

Die freien Lenkachsen im Gleisbogen bei Einpunktberührung.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Hierzu Tafel 22 und 23*).

Aufgabe der Untersuchung.

Freie Achsen im strengen Sinne, d. h. in „waagerechter**“) Richtung sich selbst überlassene Radsätze, die nicht irgendwie, wenn auch nur durch Massenkkräfte oder Schwerkraftkomponenten, angetrieben oder gelenkt werden, und die mit den von ihnen etwa getragenen Fahrzeuggestellen so verbunden sind, daß sie von diesen außer „lotrechten**“) keinerlei Kräfte aufnehmen können, gibt es im Eisenbahnbetriebe nicht. Wir wollen aber zunächst einmal eine solche Achse annehmen und untersuchen, ob und unter welchen Bedingungen sie imstande ist, einen Gleisbogen von beliebigem Halbmesser im Gleichgewicht zu durchlaufen, und zwar bei Einpunktberührung. Sie kann rein rollend oder zeitweise rollend und zeitweise gleitend oder ständig gleitend mit konstantem oder variablem Winkel zur Bogentangente den Gleisbogen durchlaufen. Alle diese Fälle sollen betrachtet werden. Im Anschluß daran sollen „freie Lenkachsen“, d. h. beschränkt freie Radsätze, die vom Fahrzeuggestell her ohne Aufzwingung von festen Drehachsen irgendwie gelenkt und angetrieben werden, betrachtet werden und zwar in der an Eisenbahnwagen häufig vorkommenden Form von Radsätzen, die nur durch die Tragfedergehänge vom Fahrzeuggestell her gelenkt und angetrieben werden. Schließlich werden noch freie Lenkachsen mit einem losen Rad oder geteilter Achswelle untersucht.

Wie sich die freie Achse im strengen Sinne und gewöhnliche „freie Lenkachsen“ bei Zweipunktberührung verhalten, hat Bäseler in seiner Arbeit: „Das Geheimnis der freien Lenkachsen“ untersucht. Die freie Lenkachse bei Einpunktberührung ist noch nicht untersucht.

Einpunktberührung ist durchaus nicht von untergeordneter Bedeutung. Sie ist viel häufiger als im allgemeinen angenommen wird, namentlich auf Hauptbahnen. Hier geben zwar ganz neue Schienen der üblichen Kopfwölbung zusammen mit neuen Radreifen Zweipunktberührung, aber im Betriebe wird der Schienenkopf sehr bald so flach bzw. die Radreifenlauffläche sehr bald so hohl, daß bis zum größten im allgemeinen vorkommenden Anlaufwinkel α von etwa 2° nur Einpunktberührung geometrisch möglich ist. Aus Raumgründen kann hier der Nachweis dafür nicht gegeben werden. Im weiteren Verlauf des Betriebes geht infolge starker Abnutzung von Rad und Schiene die reine Einpunktberührung im allgemeinen bald verloren und in Einlinien — genauer Einflächenberührung — über, die als erweiterte Einpunktberührung aufzufassen ist, aber nicht in Zweipunktberührung. Es geht vielmehr ursprüngliche Zweipunktberührung durch Abnutzung allmählich über Zweiliniens- auch in Einlinienberührung über. Und wenn sich ein Rad durch natürliche Abnutzung im Bogen auf Einlinienberührung bei einem gewissen mittleren $\alpha = \alpha_m$ eingespielt hat, hat es Einpunktberührung bei kleinerem,

Zweipunktberührung nur bei größerem α . Läuft es aber aus der Geraden in einen Bogen ein, unter allmählicher Vergrößerung seines Anlaufwinkels von 0 auf α_m , so hat es während dieses Einlaufens Einpunktberührung und erst während des Durchlaufens des Bogens Einlinienberührung; Zweipunktberührung kann dann nur bei Vergrößerung von α über das normale α_m hinaus durch außergewöhnliche äußere Einwirkungen auftreten.

Im folgenden soll bei sonst neuem Vollbahnradprofil des VMEV und den in Deutschland üblichen Vollbahnschienenprofilen der Schienenkopf oben stets so weit abgeflacht angenommen sein, daß im Gleisbogen bis $\alpha \sim 2^\circ$ nur Einpunktberührung geometrisch möglich ist.

Rein geometrisch kann bei Einpunktberührung ein freier Radsatz, dessen Laufflächen aus je zwei Radreifenkegeln, Hohlkehlen und Spurkranzkegeln bestehen, jeden Gleisbogen, auch den engsten, rein rollend, ohne Gleiten durchlaufen, vorausgesetzt, daß die Spurkranzkegel hoch genug sind. Daß er in engen Bögen stets gleitet, liegt hauptsächlich daran, daß das außen anlaufende auf die Schiene aufkletternde Rad auf dieser nicht bei beliebig großem Berührungswinkel β , dem Winkel zwischen der in der Schienenquerschnittebene am Berührungspunkt an Rad und Schiene gelegten gemeinsamen Berührenden und der Waagerechten, haftet, sondern bei Überschreitung eines gewissen $\beta = \beta'$ von der Schiene abrutscht. Mit Hilfe dieses durch Lenkkräfte gerichteten Rutschens wird dann dem Radsatz unter einem bestimmten Anlaufwinkel gerade die zum Durchlaufen des engen Bogens erforderliche „Wendung“ erteilt, die bei Nichtrutschen der Radsatz dadurch geometrisch erhalten würde, daß sein Außenrad mit seiner Hohlkehle weiter auf die Außenschiene auflaufen, also seinen Laufkreis gegenüber dem des Innenrades vergrößern würde. Dieser Regelfall des Wendens mit ständigem Rutschen oder Gleiten unter konstantem Anlaufwinkel soll uns zunächst beschäftigen.

Bei einem gewissen etwas größeren Gleisbogenhalbmesser, den wir mit R' bezeichnen wollen, reicht der an der Rutschgrenze durch rein rollendes Aufsteigen des Außenrades auf die Schiene erreichbare vergrößerte Laufkreis des Außenrades zusammen mit dem infolge Querverschiebung des Radsatzes nach außen etwas verkleinertem Laufkreis des Innenrades gerade aus, den Radsatz auf einem Kreisbogen mit einem Halbmesser von der Größe des Gleisbahnhalbmessers R' zu führen. Bei diesem und bei größeren Halbmessern durchläuft im allgemeinen der Radsatz den Gleisbogen abwechselnd rollend und gleitend oder rein rollend mit veränderlichem α . Auch diese Fälle wollen wir betrachten.

A. Die freie Achse.

Gleiten der freien Achse.

Unser freier Radsatz soll wie gesagt zunächst keinerlei waagerechte Kräfte vom Fahrzeuggestell oder sonstwie aufnehmen. Das gilt für den mit konstanter Geschwindigkeit durch den Gleisbogen bewegten mit Ausnahme der Triebkraft zur Überwindung seines rein statischen Fahr-, d. h. vor allem seines Schienenroll- und Lagergleitwiderstandes. Er soll

*) Tafel 23 erscheint erst mit der Veröffentlichung des zweiten Teiles dieses Aufsatzes.

***) In der vorliegenden Arbeit soll die Gleisebene, auch wenn sie etwas geneigt ist, stets als „waagerecht“, die Normale auf ihr stets als „lotrecht“ angesehen werden. Demgemäß sind die Ausdrücke waagerechte und lotrechte Richtung oder Ebene zu verstehen.

weiter einen Gleisbogen von irgendeinem gleichbleibenden Halbmesser R , der zunächst $< R'$ sein soll, und von gleichbleibender Spurweite unter ständigem Gleiten durchlaufen mit irgendeinem gleichbleibenden positiven Anlaufwinkel α . An äußeren Kräften sollen außer der genannten waagerechten Triebkraft nur die senkrecht zur Gleisebene gerichteten an beiden Rädern gleich angenommenen Raddrücke Q , Q auf den Radsatz wirken. Eine etwaige Fliehkraft sei also durch Überhöhung genau ausgeglichen. Sie ist leicht zu berücksichtigen, macht aber nur wenig aus. Längsgerichtete Massenkkräfte oder Schwerkraftkomponenten sollen nicht vorhanden sein. Das äußere Rad berührt die innere Kopfabrundung der Außenschiene mit seiner Hohlkehle in \mathcal{A} , etwas vor der Radsatzmeridianebene gelegen, das innere Rad die Kopfoberfläche der Innenschiene mit seinem Reifen in A' , ziemlich genau in der Radsatzmeridianebene gelegen. Die wirkliche Bewegung der beiden auf ihrer Achswelle festen Räder gegenüber den beiden Schienen setzt sich zusammen aus Rollen und Gleiten. In Anlehnung an das Bäselerse Verfahren*) erhalten wir diese beiden Bewegungsanteile, vor allem das Gleiten, folgendermaßen: Der Radsatz dreht sich einmal als Ganzes mit der Winkelgeschwindigkeit ω_z um eine senkrecht zur Gleisebene stehende durch den Krümmungsmittelpunkt C gehende Achse, siehe die verzerrte schematische Abb. 1, und zweitens mit seinen Rädern und seiner Achswelle mit einer Winkelgeschwindigkeit ω_y um seine eigene Achse; diese zweite Drehung nennen wir y .

Wir betrachten zunächst das Außenrad. Seine Drehung mit ω_z um die lotrechte C -Achse zerlegen wir in eine Drehung z mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit ω_z um eine zur Gleisebene senkrechte Achse C' , die im Abstand $\sqrt{R_{\mathcal{A}}^2 - p^2}$ (s. Abb. 1) von der Radlaufe Ebene nach innen und im Abstand $\sim p$ von der C -Achse in der Y - Z -Radsatzmeridianebene liegt, und in eine Drehung x mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit ω_z um eine zur Gleisebene senkrechte Achse C'' , die durch den Schnittpunkt C'' eines vom Krümmungsmittelpunkt C auf die Radlaufe Ebene gefällten Lotes mit dieser Ebene geht, und die um p vom Berührungspunkt \mathcal{A} entfernt ist. Die Drehung x ist eine reine Gleitbewegung, da sie senkrecht zur Rollrichtung liegt. Die Drehungen z und y mit den Winkelgeschwindigkeiten ω_z und ω_y vereinigen wir zu einer resultierenden Drehbewegung um eine Drehachse u , deren Lage durch diejenige der Achsen von z und y und deren Richtung

durch $\text{tg } \psi = \frac{\omega_z}{\omega_y}$ festgelegt ist. Sie liegt danach in der lotrechten Y - Z -Meridianebene des Radsatzes, geht durch den Schnittpunkt der Radsatzdrehachse mit der C' -Achse und ist unter $\text{tg } \psi = \frac{\omega_z}{\omega_y}$ gegen die Gleisebene geneigt.

Beim Innenrand verfahren wir genau so. Sein p ist fast genau so groß wie das des Außenrades. Seine Drehung z geht mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit ω_z um die gleiche Achse C' , seine Drehung y mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit ω_y um die gleiche Radsatzdrehachse vor sich wie beim Außenrad, es hat also die gleiche u -Achse wie das Außenrad.

Die wirkliche Momentan-Bewegung des Radsatzes läßt sich daher auffassen als eine rein gleitende Momentan-Querverschiebung $p \cdot \omega_z$ und eine Momentan-Drehung um die beiden Rädern gemeinsame u -Achse. Diese Achse durchstößt in D und D' die beiden „Radscheiben“, d. h. die auf die Dicke 0 in den Laufkreisebenen zusammengeschrumpft gedachten Radkörper. Bezeichnen r_D und $r_{D'}$ die „ideellen Rollhalbmesser“ der beiden Räder, d. h. die Abstände der Radsatzdrehachse

von den auf der u -Achse liegenden, also, abgesehen von ihrer Querverschiebung, keine Geschwindigkeit besitzenden Punkten D und D' der beiden Radscheiben, so ist nach Abb. 1 rechts, $\frac{\omega_z}{\omega_y} = \frac{r_D}{r_{D'}} = \frac{r_{D'}}{r_D}$; d. h. ω_z ist gegenüber ω_y stets außerordentlich klein; die u -Achse ist sehr schwach gegen die Waagerechte geneigt, durchstößt die Radscheiben fast senkrecht. Mit großer Annäherung an die Wirklichkeit kann man daher die wirkliche Momentan-Bewegung der Radscheiben, also auch ihrer Punkte \mathcal{A} und A' , auffassen als zusammengesetzt aus Quergleiten mit der Geschwindigkeit $p \cdot \omega_z$ und aus Drehen um D bzw. D' in den Radlaufebenen mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_y = \omega_z \cdot \frac{r_D}{r_{D'}} \sim \omega_z \cdot \frac{R}{r}$, wenn $r = r_{A'}$ den gleichgroßen Laufkreishalbmesser beider Räder bei Geradeauslauf in der Geraden bezeichnet, der nur wenig von r_D abweicht, und R den Krümmungshalbmesser. Nur die etwa auf der u -Achse selbst liegenden Berührungspunkte des Radsatzes mit den Schienen rollen, alle anderen gleiten, und zwar um diese Achse, mit einer Gleitgeschwindigkeit, die

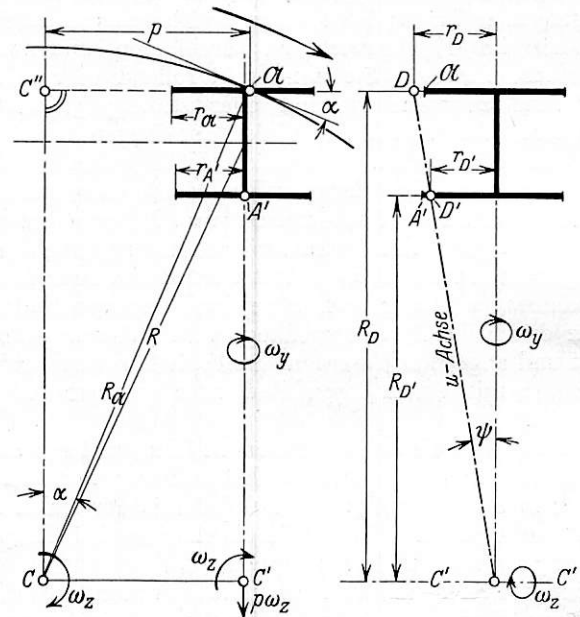


Abb. 1.

angenähert gleich ω_y mal dem Abstand von der u -Achse ist. Es gleiten also auch die Berührungspunkte \mathcal{A} und A' um D und D' .

In Abb. 1 ist angenommen, daß die u -Achse das innere Rad oberhalb A' und das äußere unterhalb \mathcal{A} durchstoße; das ist der Fall in engen Bögen; hier gleitet also A' rückwärts, \mathcal{A} vorwärts beim Lauf des Radsatzes durch den Bogen. In flacheren Bögen durchstößt die u -Achse das Außenrad oberhalb \mathcal{A} , das Innenrad unterhalb A' , dann gleitet \mathcal{A} rückwärts und A' vorwärts. In Abb. 2 sind die beiden Radscheiben noch einmal größer herausgezeichnet. Bezeichnet $+x$ den Abstand des Punktes \mathcal{A} von der Y - Z -Meridianebene des Radsatzes und Außenrades oder seine „Vorverlagerung“, $+z$ seine Höhenlage über D und $+z'$ die Höhenlage von A' unter D' am Innenrade, so sind die Komponenten der Gleitgeschwindigkeit des Punktes \mathcal{A} in Längs-, Quer- und lotrechter Richtung:

$$v_x = z \cdot \omega_y, \quad v_y = p \cdot \omega_z \quad \text{und} \quad v_z = x \cdot \omega_y.$$

Nun ist aus früheren Arbeiten bekannt die Beziehung $x = r \cdot \text{tg } \beta' \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha^* \sim r \cdot \text{tg } \beta' \cdot \sin \alpha = r \cdot \text{tg } \beta' \cdot \frac{p}{R}$. Setzt

*) Bäseler, Spurkranzreibung. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1927, Heft 18 und: Geheimnis der freien Lenkachsen. Ztg. Ver. M. Eisenb.-Verw. 1929, Heft 14.

*) Z. B. abgeleitet in meiner Arbeit: Spurkranz und Schienenkopf, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, Heft 23 u. 24.

man diesen Ausdruck und die Beziehung $\omega_y \sim \frac{R}{r} \cdot \omega_z$ in die Geschwindigkeitsgleichungen ein, erhält man:

$$v_x = z \cdot \frac{R}{r} \cdot \omega_z, \quad v_y = p \cdot \omega_z, \quad v_z = r \cdot \frac{p}{R} \cdot \text{tg } \beta' \cdot \frac{R}{r} \cdot \omega_z = p \cdot \text{tg } \beta' \cdot \omega_z$$

und die resultierende Gleitgeschwindigkeit des Punktes \mathcal{U} :

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} = R \cdot \omega_z \cdot \sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{p}{R}\right)^2 + \left(\frac{p \cdot \text{tg } \beta'}{R}\right)^2}$$

$$v = R \cdot \omega_z \cdot \sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{p}{R \cdot \cos \beta'}\right)^2} \quad \text{oder mit } \frac{p}{R} = \sin \alpha$$

$$v = R \cdot \omega_z \cdot \sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \beta'}\right)^2} \dots \dots \dots 2).$$

Ebenso erhält man für das Innenrad die Gleitgeschwindigkeiten des Punktes A' :

$$v_x' = z' \cdot \omega_y, \quad v_y' = p \cdot \omega_z = v_y, \quad v_z' = 0;$$

$$v_x' = z' \cdot \frac{R}{r} \cdot \omega_z; \quad v' = \sqrt{v_x'^2 + v_y'^2},$$

$$v' = R \cdot \omega_z \cdot \sqrt{\left(\frac{z'}{r}\right)^2 + \left(\frac{p}{R}\right)^2} = R \cdot \omega_z \cdot \sqrt{\left(\frac{z'}{r}\right)^2 + \sin^2 \alpha} \dots \dots \dots 3).$$

Statik der freien Achse,

a) bei Außenanlauf.

Gleitwiderstände.

Den beiden resultierenden Gleitgeschwindigkeiten v und v' entgegengesetzt gerichtet sind die Gleitwiderstände $f \cdot N$ an Punkt \mathcal{U} und $f \cdot N'$ an Punkt A' , wenn $f = \text{tg } \rho$ die Ziffer der Gleitreibung und N, N' die Normaldrücke zwischen Rad und Schiene an diesen Punkten bedeuten. N' des Innenrades ist angenähert gleich dessen Raddruck Q , N ist noch unbekannt. Die Längs-, Quer- und lotrechten Komponenten $\mathcal{R}, \mathcal{G}, \mathcal{S}; K', G'$ dieser Gleitwiderstände verhalten sich zu diesen Widerständen wie v_x, v_y, v_z bzw. v_x', v_y' zu v bzw. v' ; es ist also am Außenrad in Punkt \mathcal{U} :

$$\mathcal{R} = f N \cdot \frac{v_x}{v} = f N \cdot \frac{\frac{z}{r}}{\sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}\right)^2}} \dots \dots 4),$$

$$\mathcal{G} = f N \cdot \frac{v_y}{v} = f N \cdot \frac{\frac{p}{R}}{\sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}\right)^2}},$$

$$\mathcal{S} = f N \cdot \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}\right)^2}} \dots \dots 5),$$

$$\mathcal{S} = f N \cdot \frac{v_z}{v} = f N \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \text{tg } \beta'}{\sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}\right)^2}} \dots \dots 6)$$

und am Innenrad in Punkt A' :

$$K' = f Q \cdot \frac{v_x'}{v'} = f Q \cdot \frac{\frac{z'}{r}}{\sqrt{\left(\frac{z'}{r}\right)^2 + \sin^2 \alpha}} \dots \dots 7),$$

$$G' = f Q \cdot \frac{v_y'}{v'} = f Q \cdot \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\left(\frac{z'}{r}\right)^2 + \sin^2 \alpha}} \dots \dots 8).$$

Der Aufbau der Gleichungen zeigt, daß das Längsgleiten und die Längskräfte \mathcal{R} und K' mit wachsendem z, z' zunehmen,

bei $z, z' = 0$ auch $= 0$ werden, auch wenn α einen endlichen Wert hat, und bei Vorzeichenwechsel von z und z' ihre Richtung umkehren. Das Quergleiten und die Querkräfte \mathcal{G} und G' nehmen mit wachsendem α zu und verschwinden mit $\alpha = 0$, auch wenn z und z' endliche Werte haben.

$$z, z', 2s \text{ und } h.$$

Wir wollen jetzt die Längen z und z' etwas genauer betrachten. Der Abstandunterschied $d = \overline{D'D}$ der beiden Rad„durchstoßpunkte“ von der Radsatzdrehachse setzt sich nach Abb. 3 zusammen aus $+z', +z$ und der Höhe h , um die der Berührungspunkt \mathcal{U} des anlaufenden Außenrades weiter als der Berührungspunkt A' des Innenrades von der Radsatzdrehachse entfernt ist. Für d besteht nach Abb. 3 folgende Beziehung, wenn $2s$ den Abstand der beiden Radlaufkreise voneinander bezeichnet:

$$\text{tg } \psi = \frac{d}{2s} \sim \frac{r_{D'}}{R-s} \quad \text{oder } d \sim \frac{2s \cdot r}{R}.$$

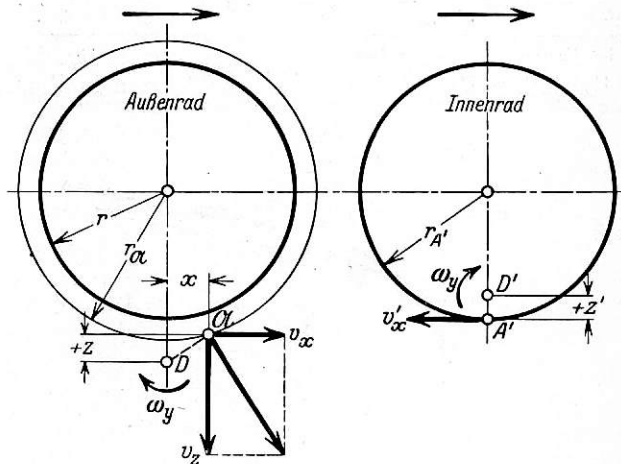


Abb. 2.

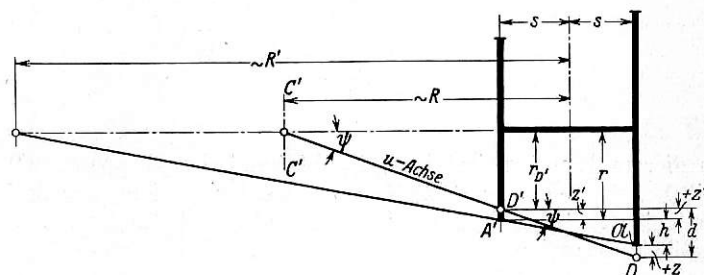


Abb. 3.

Abgesehen von geringen, durch Neigung und Kopfbreite der Schienen bedingten, Abweichungen ist $2s$ bei Regelspur ~ 1500 mm.

Wie groß ist die Höhe h ? Beim Lauf des Radsatzes aus der Mittelstellung in der Geraden hinein in den Bogenbeginn bis in diejenige Stellung, in der das anlaufende Rad zwar noch mit dem Radreifenkegel auf dem Schienenkopf ruht, aber bereits unmittelbar vor der Berührung seiner Hohlkehle mit der Schienenkopfabrundung steht, wird der Halbmesser des Laufkreises des äußeren Rades ein wenig größer, der des inneren ein wenig kleiner. Bezeichnet σ das gesamte Seitenspiel des Radsatzes im Bogen, so entsteht hierbei allmählich der Halbmesserunterschied der beiden Räder $\sigma \cdot \text{tg } \delta$, wenn δ die Neigung der Radreifenkegel-erzeugenden gegen die Radsatzdrehachse ist. Beim dann folgenden Aufsteigen des äußeren Rades mit seiner Hohlkehle auf die äußere Schiene bis zum Winkel β' beim Gleiten*)

*) Ob der Winkel β beim Übergang vom Rollen zum Gleiten noch über β' hinaus anwachsen kann, wird unten untersucht.

vergrößert sich der äußere Laufkreis plötzlich und stark und zwar bei nicht sehr verschiedenen Abrundungshalbmessern von Schienenkopf und Radhohlkehle r_S und r_R angenähert um:

$$\Delta r = \left(\frac{b}{2} - r_S\right) \cdot \sin \delta + r_R (\cos \delta - \cos \beta'),$$

wie Abb. 4 zeigt, während sich der Laufkreis des inneren Rades bei dieser sehr kleinen Verschiebung nach außen fast gar nicht verkleinert. Es ist mithin:

$$h \sim \sigma \cdot \text{tg } \delta + \left(\frac{b}{2} - r_S\right) \cdot \sin \delta + r_R \cdot (\cos \delta - \cos \beta')$$

oder, mit genügender Annäherung an die Wirklichkeit:

$$h = \delta \cdot \left(\sigma + \frac{b}{2} - r_S\right) + r_R \cdot (\cos \delta - \cos \beta') \dots 9)$$

Aus $d = h + z + z'$ erhalten wir die geometrische Beziehung:

$$\frac{z + z'}{R} = d - h = \frac{2 s \cdot r}{R} - \delta \cdot \left(\sigma + \frac{b}{2} - r_S\right) - r_R \cdot (\cos \delta - \cos \beta') \dots 10)$$

β' ist in dieser Gleichung der oben gekennzeichnete Berührungswinkel zwischen Rad und Schiene beim Gleiten in Punkt \mathcal{A} .

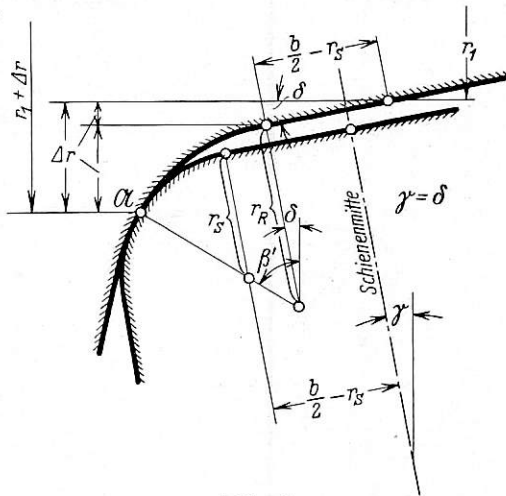


Abb. 4.

In diesem Punkt gleitet im betrachteten Beharrungszustande mit konstantem α das Rad derart an der Schiene ab, daß auch β' sich beim Weiterlaufen des Rades nicht ändert. Die Größe dieses β' wird unten bestimmt*).

Gleichgewichtsbedingungen, $R < R'$.

Nachdem wir das Gleiten und die Gleitwiderstände der beiden Räder in den Punkten \mathcal{A} und A' in allen drei Koordinatenrichtungen bestimmt haben, wollen wir die Gleichgewichtsbedingungen des freien mit konstantem α und β' den Bogen vom Halbmesser $R < R'$ im Beharrungszustande unter ständigem Gleiten durchlaufenden Radsatzes für den Fall: $\alpha, +z, +z' > 0$ aufstellen. Die u-Achse möge also das Innenrad über A' , das Außenrad unter \mathcal{A} durchstoßen. Der Radsatz ist mit den an ihm angreifenden äußeren Kräften schematisch dargestellt in Abb. 5 a, b, c, zusammengeschrumpft auf die beiden Laufkreise und die Radsatzdrehachse. In Punkt \mathcal{A} wird der unter β' gegen die Lotrechte geneigte Normaldruck N von der Außenschiene auf das anlaufende Rad übertragen. Wir zerlegen ihn in die Horizontalkomponente $N \cdot \sin \beta' = P$, — das ist die als „Richtkraft“ bezeichnete — und in die lotrechte Komponente $N \cdot \cos \beta'$, s. Abb. 5b. P zerlegen wir weiter in $P \cdot \sin \alpha = N \cdot \sin \beta' \cdot \sin \alpha$ in der Längs- oder X-Richtung und in $P \cdot \cos \alpha = N \cdot \sin \beta' \cdot \cos \alpha$

*) Ob der Winkel β beim Übergang vom Rollen zum Gleiten noch über β' hinaus anwachsen kann, wird unten untersucht.

in der Quer- oder Y-Richtung, s. Abb. 5c. Am inneren Rad ist wie gesagt der Normaldruck angenähert $= Q$.

Diese Kräfte und die oben ermittelten Gleitwiderstände in Längs-, Quer- und lotrechter Richtung \mathcal{R} , K' , \mathcal{G} , G' und \mathcal{S} sind in Abb. 5 a, b, c eingetragen, außerdem noch eine Kraft T als eine an der Radsatzdrehachse angreifende waagerechte Längskraft zum Antrieb und Wenden des Radsatzes. Eine solche Kraft T in einer gewissen Höhe über \mathcal{A} und A' ist nämlich bei Schrägstellung des Rad-

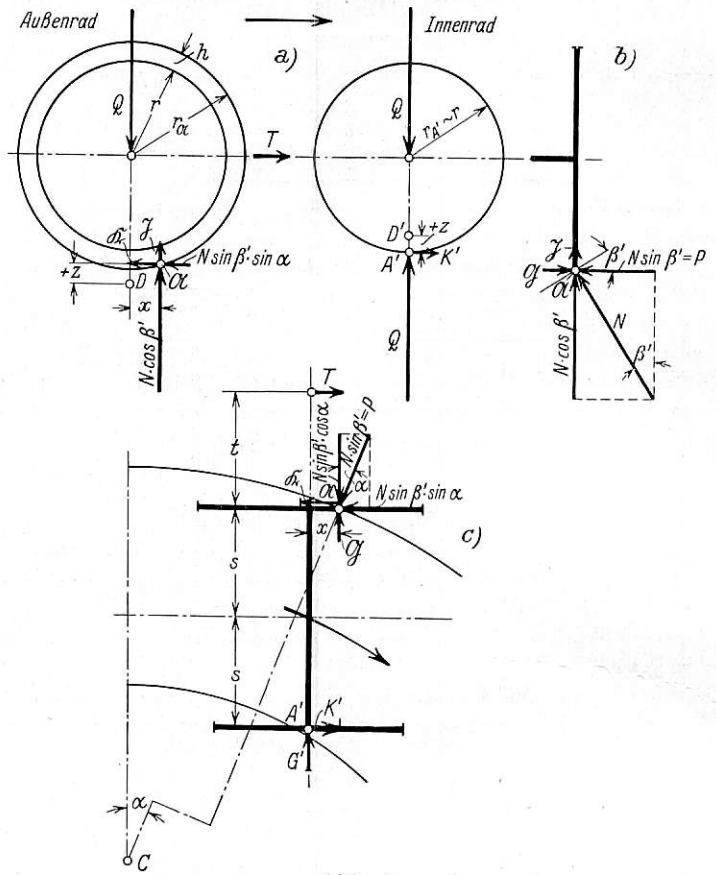


Abb. 5.

satzes um α stets zu dessen Gleichgewicht erforderlich, nicht nur beim bewegten, sondern auch beim ruhenden Radsatz. Wäre sie nicht vorhanden, so würde schon im Ruhezustande, in dem noch gar keine Gleitwiderstände an den Punkten \mathcal{A} und A' zu überwinden sind, ein freies Moment $Q \cdot x$ den Radsatz beschleunigt rückwärts drehen, weil am schräg anlaufenden Außenrad die Radlast Q um x hinter dem Stützpunkt \mathcal{A} , am Innenrad die Radlast Q fast genau über dem Stützpunkt A' liegt. Der Radsatz würde seine Anlaufberührung mit der Außenschiene aufgeben und bis in die Gleismitte zurückrollen, — natürlich unter Absehung von seinem sich dieser Bewegung widersetzen Rollwiderstand, der ihn, wenn er mit nur kleinem α angelaufen ist, in Wirklichkeit an der Schiene festhält. — Das unter $\beta > \delta$ aber $< \beta'$, also anlaufend noch rollende äußere Rad dreht sich momentan um eine Achse durch den Berührungspunkt \mathcal{A} , der um x vor der Meridianebene liegt; hier ist also momentan, vom Rollwiderstand des Radsatzes abgesehen, bei gleichem α eine genau so große Kraft T zum Gleichgewicht erforderlich, wie beim ruhenden. Bei dem unter ständigem Gleiten mit β' und konstantem Anlaufwinkel durch den Gleisbogen laufenden Radsatz ist T ein wenig anders, weil das gleitende Rad sich um eine andere Achse, nämlich die u-Achse und deren Durchstoßpunkt D , dreht wie das rollende und weil jetzt Gleitwiderstände in \mathcal{A} und A' auftreten, und zwar ist T hier ein wenig kleiner, weil die Drehachse u mit D tiefer liegt als \mathcal{A} .

Die weitere Untersuchung wird ergeben, daß T bei konstantem α auch eine ganz bestimmte seitliche Lage zum Radsatz haben muß, in Abb. 5c gegeben durch den Abstand t vom Außenrad, oder $t+s$ von der Radsatzmitte, daß also ein ganz bestimmtes schwenkendes oder wendendes Moment $T(t+s)$ — von der Radsatzmitte aus gerechnet —, auf den Radsatz ausgeübt werden muß, damit er mit konstantem α im Gleichgewicht unter ständigem Gleiten und Wenden den Bogen durchfährt; und zwar kann t bei kleinem α recht groß, das Moment $T(t+s)$ trotz kleinem T beträchtlich werden. Dies Treib- und Wendemoment $T(t+s)$ muß in engen Bögen von Halbmessern bis auf etwa R' den Radsatz positiv, in flacheren von größerem R dagegen ihn negativ wenden, d. h. sich dem natürlichen durch den Unterschied der beiden Laufkreise sich ergebenden rollenden Wenden des Radsatzes wirksam widersetzen, es durch Gleiten teilweise aufheben, wenn auch hier der Radsatz sich mit konstantem α durch den Bogen bewegen soll. T ist also aus zwei Gründen zum Gleichgewicht erforderlich, es ist eine Treib- und eine Wendekraft. Mit dem Auftreten von T hört der Radsatz auf, im strengen Sinne frei zu sein. Ein im strengen Sinne freier Radsatz, d. h. ohne eine Kraft T und ein Moment $T \cdot t$, kann bei $\alpha > 0$ nicht im Gleichgewicht sein.

Die Komponenten- und Momentengleichungen für das Gleichgewicht des mit konstantem α gleitenden Radsatzes heißen somit:

Gleichung der Längskräfte (in X-Richtung)

$$-R + K' - N \cdot \sin \beta' \cdot \sin \alpha + T = 0 \quad \dots \quad 11),$$

Gleichung der Querkräfte (in Y-Richtung)

$$N \cdot \sin \beta' \cdot \cos \alpha - G - G' = 0 \quad \dots \quad 12),$$

Gleichung der lotrechten Kräfte (in Z-Richtung)

$$Q - N \cdot \cos \beta' - S = 0 \quad \dots \quad 13),$$

Gleichung der Momente um eine in Y-Richtung durch \mathcal{A} gehende Achse:

$$T \cdot (r + h) + K' \cdot h - Q \cdot x = 0 \quad \dots \quad 14),$$

Gleichung der Momente um eine in Z-Richtung durch \mathcal{A} gehende Achse:

$$T \cdot t + G' \cdot x - K' \cdot 2s = 0 \quad \dots \quad 15).$$

Eine Gleichung der Momente um eine in X-Richtung liegende Achse würde nichts Neues ergeben, kann deshalb weggelassen werden.

Außer diesen Gleichungen stehen uns zur Verfügung die oben abgeleiteten 4), 5), 6), 7), 8) für $R, G, S, K', G', 10)$ für $z+z'$ und die Beziehung $x = r \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta'$, also zwölf Gleichungen. Bekannt sind bzw. angenommen werden: $R, r, f = \operatorname{tg} \varrho, \delta, \sigma, b, r_s, r_R$; unbekannt sind die Kräfte N, R, K', G, G', S, T , die Längen z, z', x, t und die Winkel α und β' . Wir haben also 13 Unbekannte und 12 Gleichungen, denen sie genügen müssen. Mithin ist in jeder Bogenkrümmung bei jedem konstant bleibenden Anlaufwinkel α Gleichgewicht möglich bei entsprechender Triebkraft T an entsprechendem Hebelarm t und bei entsprechendem Winkel β' . Praktisch ist α nach oben begrenzt durch die Grenze der Einpunktberührung, auf Vollbahnen wie gesagt auf etwa 20° ; β' kann über einen ziemlich kleinen Winkel nicht hinausgehen, der sogleich bestimmt wird; t kann in sehr weiten Grenzen schwanken, positiv und negativ sein. Die Aufgabe, aus diesen zwölf Gleichungen zwölf Unbekannte für irgendein R und irgendein praktisch mögliches α zu bestimmen, ist nicht schwierig, aber recht umständlich.

Näherungsverfahren für größeres α .

Für einen Anlaufwinkel, der einen gewissen, im allgemeinen sehr kleinen, Wert α' überschreitet, gibt folgender sehr viel einfacherer Näherungsweg schnell und einfach genügende

Klarheit. In den Ausdrücken 4) bis 8) für die Gleitwiderstände R, G, S, K', G' erscheint im Nenner:

$$\sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}\right)^2} \text{ und } \sqrt{\left(\frac{z'}{r}\right)^2 + \sin^2 \alpha}.$$

Sobald $\frac{z}{r}$ bzw. $\frac{z'}{r}$ ziemlich klein gegenüber $\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}$ bzw. $\sin \alpha$ sind, unterscheiden sich die Wurzelausdrücke nur noch sehr wenig vom $\frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}$ bzw. $\sin \alpha$; — bei $\frac{z}{r} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \beta'}$, $\frac{z'}{r} = \frac{1}{4} \cdot \sin \alpha$ z. B. nur noch um 2,5% —. Für diesen Fall, d. h. für $\alpha > \alpha'$, lauten die Gleichungen 4), 5), 6), 7), 8):

$$R \sim f N \cdot \frac{\frac{z}{r} \cdot \cos \beta'}{\sin \alpha} \quad \dots \quad 4a),$$

$$G \sim f N \cdot \cos \beta' \quad \dots \quad 5a),$$

$$S \sim f N \cdot \sin \beta' \quad \dots \quad 6a),$$

$$K' \sim f Q \cdot \frac{z'}{r} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad \dots \quad 7a),$$

$$G' \sim f Q \quad \dots \quad 8a).$$

Außerdem können wir Gl. 14) bei nicht sehr kleinem α mit großer Annäherung an die Wirklichkeit schreiben:

$$T \cdot r - Q \cdot x = 0 \quad \dots \quad 14a).$$

Setzt man Gl. 5a), 8a), 6a) in Gl. 12) und 13) ein und eliminiert aus ihnen N , so erhält man:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{2f}{\cos \alpha - f^2} = \frac{2 \operatorname{tg} \varrho}{\cos \alpha - \operatorname{tg}^2 \varrho} = \operatorname{tg} 2 \varrho \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \varrho}{\cos \alpha - \operatorname{tg}^2 \varrho}$$

oder, da $\cos \alpha$ stets nahezu 1 ist und $\operatorname{tg}^2 \varrho$ höchstens $1/16$ ist:

$$\operatorname{tg} \beta' \sim \operatorname{tg} 2 \varrho, \quad \beta' \sim 2 \varrho.$$

Setzt man $\beta' = 2 \varrho$ und $S = f N \cdot \sin \beta'$ in Gl. 13) ein, erhält man $N = Q$. Weiter bekommen wir eine Beziehung zwischen α, z, z' , indem wir T nach Gl. 14a) in 11) einsetzen mit $\beta' = 2 \varrho$ und $N = Q$ und diese Gleichung nach α auflösen. So erhalten wir den einfachen Ausdruck:

$$\sin \alpha = \sqrt{\frac{1}{r} \cdot (+z \cdot \cos 2 \varrho - z') \cdot \frac{\cos 2 \varrho}{\sin^2 2 \varrho}} \quad \dots \quad 16).$$

Setzt man $+z' = d - h - z$ hierin ein, erhält man

$$z = \frac{d - h + \sin^2 \alpha \cdot r \cdot \operatorname{tg} 2 \varrho \cdot \sin 2 \varrho}{1 + \cos 2 \varrho} \quad \dots \quad 16b),$$

ebenso

$$z' = \frac{(d - h) \cdot \cos 2 \varrho - \sin^2 \alpha \cdot r \cdot \operatorname{tg} 2 \varrho \cdot \sin 2 \varrho}{1 + \cos 2 \varrho} \quad \dots \quad 16c).$$

Setzt man $T = Q \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta'$ [aus Gl. 14a)] und K' und G' aus Gl. 7a) und 8a) in Gl. 15) ein, so erhält man:

$$t = \operatorname{tg} \varrho \cdot r \cdot \left(+z' \cdot \frac{2s}{r^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} 2 \varrho} - 1 \right) \quad \dots \quad 17)$$

oder

$$t = \operatorname{tg}^2 \varrho \cdot \frac{2s}{r} \left(\frac{d - h}{\sin^2 \alpha} \cot^2 2 \varrho - r \right) - \operatorname{tg} \varrho \cdot r \quad \dots \quad 17a).$$

t wächst danach mit zunehmendem $d - h$, also abnehmendem R und außerdem stark mit abnehmendem α .

Der auf die Radsatzmitte bezogene Krümmungswiderstand des Radsatzes ist:

$$W = T \cdot \frac{R + s + t}{R} = Q \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta' \cdot \frac{R + s + t}{R} \quad \dots \quad 18),$$

der Krümmungswiderstand

$$w^{kg/t} = \frac{W}{Q} \cdot \frac{1000}{2}.$$

W weicht nur bei gegenüber R großem t merklich von T ab.

Vorausgesetzt ist hier immer ein Bogenhalbmesser $R < R'$. Bis zu welchem Berührungswinkel β kann nun das

Außenrad des Radsatzes beim Einfahren in den Bogen auf die Schiene aufsteigen, bis es anfängt abzurutschen? Beim Rutschen soll wieder $\alpha > \alpha'$ sein. Rollt der Radsatz aus der Mittelstellung in der Zulaufgeraden in den Bogen ein, so wachsen allmählich der Anlaufwinkel α und der Berührungswinkel β an. Zum Gleichgewicht ist erforderlich eine in Höhe der Raddrehachse angreifende Längstriebkraft $T = \frac{Q \cdot x}{r_R} = Q \cdot \text{tg } \beta \cdot \sin \alpha$. Auch T wächst also

allmählich mit wachsendem α und β an, bleibt aber stets außerordentlich klein. Mit wachsendem β steigt außerdem die Querkomponente $N \cdot \sin \beta$ des Normaldrucks der Außenschiene auf das aufsteigende Rad in \mathfrak{R} , die sog. Richtkraft P , genauer $N \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha$. Wie die Ausdrücke für T und P zeigen, ist P stets sehr viel größer als T . T sucht den noch rollenden Radsatz zum Längsgleiten, P ihn zum Querabgleiten zu bringen. Der Hebelarm t der Kraft T muß immer so klein bleiben, daß der Radsatz nicht vorzeitig zum Gleiten kommt, d. h. kleiner, als Gl. 17) ihn für irgend ein α ergibt. Das ist einfach durch das Gleichgewicht gefordert. Ist diese Gleichgewichtsbedingung erfüllt, ist der Antrieb zum Längsgleiten beim Aufsteigen des Rades stets sehr klein gegenüber dem zum Quergleiten; wir haben die gleichen Kräfte- und Reibungsverhältnisse, wie in dem soeben behandelten Fall des Gleitens bei konstantem $\alpha > \alpha'$ — s. Gl. 4a) bis 8a) — und kommen daher zu dem Schluß, daß abgesehen von dem Unterschied der Haft- von der Gleitreibungsziffer der gesuchte Winkelwert mit β' zusammenfällt. Weil in Wirklichkeit die Haftreibung zwischen Rad und Schiene etwas größer ist, als die Gleitreibung, kann das Rad noch etwas über $\beta' \sim 2 \varrho$ hinaus auf die Schiene aufklettern.

Rollbogenhalbmesser R' .

Nach der Kenntnis dieses Winkels können wir den Bogenhalbmesser R' oder „Rollbogenhalbmesser“ bestimmen, d. h. denjenigen Halbmesser, durch dessen Bogen ein Radsatz unter voller Ausnutzung der Haftreibung zwischen Rad und Schiene bei genauer Radialstellung, $\alpha = 0$, rein kegelrollend läuft, unter der Voraussetzung, daß er daran durch äußere Lenkkräfte nicht gehindert wird, daß diese Lenkkräfte vielmehr bei dieser Radialstellung gleich Null und vorher beim Einlaufen in diese Stellung immer gerade so groß sind, daß sie bei jedem vorkommenden α den Radsatz im Gleichgewicht halten, nicht ihm ein anderes α aufzwingen. Wir haben zur Bestimmung dieses Rollhalbmessers R' nur in Gl. 10) $+z$ und $+z' = 0$ zu setzen und erhalten daraus, indem wir statt $\beta' \dots 2 \varrho$ setzen:

$$R' = \frac{2 s \cdot r}{\delta \left(\sigma + \frac{b}{2} - r_S \right) + r_R (\cos \delta - \cos 2 \varrho)} \dots 19).$$

R' ist stark von dem Winkel β , bei dem das Außenrad anfängt zu rutschen — in Gl. 19) = 2ϱ gesetzt —, abhängig, sinkt stark mit Wachsen dieses Winkels, ist deshalb bei neu abgedrehten Radreifen mit starken Drehriefen, rauhen und trockenen Schienen merklich kleiner als bei glatten Reifen, glatten und nassen Schienen.

Radsatz im Bogen von $R = R'$.

Wie verhält sich nun ein Radsatz, der zwar in einen Bogen vom Halbmesser R' bis auf $\beta = 2 \varrho$ rein rollend eingelaufen ist, aber nicht mit $\alpha = 0$, sondern mit einem positiven α , bei $\beta = 2 \varrho$, ein Fall, der praktisch sehr häufig vorkommt. Beim Überschreiten des gekennzeichneten Anlaufpunktes muß der Radsatz anfangen zu gleiten, das äußere Rad von der Außenschiene abzurutschen. Da $R = R'$ sein soll, muß die u -Achse entweder durch die beiden Punkte \mathfrak{R} und A' gehen oder fast genau gleich weit

unter oder über beiden Punkten die beiden Räder durchdringen. Das heißt, es muß entweder $+z = +z' = 0$ oder $+z = -z'$ oder $-z = +z'$ sein. Wir nehmen wieder an, daß $\frac{z}{r \cdot \cos \beta'}$ und $\frac{z'}{r}$ gegenüber α klein sind, also die Näherungsgleichungen 4a) bis 8a), 14a) und 16) bis 18) gelten. Aus Gl. 16b) und 16c) mit $d - h = 0$ geht hervor, daß im vorliegenden Fall für $\alpha > 0$ Gleichgewicht nur möglich ist bei $+z = -z'$, d. h. bei Lage der u -Achse unter \mathfrak{R} und A' (s. Abb. 3). Zu diesen z -Werten gehören ganz bestimmte rückwärts gerichtete Gleitwiderstände \mathfrak{R} und K' , die ein ganz bestimmtes T an einem ganz bestimmten Hebelarm t erfordern. Ist dieses Moment vorhanden, so geht der Radsatz unter ständigem Gleiten mit gleichbleibendem α durch den Bogen, obwohl die geometrische Bedingung reinen Kegelrollens erfüllt ist. T ist $\sim Q \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg } 2 \varrho$.

Das zugehörige t ist nach Gl. 17a) mit $d - h = 0$

$$t = - (2 s \text{tg}^2 \varrho + r \text{tg } \varrho) \dots 20),$$

also unabhängig von α und nicht etwa $= -s$, sondern erheblich kleiner. D. h. auch in diesem Falle muß noch ein kleines positives Treib- und Wendemoment T ($t + s$) vorhanden sein. Bei $z' = 0$ wird nach Gl. 17) $t = -f r$, ebenfalls unabhängig von α .

K' , \mathfrak{R} , z' und z erhalten wir in folgender Weise: durch Einsetzen von Gl. 20) und 8a) in 15):

$$K' = - 2 Q \frac{\text{tg}^3 \varrho}{1 - \text{tg}^2 \varrho} \sin \alpha \dots 21),$$

ebenso $\mathfrak{R} = K' \cos \beta'$, — beide mit α wachsend! — und durch Gleichsetzen dieses Ausdrucks mit Gl. 21a):

$$- z' = + z = 2 r \frac{\text{tg}^2 \varrho}{1 - \text{tg}^2 \varrho} \cdot \sin^2 \alpha \dots 22),$$

mit dem Quadrat von α wachsend.

Radsatz im Bogen von $R > R'$.

Für flachere Bögen von $R > R'$, zu deren Durchlaufen mit konstantem α negatives Wenden durch T erforderlich ist, ist das Vorzeichen von \mathfrak{R} und K' in Gl. 11) zu ändern und wir erhalten für diesen Fall:

$$\sin \alpha = \sqrt{\frac{1}{r} \cdot (+z' - z \cdot \cos 2 \varrho) \cdot \frac{\cos 2 \varrho}{\sin^2 2 \varrho}} \dots 16d),$$

$$t = - \text{tg } \varrho \cdot r \cdot \left(+ z' \cdot \frac{2 s}{r^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \text{tg}^2 \varrho} + 1 \right) \dots 17b).$$

$\beta' = 2 \varrho$ und $N = Q$ gelten für beliebiges R . Soll also der Radsatz diese flacheren Bögen von $R > R'$ mit konstantem α außen anlaufend unter ständigem Gleiten durchfahren, so ist dazu eine Triebkraft $T \sim Q \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg } \beta'$ nötig, die mit negativem t so am Radsatz angreift, daß sie ihn hindert, rein rollend schärfer zu wenden, als es der Bogenkrümmung entspricht, die ihn „negativ“ wendet, natürlich unter Gleiten.

Häufig ist ein so großes Moment nicht oder nicht ständig verfügbar. Dann fehlen je nach der Größe des verfügbaren Moments auch die sich dem negativen Wenden durch dies Moment widersetzenen Längsgleitwiderstände \mathfrak{R} und K' entweder ganz oder sie sind nicht in der zur Konstanthaltung von α erforderlichen Größe oder nicht ständig vorhanden. Ist der Radsatz rein rollend mit einem gewissen α bis auf $\beta = 2 \varrho$ auf die Außenschiene aufgeklütert, so fängt er beim Weiterlaufen zwar an zu rutschen, aber jetzt unter „Aufholen“ d. h. Verkleinerung von α . Je kleiner α wird, desto größer ist im allgemeinen nach den obigen Gleichungen das zur Konstanthaltung von α erforderliche negativ wendende Moment $T \cdot (t + s)$; je weniger das verfügbare Moment mit abnehmendem α dieser Zunahme folgt, desto schneller holt der Radsatz auf. Sobald $\alpha < 0$ wird, beginnt er sich von der

Außenschiene abzulösen; sein β wird kleiner, das Rutschen hört auf und von da an geht der Radsatz rein rollend, sich periodisch von der Außenschiene ablösend, unter periodischer Schwankung von α um Null, durch den Bogen. Ein Bogen von $R > R'$ wird also, wenn das zur Konstanthaltung von α erforderliche negativ wendende Moment $T \cdot (t + s)$ nicht vorhanden ist, rein rollend durchlaufen, u. U. unter anfänglichem Rutschen, aber im allgemeinen nicht kegelrollend mit $\alpha = 0$, sondern pendelnd um $\alpha = 0$, kegelrollend nur dann, wenn der Radsatz in den Gleisbogen von $R > R'$ mit $\alpha = 0$ und bei einem ganz bestimmten $-T \cdot (t + s)$ mit einer ganz bestimmten seitlichen Verschiebung eintritt, was in Wirklichkeit fast nie vorkommt.

Für Bogenhalbmesser, die stark von R' abweichen, gibt dies Näherungsverfahren bei kleinem nahe an α' liegenden α die Kraft T ziemlich ungenau und zwar zu groß, andererseits den Hebelarm t etwas zu klein, das Produkt $T \cdot t$ oder auch $T \cdot (t + s)$, auf das es vor allem ankommt, wieder einigermaßen genau. Man kann T genauer ermitteln nach der genauen Gl. 14) statt nach der Näherungsgleichung 14a). Das Moment $T \cdot (t + s)$, kann man bei kleinem α leicht auf folgende Weise genauer ermitteln. Bei kleinem α ist t sehr groß gegenüber s , weicht das Moment $T \cdot (t + s)$ nur sehr wenig von $T \cdot t$ ab. Nach Gl. 15) ist:

$$T \cdot t = K' \cdot 2s - G' \cdot x.$$

Nun ist weiter bei kleinem $\alpha \dots G' \cdot x$ oder $G' \cdot r \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta'$ gegenüber $K' \cdot 2s$ so klein, daß es ihm gegenüber vernachlässigt werden kann. Angenähert ist also bei kleinem α :

$$\frac{T}{Q} \cdot (t + s) = \frac{K'}{Q} \cdot 2s = \frac{f \cdot \frac{z'}{r} \cdot 2s}{\sqrt{\left(\frac{z'}{r}\right)^2 + \sin^2 \alpha}} \dots 15a).$$

z' kann man leicht einigermaßen genau bestimmen, indem man es zunächst nach Gl. 16c) für einige Werte von $\alpha > \alpha'$, dann nach einer unten angegebenen Beziehung für $\alpha = 0$ berechnet und schließlich für den dazwischen liegenden Bereich von α interpoliert.

Zahlenbeispiel.

An einem Zahlenbeispiel wollen wir die Gewinnung aller Zahlenwerte von Bedeutung erläutern und uns ein Bild von ihrer Größenordnung machen.

Es sei $r_s^{mm} = 14$, $b^{mm} = 67$, $r_R^{mm} = 15$, $r^{mm} = 500$, $\gamma = \frac{1}{20}$, $\delta = \frac{1}{20} = 2^\circ 50'$, $f = \operatorname{tg} \varrho = 0,2 = \operatorname{tg} 11^\circ 20'$, dann ist $\beta' \sim 2 \varrho = 22^\circ 40'$ für den hier zu untersuchenden Bereich von $\alpha > \alpha'$, nämlich etwa $\sin \alpha \geq 4 \cdot \frac{z}{r} \cdot \cos \beta'$ bzw. $\geq 4 \cdot \frac{z'}{r}$.

Weiter sei:

$$\begin{aligned} \sigma^{mm} &= 11 + 10 = 21 \text{ bei } R^m = 160 \div 250 \\ \sigma^{mm} &= 11 + 5 = 16 \text{ bei } R^m = 250 \div 300 \\ \sigma^{mm} &= 11 \text{ bei } R^m > 300. \end{aligned}$$

Dann ist nach Gl. 9):

$$\begin{aligned} \text{für } R &= 160 \div 250 \text{ der Abstand } h^{mm} = 3,165 \\ \text{für } R &= 250 \div 300 \quad \quad \quad h^{mm} = 2,915 \\ \text{für } R &= \div 300 \quad \quad \quad h^{mm} = 2,665 \end{aligned}$$

Weiter ist $d^{mm} \sim \frac{2s^{mm} \cdot r^m}{R^m} = \frac{750}{R^m}$ und nach Gl. 10):

$$\begin{aligned} (z + z')^{mm} &= \frac{750}{R^m} - 3,165 \text{ bei } R = 160 \div 250 \\ &= \frac{750}{R^m} - 2,915 \text{ bei } R = 250 \div 300 \\ &= \frac{750}{R^m} - 2,665 \text{ bei } R > 300. \end{aligned}$$

Ferner ist nach Gl. 19) $R'^m = 237$ und 257 . Der zweite Wert erklärt sich aus der Änderung von σ bei $R^m = 250$. R' ist also ziemlich klein, und zwar bei $f = 0,2$. Für $f = 0,25$, das sehr wohl vorkommen kann, da es sich ja um Haftreibung handelt, namentlich bei frisch abgedrehten Reifen und trockenen Schienen, erhalten wir $R'^m = 199$! Auf Hauptbahnen liegt also selbst bei der angenehmen kleinen Spurerweiterung fast der ganze Bogenlauf im Bereich der geometrischen Möglichkeit reinen Kegelrollens!

Nun ermitteln wir für verschiedene R kleiner und größer als R' bei verschiedenen Winkeln α die zugehörigen Werte von z nach Gl. 16b), $z' = (z + z') - z$, \mathfrak{G} nach Gl. 4a), K' nach Gl. 7a), t nach Gl. 17), $T \sim Q \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta'$, nur für stark von R' abweichendes R bei kleinem α nach Gl. 14), $T \cdot (t + s)$ aus T und t , nur bei kleinem α und stark von R' abweichendem R nach Gl. 15a), $W = T \cdot \frac{t + s + R}{R}$,

$$w_{kg/t} = \frac{1000}{2} \cdot \frac{W}{Q}. \text{ Für } \mathfrak{G}, G' \text{ und } \mathfrak{S} \text{ erhalten wir nach Gl. 5a),}$$

8a), 6a) die nahezu konstanten Werte $\mathfrak{G} = f Q \cdot \cos \beta'$, $G' = f Q$, $\mathfrak{S} = f Q \cdot \sin \beta'$. Die waagerechte Komponente des Normaldrucks N , die „Richtkraft“ P , hat mit $N \sim Q$ den Ausdruck $P \sim Q \cdot \sin \beta'$ und ist auch nahezu konstant. Der „Führungsdruck“ Y oder die Differenz $P - \mathfrak{G}$ ist hier $\sim G'$, also ungefähr $f Q$, ebenfalls nahezu konstant. So erhalten wir für $R^m = 170$ die Werte folgender Zusammenstellung:

α	$= 2^\circ$	$1^\circ 30'$	1°	$40'$	$20'$
z^{mm}	$= 0,7$	$0,675$	$0,66$	$0,653$	$0,649$
z'^{mm}	$= 0,547$	$0,570$	$0,585$	$0,592$	$0,596$
\mathfrak{R}/Q	$= 0,0074$	$0,0095$	$0,014$	$0,021$	$0,041$
K'/Q	$= 0,0063$	$0,0087$	$0,013$	$0,020$	$0,041$
t^{mm}	$= 540$	1090	2640	6210	25200
T/Q	$= 0,0146$	$0,011$	$0,0073$	$0,00480$	$0,0022$
W/Q	$= 0,0146$	$0,011$	$0,0075$	$0,0050$	$0,00256$
$w_{kg/t}$	$= 7,3$	$5,5$	$3,75$	$2,50$	$1,4$
$\mathfrak{M}_{TW} = T/Q \cdot (t + s)^{mm} =$	$18,80$	$20,30$	$24,75$	$33,43$	$61,0$

$$\mathfrak{G}/Q = 0,185 \quad G'/Q = 0,2, \quad \mathfrak{S}/Q = 0,077, \quad P/Q = 0,385, \quad Y/Q \sim 0,2.$$

Für $R = R'$ ist nach Gl. 20) $t^{mm} = -160$ bei jedem $\alpha > \alpha'$.

Die Bedingung $\sin \alpha \cdot 4 \cdot \frac{z}{r} \geq \frac{z \cdot \cos \beta'}{r}$ bzw. $\geq 4 \cdot \frac{z'}{r}$ ist auch bei $\sin \alpha_{\min} = \sin 20'$ noch erfüllt.

In Abb. 1a und 1b der Taf. 22 sind die so ermittelten Zahlenwerte von z , z' , \mathfrak{R} , K' , t , T , $\mathfrak{M}_{TW} = T(t + s) -$ die Kräfte in Einheiten $Q -$ für $R^m = 170, 200, 225, 237, 300, 400, 600, 1000$ über dem angegebenen Bereich von α aufgetragen. Die Werte für $R > R' = 237$, also für $R = 300, 400, 600, 1000$ haben zur Voraussetzung, daß ein ausreichend großes negativ wendendes Moment $T(t + s)$ zur Konstanthaltung von α vorhanden ist.

Verfahren für kleines α .

Je mehr R von R' nach unten oder oben abweicht, je größer also $\pm z$ und $\pm z'$ werden, desto größer ist der Winkel α' , bei dem dies Verfahren zu ungenau wird. Auch für den stets sehr kleinen Bereich von $\alpha < \alpha'$, auf dem dies Näherungsverfahren zu ungenau wird, können wir meistens die interessierenden Größen genügend genau ohne Anwendung des umständlichen mit zwölf Gleichungen arbeitenden Probierverfahrens ermitteln auf folgende Weise. Wir bestimmen aus den obigen Gl. 4) bis 15) die Unbekannten für $\alpha = 0$ und erhalten so, für $R < R'$ aus Gl. 7) $K'_0 = f Q$, nach vorn gerichtet, aus Gl. 5) $\mathfrak{G}_0 = 0$, aus Gl. 8) $G'_0 = 0$, aus Gl. 6) $\mathfrak{S}_0 = 0$, dann aus Gl. 12) $\beta'_0 = 0$, aus Gl. 13) $N_0 = Q$. In Wirklichkeit kann natürlich β' nicht kleiner als δ sein;

es ist also $\beta_0' = \delta \sim 0$. Weiter erhalten wir aus Gl. 14)
 $T_0 = -fQ \cdot \frac{h}{r+h}$, oder, da nach Abb. 3 $\frac{h}{r+h} = \frac{2s}{R_0'+s}$,
 — wenn R_0' den Wert von R' für den vorliegenden Fall bedeutet —

$$T_0 = -fQ \cdot \frac{2s}{R_0'+s} \dots\dots\dots 23),$$

also klein und merkwürdigerweise negativ. — Im Ruhe-
 zustand ist hier $T = 0$. — Der Hebelarm t ist nach Gl. 15):
 $t_0 = -(R_0'+s) \dots\dots\dots 24),$
 ebenfalls negativ, so daß das Treib- und Wendemoment:

$$T_0 \cdot (t_0 + s) = fQ \cdot 2s \cdot \frac{R_0'}{R_0'+s} \sim fQ \cdot 2s \dots\dots 25)$$

wieder positiv ist und gleichen Drehsinn hat wie das Treib-
 und Wendemoment bei $\alpha > \alpha'$. — T greift also innen,
 im Abstand $-(t_0 + s) = R_0'$ von der Radsatzmitte, an, im
 Schnittpunkt der verlängerten Linie \mathcal{A}' mit der Radsatz-
 drehachse. Nach Gl. 18) ist

$$W_0 = fQ \cdot \frac{2s}{R_0'+s} \cdot \frac{R_0' - R}{R} \dots\dots\dots 26),$$

ebenfalls sehr klein. R_0' erhalten wir aus Gl. 19) mit $\beta' = \delta$
 statt 2ϱ zu:

$$R_0' = \frac{2s \cdot r}{\delta \cdot \left(\sigma + \frac{b}{2} - r_s\right)} = \frac{2s \cdot r}{h_0} \dots\dots\dots 27),$$

erheblich größer als bei endlichem α . Mit $\beta' \sim 0$ wird $P_0 \sim 0$
 und $Y_0 \sim 0$. Für \mathcal{R}_0 erhalten wir nun aus Gl. 4) den
 Wert fQ , aus Gl. 11 dagegen durch Einsetzen von $K_0' = fQ$
 und

$$T_0 = -fQ \cdot \frac{2s}{R_0'+s}$$

den Wert:

$$\mathcal{R}_0 = fQ \cdot \frac{R_0' - s}{R_0' + s} \dots\dots\dots 28),$$

etwas kleiner als fQ . Gl. 11) gilt auf jeden Fall, Gl. 4)
 dagegen setzt voraus, daß in Punkt \mathcal{A} der volle Gleitwider-
 stand wirkt, das Rad dort gleitet, was nicht unbedingt not-
 wendig ist. Jene Unstimmigkeit verschwindet, wenn das Rad
 in \mathcal{A} nicht gleitet, sondern haftet und seine Haftreibung hier
 nicht voll in Anspruch genommen wird. Den gleichen Wert

$$fQ \cdot \frac{R_0' - s}{R_0' + s} \text{ für } \mathcal{R}_0 \text{ erhalten wir auch bei Ansetzen der}$$

Momentengleichung um die Radsatzdrehachse. Er gilt daher;
 die u-Achse geht im vorliegenden Fall durch \mathcal{A}_0 ; z_0 ist $= 0$,
 und nach Abb. 3:

$$z_0' = \frac{2r \cdot s}{R+s} - h_0 \cdot \frac{R-s}{R+s} \sim d - h_0 \dots\dots\dots 29),$$

also ziemlich groß. Für $R_0' = \infty$ verschwindet jene Un-
 stimmigkeit.

Für $R > R'$ kehren \mathcal{R} und K' in den Gl. 11) bis 15)
 ihr Vorzeichen um und wir erhalten aus Gl. 14)

$$T_0 = +fQ \cdot \frac{2s}{R_0'+s}$$

und aus Gl. 15) wie oben $t_0 = -(R_0'+s)$. T greift also
 im gleichen Punkt wie oben an, ist aber jetzt vorwärts ge-
 richtet, das Moment $T(t+s)$ ist negativ. W_0 hat den
 Ausdruck

$$W_0 = fQ \cdot \frac{2s}{R_0'+s} \cdot \frac{R - R_0'}{R} \dots\dots\dots 26a).$$

Alle übrigen Größen ändern sich nicht. Für $R = R_0'$, also
 den Fall reinen Kegelrollens, werden natürlich alle Kräfte $= 0$.

Diese Grenzwerte dürften im allgemeinen genügen. Will
 man Zwischenwerte für den Bereich $\alpha = 0 \div \alpha = \alpha'$ haben,
 so muß man zu dem angegebenen umständlichen Verfahren
 greifen.

Zahlenbeispiel.

Für das Zahlenbeispiel erhalten wir $R_0'^m = 492$, erheblich
 größer als R' bei $\alpha > 20'$, $\frac{K_0'}{Q} = 0,2$, $\frac{T_0}{Q} = \pm 0,00061$, sehr
 klein, $t_0^m = -492,75$, $\pm \frac{T_0}{Q} \cdot (t_0 + s)^{mm} = 300$, $\frac{\mathcal{R}_0}{Q} = 0,1994$,
 also $\sim \frac{K_0'}{Q}$, $z_0 = 0$, $z_0' \sim d - h_0$, für $R^m = 170 = 2,38$ mm,
 $\frac{W_0}{Q} = \pm 0,00061 \cdot \frac{492 - R}{R}$ sehr klein. Die Werte von z_0' für
 die verschiedenen R und die von $\frac{T_0}{Q}$ sind in Abb. 6a und 6b
 eingetragen, die von $\frac{K_0'}{Q}$, $\frac{\mathcal{R}_0}{Q}$, t_0 , $\frac{T_0}{Q} \cdot (t+s)$ für $R \leq R_0'$
 nicht, weil sie viel zu groß sind.

Berührungswinkel β' und Rollbogenhalbmesser R' .

Bemerkenswert ist, daß der Berührungswinkel β' am
 Punkt \mathcal{A} nicht für den ganzen Bereich von α konstant ist,
 sondern nur für den allerdings
 größeren und wichtigeren $\alpha > \alpha'$.
 Bei sehr kleinem konstant ge-
 haltenem α ist das Längsgleiten
 der beiden Räder gegenüber dem
 Quergleiten so groß, daß fast ihr
 ganzer Gleitwiderstand in der Längs-
 richtung liegt, in der Querrichtung
 nur eine ganz kleine Komponente,
 so daß schon eine kleine Quer-
 komponente des Radnormaldrucks
 jedes Rad zum Abrutschen nach
 der Seite bringt, mithin ein sehr
 kleiner Winkel β' am Außenrad
 dazu genügt. Das Gleiche gilt für
 den Winkel β , bis zu dem bei
 Erzwingung eines sehr kleinen
 konstanten α das Außenrad auf
 die Außenschiene aufklettern kann,
 bis es abrutscht. Er ist ebenfalls
 ~ 0 bzw. $= \delta$ bei $\alpha = 0$.

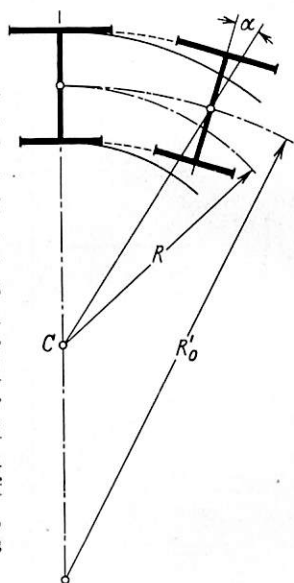


Abb. 6.

Demgemäß ist auch der Roll-
 bogenhalbmesser R' nicht konstant,
 sondern beginnt bei $\alpha = 0$ mit einem Höchstwert R_0' , im
 Beispiel mit 492^m , und sinkt mit zunehmendem α sehr
 schnell auf einen erheblich kleineren bald ziemlich konstant
 bleibenden Wert, im Zahlenbeispiel auf 237^m bzw. 257^m .
 Befindet sich der Radsatz in einem Bogen vom Halbmesser
 $R < R_0'$, mit $\alpha = 0$, und zwar so, daß sein Außenrad schon
 hart an der Außenschiene liegt, aber sie noch nicht mit der
 Hohlkehle, sondern noch gerade eben mit dem Radreifenkegel
 unter $\beta = \delta$ berührt, so sucht er bei ausreichend großem T
 in diesem Augenblick noch rein rollend das Element eines
 Bogens vom Halbmesser R_0' zu beschreiben. Da R_0' größer
 als der vorhandene Bogenhalbmesser R ist, würde er dabei
 sein α vergrößern (s. Abb. 7). Wird ihm nun durch ein ent-
 sprechend großes Treib- und Wendemoment $T(t+s)$ ein
 konstantes $\alpha = 0$ aufgezwungen, so beginnt der Radsatz
 sofort bei Beginn der Weiterbewegung zu rutschen, also
 schon bei $\beta = \beta_0' = \delta$. Das geschieht in allen Gleisbögen,
 deren Halbmesser $< R_0'$ ist. Nur durch einen Bogen vom
 Halbmesser R_0' geht er mit $\alpha = 0$ rein rollend mit Treib- und
 Wendemoment 0 .

Reicht aber das vorhandene Treib- und Wendemoment nicht dazu aus, $\alpha = 0$ zu erzwingen — es muß dazu groß, gleich $2f Q \cdot s$ sein —, so beginnt sich der Radsatz zunächst

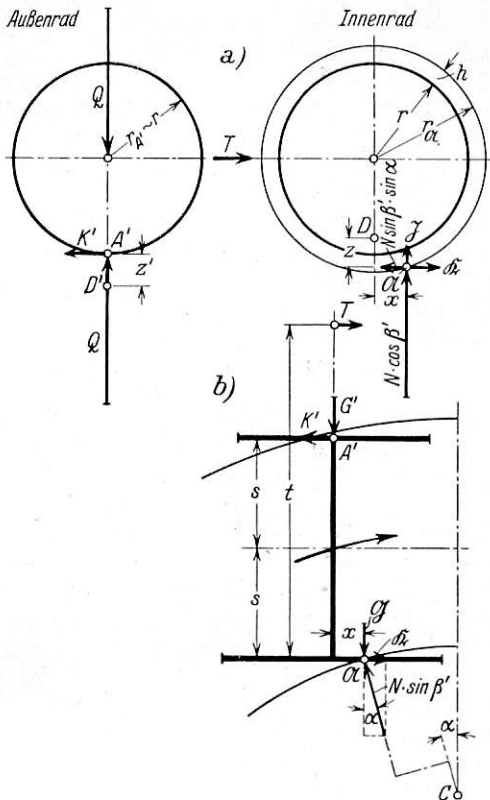


Abb. 7.

tatsächlich vorwärts zu bewegen auf dem Element eines Bogens vom Halbmesser R_0' . Da nun der Gleisbogen einen kleineren Halbmesser hat, vergrößert der Radsatz sein α (s. Abb. 6) und klettert mit der Hohlkehle seines Außenrades auf die Außenschiene auf. Er vergrößert dabei sein β , ohne abzurutschen, immer unter der Voraussetzung, daß das vorhandene T wohl ausreicht, den Radsatz vorzutreiben, aber das vorhandene Treib- und Wendemoment nicht so groß ist, daß es ein konstantes $\alpha = 0$ erzwingt. Infolge der Vergrößerung von β sinkt nach Gl. 19) der Rollbogenhalbmesser R' des Radsatzes; dieser beschreibt beim Aufsteigen auf die Außenschiene einen zunehmend schärferen Bogen. Damit sinkt die Zunahme von α . Bei einem gewissen α wird $\beta = \beta' = 2\varrho$ und der Rollbogenhalbmesser demgemäß $= R'$. Über dies $\beta = 2\varrho$ hinaus kann das Außenrad nicht aufsteigen. Bei ihm kommt der Radsatz ins Rutschen und geht nunmehr, wie oben ausgeführt, mit konstantem α gleitend durch den Gleisbogen, immer unter der Voraussetzung, daß das vorhandene Treib- und Wendemoment gerade die dazu erforderliche Größe hat, die in der oben angegebenen Beziehung zu R und α steht. Dies Moment muß je nach der Größe von R positiv oder negativ sein. Ist es kleiner als nach dieser Voraussetzung, so nimmt α unter Abrutschen des Radsatzes mit $\beta = \beta'$ weiter zu; ist es größer, so beginnt der Radsatz abzurutschen, bevor $\beta = \beta'$ geworden ist, also bei $\beta' < 2\varrho$, einem Rollhalbmesser $< R_0'$ und $> R'$ und bei kleinerem α .

**Statik der freien Achse,
b) bei Innenanlauf.**

Der freie Radsatz kann nun nicht nur außen, sondern auch innen anlaufen. Wir wollen jetzt die Gleichgewichtsbedingungen für eine innen anlaufende freie Achse aufstellen. Sie ist schematisch dargestellt mit den an ihr angreifenden Kräften in Abb. 7 und 8. t ist wieder bis zum anlaufenden Rad, also hier bis zum Innenrad, gerechnet. Die Komponenten- und Momentengleichungen lauten nach Abb. 7:

$$\begin{aligned} \mathfrak{R} - K' - N \cdot \sin \beta' \cdot \sin \alpha + T & \dots \dots \dots = 0, \\ N \cdot \sin \beta' \cdot \cos \alpha - \mathfrak{G} - \mathfrak{G}' & \dots \dots \dots = 0, \\ Q - N \cdot \cos \beta' - \mathfrak{Z} & \dots \dots \dots = 0, \\ T(r+h) - K' \cdot h - Q \cdot x & \dots \dots \dots = 0, \\ T \cdot t - G' \cdot x - K' \cdot 2s & \dots \dots \dots = 0. \end{aligned}$$

Weiter ist hier nach Abb. 9: $d = z' + z - h$, $z + z' = d + h$, also sehr groß! Für $\alpha > \alpha'$ erhalten wir wie oben: $\beta' \sim 2\varrho$, $N \sim Q$, $T \sim Q \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} 2\varrho$, $P = Q \cdot \sin 2\varrho$,

$$z' = \frac{(d+h) \cos 2\varrho + r \sin^2 \alpha \cdot \sin 2\varrho \cdot \operatorname{tg} 2\varrho}{1 + \cos 2\varrho} \dots 16e),$$

größer als bei Außenanlauf,

$$t = fr \left(1 + \frac{z'}{r^2} \cdot \frac{2s}{\sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta} \right) \dots \dots \dots 17c),$$

ebenfalls größer als bei Außenanlauf. Das Treib- und Wendemoment hat hier den Ausdruck $T(t - s)$. Negatives Wenden kommt nicht in Frage.

Für $\alpha = 0$ erhalten wir: $\beta_0' = \delta$, $N_0 = Q$, $P_0 \sim 0$, $Y_0 \sim 0$,

$$K_0' = f Q, T_0 = +f Q \cdot \frac{2s}{R_0' + s}, 23a), t_0 = +(R_0' + s) 24a),$$

$$T_0(t_0 - s) = f Q \cdot \frac{2s}{R_0' + s} \cdot R_0' \sim f Q \cdot 2s, \text{ abgesehen vom}$$

Vorzeichen gleich den Werten für Außenanlauf. R_0' ist hier kein Rollhalbmesser, hat keine physikalische, sondern lediglich geometrische Bedeutung als Abstand des Schnittpunkts der bei $\alpha = 0$ durch \mathfrak{U} und A' gelegten Geraden mit der Radsatzdrehachse von der Radsatzmitte, s. Abb. 8. Dies R_0' hat den gleichen Ausdruck wie der Rollhalbmesser R_0' bei Außenanlauf. Auch hier geht die u -Achse durch \mathfrak{U} ; es ist mithin

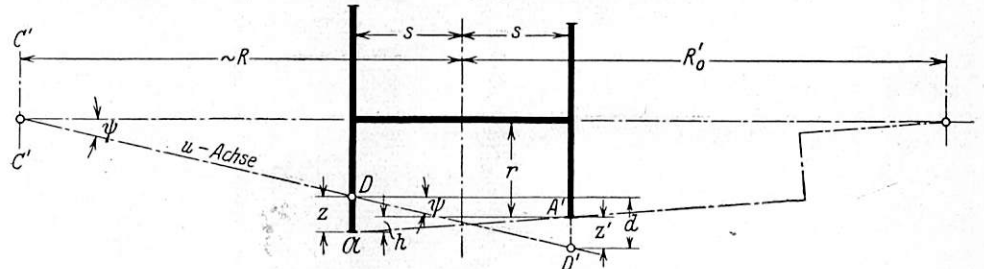


Abb. 8.

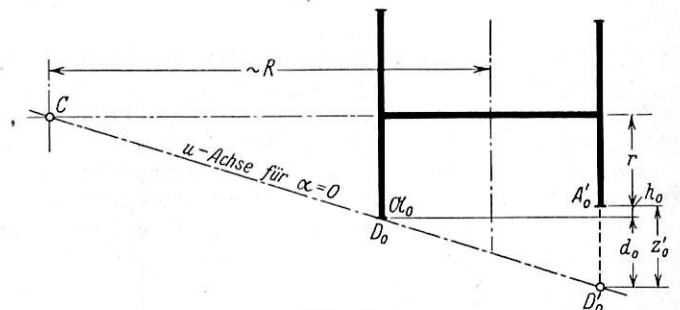


Abb. 8a.

$$\mathfrak{R}_0 = f Q \cdot \frac{R_0' - s}{R_0' + s}, \text{ wie beim Außenanlauf und } z'_0 \sim d + h_0, \text{ s. Abb. 8a.} \quad (\text{Schluß folgt.})$$

Geschweißter Führerhaus-Unterbau bei elektrischen Lokomotiven.

Von Ingenieur Helmholz, Eichwalde/Berlin.

Für die in den letzten Jahren von der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft bevorzugte Bauart der vierachsigen elektrischen Drehgestell-Lokomotiven ist eine planmäßige Ausnutzung der Werkstoffe die Voraussetzung dafür, daß die Raddrücke bei diesen hochleistungsfähigen Fahrzeugen noch in den zulässigen Grenzen bleiben, wie sie die technischen Vorschriften für derartige Schienenfahrzeuge vorschreiben.

Neben der Verwendung von Leichtmetall als Baustoff ist eines der zweckmäßigen Mittel hierfür das Schweißverfahren,

hiervon entfallen auf den Fahrzeugteil etwa 41 t und auf den elektrischen Teil etwa 38 t.

Für die bauliche Durchbildung ist vorweg noch zu erwähnen, daß sich die Bauart der hier in Frage stehenden Lokomotiven früheren Ausführungen anschließen mußte und daß daher die grundlegenden Konstruktionsarbeiten zeitlich schon länger zurückliegen. Bei der überaus schnellen Entwicklung, die insbesondere die Frage der Schweißung bis zum heutigen Tage durchlief, ergaben sich somit an der einen oder anderen Stelle des Bauwerkes Ausführungen, die man nach den neueren Forschungsergebnissen heute wohl in einer etwas anderen Form lösen würde.

Maßgebend war für den Aufbau des Führerhaus-Unterbaues und damit für die Anordnung der drei Längsträger die Forderung einer tiefen Drehzapfenlagerung sowie einer leichten Zugänglichkeit zu den unter dem Laufblech verlegten Rohrleitungen, Bremsapparaten, Steuerungsgestängen usw., sowohl für den Zusammenbau als auch für die Betriebswartung.

Neben den beiden äußeren Längsträgern — I-Eisen DIN Stahl 50 ist auch der mittlere Träger — ein breit- und parallelflanschiges I-Eisen DIN Stahl 22 — als gewalzter Profilträger verwendet. Diese Träger sind also nicht durch Schweißung aus einzelnen Teilen zusammengesetzt, da ein wirtschaftlicher Vergleich mit einer vorhergehenden Bauart — bei der diese Längsträger durch Schweißen hergestellt waren — mit Rücksicht auf Werkstatt und Konstruktionsforderungen dem gewalzten Profil den Vorzug gaben. Durch sachgemäßes Vorgehen in der Reihenfolge beim Zusammenschweißen der Einzelteile lassen sich hierbei die zusätzlichen Spannungen wohl beherrschen.

Die nach erfolgter Schweißung ermittelte Schrumpfung betrug zwischen den beiden mit 1640 mm verlegten Hauptträgern 4,5 mm, sie ergab für die Längsrichtung, bezogen auf die 11600 mm langen Träger 5 mm. Wie nicht anders zu erwarten, ist somit die Schrumpfung in der Querrichtung des Unterbaues verhältnismäßig erheblich größer als in der Längsrichtung. Der Arbeitsgang beginnt beim Schweißen mit dem mittleren Träger, schreitet von innen nach außen fort, zuletzt wird der erste und danach der zweite Hauptträger angesetzt. Dadurch wird den auftretenden Wärmespannungen Rechnung getragen (vergl. Abb. 1).

Für die zahlreichen Ausschnitte in den Trägern konnte von dem wirtschaftlich arbeitenden Brennschneiden kein Gebrauch gemacht werden, da die technischen Vorschriften der DRG., dieses Verfahren ohne nachträgliche Randbearbeitung zur Vermeidung von Rißbildungen vorläufig nicht zulassen; im vorliegenden Fall wurden die Ausschnitte daher gefräst.

Von den senkrechten Querverbindern laufen die höher beanspruchten, wie jene an den Drehzapfenlagerungen, ungeteilt von Hauptträger zu Hauptträger durch, an den Durchdringungsstellen sind Querbleche und Gurtung des Mittelträgers zu diesem Zwecke geschlitzt. Bei geteilten Verbindern, wie bei den Transformatorträgern, sind die Schenkel der U-Eisen durch besondere Laschen verbunden, deren obere durch den geschlitzten Steg des Mittelträgers laufen. Ausschnitte der Untergurte an den Hauptträgern für freies Spiel der inneren Radsätze fanden ihren Ausgleich durch Zuglaschen, die auf der Innenseite des nicht geschwächten Schenkels aufgeschweißt sind.

Führerstand und Umlaufblech konnten wegen der er-

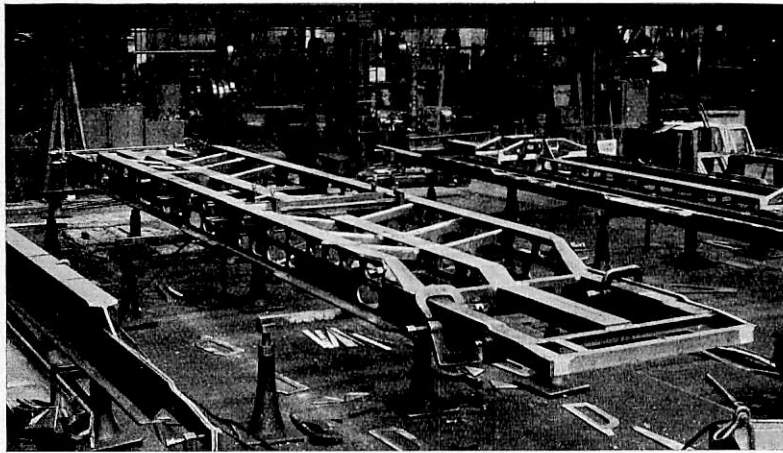


Abb. 1.

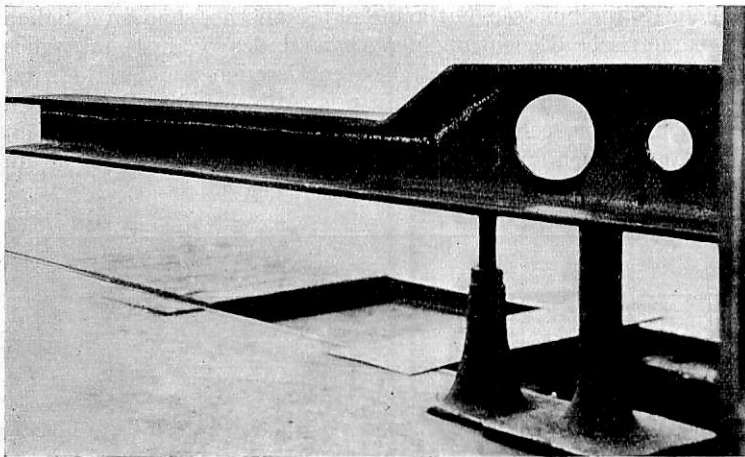


Abb. 2.

von dem bei den vorerwähnten elektrischen Lokomotiven z. Z. weitgehend Gebrauch gemacht wird.

Für den Fahrzeugpark der Gebirgsstrecke Freilassing-Berchtesgaden bestimmt, wurde die Bearbeitung dieser B₀-B₀-Lokomotiven gemeinsam mit der DRG. Gruppenverwaltung Bayern durchgeführt, deren Mitarbeit besonders auch bei der Durchbildung der geschweißten Führerhaus-Unterbauten, die hier einer näheren Betrachtung unterzogen werden sollen, zu erwähnen ist.

Entwurf und Ausführung der Fahrzeugteile erfolgte durch die Berliner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft vormals L. Schwartzkopff, während die elektrische Ausrüstung von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft beigestellt wurde.

Bauliche Ausbildung.

Bei einer Gesamtlänge von 13520 mm über Puffer gemessen beträgt das Betriebsgewicht der Lokomotiven ~ 79 t,

forderlichen Trägerhöhen nicht gleichflurig mit dem Maschinenraum gelegt werden, die Trägerenden wurden daher heruntergezogen, wie Abb. 1 und 2 wiedergeben. Letztere Abbildung zeigt außerdem die Herstellungsweise: aus dem Trägersteg ist ein Stück derart herausgebrannt, daß am oberen Gurt noch eine Steghöhe von 25 mm verbleibt, die nach erfolgtem Aufwärtsbiegen an der ersten Knickstelle und Abwärtsbiegen an der zweiten Stelle eine gut zugängliche Verschweißung mit dem unteren Steg zuläßt. Die dunklen kreisförmigen Stellen am Knick und am Ende der Schweißnaht zeigen noch die Bohrungen, die neben der örtlichen Erwärmung der Knickstellen die Verformung des oberen Gurtes ohne Schwierigkeiten zulassen.

Abb. 3 gibt eine gute Übersicht über die bauliche Durchbildung des Führerhaus-Unterbaues von der Unterseite; Lauf- und Abdeckbleche sind hier noch nicht aufgebracht. Deutlich zu erkennen sind die I-förmigen verstärkten Querverbinder durch die aufgeschweißten Laschen, die bei geringer Gewichtsvermehrung eine erheblich gesteigerte Widerstandsfähigkeit bieten und dabei dem Bauwerk eine ruhige, harmonische Linienführung geben. Gegenüber der Nietung mit der althergebrachten Winkelverstärkung, den zahlreichen Nietlöchern und der erforderlichen Anpaßarbeit zeigen sich auch an dieser Stelle die weitgehenden Vorteile der Schweißung. Die in einzelnen Tafeln aufgeschweißten Riffelbleche von $3\frac{1}{2} \times 5$ mm zeigten sich für Umlauf und Abdeckung infolge ihrer versteifenden Riffelung wenig empfindlich gegen Verwerfungen und brachten außerdem auch noch eine erhebliche Gewichtseinsparung.

Das Gewicht des Führerhaus-Unterbaues mit einer Länge

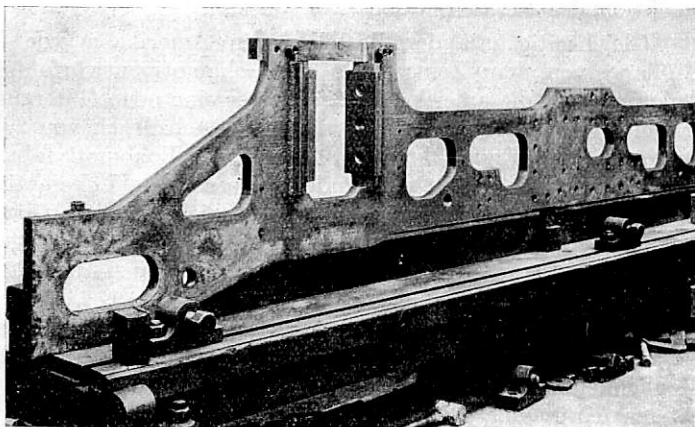


Abb. 4.

von 11620 mm und einer Breite von 3100 mm beträgt etwa 5800 kg, für den vollständigen Oberkasten einschließlich der elektrischen Ausrüstung stellt es sich betriebsfertig auf 38000 kg.

Schweißverfahren.

Die Schweißung wurde als Lichtbogenschweißung nach den Vorschriften für geschweißte Stahlbauten DIN 4100 durchgeführt; verwendet wurde der bekannte Siemens-Gleichstrom-Lichtbogen-Schweißumformer Type L.S.G. 200/3000, angeschlossen an das 440 Volt Gleichstromnetz der Werkanlage. Für Gang und Reihenfolge der Schweißung am Werkstück war vorher ein genauer Plan aufgestellt, weiter waren Lage der Schweißnähte, ihre Art und Abmessungen in den Werkzeichnungen unter Beachtung der Sinnbilder nach DIN 4100 angegeben. — Als Schweißgut wurden blanke, nicht ummantelte Elektroden — Edelschweißdraht Marke

Böhler BW. — verwendet, ein leicht fließender Stab hoher Dehnung und Festigkeit, der wenig Neigung zum Spritzen zeigt. Es wurden für den Führerhaus-Unterbau etwa 280 m Schweißnähte gezogen mit einer mittleren Höhe a von 8 mm. Überkopfschweißungen wurden vermieden, lotrechte Nähte nur dort, wo erforderlich, ausgeführt. — Sonst wurde allgemein waagrecht geschweißt zur Erzielung einer ruhigen gleichmäßigen Raupe; auf die gerade gezogene Herznaht mit gutem Wurzeleinbrand wurde hierbei mit einmaligem Ziehen die Füllnaht aufgetragen. Daß alle Schweißstellen gut entzündet und

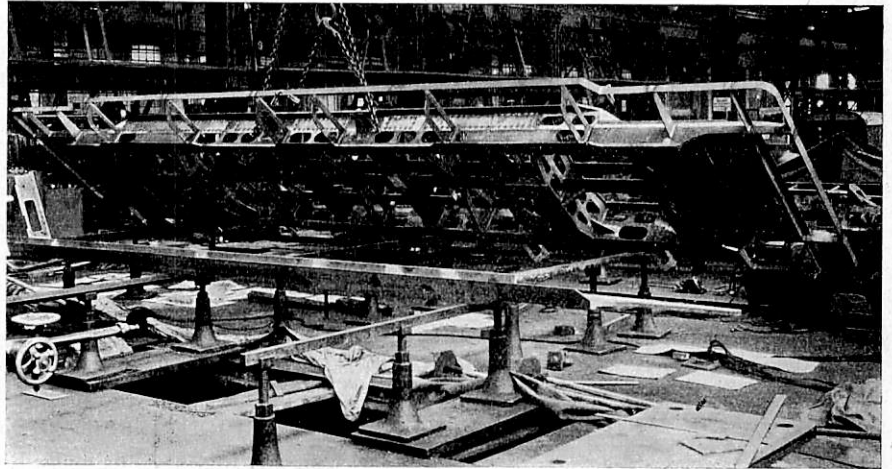


Abb. 3.

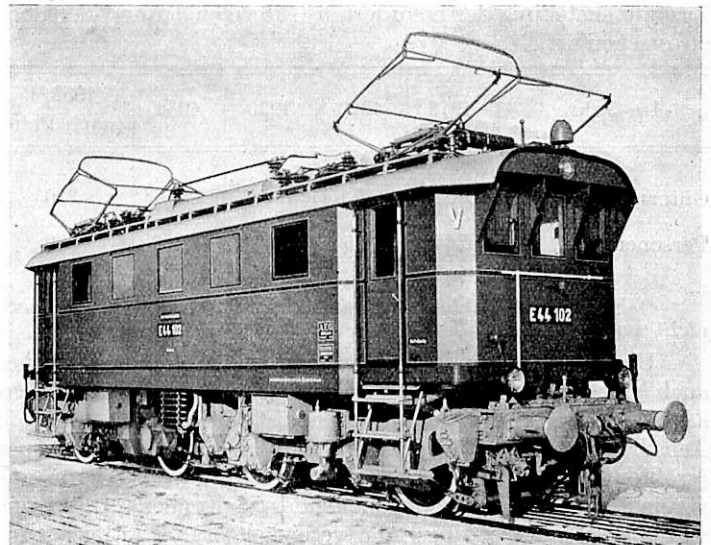


Abb. 5.

durch die Schleifscheibe metallisch blank vorgearbeitet wurden, lassen die verschiedenen Abbildungen erkennen.

Für die statische Berechnung der Nähte sind nicht die Beanspruchungen im Betriebszustand zugrunde gelegt, sondern die beim Anheben des vollständigen Führerhauses auftretenden, da hierbei wegen der großen freitragenden Länge die Betriebsspannungen um das Vierfache überschritten werden. Die höchste auftretende Beanspruchung einer Schweißnaht wurde hierbei an der Verstärkungslasche in der Zugzone des Hauptträgers mit 67% der zulässigen Werkstoffspannung ermittelt — sie erscheint ohne weiteres zulässig, da nur die drei Hauptträger für die Berechnung angesetzt wurden, ohne Berücksichtigung der versteifenden Hauswände, und da weiter Ermüdungserscheinungen für die kurze Zeit des Ab- und Aufsetzens bei Aufbau oder Abbau nicht in Frage kommen. Die übrigen Schweißnähte sind erheblich geringer beansprucht,

ihre Werte liegen zwischen 17 bis 32% der zulässigen Werkstoffspannung; der angestrebte Ausgleich dieser verschiedenen stark wechselnden Spannungswerte wird aber für den Betriebszustand bei der Drehzapfenlagerung wieder erreicht.

Neben dem Führerhaus-Unterbau sind auch an den Drehgestellrahmen — aus 50 mm starken Stahlblechen bestehend — die Querversteifungen für die abnehmbaren Pufferbohlen sowie auch die Kuppelkästen an den inneren Drehgestellenden geschweißt. Statt der unwirtschaftlichen bisherigen Befestigung der Achslagergleitbacken durch Paßschrauben mit den weitgehenden Anpaßarbeiten, dem Bohren und Aufreiben der Paßlöcher, dem Anfertigen und Einbringen der Paßschrauben usw. — zeigt Abb. 4 die einfache Befestigung der Gleitbacken, die den Barrenrahmen U-förmig umfassen und auf beiden Seiten verschweißt sind. Ausführung und Anbringen der Gleitschuhe bleibt in der gleichen Weise bestehen wie bisher.

Abb. 5 bringt die Gesamtansicht der Lokomotive. Wie zu erkennen ist, sind die Stahlbleche für den Kastenaufbau nicht geschweißt, sondern genietet, da eine weitergehende Gewichtserleichterung ohne gleichzeitige Verwendung von Sonderprofilen für das Kastengerippe nicht erwartet werden kann und auch nicht angestrebt wurde, da ja — wie bereits erwähnt — das Dienstgewicht der Lokomotive schon um 1 t unter dem zulässigen Höchstgewicht von 80 t blieb.

Besondere Prüfverfahren der Schweißnähte am fertigen Stück, um etwaige Fehler wie Risse, Lunker, Schlackeneinschlüsse, Einbrandfehler usw. durch Röntgenprüfung, mikroskopische Untersuchung oder auch Anfräsung einzelner Nahtstellen festzustellen, wurden nicht durchgeführt. Dagegen wurden die Schweißer dauernd überwacht und ihre Handfertigkeit und Eignung durch Anfertigung von Kreuzproben und deren Spannungsermittlung nachgeprüft, wie sie die DIN 4100 § 7 vorschreiben. Die hierbei erreichten Bruchspannungen der Proben betragen im Mittel 32 bis 34 kg/cm² und lagen damit über den vorgeschriebenen Mindestspannungen von 25 kg/cm². Durch diese Prüfungsergebnisse lassen sich natürlich nur allgemeine Rückschlüsse auf die Güte des fertigen Arbeitsstückes ziehen wie auch weiter durch die eingehende Besichtigung der Schweißnähte wohl Annahmen, nicht aber sichere Aufschlüsse über die innere Beschaffenheit der Nähte gezogen werden können.

Auch wenn hier in absehbarer Zeit durch ein allgemein anerkanntes Prüfverfahren ein Wandel eintreten sollte, bleibt Güte und Leistung der Arbeit stets abhängig von dem ruhigen, gesetzten und erfahrenen Schweißer, den durch scharfe Auslese zu ermitteln auch im vorliegenden Fall die Voraussetzung war für das gute Gelingen dieser geschweißten Bauteile für elektrische Lokomotiven.

Neuzeitliche Lokomotivtypen in Sowjet-Rußland.

Von Dr. Ing. W. Lubimoff, Berlin.

Der Eisenbahnverkehr in der U.d.S.S.R. zeigt in den letzten Jahren ein starkes Anwachsen, wie aus folgender Zusammenstellung der beförderten Gütermengen und Personen zu ersehen ist.

Im Jahre	1913	1929	1930	1931	1932 ¹⁾ (nach Plan)
Güter Mill. t . . .	132	187,6	238,7	257,7	320
Personen Mill. . .	244	365	557	721,5	890

¹⁾ Endgültige Zahlen für das Jahr 1932 liegen z. Zt. noch nicht vor.

Um den wachsenden Anforderungen zu genügen, werden auch stärkere Lokomotivtypen mit erhöhtem Achsdruck geschaffen. Der vorhandene Oberbau ist jedoch für ganz große Achsdrücke nicht stark genug, wegen zu schwacher Schienen (größtenteils 33,5 kg/m und darunter, teilweise 38,5 kg/m und vereinzelt 43,6 kg/m), ungenügender Schwellenanzahl, und wegen der Sandbettung; nur vereinzelt ist Schotterbettung vorhanden. Bei diesem Oberbau geht die russische Eisenbahnverwaltung nur bis zu 20 t-Achsdruck; bei den Schienen mit 38,5 kg/m, 1800 Schwellen je Kilometer und Sandbettung erscheint nach Meinung sowjetrussischer Fachleute ein Achsdruck von 23 t für Güterzuglokomotiven zulässig.

Zunächst hat man sich mit der Verstärkung der Güterzuglokomotiven befaßt. Die vorhandenen stärksten Typen E und 1 E mit einem Achsdruck von rund 16 t bis 17 t*) haben sich als zu schwach für den anwachsenden Güterverkehr erwiesen, und man suchte stärkere Bauarten. Eine kleine Verstärkung der E-Lokomotive hat die Lage nicht geändert. Im ersten Halbjahr 1930 ging eine russische Studienkommission nach Amerika, wo sie zehn Lokomotiven mit einem Achsdruck von 23 t bestellte: fünf Stück 1 E 1 Gattung TB bei Baldwin und fünf Stück 1 E 2 Gattung TA bei Alco**). Näheres über

diese Lokomotiven wird unten berichtet. Im Oktober 1931 trafen diese amerikanischen Lokomotiven in teilweise zerlegtem Zustande in Leningrad ein, wurden dort zusammengebaut und kalt nach Südrußland (Ekaterinenbahn) abbefördert; nur zwei Lokomotiven, von jeder Gattung eine, blieben zu Versuchen durch das „Wissenschaftliche Institut für Rekonstruktion des Verkehrswesens“ in Moskau.

Gleichzeitig mit der Bestellung in Amerika wurde in Rußland von dem Zentralbüro für Lokomotiventwürfe mit Anlehnung an die amerikanischen Muster eine neue Güterzuglokomotive 1 E 1 Gattung FD mit einem Achsdruck von 20 t entworfen und Ende Oktober 1931 von der Lokomotivfabrik in Lugansk mit Hilfe von anderen russischen Lokomotivfabriken gebaut. Während des ersten Betriebsjahres hat diese Lokomotive 38000 km zurückgelegt, sie soll nach einigen Verbesserungen in größerer Anzahl gebaut werden. Außerdem hat man inzwischen eine Zwillinglokomotive 1 G 2 (sieben gekuppelte Achsen) mit 20 t-Achsdruck konstruiert*); diese Lokomotive wird versuchsweise gebaut werden, um alle Möglichkeiten für die Zukunft nach der Einführung der selbsttätigen Kupplung auszuprobieren. Ebenfalls versuchsweise wurde eine 2 D 1 + 1 D 2 Garrat-Lokomotive mit 19 t-Achsdruck in England bestellt**).

Das Anwachsen des Personenverkehrs zwang indes auch eine stärkere Personenzuglokomotive zu entwerfen. Die während des Krieges und nach dem Kriege entstandenen Typen — eine 2 C 1-Vierlingslokomotive Gattung L und eine 2 D-Drillingslokomotive Gattung M — haben sich nicht bewährt. Die Gattung L war bei schwacher Überhitzung nicht sparsam genug***). Die Neigung des inneren Zylinders und dessen Steuerung waren die Hauptursachen der schlechten Betriebseigenschaften der Lokomotive M, so daß der Vorschlag auftauchte, die Lokomotive M in eine Zwillinglokomotive zu verwandeln, dabei die Kesselbauart zu verbessern und den Dampfdruck zu erhöhen.

*) The Locomotive, 15. 9. 1932, S. 334 und Z. VDI 1932, S. 970.

***) The Locomotive, 14. 1. 1933, S. 4.

***) Z. VDI 1929, S. 339.

*) Meineke: Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1922, S. 329 und Tafeln 51 bis 54. — Lomonosoff: Lokomotivversuche in Rußland. Berlin 1926, VDI-Verlag, Abb. 28, 29.

***) The Locomotive, 15. 4. 1932, S. 115 und 14. 5. 1932, S. 155.

Als eine vorzügliche Type hat sich dagegen eine Zwillingslokomotive 1 C 1 mit 18 t-Achsdruck Gattung C γ gezeigt, die im Jahre 1924 gebaut wurde*). Für den Personenverkehr der letzten Jahre ist sie jedoch bereits zu schwach geworden. Deshalb wurde eine 1 D 2-Zwillingslokomotive mit 20 t-Achsdruck Gattung JS entworfen und Ende Oktober 1932 von der Kolonnaer Lokomotivfabrik (nahe Moskau) gebaut. Diese Lokomotive wurde genau wie die Güterzuglokomotive FD mit Anlehnung an die amerikanischen Bauarten entworfen; der Kessel und die Zylinder der Lokomotiven FD und JS sind austauschbar; von weiteren Einzelheiten wird unten berichtet.

Die Hauptabmessungen aller obenerwähnten Dampflokomotiven sind aus folgender Zusammenstellung ersichtlich.

Gattung	—	—	TA	TB	FD	—	—	L	M	C γ	IS
Achsanordnung	E	1 E	1 E 2	1 E 1	1 E 1	1 G 2	2 D 1 + 1 D 2	2 C 1	2 D	1 C 1	1 D 2
Zylinderzahl	2	2	2	2	2	2	4	4	3	2	2
Zylinderdurchmesser . . .	650	635	700	700	670	735	570	460	540	575	670
Kolbenhub	700	711	760	760	770	812	740	650	700	700	770
Treibraddurchmesser . . .	1320	1320	1520	1520	1500	1550	1500	1840	1720	1850	1850
Kesseldruck	12	12,7	17	14	15	16	15	12	13	13	15
Rostfläche	4,46	5,98	8,0	7,34	7,04	10	8	4,65	6,0	4,73	7,04
Heizfläche (wasserbertührt)	195	240,2	380,9	340	295	445	331	271,3	260	196,6	295
Überhitzerfläche	66	61,3	183,5	157	148	175	112	85,5	96	72,3	148
Reibungsgewicht	85,6	77,6	115	115	100,7	140	152	51,9	72,5	54	80,7
Dienstgewicht	85,6	88,0	168	153	134,4	189	259	96,7	99,5	84,5	133
Lfd. Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Die erste Gattung (Achsanordnung E) unterscheidet sich von den E-Lokomotiven, die in den Jahren 1921 bis 1924 in Deutschland und Schweden für Rußland gebaut wurden, hauptsächlich nur insofern, als sie einen Speisewasservorwärmer und einen vergrößerten Überhitzer besitzt. Der Dampfüberdruck wurde bei weiterer Verbesserung dieser Gattung auf 14 at gebracht. Die zweite Gattung wurde während des Krieges in Amerika gebaut.

Die Gattungen TA und TB (1 E 2 und 1 E 1) stellen echt amerikanische Bauarten dar. Die Feuerbüchse mit Verbrennungskammer ist aus Stahl; zwei in die Decke eingeschweißte Verdampfungskammern (Thermosyphons) und Wasserrohre tragen den Feuerschirm. Die Verdampfungskammern werden zusätzlich durch die Ankerbolzen gehalten. Alle Teile des Rostes sind aus Spezialstahl. Die hintere Rohrwand ist elektrisch eingeschweißt; die Rohre sind aufgewalzt, dann nach der Kesseldruckprobe mittels Sandstrahlgebläse gereinigt und an der Rohrwand angeschweißt. Alle Nähte des Stehkessels und der Feuerbüchse sind genietet, sodann zugeschweißt. Der Langkessel ist aus Siliziumstahl und besteht aus drei Schüssen; alle Längsnähte befinden sich in dem Dampfraum.

Es seien hier nur kurz einige Besonderheiten des Kessels und seiner Ausrüstung erwähnt:

Aschkasten nach dem Muster der Pennsylvania-Bahn.
Vorderteil der Rauchkammer mit der Tür nach dem System Okadee.

Isolation des Kessels mittels Magnesiumplatten.
Abschlamm- und Abschäumventil mit Betätigung während der Fahrt.

Rußausbläser für Heiz- und Rauchrohre mit Dampf- betätigung auch während der Fahrt.

Blasrohr mit Kleeblattquerschnitt (fünf Austritts-öffnungen).

*) Z. VDI 1929, S. 339.

Überhitzer Type E-Elesko in den Rauchrohren 82,5/89 mm (ein Überhitzerelement in je vier Rauchrohren).

Speisewasservorwärmer System Elesko (Lokomotive TA) bzw. Abdampfinjektor (Lokomotive TB); außerdem gewöhnliche Injektoren mit Kontrollvorrichtung.

Mehrfachventilregler.

Feuertür System Franklin mit Druckluft- bzw. Dampf- betätigung.

Wasserstandsanzeiger an der Vorderwand der Feuer- büchse, links normal, rechts an einem Stutzen System Nathan.

Wasserstandssignal auf die Dampfpeife wirkend (versuchs- weise auf einer Lokomotive).

Von Besonderheiten des Lokomotivgestells sind zu erwähnen:

Barrenrahmen aus Vandiumstahl; jede Rahmenwange be- steht aus dem Vorderteil 140 mm stark und dem an ihm angebolzten Hinterteil („Kredl“) 150 mm stark.

Vordere Bogenachse Bauart „Commonwealth“.

Achslager aus Stahlguß mit Rotgußschalen ohne Weiß- metallausguß; Schmierung mittels Starrfett und Halbstarfett.

Tragfederanordnung mit Dreipunktaufhängung.

Achswellen ohne Anlaufbunde, so daß die Radnaben anlaufen; deshalb ist reichliche Schmierung der Anlaufstellen notwendig.

Allseitig geschlossenes Führerhaus mit Schiebetüren auf Rollen.

Dampfheizung und elektrische Lokomotivbeleuchtung durch einen 2 kW-Turbogenerator.

Die Lokomotivmaschine sei durch folgende Angaben gekennzeichnet:

Dampfzylinder aus Stahlguß mit gußeisernen Laufbuchsen; zwei Zylindergußstücke bilden zusammen den Rauchkammer- sattel; das dichte Aufliegen der Rauchkammer wird mittels besonderer Schmiermasse erzielt.

Keine vordere Kolbenstangenführung.

Heusinger-Steuerung mit vergrößerter Einlaßdeckung*), um größere Schieberöffnungen zu erzielen; dabei ist die höchst- mögliche Füllung der Zylinder herabgesetzt: bei TA — bis 60,3% und bei TB — bis 68,8%. Für sicheres Anfahren dienen die Nachfüllöffnungen im Schieberspiegel. Die Steuerung ist mit Dampf- bzw. Druckluftbetätigung versehen worden.

Füllungsanzeiger „Pilot“, der die vorteilhafteste Füllung entsprechend der Geschwindigkeit angibt.

Kuppelachslager mit sogenannten „schwimmenden“ losen Büchsen, sogenannte: „floating bushing“.

*) Lubimoff: Über die Größe der Einlaßdeckung. Glasers Ann. 1. 7. 1933, S. 4.

Schmiervorrichtung für die Spurkränze der zwei vorderen Achsen während des Bogenlaufs.

Der Tender ruht auf zwei dreiaxigen Drehgestellen und wiegt mit vollen Vorräten 120 t: Eigengewicht 55 t, Wasservorrat 44 t, Brennstoffvorrat 21 t. Die zwei vorderen Achsen des Tenders sind mit Hilfsmaschine System Bethlehem für 6 t Zugkraft beim Anfahren ausgerüstet. Auf dem Tender befindet sich auch eine Stoker-Anlage mit einer Leistung von rund 3 t Kohle je Stunde. Bei dem Bau des Tenders hat man die elektrische Schweißung in weitem Umfange verwendet.

Nicht alle der amerikanischen Einzelheiten haben sich in den russischen Verhältnissen bewährt. Um die Notwendigkeit der Verbrennungskammer im Falle der Verwendung der russischen mageren Kohle und den Nutzen der Verdampfungskammern sollen genauere Versuche durchgeführt werden. Größere Schieberöffnungen bei vergrößerter Einlaßdeckung und kleinerer Höchstfüllung sind nach verbreiteter Meinung wünschenswert.

Bei der Schraubekupplung kann man jedoch die volle Zugkraft an der Reibungsgrenze bei Lokomotiven mit fünf gekuppelten Achsen von je 23 t-Achsdruck nicht ausnützen und deswegen wurde die neue Lokomotive 1 E 1 Gattung FD mit einem Achsdruck von rund 20 t gebaut. Bei dieser Gattung findet man viele amerikanische Einzelheiten, jedoch nach den russischen Herstellungs- und Betriebsverhältnissen abgeändert.

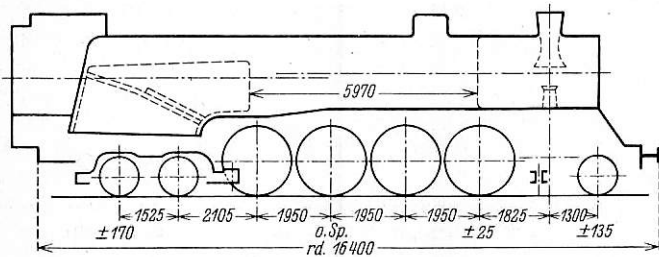


Abb. 1.

Bemerkenswert ist der Entwurf der Lokomotive 1 G 2. Bei einem Reibungsgewicht von 140 t beträgt die Zugkraft am Radumfang rund 27 t und setzt die Verwendung der selbsttätigen Kupplung voraus. Nach der Verstärkung des vorhandenen Oberbaues kann die gleiche Zugkraft von einer Lokomotive bei sechs gekuppelten Achsen mit 23 t-Achsdruck erzielt werden und bei künftigen neuen Oberbau mit Schienen von 45 kg/m plant man, zu einer Lokomotive mit fünf gekuppelten Achsen von 27 t-Achsdruck überzugehen.

Die neueste Personenzuglokomotive 1 D 2 Gattung JS (Abb. 1) hat viel mit der obenerwähnten Gattung FD gemein. Beide Gattungen haben denselben Kessel und dieselben Zylinder. Die eiserne Feuerbüchse amerikanischer Art mit einer Verbrennungskammer (Mantel, Rückwand und Verbrennungskammer mit einer Wandstärke von 10 mm, Vorderwand 13 mm, Rohrwand 14 mm) hat eine wasserberührte Heizfläche von 31 m² und ist rund 3,2 + 1,2 = 4,4 m lang; einige Nähte sind als Schweißnähte ausgeführt und viele genietete Nähte wurden nach dem Stemmen nachträglich zugeschweißt. Die Rostfläche von 3,2 · 2,2 = 7,04 m² wird mittels eines Stokers eigener Konstruktion ähnlich der Type Standard BK beschickt; der Rost besteht aus 32 gußeisernen 15 mm starken Platten: 28 Schüttel-, 2 Kipp- und 2 unbeweglichen Platten. Die freie Luftdurchgangsfläche besteht aus Schlitzfen 60 mm lang und 8 mm (unten 12 mm) breit; sie beträgt $\sim \frac{1}{6}$ der Gesamtrostfläche. Die Rückwand und die Seitenwände des Stehkessels sind 13 mm stark, dagegen die Decke 15 mm und die Vorderwand 21,5 mm. Aus den 1812 Stehbolzen sind 886 beweglich (alle Stehbolzen in der Verbrennungskammer, sehr viele an der Vorderwand und rund ein Drittel

der Stehbolzen an den Seitenwänden und an der Rückwand sind beweglich). Vier Wasserrohre 80/89 mm tragen den Feuerschirm in der Feuerbüchse. Der Langkessel hat vier Schüsse mit folgenden inneren Durchmessern und Blechstärken (von vorne nach hinten): 1837 19, 1875 19,5, einseitig konisch 1914/2040 21, 2082 21,5 mm. Die Länge zwischen den Rohrwänden beträgt 5970 mm. Das Rohrbündel besteht hauptsächlich aus Rauchrohren von 82,5/89 mm (130 Stück in 14 senkrechten Reihen); um dieselben herum liegen 44 Heizrohre 51/57 mm (16 links, 16 rechts, 6 oben, 6 unten). In jedem Rauchrohr befinden sich zwei Überhitzerrohre 24/30 mm nach der E-Type Elesko. Die 33 Elemente schließen sich an den gußeisernen Überhitzersammelkasten an; zwischen den Naß- und Heißdampfkammern sind Lufträume vorgesehen. Aus den Heißdampfkammern gelangt der Dampf in den Regler mit fünf Ventilen (4 mit $d = 102$ mm und 1 von 50 mm).

Die Rauchkammer mit einem inneren Durchmesser von 1875 mm ist 3173 mm lang; der Abstand der Achse des Schornsteins und des Blasrohrs von der vorderen Rohrwand beträgt 1863 mm. Das Blasrohr sitzt rund 340 mm unter der Langkesselmitte und hat oben eine Kleeblattform mit sechs Austrittsöffnungen (Abb. 2). Der obere Teil des Blasrohrs wird in drei Größen für verschiedene Betriebsverhältnisse hergestellt, und zwar mit den Durchgangsflächen 261, 242 und 227 cm²; diese Flächen sind den Kreisflächen mit Durchmessern 182, 176 und 170 mm gleich.

Der Ständer des Blasrohrs ist oben rund und unten viereckig; unten hat er eine innere Schneidwand, die den Auspuffstrom auf einer Länge von 200 mm durchschneidet.

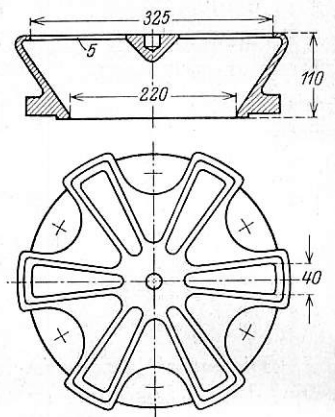


Abb. 2.

Der Schornstein ist dreiteilig und hat eine Gesamtlänge von 1470 mm, davon 805 mm innerhalb der Rauchkammer. Der untere Durchmesser des Schornsteins beträgt 900 mm, von da aus verringert er sich auf einer Länge von 605 mm allmählich auf den kleinsten Durchmesser von 500 mm und dann folgt der konische Teil des Schornsteins mit einer Konizität 1:6. Der Hilfsbläser besonderer Bauart steht schräg zu der Achse des Schornsteins. Der Funkenfänger ist dem amerikanischen Wirbelfunkenfänger ähnlich*).

Viele Teile der Feinausrüstung werden aus Stahl statt aus Nichteisenmetallen hergestellt. Für die in Dampf arbeitenden Ventilspeindeln wird nichtrostender Stahl verwendet. Anstatt Linsen dienen Rohrverbindungen mit Kegeltgewinde; ebenso erhalten die dampfdichten Stiftschrauben ein Kegeltgewinde an den Sitzenden. Einige Flanschen sind unmittelbar an dem Kessel angeschweißt. Für die Speisung dienen Strahlpumpen System Friedmann RS 11 und Nathan. Für die Schmierung dient eine Nathansche Schmierpresse. Der Dampfentnahmestutzen einfacher Form aus Stahl befindet sich am Kessel außerhalb des Führerhauses und hat zehn Eckventile mit Kugelgelenken in den Betätigungsstangen. Die Handräder aus Gußeisen sind nach amerikanischem Muster geschlitzet. Die Kesselablaßhähne System „Everlasting“ können auch während der Fahrt betätigt werden. Für die Pfeife ist eine Druckluftbetätigung vorgesehen. Die Sicherheitsventile sind auf 15, 15 $\frac{1}{8}$ und 15 $\frac{1}{4}$ kg/cm² eingestellt.

Der Barrenrahmen ist 125 mm stark und wird aus zwei Blechen 1800 · 11500 · 140 mm ausgearbeitet. Am Vorderende gegenüber dem Lauftragsatz ist der Barrenrahmen 70 mm

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 167.

stark. Das Hinterteil aus 57 mm Blechen rund 4 m lang wird in den Barrenrahmen eingelassen und an ihm angebolzt.

Vorne hat die Lokomotive ein Krauß-Helmholtz-Drehgestell und hinten ein sogenanntes zweiachsiges Bissel-Drehgestell mit einem Drehzapfen zwischen der letzten Kuppelachse und der vorderen Drehgestellachse und mit einer Dreieckpendel-Rückstellvorrichtung am hinteren Ende. Der Ausschlag der hinteren Drehgestellachse beträgt ± 170 mm; das vordere Drehgestell gestattet die Ausschläge ± 15 mm an der vorderen Kuppelachse und ± 135 mm an der Laufachse. Der Rahmen des hinteren Drehgestells ist aus Stahlguß als Außenrahmen ausgebildet und stimmt mit der Bauart der Lokomotive TA überein; das Drehgestell hat dementsprechend Außenlager. Alle Achslager sind nach amerikanischem Muster entworfen.

Die Federn mit oberer Aufhängung sind durch Ausgleichhebel so miteinander verbunden, daß die Lokomotive in drei Punkten gestützt ist. Die Federn der gekuppelten Achsen aus 14 Blätter mit dem Querschnitt $13 \cdot 100$ mm sind 1200 mm lang.

Die Zylinder aus Stahl wurden nach dem System der Lima-Werke ausgeführt*); sie sind in der Mittelebene der Lokomotive miteinander verbunden und bilden oben den Rauchkammersattel. Die Zylinder haben eingezogene gußeiserne Büchsen 20 mm stark mit einem 1 mm Absatz in der Mitte, um ihr Einpressen zu erleichtern; für einen Einpreßdruck von 35 bis 45 t ist ein Übermaß von 0,17 mm notwendig. Die Schieberbüchsen werden mit einem Druck von 10 bis 12 t eingepreßt bei einem Übermaß von 0,09 mm. Die waagerechte Zylinderachse liegt 50 mm höher als die Mittellinie der Kuppelradsätze. Das Gewicht der beiden zusammengeschaubten Zylinder mit Büchsen beträgt in fertigem Zustand 6480 kg.

Die Kolbenstange ist aus Nickelstahl und innen ausgebohrt; ihr Durchmesser beträgt 120/55 mm. Die dreifache Gleitbahn und der Kreuzkopf wurden nach dem Muster der Pennsylvania Railway ausgeführt**). Der Kolbenschieber hat einen Durchmesser von 330 mm. Die Kolbenstange sowie die Stange des Kolbenschiebers haben keine vorderen Führungen. Um die Dampfdrosselung beim Eintritt zu verringern und den Austritt zu erleichtern, besonders bei kleinen Füllungen, hat man die Einlaßdeckung $e = 60$ mm und Kanalweite $a = 80$ mm gemacht; das lineare Voreilen $v = 5$ mm und die Auslaßdeckung $i = +3$ mm. Die größte Füllung beträgt dabei 0,6. Für die Erleichterung des Anfahrens dienen Hilfskanäle $4 \cdot 40$ mm. Der Kreuzkopf hat keinen besonderen Lenkeransatz; die Verlängerung des Kreuzkopfbolzens dient als Zapfen für die Lenkerstange. Die Länge des Voreilhebels beträgt $150 + 742 = 892$ mm. Die Bolzen in den Teilen des Steuermechanismus haben überall kegelige Sitze.

Die Schwinge ist sehr solide und wird von der Schmierpresse geschmiert. Die Schwingenstange hat hinten eine Rotgußbüchse, ihre Länge kann nicht verstellt werden. Das Steuerungsrad befindet sich in dem Führerhaus, dagegen ist der Steuerungsbock mit Steuerschraube außerhalb des Führerhauses untergebracht. Die Zylinderablaßventile werden mittels Druckluft betätigt.

Die Treibstange 3850 mm lang ist aus Nickelstahl; ihr großer Kopf, sowie einige Köpfe der Kuppelstangen sind mit losen drehbaren Rotgußbüchsen, sog. „floating bushing“ versehen***). Zuerst wird eine Stahlbüchse 15 mm stark unter einem Druck von 8 bis 10 at in den Kopf eingepreßt; zwischen dieser Stahlbüchse und dem Zapfen befindet sich die lose 25 mm starke Büchse aus Sonderrotguß, welche ein Spiel von je 0,5 mm von außen und von innen, d. h. gegen die

Stahlbüchse und gegen den Zapfen, hat. Die Stahlbüchse ist innen poliert und die Rotgußbüchse innen und außen prägepoliert. In dem Kopfe befindet sich ein rund herum reichender Ringkanal; das Schmiermittel wird aus diesem Kanal mittels Röhren mit Dichten zu dem äußeren Umfang der Rotgußbüchse geführt und von dort durch 72 in Schachform angeordneten Bohrungen mit $d = 6$ mm zu dem Zapfen. Als Schmiermittel wird hier Starrfett verwendet.

Die größte Kolbenkraft beträgt etwa 53 t. Die Gegengewichte ergeben bei Fahrt mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h freie Fliehkräfte von nicht über 2300 kg.

Das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt etwa 133 t, davon entfallen auf die Kuppelachsen $\sim 80,6$ t, auf das vordere Drehgestell $\sim 15,4$ t und auf das hintere Drehgestell ~ 37 t. Das Gewicht des Kessels ohne Überhitzer, Bekleidung, Ausrüstung und Dampfröhrlösungen beträgt $\sim 29,5$ t; der Rahmen wiegt $\sim 24,2$ t, Radsätze und Federn $\sim 29,2$ t.

Der vierachsige Tender mit Vorräten 32 t an Wasser und 14 t an Kohle wiegt 80 t; davon entfallen 2 t auf die Stokeranlage. Seine Gesamtlänge mit Puffern beträgt ~ 10 m. Die Wassereinläufe befinden sich 3,5 m über Schienenoberkante; in Falle der Ausrüstung der Lokomotive mit einer Wasservorwärmer-Anlage könnte die letztere bei größerer Höhe der Wassereinläufe überflutet werden. Der Wasserkasten und der Tenderrahmen stellen geschweißte Konstruktionen dar und werden so zusammengesweißt, daß der Rahmen den Boden des Wasserkastens bildet. Ferner wird der Wasserkasten mit dem Tenderhaus und den Werkzeugkästen durch Schweißung verbunden. An den Rahmen wird hinten auch der Pufferträger (Gewicht 1,2 t) angeschweißt. Die ganze geschweißte Konstruktion wiegt dann 15 t. Vorne befindet sich der Pufferträger amerikanischer Bauart. Der Tender hat zwei Bremszylinder mit $d = 12''$, der größte Bremsklotzdruck beträgt 27580 kg; ferner hat er zwei Steuerventile: Bauart Westinghouse und Bauart Kasanzew. Die Bremsklötze sind 390 mm lang und werden an den Tenderwheels unsymmetrisch aufgehängt: 220 mm vor dem Aufhängungspunkt und 170 mm nach demselben, gesehen in der Drehrichtung. Dies entspricht der Kräftezerlegung*) und wird durch die Beobachtungen des verschiedenen Verschleißes der Klotzenden bei symmetrischer Aufhängung begründet.

Die beschriebene Lokomotive Gattung JS soll in einer Steigung von $9,2\text{‰}$ einen 800 t-Personenzug mit einer Geschwindigkeit von 35 bis 40 km/h und einen 700 t-Personenzug mit 50 km/h befördern. Nach dem Studium dieser Gattung will man daraus eine Lokomotive 2 D 2 entwickeln, die in derselben Steigung folgende Züge befördern soll:

Zuggewicht t	600	800	1000
Geschwindigkeit . . km/h	60	50	35—40

Für die Erprobung neuer Lokomotiven und wissenschaftliche Versuche mit ihnen wird eine Ringbahn mit einer Länge von 6 km in der Nähe der Eisenbahnstation Butowo Moskau-Kursker Eisenbahn gebaut. Dort soll auch die Lokomotive JS erprobt werden.

In bezug auf Diesellokomotiven und Elektrolokomotiven ist folgendes zu sagen.

Als Standardtype für den Güterverkehr soll eine Diesellokomotive 2 E₀ 1 mit elektrischer Übertragung dienen. Bei 18 t-Achsdruk beträgt das Dienstgewicht dieser Lokomotive 132 t. Diese Type stellt eine weitere Verbesserung der ersten Lomonossoffschen diesel-elektrischen Lokomotive dar**). Ferner wurde ein Entwurf einer Dieselgetriebelokomotive

*) Locomotive Cyclopedia 1930, Fig. 1240.
**) Locomotive Cyclopedia 1930, Fig. 1403, 1428.
***) Metzeltin Z. VDI 1929, S. 1087 und 1159, Abb. 26, 27.
— Locomotive Cyclopedia 1930, Fig. 1455, 1459, 1468, 1469.

*) Wiedemann: Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1928, S. 496.
— Meineke: Kurzes Lehrbuch des Dampflokotivbaues. Berlin: Julius Springer 1931, S. 207.
**) Lomonossoff: Diesellokomotiven. Berlin 1929, VDI-Verlag.

für Personenzüge ausgearbeitet. Zur Zeit werden alle vorhandenen Diesellokomotiven auf der Strecke Poltorazk—Krasnowodsk der Mittelasiatischen Eisenbahn verwendet, weil dort die Wasserbeschaffung besonders schwierig ist. Bei dieser Eisenbahn wurde auch ein wissenschaftlich-experimentelles Diesellokomotiven-Büro errichtet.

Die elektrische Zugförderung, abgesehen von den Vorortbahnen, wird jetzt zum ersten Male auf dem Suram-Paß zwischen den Eisenbahnstationen Sastafoni und Chaschuri (Richtung Batum—Baku) der Transkaukasischen Eisenbahnen eingeführt, wo Steigungen von 24‰ und Krümmungen mit einem Halbmesser von 145 m vorhanden sind. Die Länge

dieser Strecke beträgt rund 70 km. Als Stromsystem hat man Gleichstrom mit einer Spannung von 3000 Volt gewählt. Für den Suram-Paß wurden einige elektrische Lokomotiven in Amerika und Italien bestellt und außerdem hat man eine Lokomotive sowjetischer Konstruktion mit Anlehnung an die amerikanischen Lokomotiven entworfen und gebaut, und zwar eine Güterzuglokomotive $C_0 + C_0$ mit einem Raddurchmesser von 1220 mm*). Außer dem Suram-Paß sind die Elektrisierungsarbeiten auch auf einigen anderen Strecken im Gange. Zum Anfang 1933 hoffte man im ganzen 273 km Strecken für den elektrischen Betrieb vorzubereiten.

*) Z. VDI 1932, S. 907 und 1933, S. 134.

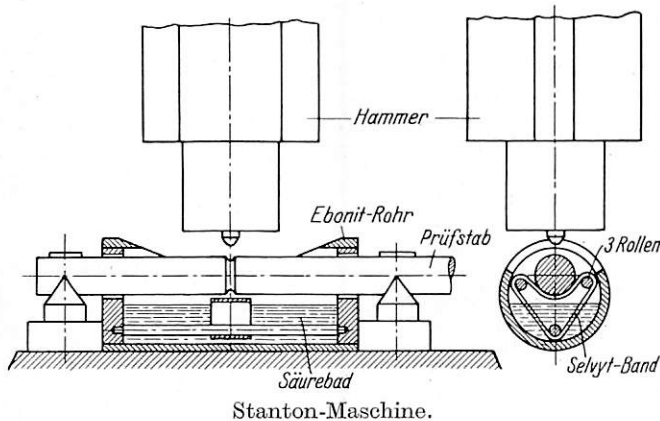
Rundschau.

Werkstätten; Stoffwesen.

Der Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit auf die Festigkeit der Baustoffe.

Über den Einfluß von Kerben und ungleichmäßiger Beschaffenheit der Randzone belasteter Körper auf die Festigkeit ihres Werkstoffs hat Professor F. C. Lea einen umfassenden Bericht im Engineering Nr. 3476/77, 1932, veröffentlicht.

Die bekannte Wirkung eines Ritzes in einer Staboberfläche auf Herabsetzung der Festigkeit, besonders der Biegsamkeit, wird zunächst an Körpern aus Glas durch Beispiele belegt. Die Bemerkung, daß die Wertminderung mit steigender Werkstoffsprödigkeit zunimmt, also plastisch verformbare Werkstoffe, wie Eisen, weniger ungünstig beeinflusst werden, als das spröde Glas, leitet zu allgemeiner Betrachtung der Kerbwirkung auf die Festigkeit über, wobei zwischen Kerben äußerer Gestalt, Unterbrechungen der stetigen Form der Oberfläche, und innerer Art, Gefügeungleichmäßigkeiten in der Randzone, unterschieden wird.



Stanton-Maschine.

Die Außenkerben wirken vermindernd mit zunehmender Kerbtiefe und Schärfe des Kerbgrundes. In der Praxis begegnen wir derartigen Kerben im Gewinde, in der Keilnut, in Querschnittsveränderungen, wie bei Kurbelwellen am Übergang von Wange zu Schaft u. a. Auch in jedem gelochten Stab liegt eine Querschnittsänderung vor, die bewirkt, daß die Spannung am Rand eines Loches senkrecht zur Krafrichtung etwa zum dreifachen Betrag des Mittelwertes ansteigt. In gehärteten Stäben ist die Spannungszunahme am Lochrand noch größer, weil Härte- und Spannungen noch hinzutreten. Rauhe Beschaffenheit der Oberfläche wirkt aus gleichartiger Ursache, kerbartiger Verletzung der Randfasern, festigkeitsmindernd. Lea hat Abnahme der Dauerfestigkeit in den Grenzen von 30% bis 70% derjenigen von Versuchskörpern mit glatter Oberfläche beobachtet. Als Ungleichmäßigkeiten der Außenzone sind auch Kaltreckstellen, die im Gebrauch entstehen und bei Stahldrahtseilen Bruchgefahr bedeuten, anzusehen. Auf örtlich begrenzte Kaltreckstellen ist der Bruch von Röhren, der an ihrer Einspannstelle entsteht, zurückzuführen.

Die Unstetigkeiten in der Randzone innerer Art bestehen letzten Endes in eingetretener Veränderung der chemischen Beschaffenheit, verursacht durch bewußte technische Maßnahmen

oder zufällige, mit den Betriebsverhältnissen verknüpfte Angriffe chemischer Art, vor allem des aus Luft, Öl oder Wasser ausgeschiedenen Sauerstoffs. Der vom Verfasser erwähnte Achsbruch aus dem englischen Eisenbahnbetrieb, verursacht durch die sich lange Zeit wiederholende Benetzung einer Umfangszone der Achse durch Wassertropfen, welche einer undichten Leitung entfielen und starke Rostbildung hervorriefen, ist auch in Deutschland aufmerksam verfolgt und die gleiche Erscheinung in Ursache und Wirkung laboratoriumsmäßig bestätigt worden. Lea behandelt weiter die Angriffskraft verschiedener Vernickelungsverfahren, die sämtlich bis auf das seines Landmanns Barklie die Dauerfestigkeit der geprüften Stahlwellen erheblich herabgesetzt haben. Durch elektrochemischen Angriff, z. B. bei einer in ein Säurebad eingelegten Probe, wird stärkere Korrosion und Festigkeitsabnahme beobachtet, als wenn ein Schutzstrom geringer Stärke eingeschaltet wird. Der Bericht behandelt weiter die in England gebräuchlichen Bauarten von Prüfmaschinen für die Ermittlung der Dauerfestigkeit und die eingeführten Probenformen, die beide sich grundsätzlich kaum von den deutschen unterscheiden. Häufig verwendet wird die aus dem Konstruktionsgedanken des Dauerschlagwerks Bauart Krupp hervorgegangene Stanton-Maschine, in nebenstehender Abbildung wiedergegeben, und zwar für die im stetigen Wechsel Naß-Trocken bestehende Zusatzbeanspruchung durch Sauerstoff im status nascendi.

Auf die neuere Prüfmethode des Spannungsverlaufs in gekerbten belasteten Probekörpern aus Zelluloidstoff u. a. vermittelt Bestrahlung durch polarisiertes Licht ist der Verfasser nicht eingegangen, obschon sie die Zusammenhänge sehr anschaulich vor Augen führt.

Nachdem vor wenigen Wochen ein geradezu klassisches Büchlein über Dauerfestigkeit und Konstruktion aus der Feder der deutschen Fachleute Thum und Buchmann vom Materialprüfungsamt der technischen Hochschule Darmstadt im VDI-Verlag erschienen ist und den vom englischen Gelehrten vortragenen Stoff noch umfassender und systematischer in klarer Darstellung behandelt, werden die deutschen Fachkreise, soweit sie nicht besonderes Interesse haben, die Entwicklung der Forschung in England zu verfolgen, gut tun, sich aus der genannten deutschen Quelle über die an sich gewichtigen Beziehungen zwischen Gestaltung und Festigkeit zu unterrichten.

Füchsel.

Versuche über die Haftfähigkeit von Heizrohren an der Einwalzstelle.

Im Laboratorium für Dampfmaschinen- und Kesselbau der technischen Hochschule in Graz untersuchte Prof. Ing. Engel die Bewährung verschiedener Rohrdichtverfahren hinsichtlich des Dichthaltens bei wiederholten starken Temperaturwechseln der Walzstelle. Dabei wurde diese einer schroffen Abkühlung und Erwärmung zwischen 1000° und 400° unterworfen. Dieser Vorgang entspricht der Beanspruchung eines in außergewöhnlichem Maße schlecht behandelten Kessels. Die Versuche wurden möglichst so lange fortgesetzt, bis ein Wasserdampfstrahl an der Dichtstelle austrat und die Zahl der hierbei erreichten Temperaturwechsel festgestellt. Der Versuchsdruck betrug 13 atü. Im

übrigen wurden die auf der Lokomotive herrschenden Betriebsverhältnisse möglichst genau eingehalten.

Untersucht wurden glatt eingewalzte Rohre mit Bördel, Rohre mit Bördel und Schulter und Rohre mit Rillen, außen etwas aufgedornt, schließlich Rohre mit Stützring nach V. Mußnig*). Die letzteren Versuchsreihen konnten beendet werden, ohne daß eine Undichtheit eingetreten war. Die Rohre ohne Stützring wurden mit außerordentlicher, über das übliche Maß hinausgehender Sorgfalt eingebaut.

Die Ergebnisse sind:

Glattes Rohr mit Bördel	23 Temperaturwechsel bis zum Lecken
Rohr mit Bördel und Schulter.	145 Temperaturwechsel bis zum Lecken
Rohr mit Rillen, aufgedornt	844 Temperaturwechsel bis zum Lecken
Rohr mit Stützring .	24508 Temperaturwechsel ohne Undichtwerden.

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, S. 117.

Lokomotiven und Wagen.

Neuerungen im amerikanischen Fahrzeugbau.

In den letzten Jahren ist im amerikanischen Fahrzeugbau wiederum eine größere Zahl von Neuerungen eingeführt worden. Über die wichtigsten soll nachstehend kurz berichtet werden.

Im Lokomotivbau hat man eine Schmierpumpe entworfen, die zum Schmieren der Drehgestellachslager an Lokomotiven und Tendern dienen soll. Die Achslager der Drehgestelle sind an sich schon hoch beansprucht, weil die Umdrehungszahl der Laufsätze meist mehr als das Doppelte beträgt wie bei den Treibradsätzen. Zudem besitzen die amerikanischen Lokomotiven am führenden Drehgestell in der Regel Scheibenräder, so daß die Achslager schlecht zugänglich sind.

Diese „Christy“-Schmierpumpe, die von der Lokomotiv-Feuerbuchs-Gesellschaft in Chicago geliefert wird und schon an einer größeren Zahl von Lokomotiven eingebaut ist, besteht aus einem Ölbehälter mit einer daran angebauten einfachen Pumpe, die mit Druckluft arbeitet. Der Differential-Luftkolben steht auf der einen — kleineren — Seite unter dem Druck des Hauptluftbehälters, auf der anderen — größeren — kann er mittels eines Führerhahns ebenfalls mit Druckluft beaufschlagt und gegen den Hauptluftbehälterdruck verschoben werden. Dabei wird das vorher angesaugte Öl aus dem Ölzylinder in die Achslager gepreßt. Verbindet der Führer dann die größere Kolbenseite wieder mit der freien Luft, so geht der Luftkolben unter dem Druck der Hauptbehälterluft in seine Ausgangsstellung zurück; der Ölkolben saugt dabei erneut Öl aus dem Behälter an und die Schmierpumpe ist wieder gefüllt.

Bei einem besonders vorgenommenen Versuch hat eine Lokomotive mit dieser Schmiervorrichtung über 16000 km zurückgelegt, ohne daß die Lager sonst geschmiert worden wären. Die Laufachslager sollen nach dieser Fahrtleistung vollständig in Ordnung gewesen sein.

Eigenartig ist eine neue Vorrichtung, die das Schäumen des Kesselwassers verhindern soll. Sie besteht aus zwei Elektrodenpaaren, die über dem vorderen Ende der Feuerbüchse sitzen, einer Anzeigevorrichtung im Führerhaus und einem Ausblaseventil, das elektrisch gesteuert wird. Sobald das Kesselwasser so stark schäumt, daß der Schaum das eine, weiter nach unten ragende Elektrodenpaar berührt, wird dieses kurz geschlossen und es erscheint an der Anzeigevorrichtung im Führerhaus ein gelbes Licht. Dauert diese Berührung länger als 15 Sekunden — wenn es sich also nicht nur um zufällige Berührungen handelt — so öffnet sich das Ausblaseventil selbsttätig und schließt erst, wenn das Elektrodenpaar wieder frei liegt. Steigt der Schaum noch höher bis zum kürzeren Elektrodenpaar, so erscheint ein rotes Licht zum Zeichen, daß der Führer einzugreifen hat.

Die Vorrichtung wird von der Pyle-National-Gesellschaft in Chicago vertrieben.

Die Lima Lokomotiv-Werke haben Kleinlokomotiven mit Benzolmotoren von 100 und 200 PS-Leistung herausgebracht, die eine besondere Druckluft-Bremseinrichtung besitzen. Mittels dieser können in Verbindung mit der Lokomotivbremse zugleich die Einkammer-Druckluftbremsen der Wagen bedient.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXX. Band.

Die Versuche mit den beiden letztgenannten Befestigungsarten wurden wiederholt, wobei das Rohr bis zur Rohrplatte mit einer 2 mm starken Zementschicht überzogen war, um den Einfluß eines so erheblichen Kesselsteinsatzes verfolgen zu können. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

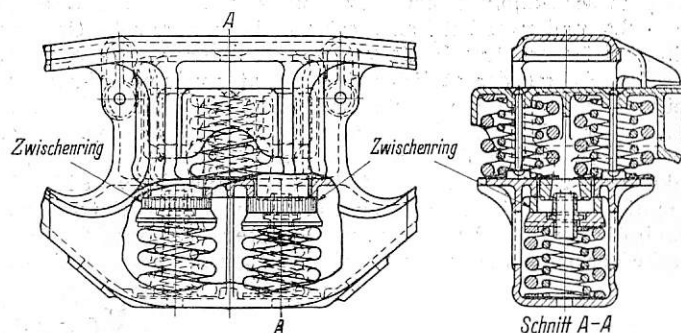
Rohr mit Rillen, aufgedornt 645 Temperaturwechsel bis zum Lecken.
Rohr mit Stützring . 3696 Temperaturwechsel ohne Undichtwerden.
Das Rohr mit Mußnigschem Stützring war mit Bördel, jedoch ohne Rillen glatt eingewalzt.

Prof. Ing. Engel schließt aus seinen Versuchen, daß das Rohrdichtverfahren mit Stützring als eine Lösung zu betrachten sei, die allen Anforderungen, welche in bezug auf Dichtheit zu stellen sind, genügt und hinsichtlich Haltbarkeit und Unempfindlichkeit alle bisher bekannt gewordenen, auf dem Einwalzverfahren beruhenden Abdichtungen weit übertrifft und geeignet ist, sehr wesentliche und in ihrer Folge sehr weitgehend sich auswirkende Ersparungen an Löhnen und Materialkosten einschließlich Brennstoff zu erzielen.
Dr.-Ing. Schneider, München.

werden, was bisher bei derartigen Lokomotiven nicht üblich war. Die Lokomotive kann mit dieser Einrichtung bei Verschiebewebungen auch mit größerer Anhängelast rascher anhalten und steilere Gefälle befahren als dies sonst möglich wäre.

Die Bethlehem Stahlgesellschaft hat ein dreiachsiges Tenderdrehgestell mit einer Hilfsdampfmaschine entwickelt, bei dem sämtliche drei Achsen gekuppelt sind. Das ganze auf diesem Drehgestell ruhende Gewicht ist also als Reibungsgewicht verfügbar. Der Drehgestellrahmen ist als Außenrahmen durchgebildet und besteht aus einem einzigen Stahlgußstück. Die Kuppelstangen sitzen auf aufgesteckten Kurbeln.

Eine größere Anzahl solcher Triebdrehgestelle sind an Tendern der Lehigh Valley-Bahn in Verwendung. Die Zugkraft der zugehörigen 1 D 1-Lokomotiven wird dadurch um über 8000 kg erhöht.



Drehgestellrahmen für stufenweise Federung.

Im Wagenbau ist ein Stahlgußuntergestell für einen Selbstentladewagen von 70 t Tragfähigkeit zu erwähnen, das von der General Steel Castings Corporation in Eddystone in einem Stück hergestellt worden ist. Ein genietetes Untergestell derselben Form hätte aus 183 Einzelteilen bestehen müssen, zu deren Verbindung 2250 Niete erforderlich gewesen wären, während so der Wagenboden und alle Schrägflächen für die Entladeöffnungen, die Kästen für die Zug- und Stoßvorrichtung, die Träger für die Drehpfannen und ähnliche Teile gleich angegossen werden konnten.

Schließlich verdient noch eine neuartige Tragfederanordnung Erwähnung, die auch bei den in Nordamerika allgemein verwendeten Drehgestellgüterwagen eine stufenweise Anpassung der Abfederung an den Beladungszustand ermöglichen soll, ähnlich wie dies anderwärts schon mit Blattfedern mit doppelter Sprengung versucht worden ist*).

Zur Abfederung jeder Drehgestellseite dienen, wie die Textabbildung zeigt, vier Federeinheiten, die aus je zwei ineinander liegenden Schrauben bestehen und in zwei Gruppen von je zwei Stück übereinander liegen. Solange der Wagen gar nicht oder nur wenig beladen ist, trägt nur das obere Federpaar, auf dem der Drehgestellquerbalken ruht. Sobald aber der Wagen stärker beladen und das obere Federpaar soweit zusammengedrückt wird,

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1928, S. 118.

daß die unten am Querbalken angegossenen Ansätze sich auf die unten liegenden Federn aufsetzen, nehmen auch diese an der Abfederung teil und zwar zuerst nur die eine, die vermittels eines etwas schwächeren Zwischenrings unter kleinerer Vorspannung steht und länger ist als die andere mit ihrem stärkeren Zwischenring. Die Stärke der Zwischenringe und die Federspannungen sind so gewählt, daß bei mittlerer Belastung drei und erst bei voller Belastung des Wagens alle vier Federeinheiten tragen und daß die Federschwingungen möglichst gedämpft werden R. D.

(Rly. Age 1932.)

Wasseraufbereitung im Lokomotivkessel.

Von der Italienischen Staatsbahn angestellte Versuche bezweckten festzustellen, ob starker, im Überschuß gegebener Sodazusatz zur völligen Wasserenthärtung den inneren Zustand des Kessels hinsichtlich Lösung vorhandenen und Verhütung neuen Steinansatzes verbessert, ohne zu gefährlichen Anfressungen oder zum Überkochen infolge der höheren Alkalinität und Schlammabildung Anlaß zu geben. Die beiden Versuchs-Verschielokomotiven weisen einen Wasserinhalt von 2,55 m³, einen Dampfraum von 1,14 m³, Kesseldruck 12 atü und eine normale stündliche Verdampfung von 3200 kg auf. Während der Versuchsdauer von 18 Monaten wurden die Lokomotiven in gleichem Dienst abwechselnd von gleichen Mannschaften gefahren und gewartet. Die Kessel wurden nach je sechs Betriebstagen ausgewaschen. In dieser Zeitspanne wurden gespeist: 15 m³ nach dem Kalk-Sodaverfahren enthartetes Wasser von 6,7° (deutsche Grade) gesamter und 5° bleibender Härte und 3° Alkalinität (1° Alkalinität entspricht 0,02 g Soda in 1 Liter Wasser), sowie 45 m³ Rohwasser von 14,5° gesamter und 6° bleibender Härte. Das Speisewasser hatte also durchschnittlich 12,3 gesamte und 5,6 bleibende Härtegrade. Vor Versuchsbeginn waren beide Lokomotiven rund 2150 Std. in Betrieb. Die anfängliche Kesselsteinstärke war: Feuerbüchse 5 bis 6 mm, Deckenanker ebenso, Feuerbüchsenwände bis zu 3,5 mm, Seitenstehbolzen zeigten leichte Verkrustung. Die Soda wurde nach dem Kesselwaschen für jede sechstägige Betriebszeit auf einmal in den Kessel eingebracht, und zwar bei Lokomotive A die gewöhnliche Gabe von 2 kg, bei Lokomotive B die vergrößerte Gabe von 10 bis 12 kg. Die Mittelwerte der täglichen Wasseruntersuchung zeigten, daß bei Lokomotive A die Härte vom ersten bis zum sechsten Tag von 6,7° bis 12,3°, die Alkalinität von Null bis 3° anstieg, während bei Lokomotive B die Härte sich nicht über Null erhob, die Alkalinität von anfänglich 290° bis auf 17° sank. Nach 18 Monaten war die Lokomotive A 36100 km gelaufen und die Untersuchung ergab dichten, fest haftenden, weißen Stein bis 7 mm Dicke und starke Verkrustung der Deckenanker. Lokomotive B war 36500 km

gelaufen; die Untersuchung ergab steinfreie Stellen, im übrigen lockeren, dunkelgrauen Stein bis zu 1 mm Dicke, Reste des in Auflösung begriffenen alten Steins um die Deckenanker.

Das Überkochen des Kessels B störte nur wenig und blieb in zulässigen Grenzen. Es verstärkte sich gegen Ende jeder Auswaschperiode infolge der Anhäufung von Schlamm, was die Entfernung des Schlamms im Betrieb mittels geeigneter Vorrichtungen angezeigt erscheinen läßt. Die Färbung des Kesselsteins und zahlreiche Schlammuntersuchungen beider Lokomotiven ergaben, daß bei Lokomotive B der Gehalt an Eisen, Blei und Zink etwas höher als bei Lokomotive A war, die absoluten Werte aber nichts Außergewöhnliches zeigten; Kupfer ging stärker in Lösung, aber die Abzehrung erfolgte gleichmäßig auf der ganzen Oberfläche, nicht in Gruben oder Hohlräumen, und würde erst in 20 Jahren 0,65 mm Stärke ausmachen, ein Wert, der, verglichen mit der Abzehrung auf der Feuerseite, ganz unbedenklich ist. Die Erneuerung des Bleiausgusses der Schmelzpfropfen empfiehlt sich alle zwei Monate. Die Brennstoffersparnis der Lokomotive B von 4,6 v. H. wird in der Quelle als nicht genügend zuverlässig ermittelt bezeichnet. Der Vergleich der Instandhaltungsarbeiten an beiden Lokomotiven zeigt, daß die Zahl der erneuerten Heizrohre nicht herangezogen werden kann, da weitaus die meisten infolge der Feueinwirkung ausgewechselt werden mußten. Der Kondensationsöler erforderte bei Lokomotive B mehr Instandsetzungen infolge des mitgerissenen Schlamms, dessen Entfernung also auch deshalb nötig erscheint. Bedeutend weniger Instandsetzungsarbeit verlangte bei Lokomotive B das Bearbeiten und Nachwalzen der Heizrohrenden, das Aufdornen oder Niederschlagen der Stehbolzen, trotzdem Kessel B doppelt so alt als Kessel A war, ferner die Instandhaltung der Stopfbüchsen und der Schieber; etwas weniger Nacharbeiten erforderten auch Wasserstandshähne, Sicherheitsventile und Pfeife. Infolge der kurzen Versuchsdauer war es nicht möglich die Vorteile zugunsten von Lokomotive B bei der großen Instandsetzung nachzuweisen.

Außer mit diesen Verschiebelokomotiven wurden gleichartige Versuche auch mit Streckenlokomotiven angestellt. Zur Verhütung des Aufschäumens wurden die z. T. sehr erhebliche Sodamenge nicht auf einmal, sondern in bestimmten Zwischenzeiten zugesetzt und Schlammabscheider eingebaut. Die Alkalinität betrug 10 bis 120°; die Härte des behandelten Wassers überstieg nicht den Wert Null. Das Rohwasser hatte 23 bis 25 Härtegrade, die bei unbehandeltem Wasser bis zum Ende der Auswaschperiode auf 112° anstiegen. Die Ergebnisse hinsichtlich Reinhaltung der Oberflächen von Kesselstein waren bei den Streckenlokomotiven gleichermaßen günstig. Schn.

(Riv. tecn. Ferr. It. 1932.)

Verschiedenes.

Außerordentliche Tagung des Verwaltungsrates der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Am 10. August 1933 trat der Verwaltungsrat der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft zu einer außerordentlichen Tagung zusammen. Im Vordergrund der Beratung standen Personalfragen und der Ausbau des von der Reichsbahn zu errichtenden Unternehmens „Reichsautobahnen“.

Der Verwaltungsrat gab seine Zustimmung zu dem Entwurf für die Satzungen des Unternehmens „Reichsautobahnen“, der der Reichsregierung zur Genehmigung vorgelegt wird. Er begrüßte es, daß für die baldige Inangriffnahme des Baues der ersten Teilstrecke durch Errichtung von drei Neubauämtern

in Frankfurt (Main), Darmstadt und Mannheim die erforderlichen Vorbereitungen getroffen sind.

Wechsel im Vorstand der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Im Vorstand der Deutschen Reichsbahn hat sich ein Wechsel vollzogen. Der bisherige ständige Stellvertreter des Generaldirektors der Deutschen Reichsbahn Dr. jur. Dr. rer. pol. h. c. Wilhelm Weirauch ist auf seinen Antrag von seinen Dienstgeschäften entbunden und zunächst beurlaubt worden. An seine Stelle tritt der bisherige Präsident der Reichsbahndirektion Köln, Wilhelm Kleinmann. Der Herr Reichspräsident hat die Ernennung Kleinmanns bestätigt.

Zuschrift.

Zu den Beiträgen der Rundschau im Org. Fortsch. Eisenbahnwes. Heft 10, Heizschläuche für Schmalspurwagen und Achslagergehäuse mit seitlicher Federung erhalten wir von Herrn Prof. Dr.-Ing. Meineke folgende Ergänzungen:

Nach oben gekrümmte Heizschläuche sind von jeher die Regel der Russischen Staatsbahn gewesen. Sie ragten über die

Dächer hervor. Die Entwässerung lag in der Wagenmitte vor Frost geschützt.

Achslagergehäuse mit seitlicher Federung wurden nach Nolteins Angabe an der Vorderachse von D-Güterzuglokomotiven der Moskau-Kasaner Eisenbahn 1907 von der Maschinenfabrik Kolonna gebaut. Sie gaben diesen Lokomotiven mit nur 3,89 m Gesamtachsstand bei 9,538 m Rahmenlänge einen sehr ruhigen Lauf.