuge bei hohen Fahrgeschwindigkeiten*).

Von W. Dauner, Direktor b. d. Reichsbahn, Stuttgart.

Die folgende Untersuchung, die eine Erweiterung und Fortsetzung des ersten Aufsatzes über den Anlaufstoß bei Eisenbahnfahrzeugen (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, Heft 7, S. 133 ff.) sein soll, wurde durch die Arbeiten im Lokomotivbau-Fachausschuß des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen angeregt, der sich z. Z. mit der Erforschung des Laufes der Lokomotiven beschäftigt. Sie entstand aus dem Wunsch, mit möglichst einfachen Mitteln in das Wesen des Anlaufstoßes weiter einzudringen und damit zur Klärung der Frage der Laufsicherheit von Schienenfahrzeugen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten beizutragen**).

Im ersten Aufsatz war die Untersuchung der Vorgänge

*) I. Teil: Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 133.

**) Den Herren Reichsbahnrat Hiller und Reichsbahnbaussessor Banzhaf, die mich bei der Bearbeitung des Stoffes tatkräftig unterstützten, danke ich auch an dieser Stelle für ihre wertvolle Mitwirkung.

beim Anlaufen eines Schienenfahrzeugs gegen eine Gleisunstetigkeit vorwiegend auf die Ermittlung des Größtwertes des dabei auftretenden Führungsdruckes Y sowie des Größtwertes der Gesamtbelastung Q des führenden Rades beschränkt. Diese Größtwerte werden zwar für das Eintreten eines Gefährzustandes am Spurkranz von ausschlaggebender Bedeutung sein. Sie sind aber doch nur Augenblickswerte, die, wie bereits im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 134, vorletzter Absatz, kurz erwähnt, nach Ablauf der halben Stoßzeit erreicht werden.

Um die Wirkung des Stoßes auf die Laufsicherheit des Fahrzeugs vollständiger beurteilen zu können, ist ein Einblick in den zeitlichen Ablauf des ganzen elastischen Stoßvorgangs vom Beginn des Anstoßens bis zur Erreichung des Größtwertes der Stoßkraft und weiter bis zur Wiedertrennung der Berührungsflächen erforderlich. Hieraus erst erhält man Aufschluß darüber, ob das Rad im Verlauf des

Stoßes wirklich hochsteigt, über die Schiene klettert und entgleist oder aber bei wieder abnehmender Stoßkraft wieder abrutscht und im Gleis bleibt.

Zeitlicher Ablauf des Stoßes.

Die Ausführungen im „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“ 1936, S. 133, rechts unten, letzter Absatz, über den Stoßvorgang bei rollendem Rad sind hier wieder wohl zu beachten.

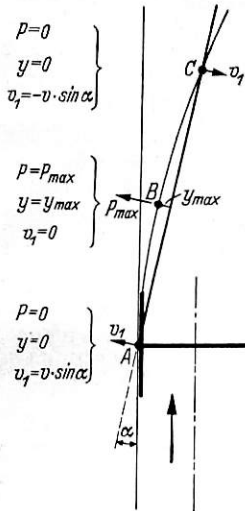


Abb. 1.

Der Anlaufstoß vollzieht sich in der Weise, daß im Punkt A, Abb. 1, der Spurkranz gegen den Gleisknick vom Winkel α anläuft, d. h. die auf den Spurkranzdruckpunkt reduzierte Masse des Fahrzeugs gegen die Schienenflanke stößt, wobei als Stoßgeschwindigkeit die Querkomponente $v_1 = v \cdot \sin \alpha$ der Fahrgeschwindigkeit v auftritt. Beim Weiterlauf des Spurkranzes entlang der Schienenfahrkante wird der Schwerpunkt der reduzierten Masse, den man sich auf den Spurkranzdruckpunkt projiziert denken möge, nicht der geraden Gleisrichtung A C folgen, sondern infolge der elastischen Ausbiegung von Rad und Schiene durch die Massenwirkung nach außen hin abweichen und die Bogenlinie A B C beschreiben.

Die durch die Massenwirkung hervorgerufene Stoßkraft P und die elastische Ausbiegung y schwellen von 0 im Punkt A an bis zum Größtwert P_{max} bzw. y_{max} im Punkt B, der nach einer gewissen Zeit erreicht ist, und nehmen dann im weiteren Ablauf des Stoßes wieder ab bis auf 0 im Punkt C.

Da die elastische Ausbiegung von Rad und Schiene $y = c \cdot P$ proportional der Kraft P ansteigt, also wie bei einer Feder verläuft, so wird auch der zeitliche Ablauf des elastischen Stoßes dem einer angestoßenen Feder entsprechen. Es wird ein Schwingungsvorgang ähnlich dem einer Feder-schwingung sein, der nach dem Gesetz der harmonischen Schwingungen (Sinusschwingung) abläuft. In Abb. 2 ist der

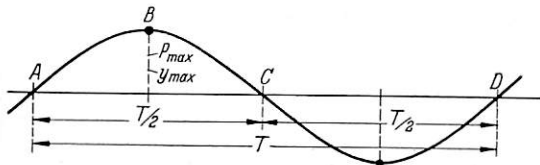


Abb. 2.

zeitliche Ablauf einer Federschwingung dargestellt: In A beginnt die Schwingung, in B erreichen der Ausschlag y und die Kraft P ihren Größtwert, in C geht die Schwingungslinie durch die Abszissenachse, P und y sind wieder = 0; dann erfolgt der Ausschlag nach der anderen Seite, in D ist eine volle Schwingung vollendet.

Der Verlauf des elastischen Stoßes bei Schienenfahrzeugen entspricht nun dem Verlauf der ersten Hälfte der Federschwingung von A über B bis C; dann ist der durch einen einmaligen Gleisknick verursachte Stoß beendet, von Nachwirkungen abgesehen. Der zweite Teil der Federschwingung von C bis D, soll hier außer Betracht bleiben.

Der dynamische Teil des Führungsdruckes, die Stoßkraft P_m , wird also von 0 beim Beginn des Anlaufstoßes in A anschwellen bis zum Größtwert in B, der im ersten Aufsatz zu $P_{m,max} = v \sin \alpha \sqrt{\frac{M_{red}}{c}}$ gefunden wurde, und von da ab wieder abnehmen bis auf 0 im Punkt C, in dem die Wieder-

trennung der Berührungsflächen erfolgt. Die Stoßdauer*) kann entsprechend der halben Schwingungsdauer der Feder-schwingung für den vollelastischen Stoß gleich der halben harmonischen Schwingungsdauer angesetzt werden, also Stoß-

$$\text{dauer (Stoßzeit)} t = \frac{T}{2} = \pi \sqrt{M_{red} \cdot c}.$$

Stoßfahrweg.

Die Stoßdauer (Stoßzeit) t ist von der Stoßgeschwindigkeit $v_1 = v \cdot \sin \alpha$ und damit auch von der Fahrgeschwindigkeit v unabhängig, d. h. für ein bestimmtes Fahrzeug ergibt sich auf gleichartigem Oberbau bei beliebigen Betriebszuständen (α und v) immer die gleiche Stoßzeit. Die Wegstrecke aber, die bei gleicher Stoßzeit zurückgelegt wird und über die der Stoß zur Wirkung kommt, wird mit der Fahrgeschwindigkeit sich ändern. Diese Wegstrecke ist auch deshalb von besonderer Bedeutung, weil sie den Zusammenhang des Stoßvorgangs mit der Länge der Unstetigkeit und mit sonstigen Gleiseigenheiten (Schienenlängen u. ä.) erbringt. Die Wegstrecke, die das Fahrzeug während des Stoßvorgangs zurücklegt, sei als Stoßfahrweg bezeichnet; er ist $s = v \cdot t = v \cdot \pi \sqrt{M_{red} \cdot c}$. Die Stelle, wo der Führungsdruck am größten ist und das Fahrzeug seinen größten Ausschlag macht, liegt in der Mitte des Stoßfahrwegs bei $s = \frac{1}{2} v \pi \sqrt{M_{red} \cdot c}$. Wohl zu beachten

ist, daß dieser Stoßfahrweg den Weg des Fahrzeugs in der Fahrtrichtung während des Stoßverlaufs darstellt und nicht den Weg der Stoßkraft (Stoßweg), der ja quer zur Fahrtrichtung gerichtet ist und der elastischen Ausbiegung von Rad und Schiene $y = c \cdot P_m$ entspricht. Auf einem Gleisknick von bestimmter Länge ist der Stoßfahrweg durch die Länge des Gleisknickes begrenzt.

Der Stoßfahrweg wächst proportional mit der Stoßzeit t und mit der Fahrgeschwindigkeit v . Je nach der Fahrgeschwindigkeit wird sich also für ein bestimmtes Fahrzeug auf bestimmter Strecke der Stoßvorgang in der gleichen Stoßzeit auf ganz verschieden langen Wegstrecken abspielen.

Da auch die Stoßkraft und die elastische Ausbiegung proportional mit der Fahrgeschwindigkeit wachsen, so wird die Darstellung dieser Größen, insbesondere der Stoßkraft, in Abhängigkeit vom Weg, also über einer Weglinie, einen guten und klaren Einblick in den Verlauf des Stoßes, sein Anschwellen und Wiederabflauen bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten ergeben.

Stoßkraft-Schaulinien.

In Abb. 3 bis 5 ist dargestellt, wie für ein zweiachsiges Fahrzeug (z. B. Lokomotivdrehgestell) bei verschiedenen Anlaufwinkeln und Fahrgeschwindigkeiten die Stoßkraft P_m verläuft; als Abszissen sind die Wege, als Ordinaten die Stoßkräfte aufgetragen**).

Zunächst ist in Abb. 3 und 4 der Einfluß des Anlaufwinkels α auf die Größe der Stoßkraft bei gleichbleibender Fahrgeschwindigkeit für zwei verschiedene Fahrgeschwindigkeiten V_1 km/h und $V_3 = 3 \cdot V_1$ km/h gezeigt. Die Stoßkräfte wachsen proportional mit dem Winkel α und werden bei gleichbleibender Fahrgeschwindigkeit und somit auch gleichbleibendem Stoßfahrweg s_1 und s_3 für den doppelten Anlaufwinkel ($\alpha_2 = 2 \cdot \alpha_1$) doppelt so groß, für den dreifachen ($\alpha_3 = 3 \cdot \alpha_1$) dreimal so groß usw.

*) Vergleiche: Franz Berger, Kraftverlauf beim Stoß. Braunschweig 1924, S. 110.

***) Wenn auch konkrete Beispiele in dieser Studie nicht durchgerechnet werden sollen, so sind doch die Werte der in den Abbildungen dargestellten Schaulinien einer für eine neuere 2' C 1'-Lokomotive durchgeführten Berechnung entnommen worden, wobei Abb. 3 bis 5, 8, 9 und 13 bis 15 das Drehgestell allein, Abb. 17 das Drehgestell und die im Hauptrahmen vereinigten Lokomotivteile umfassen.

Sodann zeigt Abb. 5 den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit ($V_1, V_2 = 2 \cdot V_1, V_3 = 3 \cdot V_1$ usw.) auf die Größe der Stoßkraft bei gleichbleibendem Anlaufwinkel α . * Die ausgezogenen Linien gelten für den Anlaufwinkel $\alpha = \alpha_1$, die gestrichelten für $\alpha_4 = 4 \alpha_1$. Die Stoßkräfte wachsen proportional mit der

Längsrichtung beeinflußt. Der Stoßfahrweg wird dabei immer größer, die Stoßwirkung immer nachhaltiger. Zu beachten ist, daß die Stoßkraft im ersten Augenblick des Anlaufens zunächst unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit in der durch den Anlaufwinkel α bestimmten Richtung ansteigt (Abb. 5) und daß der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit erst im weiteren Verlauf des Stoßes zur Geltung kommt.

Wenn der Stoßvorgang durch eine Unstetigkeit im Gleis verursacht ist, wird die Stoßschwingung am Ende des Gleisknickes mit dem Aufhören des Anlaufwinkels α abbrechen und damit die Stoßkraft, und zwar schlagartig, erlöschen. Da Gleisknicke im allgemeinen doch wohl nur recht beschränkte Länge haben dürften, so wird die Stoßkraft auch bei den größten Fahrgeschwindigkeiten meist nur bis zu einer gewissen, für alle größeren Geschwindigkeiten fast gleichen Größe anschwellen, die nur von α abhängt. Von den verschiedenen, einem bestimmten α zugeordneten Stoßkraftflächen wird nur der in Abb. 5 schwarz getönte (für α_4 gekreuzte) Anfangszwickel in Wirkung treten, dessen Länge, in Abb. 5 mit k bezeichnet, eben gleich der Länge des Gleisknickes ist. Sie ist in Abb. 5 zu etwa 0,5 m angenommen.

Wenn dagegen der Stoßvorgang durch Schräganlaufen des Rades beim Schlingern verursacht ist, dann wird allerdings die Stoßschwingung, da ja in diesem Fall die Knicklänge sozusagen unbegrenzt ist, ganz ablaufen. Im weiteren Verlauf des Stoßes macht sich dann die Wirkung der Fahrgeschwindigkeit auf die Ausdehnung der Stoßkraftfläche immer mehr geltend und wird bei großen Geschwindigkeiten ausschlaggebend.

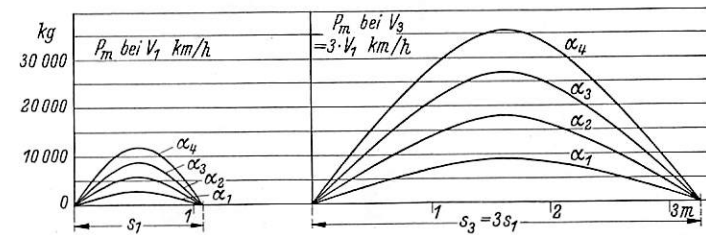


Abb. 3 und 4. Linien der Stoßkräfte P_m für verschiedene α bei V_1 km/h (Abb. 3) und $V_3 = 3 \cdot V_1$ km/h (Abb. 4).

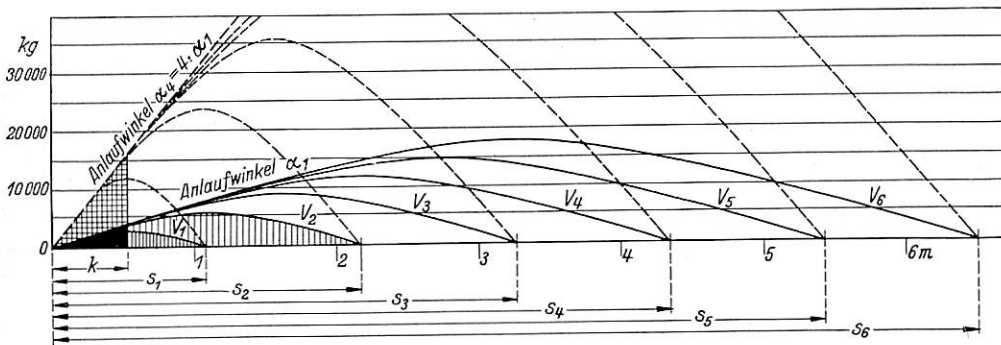


Abb. 5. Linien der Stoßkräfte P_m für verschiedene V bei α_1 und $\alpha_4 = 4 \alpha_1$.

Fahrgeschwindigkeit, gleichzeitig wachsen aber auch die Stoßfahrwege s proportional mit der Fahrgeschwindigkeit entsprechend $s = v \cdot t \cdot \pi \cdot \sqrt{M_{red} \cdot c}$.

Der Unterschied des Einflusses von α und von V auf den Verlauf des Stoßvorganges ergibt sich aus diesen Schaubildern ganz augenfällig:

Wenn man die Größtwerte von P_m für verschiedene α und V vergleicht, so wäre der Einfluß von α wie der von V auf die Stoßkraft P_m gleich groß, d. h. sowohl für den doppelten Anlaufwinkel α bei gleichbleibendem V , wie auch für die doppelte Fahrgeschwindigkeit V bei gleichbleibendem α wird der Größtwert der Stoßkraft doppelt so groß, wie beim einfachen α oder einfachen V . Wenn man aber die durch den Stoßfahrweg und durch die darüber sich wölbende Stoßkraft eingegrenzte Fläche, die als Stoßkraftfläche bezeichnet sei, (in Abb. 5 für V_1 und für $V_2 = 2 \cdot V_1$ schraffiert) betrachtet, so ersieht man, daß durch die Fahrgeschwindigkeit außer der Stoßkraft P_m auch noch die Länge s des Stoßfahrweges beeinflußt wird. Auch hier ist zu beachten, daß die Stoßkraftfläche nicht etwa eine Arbeitsfläche (Stoßarbeit) in dem sonst üblichen Sinn darstellt, denn die Stoßkraft ist ja quer zu der als Stoßfahrweg bezeichneten Wegstrecke (Fahrstrecke) gerichtet. Bei Verdoppelung der Fahrgeschwindigkeit wird nicht nur der Größtwert der Stoßkraft, sondern auch der Stoßfahrweg doppelt so groß; die Stoßkraftfläche erstreckt sich über den doppelten Stoßfahrweg, ist also etwa viermal größer als bei der einfachen Fahrgeschwindigkeit, siehe Abb. 5.

Während der Winkel α nur die Stärke des Stoßes beeinflußt und ein mehr oder weniger rasches Ansteigen der Stoßkraft und damit eine Vergrößerung der Stoßkraftfläche in der Höhenrichtung bei gleichbleibendem Stoßfahrweg bewirkt (Abb. 3 und 4), wird durch die Fahrgeschwindigkeit außer der Stoßkraft auch noch die Länge des Stoßfahrweges, also die Ausdehnung der Stoßkraftfläche in der Höhen- und in der

Zusammenstellung und Beurteilung der für den Stoßvorgang maßgebenden Größen.

1. Knicklänge k in m, bei Gleisknicken begrenzt, bei schlingern dem Fahrzeug unbegrenzt.
2. Anlaufwinkel α zwischen Fahrzeugachse und Schienenflanke.
3. Fahrgeschwindigkeit v in $m \cdot sec^{-1}$ und V in $km \cdot h^{-1}$.
4. Stoßgeschwindigkeit $v_1 = v \cdot \sin \alpha$, quer zum Gleis gerichtet.
5. Stoßmasse M bzw. M_{red} in $kg \cdot m^{-1} \cdot sec^2$.
6. Elastizitätsziffer (Nachgiebigkeitswert) c in $m \cdot kg^{-1}$.
7. Federstärke $= \frac{1}{c}$ in $kg \cdot m^{-1}$.
8. Gesamter Reibungsführungsdruck P_r einschließlich der Laufflächenreibung des anlaufenden Rades in kg.
9. Stoßdauer (Stoßzeit) $t = \pi \sqrt{M_{red} \cdot c}$ in sec.
10. Stoßfahrweg (in der Fahrtrichtung) $s = v \cdot t = v \cdot \pi \sqrt{M_{red} \cdot c}$ in m.
11. Stoßkraft $P_m = v \cdot \sin \alpha \sqrt{\frac{M_{red}}{c}}$ in kg.
12. Elastische Ausbiegung $y = v \cdot \sin \alpha \sqrt{M_{red} \cdot c}$ in m.

Aus den Beziehungen 9, 10 und 11 lassen sich folgende für die Laufsicherheit der Fahrzeuge wichtige Sätze ableiten:

1. Die Stoßdauer (Stoßzeit) ist unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit und vom Anlaufwinkel und ist nur abhängig von der Stoßmasse und der Elastizitätsziffer. Die Stoßdauer wird länger, wenn Stoßmasse oder Elastizitätsziffer oder beide zusammen größer werden.

2. Wenn die Fahrgeschwindigkeit größer wird, wird der Stoßfahrweg und die Stoßkraft größer.
3. Wenn der Anlaufwinkel größer wird, wird nur die Stoßkraft größer, aber nicht der Stoßfahrweg.
4. Wenn die Stoßmasse größer wird, wird der Stoßfahrweg und die Stoßkraft größer.
5. Wenn die Elastizitätsziffer größer, die Federung also weicher wird, wird der Stoßfahrweg größer, die Stoßkraft kleiner.

Bedingungen für die Sicherheit gegen Entgleisen.

Als ein Kriterium für die Beurteilung der Entgleisungsicherheit wird das Verhältnis $Y:Q$ angesehen, das einen bestimmten Wert nicht überschreiten darf, wenn die Sicherheit gegen Entgleisen gewahrt werden soll. Y ist der gesamte Führungsdruck und Q die gesamte Radbelastung des führenden Rades. Für das am Schluß des ersten Aufsatzes angezogene Beispiel war der Einfachheit halber $Y:Q = 1$ angenommen. Dieser Wert ergibt sich aus der bisher meist benützten, von Boedecker, Marié, Labrijn u. a. angegebenen Beziehung $\frac{Y}{Q} = \frac{\text{tg } \varphi - \mu}{1 + \mu \text{tg } \varphi}$ für den Spurkranzflankenwinkel $\varphi \sim 60^\circ$ und den Reibungswert $\mu = 0,25$. (Für den Flankenwinkel des Vereins mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen $\varphi = 60^\circ 11' 51''$ und $\mu = 0,20$ ergibt sich $\frac{Y}{Q} = 1,146$.) Diese Beziehung enthält aber den Anlaufwinkel α , der auch $Y:Q$ beeinflusst, nicht. Dr. Ing. e. h. Wagner hat eine Beziehung für $Y:Q$ aufgestellt, in der auch α berücksichtigt ist*). Nach Wagner wird die Sicherheit gegen Entgleisen im Augenblick des beginnenden Hochsteigens des Rades, in dem die Zweipunktberührung in Einpunktberührung übergegangen ist, noch bestehen für

$$1) \frac{Y}{Q} = \frac{1}{\cos \beta (\mu + \text{ctg } \varphi)} = \frac{\sqrt{1 + \frac{h^2}{l^2}}}{\mu + \text{ctg } \varphi} = \frac{\text{tg } \varphi \sqrt{1 + \frac{h^2}{l^2}}}{1 + \mu \text{tg } \varphi}$$

Hierin bezeichnen, Abb. 6 und 7, h die Tiefe des Spurkranzdruckpunktes A unter der Schienenoberkante, l den Spurkranzübergriff, also die Länge der Projektion des Abstandes des Spurkranzdruckpunktes A vom Radaufstandspunkt B auf die Schienenlängsrichtung, μ den Reibungswert und φ den Flankenneigungswinkel des Spurkranzes. l erhält man aus der Beziehung $l = (r + h) \text{tg } \varphi \cdot \text{tg } \alpha^{**}$, worin r den Halbmesser des Radlaufkreises bezeichnet.

Die Formel von Wagner ergibt für den Anlaufwinkel $\alpha = 0^\circ$ den Wert $\frac{Y}{Q} = \infty$. Es wird zwar bei $\alpha = 0$, wenn also der Spurkranz des Rades parallel der Schienenflanke entlang läuft, wie weiter unten im Abschnitt „Entgleisungsweg“ gezeigt werden wird, ein allmähliches Hochklettern des Spurkranzes an der Schienenflanke nicht möglich sein, auch wenn der Raddruck Q nicht ausreichen sollte, um Abwärtsgleiten im Berührungspunkt von Spurkranz und Schiene zu sichern. Demnach könnte $\frac{Y}{Q}$ für $\alpha = 0$ wohl recht groß sein. Der Größtwert von $\frac{Y}{Q}$ wird aber doch durch die Bedingung des Aufwärtsgleitens begrenzt sein, die für $\alpha = 0$ durch die bekannte Beziehung $\frac{Y}{Q} = \frac{\text{tg } \varphi + \mu}{1 - \mu \text{tg } \varphi}$ gekennzeichnet ist (2,990 für $\varphi = 60^\circ 11' 51''$ und $\mu = 0,20$). Durch

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, S. 125. Bericht des Unterausschusses im VMEV über Theoretische Untersuchungen zur Entwicklung einer verbesserten Umrißlinie für Radreifen.

**) Siehe Boedecker „Die Wirkungen zwischen Rad und Schiene“ Seite 36, Gleichung 22.

ein weiteres Ansteigen von Y wird die Haftreibung im Druckpunkt plötzlich überwunden, der Spurkranz des Rades wird schlagartig quer zur Schiene hoch- und über die Schiene hinweggedrückt.

Endliche Werte für $\frac{Y}{Q}$ bei $\alpha = 0$ gibt die Beziehung:

$$2) \dots \frac{Y}{Q} = \frac{\text{tg } \varphi - \mu \cos \beta}{1 + \mu \text{tg } \varphi \cos \beta} = \frac{\text{tg } \varphi \sqrt{1 + \frac{h^2}{l^2}} - \mu}{\sqrt{1 + \frac{h^2}{l^2}} + \mu \text{tg } \varphi}$$

Sie ist aus der Gleichung

$Q \sin \varphi = Y \cos \varphi + \mu (Y \sin \varphi + Q \cos \varphi) \cos \beta$ abgeleitet, die für den Augenblick besteht, wo sich, Abb. 6, der Aufstandspunkt B des Rades von der Schienenoberfläche trennt und das Rad nur noch im Punkt A auf die Schiene drückt (Einpunktberührung).

Aus dieser Beziehung ergäbe sich für $\alpha = 0$ das Verhältnis $\frac{Y}{Q} = \text{tg } \varphi (= 1,746$ für $\varphi = 60^\circ 11' 51''$ und $\mu = 0,20$). Dieser Wert ist zwar erheblich kleiner als der nach der Wagnerschen Formel errechnete, aber immerhin wesentlich größer, als er sich

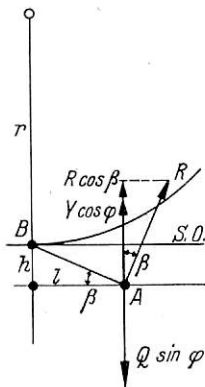


Abb. 6.

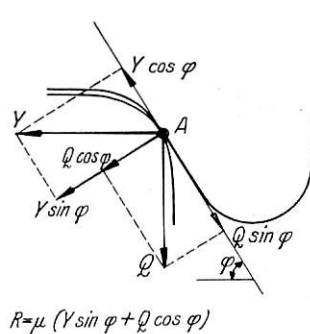


Abb. 7.

nach der oben angeführten, bisher meist benützten Formel von Boedecker erheben würde. Danach ändern sich die Werte $\frac{Y}{Q}$ in Abhängigkeit vom Anlaufwinkel in der Weise, daß sie sich bei größeren Anlaufwinkeln asymptotisch dem Wert $\frac{\text{tg } \varphi - \mu}{1 + \mu \text{tg } \varphi}$ (1,146) nähern, bei abnehmenden α allmählich zunehmen und bei ganz kleinen α ansteigen bis zu bestimmten Größtwerten, die, soweit sie nicht durch Versuche eindeutig festgelegt sind, nach Beziehung 1) oder 2) ermittelt werden könnten. Die Versuche von Labrijn zur Ermittlung von $\frac{Y}{Q}$, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, Heft 13, S. 241, die allerdings noch für höhere Raddrucke und insbesondere für kleinere und kleinste Anlaufwinkel ergänzt werden sollten, bestätigen, daß die Linien der Werte $\frac{Y}{Q}$ für verschiedene α in der eben geschilderten Weise verlaufen.

Um dieser Veränderlichkeit Rechnung zu tragen, sei im folgenden für $Y:Q$ der Wert ψ eingeführt, also $Y = \psi \cdot Q$ gesetzt.

Für die Beurteilung der Entgleisungssicherheit ist nun der Augenblick maßgebend, in dem das führende Rad an der Schiene hochzusteigen beginnt, und die Radlauffläche von der Schienenoberfläche sich abhebt. In diesem Augenblick entfällt infolge der Trennung der beiden Laufflächen voneinander die Laufflächenreibung dieses Rades, so daß sich hierfür nach

Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 138, mit den dort benützten Bezeichnungen der Gesamtführungsdruck ergibt zu:

$$Y = P_r - \mu_1 Q \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} + P_m.$$

Für diesen Augenblick besteht also die Beziehung

$$P_r + P_m = Y + \mu_1 Q \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}}.$$

Setzt man hierin $Y = \psi \cdot Q$, so erhält man

$$P_r + P_m = \psi Q + \mu_1 Q \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} = \left(\psi + \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \right) Q.$$

Die Gesamtradbelastung Q ist nach Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 134,

$$Q = Q_1 + \left(P_r - \mu_1 \cdot Q_v \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \right) \frac{H}{1,5} + P_m \frac{H}{1,5},$$

somit

$$P_r + P_m = \left(\psi + \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \right) \left[Q_1 + \left(P_r - \mu_1 Q_v \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \right) \frac{H}{1,5} + P_m \frac{H}{1,5} \right].$$

Da Q_v den Achsdruck und Q_1 den ruhenden Raddruck der führenden Achse bezeichnet und somit $Q_v = 2 Q_1$ gesetzt werden kann, so läßt sich diese Beziehung nach einigen Umformungen auch schreiben:

$$3) \dots P_r + P_m = Q_1 \frac{1 - 2 \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \frac{H}{1,5}}{\frac{x}{\psi + \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}}} - \frac{H}{1,5}}.$$

In dieser Gleichung, die auf der linken Seite die im Spurkranzdruckpunkt waagrecht wirkenden Kräfte $P_r + P_m$ und auf der rechten Seite die senkrecht wirkende zugehörige Radbelastung enthält, sind nur zwei Größen veränderlich, nämlich der Massenführungsdruck P_m , für dessen Größtwer im „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“ 1936, S. 135, die Beziehung

$$P_{m_{\max}} = v \sin \alpha \sqrt{\frac{M_{\text{red}}}{c}}$$

angegeben wurde, und der Verhältniswert ψ . Alle übrigen Größen, auch die zur Bestimmung der Reibungswiderstände der einzelnen Räder und des Reibungsführungsdruckes P_r erforderlichen Reibungswerte μ_1 usw. sowie der Reibungsführungsdruck P_r selbst sind durch die Bauart, Achsanordnung und die Abmessungen des Fahrzeugs festgelegt. Da für ein bestimmtes Fahrzeug der Verhältniswert $\psi = Y:Q$ nach Gl. 1) oder 2) und nach den Labrijnschen Versuchen nur mit dem in 1 enthaltenen Anlaufwinkel α sich ändert, so wird auch die rechte Seite der Gl. 3), die als einzig veränderliche Größe den Wert ψ enthält, nur vom Anlaufwinkel α abhängen und nicht von der Fahrgeschwindigkeit V ; sie wird somit für bestimmte α bestimmte Werte annehmen.

Wenn die beim Befahren einer Gleisunstetigkeit auftretende gesamte Stoßkraft $P_r + P_m$ (resultierende Kraft aus Reibungs- und Massenführungsdruck) die nach Gl. 3) für diese Unstetigkeit zu ermittelnden Werte erreicht, dann wird sich die Radlauffläche von der Schienenoberfläche abheben und damit das Hochsteigen des Rades beginnen. Diese Werte seien mit P_{gr} bezeichnet, somit

$$3a) \dots P_{gr} = Q_1 \frac{1 - 2 \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \frac{H}{1,5}}{\frac{x}{\psi + \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}}} - \frac{H}{1,5}}.$$

P_{gr} hängt nur vom Anlaufwinkel α ab, nicht aber von der Fahrgeschwindigkeit. Die Gesamtstoßkraft $P_r + P_m$ soll diese

Grenzwerte P_{gr} nicht erreichen, wenn der Beginn des Hochsteigens vermieden bleiben soll. (Stoßkraftbedingung.)

Wenn aber die Kraft $P_r + P_m$ die Grenzwerte P_{gr} erreicht oder überschreitet, dann darf die Wegstrecke, auf der $P_r + P_m \geq P_{gr}$ wirkt, eine gewisse, für die betreffende Unstetigkeit noch zulässige Länge S nicht überschreiten, wenn das Aufklettern des Rades und damit die Entgleisung verhütet werden soll. (Stoßfahrwegbedingung.)

Der Weg S , den das Rad vom Beginn des Aufkletterns bis zur Vollendung in der Fahrtrichtung zurücklegt, sei Entgleisungsweg genannt. Es müßte also eine Kraft $P_r + P_m \geq P_{gr}$ mindestens so lange wirken, bis der Entgleisungsweg S zurückgelegt und das Aufklettern vollendet ist, sonst rutscht der teilweise angehobene Spurkranz wieder ab.

Grenzwerte P_{gr} der Gesamtstoßkraft $P_r + P_m$.

In Abb. 8 ist eine P_{gr} -Linie in Abhängigkeit von α aufgezeichnet, die sich aus Gl. 3a) ergibt, wenn $\psi = \frac{Y}{Q}$ aus der

Beziehung 2) bestimmt wird. Der Verlauf der Linie, wird für ein Fahrzeug bestimmter Bauart (Lokomotive, Lokomotivdrehgestell, Deichselgestell) durch dessen Abmessungen und den ruhenden Raddruck des anlaufenden Rades beeinflusst und außerdem durch die Werte $\psi = \frac{Y}{Q}$, vergl. oben. Die Werte

P_{gr} nehmen zunächst bei sehr kleinen Anlaufwinkeln mit zunehmendem α verhältnismäßig rasch ab, nähern sich aber bald einem gewissen unteren Grenzwert, der dann bei weiter wachsendem α annähernd gleich bleibt.

Nun ist der Reibungsführungsdruck P_r , bei dessen Ermittlung die im Org. Fortschr. Eisenbahnwes.

1936, S. 137, gegebenen Hinweise wohl zu beachten wären, für ein bestimmtes Fahrzeug konstant, so daß man auch schreiben kann:

$$P_{m_{\max}} = P_{gr} - P_r = v \sin \alpha \sqrt{\frac{M_{\text{red}}}{c}}.$$

Hieraus ergibt sich:

$$4) \dots v = \frac{P_{gr} - P_r}{\sin \alpha \sqrt{\frac{M_{\text{red}}}{c}}}.$$

Mit dieser Beziehung lassen sich für verschiedene Anlaufwinkel die zugehörigen Fahrgeschwindigkeiten V ermitteln. Sie liegen auf einer Linie, Abb. 9, deren Verlauf in Abhängigkeit von α für ein bestimmtes Fahrzeug einerseits durch dessen P_{gr} -Linie und andererseits durch seine reduzierte Masse M_{red} und seine Elastizitätsziffer c beeinflusst wird. Die Größen M_{red} und c haben für jedes Fahrzeug bestimmter Bauart ganz bestimmte Werte. Die reduzierte Masse M_{red} kann aus den im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 135 ff, entwickelten Beziehungen unter Benützung der von Prof. Baumann im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, Heft 6, angegebenen Richtlinien zur Ermittlung der Massenträgheitsmomente bestimmt werden. Die Elastizitätsziffer c , siehe auch Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 136, ließe sich genau wohl nur durch Versuche ermitteln, denen ebenso grundlegende Bedeutung zukommen dürfte, wie den Versuchen zur Ermittlung der Reibungswerte μ oder der Massenträgheitsmomente. Immerhin kann man aber auch c z. B. für Rück-

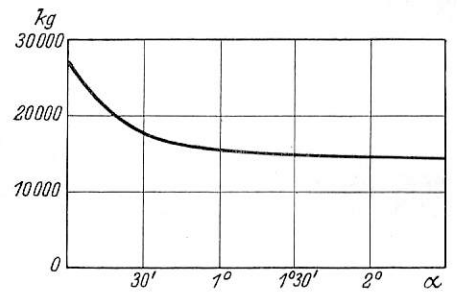


Abb. 8. P_{gr} -Linie in Abhängigkeit von α .

stellfedern genau berechnen und für andere Fahrzeugteile, wie Achswellen, Radsätze, Rahmenteile, Drehgestelle auf Grund der Elastizitätsgesetze und von Erfahrungen mehr oder weniger annähernd festlegen.

Wenn also die Stoßkraftbedingung erfüllt sein soll, dann darf für ein bestimmtes α die zugeordnete Fahrgeschwindigkeit V nicht erreicht werden. Aus Abb. 9 ersieht man, daß z. B. für Lokomotivdrehgestelle diese Fahrgeschwindigkeit V bei sehr kleinen Anlaufwinkeln sehr groß, nahezu unbeschränkt, sein darf. Bei Anlaufwinkeln von etwa $20'$ und mehr sinkt sie rasch in das Gebiet der heute üblichen Geschwindigkeiten ab. Je nach der Bauart der Fahrzeuge (Drehgestelle, Fahrzeuge mit oder ohne führende Drehgestelle oder Laufachsen) wird allerdings die Höhenlage der Geschwindigkeitslinie verschieden sein, der charakteristische Verlauf derselben aber kaum anders werden.

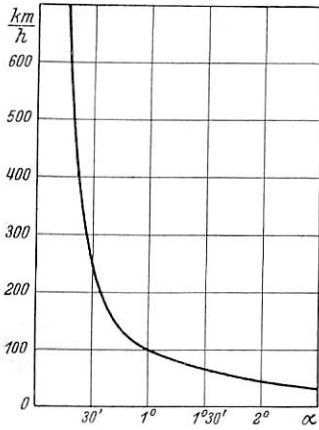


Abb. 9.

V-Linie in Abhängigkeit von α .

Die Fahrgeschwindigkeiten nach Abb. 9 können nur in Erscheinung treten, wenn der Stoßvorgang ungestört abläuft, wenn also die Länge des Gleisknickes entsprechend groß ist, siehe unten.

Entgleisungsweg S . Entgleisungszeit.

Bei den Geschwindigkeiten nach Abb. 9 hat die Gesamtstoßkraft $P_m + P_r$ jeweils den Grenzwert P_{gr} erreicht, das Hochklettern des Spurkranzes an der Schienenflanke beginnt. Der Druck im Momentandruckpunkt A, Abb. 10, ist jetzt so

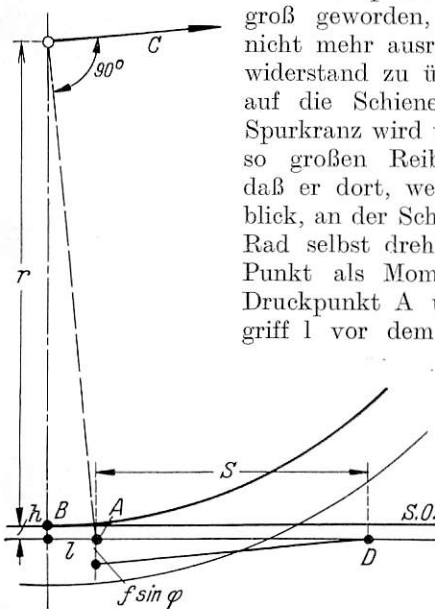


Abb. 10. Entgleisungsweg S beim Aufklettern des Rades.

groß geworden, daß die Radbelastung nicht mehr ausreicht, um den Reibungswiderstand zu überwinden und das Rad auf die Schiene niederzudrücken. Der Spurkranz wird vielmehr in Druckpunkt so großen Reibungswiderstand finden, daß er dort, wenigstens für den Augenblick, an der Schienenflanke haftet. Das Rad selbst dreht sich dabei um diesen Punkt als Momentanzentrum. Da der Druckpunkt A um den Spurkranzübergreif l vor dem Aufstandspunkt B des Rades auf der Schiene liegt, so wird sich dieser von der Schienenoberfläche trennen und sich darüber anheben. Das Rad bewegt sich schräg aufwärts in einer Richtung, die durch die Tangente C an einen Kreisbogen um den Momentandruckpunkt A mit dem Halbmesser gleich dem Abstand des Druckpunktes vom Radmittelpunkt bestimmt ist. Bei der Vorwärtsbewegung des Rades werden laufend neue Druckpunkte sich aneinanderreihen, bis schließlich im Punkt D der Spurkranz um den Betrag $f \sin \varphi$ nach oben gestiegen ist, wenn f die Länge des geraden Teils der Spurkranzflanke bezeichnet, Abb. 11. In diesem Augenblick ist die untere Rundung des Spurkranzes (Punkt E) an der

Rundung des Schienenkopfs angelangt und damit das Aufklettern vollendet. Der Spurkranz rutscht jetzt, ohne größeren Widerstand zu finden, über die Schiene hinweg, das Rad ist entgleist.

Die Strecke $AD = S$ in Abb. 10, die das Rad vom Beginn des Aufkletterns bis zur Vollendung in der Fahrtrichtung zurücklegt, sei als Entgleisungsweg bezeichnet. Es besteht die Beziehung

$$5) \dots S = \frac{f \sin \varphi (r + h)}{l} = \frac{f \sin \varphi (r + h)}{(r + h) \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi} = \frac{f \cos \varphi}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Der Entgleisungsweg S hängt hiernach von der Fahrgeschwindigkeit nicht ab, auch nicht vom Radhalbmesser r , sondern nur vom Anlaufwinkel α , vom Flankenwinkel φ und von der Flankenlänge f des Spurkranzes.

Für einen bestimmten Spurkranz mit gegebenen f und φ ist S nur abhängig von α , wie in Abb. 12 für $f = 15 \text{ mm}$ und $\varphi = 60^\circ 11' 51''$ dargestellt.

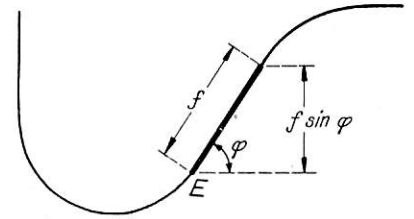


Abb. 11.

In Wirklichkeit wird der Verlauf der Spurkranzflanke und des Anschlusses der oberen und der unteren Rundung, sowie der Verlauf der Schienenflanke die Länge des Entgleisungswegs noch mehr oder weniger beeinflussen. Dies soll aber, um die Übersichtlichkeit der ganzen Betrachtung zu wahren, hier außer Betracht bleiben.

Wie aus Abb. 12 ersichtlich, nimmt der Entgleisungsweg S bei kleinen Anlaufwinkeln zunächst rasch dann bei weiter zunehmendem α immer langsamer ab. Für den Anlaufwinkel $\alpha = 0$ wird der Entgleisungsweg $S = \infty$. Der Druckpunkt A in Abb. 10 kommt hierbei, da $l = 0$ wird, unmittelbar unter den Aufstandspunkt B zu liegen. Wenn nun in A Haftreibung eintritt, dann wird in B keine Trennung der Berührungsfächen eintreten, sondern nur ein mehr oder weniger vollkommenes Gleiten in der waagerechten Richtung stattfinden.

Die Zeit, in welcher S zurückgelegt wird, in der also die eigentliche Entgleisung vor sich geht, ergibt sich aus $S = v \cdot t_s$ zu $t_s = \frac{S}{v}$. Diese Entgleisungszeit ist selbst bei kleinsten Anlaufwinkeln sehr kurz und nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ab. Sie dürfte im allgemeinen nur Bruchteile einer Sekunde betragen.

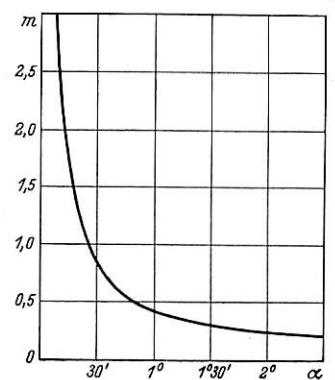


Abb. 12.

Entgleisungsweg S in Abhängigkeit von α für $\varphi = 60^\circ 11' 51''$.

Zu beachten ist noch, daß das entgleisende Rad beim Aufklettern um den Betrag $f \cdot \sin \varphi$ angehoben werden muß; die über ihm angebrachte Tragfeder wird infolgedessen eingedrückt. Hieraus ergibt sich eine vom Beginn bis zur Vollendung des Aufkletterns stetig zunehmende günstig wirkende Raddruckvermehrung, die aber hier der Einfachheit halber außer Betracht bleiben soll.

Wenn die Kraft $P_r + P_m$ bis zum Ende des Entgleisungswegs dauernd den Wert P_{gr} erreicht oder überschreitet, dann ist auch die Stoßwegbedingung überschritten und damit die Entgleisung vollendet.

Laufsicherheit und Grenzgeschwindigkeit.

Wenn man für ein bestimmtes Fahrzeug die Stoßkraftlinien für verschiedene Anlaufwinkel, etwa $\alpha_1, \alpha_2 = 2 \alpha_1$,

$\alpha_3 = 3 \cdot \alpha_1$ usw. aufzeichnet, wobei nunmehr außer dem dynamischen Teil P_m auch der konstante statische Teil P_r zu berücksichtigen ist, und in diese Linienscharen jeweils die für den betreffenden Anlaufwinkel $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ usw. ermittelten Werte von P_{gr} und des Entgleisungswegs S einträgt, so ergibt sich ein gutes Bild zur Beurteilung der Laufsicherheit dieses Fahrzeugs.

und 14) ist, die bis zum Ende des Entgleisungsweges sich ergibt. Bei sehr kleinen Anlaufwinkeln (Abb. 13) ist die Strecke k recht groß, sie wird aber mit zunehmendem Anlaufwinkel, ähnlich wie die Grenzgeschwindigkeit selbst, rasch kleiner.

Nun entsprechen waagerechte Abweichungen im Gleis von 2,9 mm auf 1 m Gleislänge einem $\alpha = 0^\circ 10'$. 8,7 mm ergeben $\alpha = 0^\circ 30'$; 17,5 mm $\alpha = 1^\circ$; 34,9 mm $\alpha = 2^\circ$. Im allgemeinen werden Unstetigkeiten von dieser Größe im geraden Gleis kaum vorkommen. Immerhin sind aber bei nicht gut unterhaltenem Oberbau Unstetigkeiten von nennenswerter Größe nicht ausgeschlossen.

Die beim Schlingern auftretenden Anlaufwinkel α hängen vom Spurranzspielraum und vom festen Achsstand des Fahrzeugs (Lokomotive, Drehgestell usw.) ab und werden bei gut unterhaltenem Oberbau und wenig abgenutzten Spurränzen Beträge von $0^\circ 15'$ wohl kaum erreichen.

Fahrzeuge mit führendem Drehgestell. Bisher war der Untersuchung ein einfaches Fahrzeug mit fest im Rahmen gelagerten Achsen, also mit fester führender Achse zugrunde gelegt, das sind Fahrzeuge ohne führende Laufachsen oder Drehgestelle, oder aber, wie in dem bisher angezogenen Beispiel, Drehgestelle selbst.

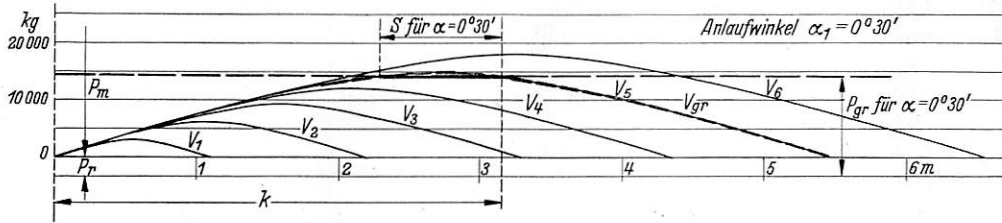


Abb. 13.

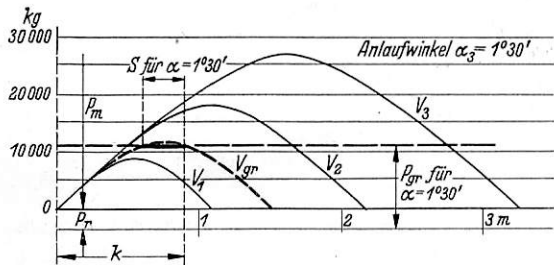


Abb. 14.

Abb. 13 und 14.

Linien der Gesamtstoßkräfte $P_r + P_m$ für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten V bei $\alpha_1 = 0^\circ 30'$ (Abb. 13) und $\alpha_3 = 1^\circ 30'$ (Abb. 14).

Man kann aus solchen Schaubildern, deren Verlauf in Abb. 13 und 14 für die Anlaufwinkel α_1 und $\alpha_3 = 3 \cdot \alpha_1$ dargestellt ist, ersehen, wie die Laufsicherheit durch den Anlaufwinkel und durch die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst wird, und außerdem die Grenzgeschwindigkeiten V_{gr} entnehmen, bei denen die andere, oben angegebene Bedingung für die Sicherheit gegen Entgleisen, die Stoßfahrwegbedingung, nicht mehr erfüllt ist. Diese Grenzwerte V_{gr} der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Anlaufwinkel in einem Schaubild, Abb. 15, zusammengetragen, geben wiederum eine hyperbelartige Linie, die ein Kriterium der Entgleisungssicherheit darstellt: Die auf und über dieser Linie liegenden Verhältnisse sind unzulässig.

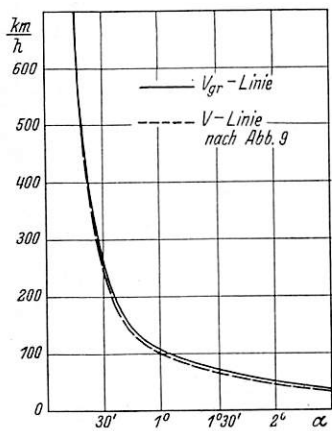


Abb. 15.

Die zu Abb. 9 gegebene Erläuterung zum Verlauf und der Lage der V-Linie wäre hier sinngemäß zu wiederholen.

In Abb. 15 ist gestrichelt die V-Linie nach Abb. 9 eingetragen, die die Geschwindigkeitsgrenze für die Stoßkraftbedingung wiedergibt. Der Unterschied zwischen den beiden Linien ist, wenigstens für den hier angezogenen Fall, so gering, daß man sich für eine

angenäherte Beurteilung des Laufes eines Fahrzeugs vermutlich mit der einfachen Ermittlung der V-Linie aus der Stoßkraftbedingung (Abb. 9) wird begnügen können.

Gleisknicke und Größe der Anlaufwinkel beim Schlingern.

Es ist zu beachten, daß die Grenzgeschwindigkeiten überhaupt nur in Erscheinung treten können, wenn der Stoßvorgang ungestört abläuft. Dies ist aber nur der Fall, wenn die Länge des Gleisstückes, auf dem der Winkel α vorhanden ist (Knicklänge), mindestens gleich der Wegstrecke k (Abb. 13

Anlaufstoß am Drehgestell.

Zunächst erhebt sich die Frage, wie wird die am anlaufenden Rad des führenden Drehgestells auftretende Stoßkraft durch die im Hauptrahmen vereinigte Lokomotivmasse beeinflusst? Diese wird beim Anlaufen des Drehgestells zunächst noch so lange in der Richtung der Fahrzeugachse geradeaus laufen, bis die Ausweichung des Drehgestells zum Drehzapfen und damit die ihr entsprechende Spannung der Rückstellfedern so groß geworden ist, daß sowohl die Reibungswiderstände der im Hauptrahmen gelagerten Räder auf den Schienen wie auch die beim Schwenken der Hauptrahmenmasse am Drehzapfen auftretenden Massenkräfte überwunden werden können. Von diesem Augenblick an werden die Rückstellfedern den Hauptrahmen aus der Fahrzeugrichtung seitlich abziehen. Da die Rückstellfedern eine mehr oder weniger große Vorspannung haben, so wird wohl das Abziehen des Hauptrahmens aus seiner Laufrichtung bereits im Augenblick des Anlaufens der vorderen Drehgestellachse beginnen, allerdings zunächst kaum merklich, und erst allmählich mit dem Ansteigen der Federspannung der Rückstellfedern rascher vor sich gehen. Wenn K_r den auf den Drehzapfen bezogenen Gesamtreibungswiderstand aller im Hauptrahmen gelagerten Räder bezeichnet und K_m den auf den Drehzapfen bezogenen Massenwiderstand der Hauptrahmenmassen, dann ist: $K = K_r + K_m$ diejenige Kraft, die vom Drehgestell aus durch die Rückstellfedern auf den Drehzapfen ausgeübt wird.

Der Reibungswiderstand K_r wäre wieder nach Uebelacker, Heumann oder Jahn zu ermitteln, jedoch unter Berücksichtigung der verschiedenen Reibungswerte μ (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 137) für die einzelnen Räder entsprechend ihrem Abstand vom Reibungsmittelpunkt.

Dieser Widerstand wird aber, da ja die Hauptmasse des Fahrzeugs wenigstens im Augenblick des Anlaufens der vorderen Drehgestellachse noch geradeaus läuft und erst durch die Anspannung der Rückstellfedern aus dieser Richtung allmählich abgezogen wird, nicht plötzlich voll einsetzen, sondern von 0 ab ansteigen bis zur Erreichung der vollen Größe. Für die weitere Betrachtung soll jedoch der Einfachheit halber K_r als konstant, also von Anfang an voll wirkend, angenommen werden.

Bei der Bestimmung des Massenwiderstandes K_m ist zu beachten, daß hier die elastische Nachgiebigkeit der Rückstellfedern diejenige der übrigen Bauteile der Lokomotive bei weitem übertrifft, ja so sehr, daß die elastische Nachgiebigkeit der übrigen Teile vernachlässigt werden kann. Als Elastizitätsziffer c_1 ist also die der Rückstellfedern anzusetzen, wobei

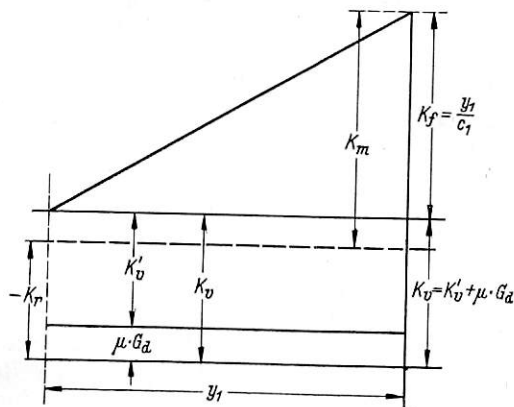


Abb. 16.

allerdings für Blattfedern die diesen Federn eigene Hysterese (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, S. 349 ff.) zu berücksichtigen wäre. Weiter ist zu beachten, daß die Federn unter Vorspannung eingesetzt sind, und daß diese Vorspannung bei der Umwandlung von kinetischer in potentielle Energie usw. beteiligt sein wird. In gleichem Sinn, wie die Vorspannung, wirkt auch noch die Gleitflächenreibung zwischen den Gleitplatten, mit welchen der Hauptrahmen auf dem Drehgestell abgestützt ist. Dies gilt allerdings nur bis zur Erreichung des Größtwerts der Kraft K_m ; beim Wiederabnehmen der Kraft K_m wird die Gleitflächenreibung der Vorspannung entgegenwirken.

Es bezeichnen in Abb. 16:

y_1 = elastische Ausbiegung der Federn = Federweg,
 K_v = Vorspannung der Federn K_v' einschließlich der Gleitplattenreibung $\mu \cdot G_d$,

K_f = zusätzliche Federspannung bei Ausbiegung der Federn,

die sich aus $y_1 = c_1 \cdot K_f$ zu $K_f = \frac{y_1}{c_1}$ ergibt.

v_2 sei die am Drehzapfen vorhandene Quergeschwindigkeit, M_{1red} die auf den Drehzapfen reduzierte Hauptrahmenmasse einschließlich allem, jedoch ohne Mannschaft.

Der Vorspannung entgegengesetzt wirkend ist der Reibungs-
führungsdruck K_r einzuführen, der als konstant angenommen werden soll.

Es besteht die Arbeitsbeziehung:

$$\frac{M_{1red} v_2^2}{2} = (K_v - K_r) y_1 + \frac{1}{2} K_f \cdot y_1 = (K_v - K_r) \cdot y_1 + \frac{1}{2} \frac{y_1^2}{c_1}$$

Mit einigen Umformungen ergibt sich:

$$\left[\frac{y_1}{c_1} + (K_v - K_r) \right]^2 = (K_v - K_r)^2 + \frac{M_{1red} \cdot v_2^2}{c_1}$$

Es ist aber $\frac{y_1}{c_1} + (K_v - K_r) = K_m$ die am Drehzapfen wirkende Massenkraft, somit

$$K_{mmax}^2 = (K_v - K_r)^2 + \frac{M_{1red} \cdot v_2^2}{c_1}$$

und der Größtwert der Massenkraft

$$K_{mmax} = \sqrt{(K_v - K_r)^2 + \frac{M_{1red} \cdot v_2^2}{c_1}}$$

Der Größtwert der Ausbiegung y_1 errechnet sich zu:

$$y_{1max} = -c_1 (K_v - K_r) + \sqrt{c_1^2 (K_v - K_r)^2 + M_{1red} \cdot v_2^2 \cdot c_1} = c_1 [K_m - (K_v - K_r)] = c_1 K_f$$

M_{1red} kann in der oben angegebenen Weise ermittelt, c_1 für die Rückstellfedern aus deren Federkonstante gebildet und die Quergeschwindigkeit v_2 am Drehzapfen aus dem Anlaufwinkel und dem Drehgestellachsstand bestimmt werden. Da K_v und K_r ebenfalls ohne weiteres festgelegt werden können,

so läßt sich aus der für K_m aufgestellten Beziehung K_m und damit die gesamte am Drehzapfen wirkende Druckkraft $K = K_r + K_m$ ermitteln.

Die zur Führung bzw. seitlichen Schwenkung des Hauptrahmens erforderliche Kraft wirkt als Widerstand, der beim Anlaufstoß mit überwinden werden muß, am anlaufenden Rad des Drehgestells. Dabei kommt die Drehzapfen-

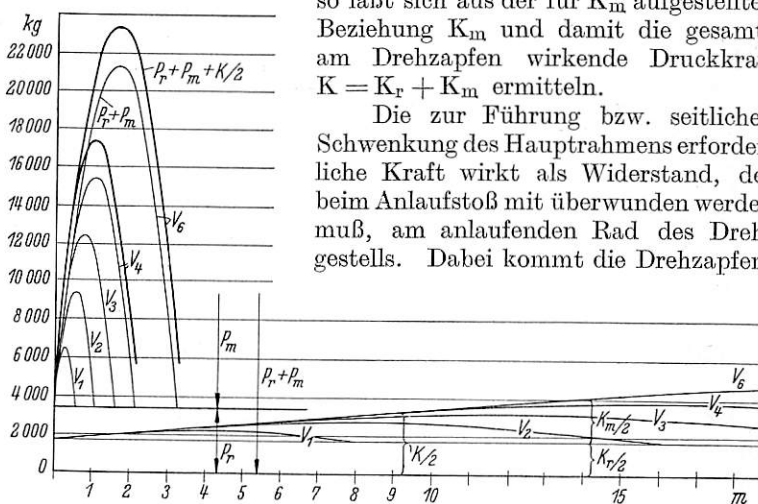


Abb. 17.

Gesamtstoßkraft $P_r + P_m + \frac{K}{2}$ für verschiedene V bei $\alpha = \alpha_1$.

Kräfte $P_r + P_m + \frac{K}{2}$ für V_4 und V_6 km/h,

Kräfte $\frac{P_r + P_m}{2}$

Kräfte $\frac{K - K_r}{2} + \frac{K_m}{2}$ für V_1, V_2, V_3, V_4 und V_6 km/h.

kraft entsprechend dem Verhältnis der Abstände des Drehzapfens und der Vorderachse von der Hinterachse verringert, also bei der meist üblichen Anordnung des Drehzapfens in der Mitte des Drehgestells nur mit halber Größe zur Wirkung. Die gesamte Stoßkraft am anlaufenden Rad des Drehgestells einer Lokomotive mit führendem Drehgestell ergibt sich damit zu $P_r + P_m + \frac{K}{2}$.

In Abb. 17 sind die einzelnen Kräfte $P_r, P_m, \frac{K}{2}, \frac{K_r}{2}, \frac{K_m}{2}$ für einen bestimmten Anlaufwinkel $\alpha = \alpha_1$ und für verschiedene Geschwindigkeiten sowie die daraus resultierenden gesamten Kräfte aufgetragen. Um den Unterschied zwischen den Stoßkraftflächen des Drehgestells (P -Kräfte) und denen der Hauptrahmenmasse (K -Kräfte) augenfällig herauszustellen, sind die Kräfte- und Wegemaßstäbe gegenüber denen der Abb. 3, 4, 5, 13 und 14 verzerrt gewählt worden: Der Kräftemaßstab erheblich größer, der Wegmaßstab dagegen kleiner. Dies ist beim Vergleich zu beachten. Besonders zu beachten ist, daß der Stoßfahrweg der im Hauptrahmen gelagerten Masse entsprechend ihrer weit größeren Stoßzeit ganz erheblich größer ist, als derjenige der Drehgestellmasse, daß also der Größtwert der Kraft $K = K_r + K_m$ des Hauptrahmens nicht gleichzeitig mit dem Größtwert der Kraft $P_r + P_m$ des

Drehgestells, sondern weit später sich einstellen wird, als dieser. Welchen Einfluß dies auf die Gesamtkraft am anlaufenden Rad hat, ist aus der Abbildung klar ersichtlich. Wegen der weit längeren Stoßzeit t_H der Haupttrahmenmasse steigt die Kraft K weit langsamer ihrem Größtwert entgegen und ist im Bereich der vom Drehgestell herrührenden Stoßkraftfläche noch verhältnismäßig klein. Der vom Drehgestell herrührende Stoß ist wegen seiner kurzen Stoßzeit t_{Dr} längst abgeklungen, bevor noch die wegen des größeren c_1 und der größeren reduzierten Masse M_{1red} erheblich träger schwingende Haupttrahmenmasse größere K -Werte erbringen konnte. Gegenüber dem überragenden Einfluß des Drehgestells tritt der Einfluß der Haupttrahmenmasse, besonders bei steigender Fahrgeschwindigkeit, immer mehr zurück. In der schematischen Abb. 18 tritt dieser Unterschied klar vor Augen.

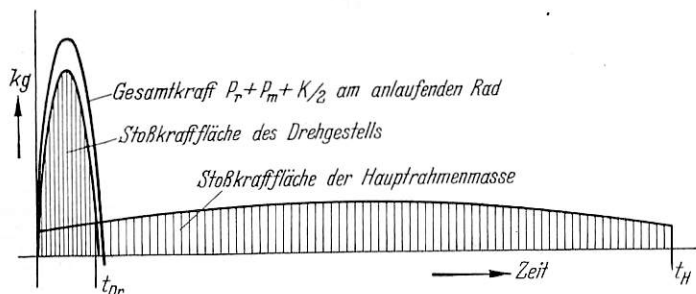


Abb. 18.

Vergleich der Stoßwirkung am Drehgestell und am Haupttrahmen.

In gleicher Weise, wie oben für ein einfaches Fahrzeug mit festen Achsen angegeben, wäre diese Untersuchung für verschiedene α und verschiedene Fahrgeschwindigkeiten durchzuführen.

Dem waagerechten Gesamtführungsdruck am führenden Drehgestellrad einer Lokomotive mit vorderem Drehgestell

$$Y = P_r - \mu_1 Q \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} + P_m + \frac{K}{2}$$

steht die senkrechte Gesamtbelastung des führenden Rades

$$Q = Q_1 + \left(P_r - \mu_1 Q_v \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \right) \frac{H}{1,5} + P_m \frac{H}{1,5} + \frac{K}{2} \frac{H}{1,5}$$

gegenüber, womit sich, wenn $Y:Q = \psi$ gesetzt wird, ergibt:

$$6) \dots P_r + P_m + \frac{K}{2} = Q_1 \frac{1 - 2 \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}} \frac{H}{1,5}}{1 - \frac{H}{1,5} \frac{x}{\psi + \mu_1 \frac{x}{\sqrt{x^2 + s^2}}}}$$

Die rechte Seite dieser Gleichung entspricht der rechten Seite der oben aufgestellten Beziehung 3). Die gesamte waagrecht wirkende Stoßkraft ist um den Teil $\frac{K}{2}$, der zur Überwindung des Massen- und Reibungswiderstandes der Haupttrahmenmasse aufgebracht werden muß, größer geworden. Der Grenzwert P_{gr} , dargestellt durch die rechte Seite der Gl. 6), hat sich aber für die Lokomotive mit vorderem Drehgestell nicht geändert, vergl. Beziehung 3a).

Die weitere Untersuchung der Laufsicherheit, der Stoßkraft- und der Stoßfahrwegbedingung und schließlich wieder die Ermittlung der Grenzwerte der Fahrgeschwindigkeit geht den oben gezeichneten Weg.

Es sei nochmals betont, daß infolge des großen Unterschiedes in den Stoßzeiten das Drehgestell und die im Haupttrahmen vereinigte Lokomotivmasse bezüglich des dynamischen

Stoßverlaufs sich ganz verschieden verhalten. Während das Drehgestell durch eine Gleisunstetigkeit unmittelbar betroffen wird und dabei einen mehr oder weniger heftigen Stoß erleidet, wird die Haupttrahmenmasse, auf die dieser Stoß durch die Rückstellfedern übertragen wird, wegen ihrer erheblich größeren Stoßzeit durch den Stoß am Drehgestell kaum berührt. Die Kraftwirkung wird von den Rückstellfedern aufgezehrt, während die Haupttrahmenmasse, davon wenig berührt, gewissermaßen als träge Masse in der Fahrtrichtung gerade ausläuft.

Anlaufstoß an der ersten, im Haupttrahmen festgelagerten Kuppelachse.

Erst wenn die erste, im Haupttrahmen festgelagerte Achse ebenfalls gegen den Gleisknick stößt, wird auch diese Achse einen Anlaufstoß erleiden, der nunmehr allerdings die Haupttrahmenmasse unmittelbar trifft. Es wird sich jetzt Ähnliches wiederholen, wie beim Anlauf der vorderen Drehgestellachse. Immerhin ist aber der Anlaufwinkel infolge der durch den Drehzapfen bereits eingeleiteten Ablenkung des Hauptrahmens aus der Fahrtrichtung etwas kleiner, die Anlaufverhältnisse sind demzufolge etwas günstiger. Die auf die erste Kuppelachse bezogene reduzierte Masse des Hauptrahmens wird wegen des großen Überhanges erheblich größer sich ergeben, als die auf Drehzapfen bezogene. Das c der im Haupttrahmen vereinigten Lokomotivteile wird wegen des größeren Raddurchmessers (größere Biegungsformungen) und der vielen elastischen Bauteile größer sein als das des Drehgestells, wenn auch wesentlich kleiner als das c der am Drehzapfen wirkenden Rückstellfedern. Beides zusammen bewirkt, daß die durch den Anlauf der ersten fest im Haupttrahmen gelagerten Achse ausgelöste Stoßzeit $t = \pi \cdot \sqrt{M_{red} \cdot c}$ verhältnismäßig groß, jedenfalls wesentlich größer als die für das Drehgestell ermittelte Stoßzeit sich ergeben dürfte, daß also der Größtwert der an der ersten Kuppelachse auftretenden Stoßkraft, der an sich sehr groß ausfallen wird, erst nach einer verhältnismäßig langen Wegstrecke erreicht werden wird. Wahrscheinlich wird der Stoßfahrweg, insbesondere bei großen Fahrgeschwindigkeiten so lange sich hinstrecken, daß der Größtwert der Stoßkraft auf der Knicklänge gar nicht zur Auswirkung kommt und die auf dem Knick wirksamen Werte der Stoßkraft vermutlich in erträglichen Grenzen bleiben. Bei der rechnerischen Erfassung dieser Verhältnisse müßte der Einfluß der am Drehzapfen wirkenden Kräfte, der Rückstellfedern und der Gleitplattenreibung wieder mitberücksichtigt werden.

Folgerungen.

Als ein Ergebnis der vorstehenden Untersuchung der Anlaufvorgänge wird man die Bestätigung anführen dürfen, daß für Fahrzeuge geeigneter Bauart die zulässigen Höchstgeschwindigkeiten bei der heute üblichen Unterhaltung des Oberbaus und der Fahrzeuge im allgemeinen weit über den heute gefahrenen Höchstgeschwindigkeiten liegen. Da der Einfluß des durch Gleisunstetigkeiten wie auch durch Schlingerbewegungen innerhalb des Spurkranzspielraums bedingten Anlaufwinkels auf die Geschwindigkeitsgrenzen sehr groß ist und bei der Überschreitung schon von recht kleinen Anlaufwinkeln die noch zulässige Fahrgeschwindigkeit rasch in das Gebiet der heute gefahrenen Geschwindigkeiten absinkt, so erscheint es notwendig, die Größe der kaum ganz vermeidbaren Anlaufwinkel durch genau vorgeschriebene Toleranzen für Oberbau und Fahrzeuge soweit als irgend möglich einzuschränken und die Einhaltung dieser Toleranzen durch eine scharfe Überwachung zu sichern, wie dies beim Oberbau durch Meßwagen und bei den Fahrzeugen durch verschärfte Werkstättenkontrolle verschiedentlich bereits geschieht. Dabei wäre noch zu berücksichtigen, daß durch die Massenwirkungen

der mit hohen Geschwindigkeiten fahrenden Fahrzeuge am Gleis wie auch an den Fahrzeugteilen elastische Formänderungen hervorgerufen werden können, welche die Gleisunstetigkeiten wie auch die Spurkranzspielräume und damit den Anlaufwinkel α gegebenenfalls noch vergrößern.

Die hier geforderten Maßnahmen werden nicht nur zur Erhöhung der Laufsicherheit beitragen, sondern auch die Ruhe des Laufes der Fahrzeuge selbst ganz wesentlich fördern.

Schlußwort.

Die vorstehende Studie will einen Weg zeigen, auf dem man den bei der Steigerung der Fahrgeschwindigkeit immer mehr in den Vordergrund rückenden Einfluß des Gleises einerseits und der Bauart der Fahrzeuge (Masse, Massenverteilung, Federung) andererseits auf die Laufsicherheit in möglichst einfacher Weise unter Beiseitlassung jeglichen Rankenwerkes übersehen kann. Mehr oder weniger wichtige

Einzelheiten, die die Laufsicherheit mit beeinflussen, wie Schienen- und Spurkranzabnutzung, Schienenbeschaffenheit, Witterung, Spielräume zwischen den Fahrzeugteilen u. a. m. sind deshalb außer Acht geblieben.

Welche Bedingungen Gleis und Fahrzeug bei Hochgeschwindigkeiten erfüllen müssen, kann aus den einzelnen Beziehungen unschwer gefolgert werden. Auf all diese Bedingungen beim Fahrzeug und Gleis im einzelnen einzugehen, ihre Auswirkung auf die aus den verschiedenen Beziehungen zu ermittelnden Werte zu untersuchen und sie kritisch zu erläutern, würde über den Rahmen dieser Studie weit hinausgehen. Eine Reihe interessanter Einzelaufgaben, die sich aus der Prüfung des Einflusses der Fahrzeugbauart (Drehgestelle, Laufachsen — gegebenenfalls Verwendung von Gummi zur Beeinflussung der Stoßzeit von Fahrzeugteilen u. a.) sowie des Gleises auf die Laufsicherheit ergeben, kann dem Leser überlassen bleiben, ebenso das Durchrechnen einzelner charakteristischer Fahrzeugbauarten.

Persönliches.

Direktor b. d. Reichsbahn i. R. Professor Heinrich Baumann.

Mit Ablauf der Periode 1934 bis 1937 des Preisausschusses hat Professor Baumann seine langjährige Tätigkeit im VMEV beendet.

Seit dem Jahre 1912 war Baumann im Technischen Ausschuß als Vertreter der ehem. Großherzoglichen Generaldirektion der Badischen Staatseisenbahnen und dann der Reichsbahndirektion Karlsruhe tätig und hat sich durch seine hervorragende Mitarbeit dauernde Verdienste um den Verein erworben. Großes fachliches, auf umfassende Erfahrungen gegründetes Wissen verbunden mit reicher wissenschaftlicher Begabung standen ihm für seine Arbeiten im Verein zur Verfügung, die er besonders liebte und mit unermüdlichem Eifer betrieb.

Im Wagenbaufachausschuß, im Betriebsfachausschuß und im Lokomotivbaufachausschuß, den er seit seiner Einsetzung im Jahre 1922 als Vorsitzender leitete, hat er sich mit all den wichtigen Fragen, die diesen Ausschüssen gestellt wurden, eingehend beschäftigt und ihre Arbeiten maßgebend beeinflusst. Im Sonderausschuß für die Neubearbeitung der TV und in vielen Unterausschüssen war er führend beteiligt. Vor allem lagen ihm die Arbeiten des vom Lokomotivbaufachausschuß eingesetzten Unterausschusses zur „Erforschung des Laufes der Lokomotiven“ am Herzen; er war eifrig bemüht, diese schwierigen Aufgaben, die das vornehmste Gebiet der Eisenbahntechnik, die Beziehungen zwischen Rad und Schiene aufs engste berühren, zu einer klaren und erschöpfenden Lösung zu bringen. Dazu haben seine eingehenden theoretischen Untersuchungen sowie seine gründlich durchgeführten, mühevollen Versuche mit einem von ihm erdachten Modellwagen zur Erforschung der Reibungswerte μ und seine eingehenden Großversuche zur Ermittlung einwandfreier Massenträgheitsmomente von ganzen Eisenbahnfahrzeugen und Fahrzeugteilen, über die er auch im „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“ ausführlich berichtete, ganz wesentlich beigetragen.

Im Preisausschuß, dem er seit Mai 1925 angehörte, haben sich seine trefflichen Berichte durch besondere Gründlichkeit ausgezeichnet. Als Mitglied dieses Ausschusses hat Baumann auch an der Herausgabe des zweiten Bandes des Werkes „Entwicklung der Lokomotive im Gebiete des VMEV“ mitgewirkt. Im Beirat des „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“ war er seit 1923 tätig.

Professor Heinrich Baumann wurde im Jahre 1871 in Bretten (Baden) geboren. Er besuchte das Gymnasium und die Technische Hochschule in Karlsruhe und diente bei den

Kehler Pionieren. Nach dem Bestehen der Staatsprüfung im Jahre 1894 trat er in die Dienste der Badischen Staatseisenbahnen, wurde 1899 zum Regierungsbaumeister ernannt und arbeitete als solcher im äußeren und inneren Dienst. 1904 erhielt er den Titel Maschineninspektor und wurde 1907 zum Vorstand der Maschineninspektion Konstanz bestellt. Dort unterstand ihm auch die badische Bodenseeschifffahrt, die er von da ab während seiner weiteren dienstlichen Laufbahn dauernd betreut hat. Nach vorübergehender Tätigkeit als maschinentechnischer Hilfsreferent beim badischen Ministerium des Auswärtigen sowie beim Finanzministerium wurde er im Februar 1912 Kollegialmitglied bei der Generaldirektion der Staatseisenbahnen in Karlsruhe und übernahm das Fahrzeugdezernat, das er auch in preußischen Fachausschüssen und später im Lokomotivbaufachausschuß, Personenzug- und Güterzugbaufachausschuß der Deutschen Reichsbahn lange Jahre vertreten hat. 1910 war er zum Baurat, 1920 zum Oberregierungsbaurat und 1928 zum Direktor bei der Reichsbahn ernannt worden. Im Jahre 1935 war es ihm vergönnt, das 40jährige Dienstjubiläum zu feiern. Ende April 1936 trat er in den Ruhestand. Im Mai 1936 hat ihn der Preußische Ministerpräsident zum außerordentlichen Mitglied der Akademie des Bauwesens ernannt.

Schon frühzeitig, im Jahre 1910, war Baumann auf den Lehrstuhl der Eisenbahnfahrzeuge an der Technischen Hochschule in Karlsruhe berufen worden. Damit eröffnete sich seiner besonderen Befähigung für wissenschaftliches Arbeiten ein weites Arbeitsfeld, auf dem er sich mit großer Freude und viel Liebe heute noch betätigt. Durch seine hauptamtliche Tätigkeit mit den neuesten Erkenntnissen im Bau und Betrieb der Fahrzeuge vertraut, wußte er seine Vorlesungen besonders reizvoll und erfolgreich zu gestalten. Seine Verdienste um die Hochschule erbrachten ihm 1921 den Titel Professor.

Für die im Jahr 1912 erschienene Neuauflage des Bandes „Lokomotiven“ der Eisenbahntechnik der Gegenwart hat Professor Baumann den Abschnitt „Bewegung der Lokomotiven in geraden Strecken und Bogen“ geliefert. Für die XII. Tagung des Internationalen Eisenbahn-Kongresses in Kairo, 1933, hat er als deutscher Sachverständiger für Fahrzeuge den fahrzeugtechnischen Bericht zur Frage III, „Beziehungen zwischen Fahrzeug und Gleis zur Wahrung der Sicherheit bei hohen Fahrgeschwindigkeiten“ bearbeitet. Auch diese umfassende und wertvolle Arbeit ist, wie seine anderen Arbeiten, in gewohnt meisterhafter Weise geschrieben.

Allen denen, die während seines unermüdlichen und

erfolgreichen Wirkens im Verein mit ihm zusammenarbeiten und in frohem Kreise sein liebenswürdiges, lauterer herzliches Wesen kennen und schätzen lernen durften, wird Professor

Baumann unvergeßlich bleiben. Mögen ihm noch recht viele, gesunde und frohe Jahre im Kreise der Seinen beschieden sein.
Dauner.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Die dritte 1'B1'-Stromlinien-Schnellzugtenderlokomotive der Lübeck-Büchener Eisenbahn.

Von Baurat Mauck VDI, Lübeck.

Schon bald nach der Aufnahme des H-L (Hamburg-Lübeck) Schnellverkehrs mit den doppelstöckigen Zügen, die in diesem Verkehr aus einer Zwillingsseinheit und einer 1'B1'-Lokomotive bestehen sollten, ergab sich durch den wachsenden Verkehr und die Beliebtheit der Wagen die Notwendigkeit, das Fassungsvermögen dieser H-L-Schnellzüge zu vergrößern, d. h. Züge aus zwei doppelstöckigen Zwillingsseinheiten zu bilden. Versuchsfahrten ergaben, daß die 1'B1'-Lokomotiven imstande waren, auch die aus zwei Einheiten gebildeten Züge im gleichen 40-Minuten-Fahrplan zwischen Hamburg und Lübeck zu befördern. Nachdem nach Durchführung von Versuchsfahrten der Herr Reichsverkehrsminister auch das ferngesteuerte Schieben mit 120 km/h für einen aus zwei Einheiten gebildeten Zug genehmigt hatte, wurden bei Bedarf diese Fahrten im normalen Fahrplan durchgeführt. Im ersten Betriebsjahr mit diesen neuen Fahrzeugen sind 30000 von 210000 Zug-km von den 1'B1'-Lokomotiven 1 und 2 mit zwei Einheiten gefahren worden. Dabei haben sich keine Schäden an Kessel und Fahrgestell herausgestellt, die auf eine unzulässige Überlastung der Lokomotiven schließen lassen könnten. In diesem Falle bewährte sich die Bauart des kleinen und kurzen Kessels und die reichliche Bemessung der Dampfzylinder, die eine gute Beschleunigung beim Anfahren gewährleisteten. Auch bei der vergrößerten Belastung zeigten die Lokomotiven keine Neigung zum Schleudern.

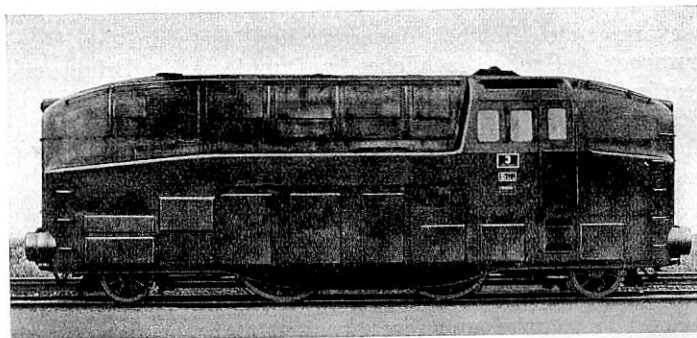
Der Wasservorrat der Lokomotiven 1 und 2 war so bemessen, daß er für eine Fahrt Hamburg — Lübeck — Travemünde und zurück mit einer doppelstöckigen Wageneinheit ausreichen sollte. Diese Forderung wurde auch im Betriebe erfüllt. Bei der Beförderung von zwei Einheiten reichte der Wasservorrat nicht aus. Deshalb wurde bei dem Entwurf der dritten Lokomotive die Vergrößerung der Wasservorräte von 9,25 auf 10,6 m³ vorgesehen. Der Wasservorrat der neuen Lokomotive kann 11 m³ betragen. Ein Teil des hinteren Wasserkastens ist jedoch vorläufig abgetrennt worden, da noch eine vorübergehende Beschränkung des zulässigen Achsdrucks auf der Strecke vorliegt.

Wenn auch die Betriebserfahrungen keinen zwingenden Grund ergaben, die Abmessungen des Kessels zu vergrößern, wurde trotzdem eine geringe Vergrößerung von etwa 12% vorgesehen, um im Dauerbetrieb mit zwei Einheiten, der dienstplanmäßig von der Lokomotive 3 übernommen wird, etwaigen durch dauernde Überlastung herbeigeführten Schäden vorzubeugen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive 3 gegenüber den Lokomotiven 1 und 2 sind folgende:

	Lok 3	Lok 1 u. 2
Zylinderdurchmesser	400 mm	
Kolbenhub	660 „	
Lauftraddurchmesser	1000 „	
Treibtraddurchmesser	1980 „	
Fester Radstand	3000 „	
Gesamtradstand	8750 „	
Dampfdruck	16 kg/cm ²	
Rostfläche	1,58 m ²	1,4 m ²
Heizfläche der Feuerbuchse, fb	8,0 „	5,966 „
„ „ Rohre, fb	78,4 „	69,4 „
„ des Kessels, insgesamt fb	86,4 „	75,366 „
„ „ Überhitzers, fb	30,2 „	26,0 „
Wasservorrat (11)	10,6 m ³	9,25 m ³
Kohlenvorrat	3,5 t	
Leergewicht	55,5 t	52,5 t
Reibungsgewicht	37,8 „	36,5 „
Dienstgewicht	72,85 „	69,0 „
Höchstgeschwindigkeit	120 km/h	

Das Lauf- und Triebwerk wurde nicht verändert, da bei dem bemerkenswert ruhigen Lauf der Lokomotiven 1 und 2 sich diese Teile durchaus bewährt hatten. Ebenso wurden die Laufachsen in ihrer Bauart als Bissel-Achsen beibehalten, da die Bauart der Laufachsen, die in Bisselgestellen normaler Bauart gelagert sind, sich auch mit ihrer Rückstellrichtung bei den beiden ersten Lokomotiven bewährt hatte. Der Rahmen wurde wiederum vollkommen geschweißt, nachdem an den beiden ersten Lokomotiven keine Mängel aufgetreten waren. Bei der Verkleidung wurde eine ausdrucksvollere Form dadurch erzielt, daß die Langkesselverkleidung von oben nach unten sich verbreiternd ausgeführt wurde und daß die Kanten am Führerhaus und am Wasserkasten gut gerundet wurden. Die Vergrößerung des Wasserkastens ergab auch für die Formgebung eine vorteilhaftere Gestaltung dadurch, daß die waagerechte Kante des Wasserkastens weiter nach vorn durchgeführt werden konnte, so daß auch dadurch die Lokomotive in ihrem Aussehen gewann. — Auf dem Führerhausdach wurde ein abnehmbarer Lüfter Bauart Kuckuck angebracht, in dem ein elektrisch angetriebener Ventilator eingebaut ist, der auch bei Stillstand der Lokomotive die Abführung der warmen Luft aus dem Führerhaus ermöglicht. — Die Scharfenbergkupplung erhielt zusätzlich die selbsttätige Kabelkupplung.



Die elektrische Fernsteuerung ist bei der Lokomotive 3 ergänzt worden durch zwei Heizerüberwachungsknöpfe. Diese sind auf jeder Seite des Führerstandes angebracht. Wenn bei Schiebetrieb der Heizer allein auf der Lokomotive ist, drückt er in den Zeiten, in denen er nicht durch die Bedienung des Kessels in Anspruch genommen ist, auf den handlich angebrachten Knopf. Bei heruntergedrücktem Knopf leuchtet auf dem Führertisch des Steuerwagens eine blaue Lampe auf. Längeres Ausbleiben des blauen Lichtes veranlaßt den Lokomotivführer, sich fernmündlich mit dem Heizer in Verbindung zu setzen. Das Ausbleiben der Antwort gilt als Zeichen dafür, daß dem Heizer etwas zugestoßen ist. Der Lokomotivführer hat anzuhalten und nach dem Heizer zu sehen.

Die Lautsprecheranlage, mit der die Lokomotiven 1 und 2 ursprünglich ausgerüstet waren, ist durch eine Fernsprechanlage der Firma Neumann & Borm ersetzt worden. Die Fernsprecher sind für mit starkem Geräusch erfüllte Räume entwickelt und ermöglichen eine klare Verständigung zwischen Lokomotive und Steuerwagen.

2'G2'h2 - Russische Güterzuglokomotive.

In Weiterentwicklung der seinerzeit von amerikanischen Fabriken gelieferten 1'E1'- und 1'E2'-Lokomotiven haben die Sowjetbahnen versuchsweise eine 2'G2'h2-Güterzuglokomotive beschafft. Die Lokomotive ist von den Lokomotivwerken in Lugansk gebaut worden; für ihren Entwurf war vorgeschrieben, daß sie mit ungliedertem Hauptrahmen und einem größten Achsdruck von 20 t eine Zugkraft von 27500 kg entwickeln und damit den oben

erwähnten amerikanischen Lokomotiven gleichkommen sollte, deren Achsdruck für die russischen Verhältnisse zu hoch war. Vor der Beschaffung der Lokomotive hat man eingehend die Betriebserfahrungen untersucht, die in Deutschland mit 1'F-, und in Nordamerika mit 2'F1'-Lokomotiven gemacht worden sind.

Die Lokomotive ist im ganzen nach den Grundsätzen des nordamerikanischen Lokomotivbaus durchgebildet. Kessel und Feuerbüchse sind außerordentlich groß. Die Feuerbüchse ist 4,8 m lang und 2,5 m breit, sie weist außerdem noch eine Verbrennungskammer auf. Die Rostfläche beträgt 12 m²; dabei ist allerdings zu berücksichtigen, daß minderwertige Kohle verfeuert werden soll. Für die Bedienung ist ein Rostbeschicker amerikanischer Bauart vorgesehen; der Rost ist als Schüttelrost ausgebildet, der mit Druckluft oder Dampf betrieben werden kann. Der Chussov-Überhitzer besteht aus Bündeln von je sechs Rohren mit einem Durchmesser von 30 mm. Der Kessel ist im Hinblick auf eine Gewichtsverminderung und auf die Verwendung handelsüblicher Bleche in weitem Umfang geschweißt. Beispielsweise sind die Mäntel und Rückwände von Stehkessel und Feuerbüchse aus mehreren Teilen zusammengesetzt. Zum Speisen des Kessels dienen zwei Abdampf-Strahlpumpen mit einer Förderleistung von je 375 l/Min.; außerdem sind noch zwei Frischdampfstrahlpumpen von etwa der halben Leistung vorgesehen. Das Gewicht des Kessels beträgt fast 60 t.

Besondere Beachtung verdient das Laufwerk der Lokomotive, bei der zum erstenmal sieben Kuppelachsen in einem starren Rahmen gelagert sind. Dieser Rahmen hat Wangen von 140 mm Stärke und ist der erste in Lugansk hergestellte Stahlgußrahmen. Die Achsbüchsen aus Stahlguß haben in üblicher Weise Rotgußlagerschalen. Die Federn der Kuppelradsätze liegen oberhalb der Achsbüchsen; nur beim 6. und 7. Radsatz mußten sie wegen der Feuerbüchse nach unten gelegt werden. Die Lokomotive ist in drei Punkten aufgehängt, wobei die Abfederung in drei Gruppen unterteilt ist. Die erste Gruppe umfaßt das vordere Drehgestell und den 1. bis 4. Kuppelradsatz. Die beiden anderen Gruppen erstrecken sich auf beiden Lokomotivseiten je über die sämtlichen dahinter liegenden Achsen einschließlich dem hinteren Drehgestell.

Um die nötige Seitenbeweglichkeit zu erzielen, hat man den 3., 4. und 5. Kuppelradsatz ohne Spurkränze ausgeführt mit einer Reifenbreite von 175 mm. Der 1. und 2. Kuppelradsatz sind beiderseits 27 mm, der 7. Kuppelradsatz ist beiderseits 35 mm seitenverschiebbar und zwar haben die Achslager das entsprechende Seitenspiel in ihren Führungen. Nur der 6. Kuppelradsatz ist festgelagert mit Regelspurkranz. Das vordere Drehgestell hat beiderseits 145 mm, das hintere nur 35 mm Seitenspiel. Die Lokomotive hat mit dieser Achsanordnung Krümmungen von 250 m Halbmesser mit einer Geschwindigkeit von 45 km/h unter Dampf zu durchfahren. Die kalte Lokomotive konnte noch durch eine Krümmung von 138 m Halbmesser geschleppt werden.

Die beiden außen liegenden Zylinder treiben die 4. Kuppelachse an. Die Treibstangen sind 4 m lang. Ebenso lang sind die beiden Kolbenstangen; man hat deshalb in der Mitte zwischen Zylinder und Kreuzkopf nach dem Muster der 1'F-Lokomotive der Deutschen Reichsbahn eine weitere Führung vorgesehen, um ihren Durchmesser klein und damit das Gewicht der hin- und hergehenden Teile niedrig zu halten. Tatsächlich wiegt die Treibstange 730 kg und jeder Kolben samt Stange und Kreuzkopf 1125 kg. Bei einer Höchstgeschwindigkeit von 70 km/h ist es dabei gelungen, die drehenden Massen ganz und die hin- und hergehenden Massen in dem erforderlichen Maß auszugleichen. Der 4. und 5. Kuppelradsatz sind durch Kuppelstangen der sogenannten Tandem-Bauart verbunden. Die Gegenkurbeln für die Heusinger-Steuerung sitzen am 5. Kuppelradsatz. Da die Entfernung zwischen ihnen und den Schwingen ziemlich groß ist, hat man die Schwingenstangen unterteilt und an Zwischenhebeln aufgehängt. Der 1., 2., 6. und 7. Kuppelradsatz haben kugelige Zapfen. Alle Kuppelstangen haben sogenannte schwimmende Büchsen mit Fettschmierung. Die Kolbenschieber haben 330 mm Durchmesser und einen Hub von 198 mm. Die Umsteuerung wird kraftbedient.

Von der Ausrüstung ist zu erwähnen die Kasanzeff-Druckluftbremse, die auf den 2. bis 6. Kuppelradsatz von vorn wirkt. Der erste und letzte Kuppelradsatz werden mit Rücksicht auf ihre Seitenverschiebbarkeit nicht abgebremst. Zwei Doppelver-

bundluftpumpen sitzen beiderseits vor den Zylindern. Ein Preßluftsandstreyer wirft aus zwei großen auf dem Kessel sitzenden Sandkästen mit 14 Auslässen Sand vor sämtliche Kuppelräder.

Der sechssachsige Tender läuft auf zwei dreiachsigen Drehgestellen amerikanischer Bauart. Er wiegt leer 59 t und ist 13,5 m lang. Nachstehend sind noch die Hauptabmessungen von Lokomotive und Tender aufgeführt:

Spurweite	1524 mm
Kesselüberdruck p	17 at
Zylinderdurchmesser	740 mm
Kolbenhub	810 „
Kesselmitte über Schienenoberkante	3650 „
Heizrohre: Anzahl/Durchmesser	138/70 Stk/mm
Rauchrohre: Anzahl/Durchmesser	48/171 „
Rohrlänge	7000 mm
Feuerberührte Heizfläche der Feuerbüchse mit Verbrennungskammer	55,5 m ²
Feuerberührte Heizfläche der Rohre	392,5 „
Heizfläche des Überhitzers	174,0 „
Heizfläche — im Ganzen — H	622,0 „
Rostfläche R	12,0 „
Durchmesser der Treibräder	1600 mm
Durchmesser der Laufräder vorn/hinten	760/1050 mm
Achsstand der Kuppelachsen	10050 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive	17320 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender	30630 „
Ganze Länge der Lokomotive einschl. Tender	33736 „
Gewicht auf 1 m Länge	9,9 t/m
Reibungsgewicht G i	140 t
Achsdruck der vorderen Laufachsen	31 „
Achsdruck der hinteren Laufachsen	37 „
Dienstgewicht der Lokomotive G	208 „
Leergewicht der Lokomotive G	181 „
Dienstgewicht des Tenders	125 „
Vorrat an Wasser	44 m ³
Vorrat an Brennstoff	22 t
H:R	52
H:G	3,0
(Rly. Age.)	R. D.

Reisegeschwindigkeiten bei der Deutschen Reichsbahn.

Das amtliche Nachrichtenblatt „Reichsbahn“ enthält in Heft 38 vom 22. September 1937 eine Übersicht über die Erhöhung der Reisegeschwindigkeiten auf den Strecken der Deutschen Reichsbahn im Verlaufe der letzten Jahre. Danach hat sich die Reisegeschwindigkeit im Durchschnitt aller Schnellzüge in dem Jahrzehnt 1927 bis 1937 von 60,2 km/h auf 75,6 km/h, also um 25% gesteigert. In den einzelnen Jahren waren die Reisegeschwindigkeiten:

1927	1928	1929	1930	1931	1932	1933	1934	1935	1936	1937
60,2	63,4	63,3	64,9	65,2	66,3	70,0	73,3	74,8	75,8	75,6

Die schnellsten Züge sind Triebwagenzüge; sie erreichten beispielsweise folgende Reisegeschwindigkeiten im Jahre 1937:

		Entfernung km	Geschwindigkeit km/h
FDt 16	Berlin—Hannover—Hamm über Stendal und Bielefeld	430,6	132,6
FDt 2	Berlin—Hamburg über Wittenberge	268,8	126,6
FDt 45	Berlin—Breslau über Sorau oder Sagan	335,7	123,6
FDt 16	Berlin—Köln über Essen (Gesamtstrecke des Zuglaufs)	578,9	118,1
FDt 572	Berlin—Frankfurt (M) über Erfurt	538,9	109,3
FDt 551	Berlin—München über Nürnberg	674,2	101,8

Eine Reisegeschwindigkeit von 97,2 km/h wird von dem elektrischen Triebwagenzug Dt 720 auf der 239,8 km langen Strecke München—Stuttgart erreicht.

Die höchsten mittleren Fahrgeschwindigkeiten zwischen zwei aufeinanderfolgenden Halten sind:

	Ent- fernung km	Geschwin- digkeit km/h
FDt 16 Berlin—Hannover	254,1	132,6
FDt 16 Hannover—Hamm	176,4	132,3
FDt 15 Hamm—Hannover	176,4	130,7
FDt 571 Leipzig—Berlin	164,4	129,8
FDt 15 Hannover—Berlin	254,1	125,0
FDt 2 Berlin—Hamburg	286,8	125,6
FDt 1 Hamburg—Berlin		
FDt 46 Breslau—Berlin	329,5	119,8
FDt 571 Frankfurt—Erfurt	268,6	107,4

	Ent- fernung km	Geschwin- digkeit km/h
FDt 551 Leipzig—Berlin	164,4	128,0
FDt 551 München—Nürnberg	198,6	110,3

Von den Dampfzügen werden folgende höchste mittlere Fahrgeschwindigkeiten erreicht:

FD 24 Berlin—Hamburg	286,8	119,5
D 53 Dresden—Berlin	176,0	111,2
FD 21 Hamm—Hannover	176,4	105,3
FD 79 Augsburg—Nürnberg	137,2	102,9
FD 79 Halle—Berlin	161,6	101,0

Verschiedenes.

Wissenschaftliche Herbsttagung und Betriebswissenschaftliche Tagung 1937 des VDI im NS-Bund Deutscher Technik.

Die Tagungen fanden am 16. und 17. September in Düsseldorf im Zusammenhang mit der Ausstellung „Schaffendes Volk“ (Org. Fortsch. Eisenbahnwes. Heft 13 vom 1. Juli 1937) statt. Sie hatten die Aufgabe, den deutschen Ingenieuren die Wege zu zeigen, auf denen technische Arbeit wirkungsvoll zur Förderung der Aufgaben im Vierjahresplan eingesetzt werden kann. Die wirtschaftliche Gewinnung und zweckmäßige Verarbeitung heimischer Roh- und Werkstoffe zum Einsatz an Stelle von Sparmetallen stand im Vordergrund der Erörterungen. Im Vortrage „Werkstoffersparnis durch zweckmäßige Konstruktion und Fertigung“ (Flatz, Köln-Deutz) wurde mitgeteilt, daß im Deutzer Motorenbau die zur Anpassung der Erzeugung an die deutsche Rohstofflage notwendigen Werkstoffumstellungen zu 90% eine Verbesserung und Verbilligung der industriellen Arbeit gebracht haben. Im Durchschnitt sollen die Erzeugnisse des deutschen Maschinenbaus eine Werkstoffeinsparung von 20% ohne Verteuerung oder Güteminderung vertragen. Außer durch Verwendung neuer Werkstoffe kann dies durch Leichtbau, Aufteilung in Kleinheiten bessere Arbeitsverfahren, spanlose Formung, Oberflächenveredelung, Abfallverwertung usw. erreicht werden. Ferner wurde über „technische Eigenschaften von synthetischem Kautschuk und neue Meßmethoden bei der Herstellung von Buna-Erzeugnissen“ (Roelig, Leverkusen) berichtet. Dynamische Prüfverfahren für die Ermittlung der Dämpfung bei Gummiradreifen, Untersuchungen von Stulpdichtungen und hitzebeständige Heizschläuche der Reichsbahnbauart usw. wurden besprochen. Zunehmende Bedeutung erlangt Email als Werkstoffschutz im Austausch von Kupfer und Zinn. So werden heute Heißwasserbereiter statt aus Kupfer vielfach schon aus emailliertem Eisen hergestellt (Goldbeck, Thale). In jüngster Zeit wurde eine Reihe neuer Preßstoffe mit wesentlich höheren Schlagbiegefestigkeiten als bisher entwickelt, indem in den Preßstoff Papierbahnen als Füllstoffe eingelegt werden (Turnwald, Troisdorf/Köln). Die neuen hitzebeständigen, kochfesten, lauge- und säurebeständigen technischen Glassorten in Verbindung mit vervollkommneten Werkzeugen aus Hartmetall zum Bohren, Drehen, Fräsen und Hobeln des Glases finden bereits vielseitige Verwendung im Behälter- und Rohrleitungsbau (Wiegand, Berlin). Aufmerksamkeit erregt bei der Verwendung von Porzellan als Konstruktionsmittel (Draeger, Selb/Bayern) der Versuch von Porzellankabeln, bei denen die blanken Aluminiumleiter in Porzellanrohren mit einer oder mehreren Bohrungen untergebracht sind. Eine feuchtigkeitsichere, dabei elastische Verbindung gestattet die Verwendung der Kabel bis zu Spannungen von 5000 V. In Innenräumen und Kabelkanälen können sie sicher verlegt werden; zur unmittelbaren Verlegung im Erdboden sind noch Erfahrungen zu sammeln. Die Herstellung geschweißter Gefäße aus plattierten

Blechen, bei denen eine dünne Sparmetallschicht auf Stahlblech aufgewalzt wird, vermindert den Einfuhrbedarf an Sparmetallen (Hase, Duisburg). Die werkstoffgerechte Verwendung legierter und unlegierter Edelmetalle, wie von Hartmetallen ermöglicht devisenbelastete Legierungsmetalle zu sparen (Krekeler, Berlin). Durch verbesserte Herstellung der unlegierten Stähle konnten bereits erhebliche Nischeinsparungen durchgeführt werden. Hartmetalle für geringe Schnittgeschwindigkeiten wurden ausgebildet. —

In der Wärme- und Krafterzeugung findet die Kohlenstaubfeuerung wieder erhöhte Beachtung, da durch sie auch minderwertigere Kohlen- und Kokssorten und vor allem Schwelkoks, der bei der gesteigerten Erzeugung von flüssigen Treibstoffen in großen Mengen anfällt, weitgehend verwendet werden können. In der größten Braunkohlen-Schwelanlage Deutschlands, in Böhlen, fallen täglich 2500 bis 2800 t Koks an, von denen rund 2200 t in den Staubfeuerungen des Kraftwerks Böhlen verbrannt werden (Voigt, Dresden). Die Zentralmahlanlage des Werks besteht aus acht Rohrmühlen mit Windsichtung und einer Gesamtmahlleistung von rund 175 t/h. Die Härte, die leichte Selbstentzündlichkeit und der hohe Aschegehalt erschweren die Schwelkoksvermahlung. Die Selbstentzündlichkeit bedingt eine Lagerung in einer Atmosphäre von inerten Gasen, eine genügende Abkühlung, eine Vermahlung, Förderung und Bunkerung unter Schutzgas. In Böhlen werden Kesselabgase mit höchstens 15% O₂-Gehalt, die in einer besonders entwickelten Rauchgaskühlanlage gewonnen werden, als Schutzgas gegen jegliche Verpuffung und Selbstentzündung benutzt (Stimmel, Böhlen/Leipzig).

Große Bedeutung für die Rohstoffversorgung hat auch die wirtschaftliche Ausbeute metallarmer Erze durch die Schwimmaufbereitung gewonnen, bei der die Unterschiede der Wasserbenetzbarkeit d. h. die Schwimffähigkeit der einzelnen Stoffarten zur mechanischen Trennung ausgenutzt werden. Der feinerkleinerte Ausgangsstoff z. B. das erzführende Gestein wird in Wasser gebracht, dem schaumbildende Mittel zugesetzt werden. Die Teilchen schwer wasserbenetzbarer Stoffe wie z. B. das Erz sammeln sich in dem nach oben steigenden Schaum, während die leicht benetzbaren Stoffe wie z. B. das taube Gestein auf den Grund absinken (Petersen, Freiberg/Sa. und Winnacker, Frankfurt/M). Auch die planmäßige Instandhaltung der Betriebsmittel und eingehende betriebswissenschaftliche Überwachung der Arbeitsstätten tragen dazu bei, daß mit einem Mindestaufwand von Kraft und Stoff ein Höchstmaß an Leistung erzielt wird. Ein gutes Beispiel hierfür ist die „Erhaltungswirtschaft der Deutschen Reichsbahn“ (Reichsbahnoberrat Schneider, Mühlheim/Ruhr). Die Organisation der Reichsbahn-Ausbesserungswerke und planmäßige Durchführung der Aufarbeitung der Fahrzeuge in Verbindung mit Austauschbau, Normung und Typung wirkt sich weitgehend günstig auf die Arbeitsverfahren, die Lagerwirtschaft und den Stoffverbrauch aus. Przygode.

Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin. Druck von Carl Ritter G. m. b. H. in Wiesbaden.