

Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

A. Allgemeine Untersuchungen.

Gegenstand der Untersuchung.

Das Einfahren in den Bogen ist zu unterscheiden vom Durchfahren des Bogens (Beharrungszustand) und dem Ausfahren aus dem Bogen. Jenes beginnt, sobald das bisher mit allen seinen Radsätzen mit der Geschwindigkeit v im geraden Gleis auf dessen Schienenköpfen geradeaus rollende Fahrzeug sich mit seinem vordersten Außenrad an die Außenschiene des Bogens „anlegt“, d. h. sobald dieses seinen bisher am Radreifen befindlichen Schienenberührungspunkt unter Aufklettern auf die Schiene in die Spurrandkehle verlegt (Einpunktberührung) oder außer am Radreifen noch am Spurrand mit dieser Schiene in Berührung tritt (Zweipunktberührung) und von ihr eine ablenkende „Richtkraft“ P bzw. einen „Führungsdruck“ Y erfährt, der das Fahrzeug ganz oder teilweise in den Bogen gleitend so einschwenkt, daß es nunmehr beginnt sich in den Bogen einzustellen. Das Einfahren hört andererseits auf, sobald das Fahrzeug so weit in den Bogen eingestellt ist, daß es sich in allen Teilen um den Krümmungsmittelpunkt C des eigentlichen Bogens vom konstanten Halbmesser R mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{v}{R}$ dreht. Liegt zwischen der geraden Strecke vor dem Bogen und dem eigentlichen Bogen ein Übergangsbogen, so erstreckt sich das Einfahren stets über dessen ganze Länge. Vor dem Einfahren erleidet das Fahrzeug keine Zentripetalbeschleunigung, nach ihm hingegen über seine ganze Länge fast genau die gleiche $b = \frac{v^2}{R}$, — nicht ganz genau, weil b an den verschiedenen Querschnitten des Fahrzeugs eine etwas verschiedene Richtung hat —; während des Einfahrens wächst daher die Fliehkraft des Fahrzeugs von 0 auf den konstanten Wert des Durchfahrens $\sum \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$, wenn $\sum Q$ das Gewicht des Fahrzeugs bedeutet, und erfährt es eine Winkel- oder Drehbeschleunigung ε mit entsprechenden Massenwirkungen, die zu Beginn des Einfahrens sehr groß, vorher und nachher = 0 sind. Infolgedessen ist während des Einfahrens der Führungsdruck des oder der führenden Räder anders wie beim Durchfahren. Weiter sind, weil — besonders in engen Bögen — auf der Einfahrstrecke sich das Spiel σ von dem kleinen Wert σ_0 , der geraden Strecke auf einen größeren des eigentlichen Bogens verändert, die Führungsverhältnisse beim Einfahren anders wie beim Durchfahren. Schließlich ist die Lastverteilung beim Ein- und Ausfahren anders, wie beim Durchfahren, nicht nur in solchen Bögen, deren Außenschiene auf jenen Strecken eine andere Höhenlage und eine andere Neigung hat wie auf der eigentlichen Bogenstrecke, sondern auch in Weichen, deren beide Schienen gleich hoch und waagrecht liegen.

Infolge der angegebenen Eigentümlichkeiten beansprucht das Einfahren in die Bögen das Gleis und die Fahrzeuge meist erheblich stärker als das Durchfahren derselben und ist es von maßgebender Bedeutung für deren Bauart. Seine Kenntnis ist also von großer praktischer Bedeutung. Trotzdem ist bisher fast nur der Beharrungszustand des Durchfahrens

untersucht worden*). Das Einfahren rechnerisch genau zu verfolgen, ist aus unten angegebenen Gründen kaum möglich; hier sei ein Näherungsverfahren, angewandt auf einige wichtige Lokomotivachsordnungen, gegeben, die das von mir entwickelte und hier als bekannt vorausgesetzte Minimumverfahren (s. Organ 1913 und 1928) benutzt, zylindrische Radreifen voraussetzt, von Seitenspiel, Deformation und Elastizität innerhalb der Fahrzeuggestelle, auch der Tragfedern absieht, freie Lenkachsen nicht umfaßt und in erster Linie für Einpunktberührung, angenähert auch für Zweipunktberührung gilt, nur als Vorstoß in ein bisher dunkles Gebiet aufgefaßt sein will, keineswegs den Anspruch auf die höchst erreichbare Genauigkeit und Vollständigkeit macht.

Das Fahrzeug soll betriebssicher und sanft in den Bogen einfahren, d. h. seine Beschleunigungen und Führungsdrücke sollen dabei möglichst allmählich von niedrigen Anfangswerten bei kleinen Anlaufwinkeln auf nicht viel über den Werten des Durchfahrens liegende Höchstwerte anwachsen. Die Beschleunigungen und Führungsdrücke werden bestimmt durch die Fahrgeschwindigkeit v , das Gleis und das Fahrzeug. Quadratisch mit v wächst die Zentripetalbeschleunigung b des anlaufenden Radsatzes und damit die auf das Fahrzeug ausgeübte Massenwirkung. Der Einfluß des Gleises ist so, daß b umgekehrt proportional R wächst, daß die absolute Größe und die Art der Veränderung des Spieles σ den Anlaufwinkel, die Beschleunigung und die Art der Führung des Fahrzeugs, daß Höhenlage und Neigung der beiden Schienen die Lastverteilung bestimmen, und daß Länge und Form des Übergangsbogens die Art des Anwachsens von Y mitbestimmen. Diese Einflüsse sind ziemlich durchsichtig und einfach zu erfassen, etwas weniger der von σ . Sehr viel verwickelter sind die des Fahrzeugs mit seinem Gewicht und seiner Bauart. Der folgenden Untersuchung ist allein der ungünstigste Fall der Gleislage: Übergang aus der Geraden in den Kreisbogen ohne Übergangsbogen, tangential oder mit Anfallwinkel, und waagrechte gleich hohe Lage beider Schienen zugrunde gelegt, wie er bei Weichen und sehr flachen Bögen vorliegt. Die übrigen Bestimmungsgrößen sind variiert, insbesondere ist der Einfluß des Gewichts und der Bauart des Fahrzeugs und von σ genauer untersucht.

Die Einlaufbahn des Fahrzeugs.

Wie geht beim Einfahren die geradlinige Fortschrittsbewegung des Fahrzeugs in die mit gleichmäßiger Zentripetalbeschleunigung gleichmäßig drehende des Durchfahrens über? In Abb. 1 ist ein einfahrendes Fahrzeug schematisch durch einen dicken waagrecht dargestellten Strich dargestellt; das Fahrzeug ist sozusagen auf die Breite 0 zusammengeschrumpft gedacht; es reicht von V bis U und ist in dem Augenblick dargestellt, in dem das Außenrad des vordersten starr, d. h. nicht seitenverschieblich, mit der Hauptmasse des Fahrzeugs verbunden gedachten Radsatzes

*) Nach Fertigstellung dieser Arbeit ist eine Untersuchung von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. Uebelacker „Über die Massenwirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen“ erschienen (1. VI. 30 im Heft 11 des Organs), die die Frage in anderer Weise behandelt.

bei A_0 mit der Außenschiene, deren Innenkante in der Abb. 1 dargestellt ist, die Anlaufberührung unter dem Anlaufwinkel α_0 bereits eben aufgenommen hat. — Der Vorgang dieses Aufnehmens selbst ist unten besonders untersucht. — Während sich bisher dieser Radsatz geradlinig von links nach rechts im Abstand $\frac{\sigma_0}{2}$ von der Schieneninnenkante in Richtung der Fahrzeuglängsachse mit der Fortschrittsgeschwindigkeit v , der Winkelgeschwindigkeit θ und der Beschleunigung θ bewegte, folge er von jetzt ab nach einem unten untersuchten Übergangsstadium bereits dem Kreisbogen der ablenkenden Außenschiene um den Krümmungsmittelpunkt C mit der Bahngeschwindigkeit v , der Winkelgeschwindigkeit $\frac{v}{R}$ und der Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$. Wie bewegt sich nun der übrige Teil des Fahrzeugs? — Es dreht

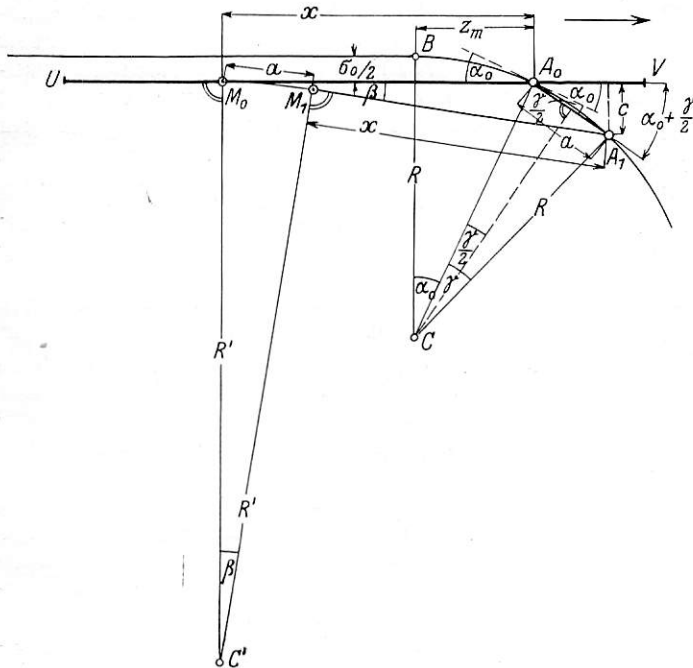


Abb. 1.

sich einmal gleitend um seinen „Reibungsmittelpunkt“ in der von Uebelacker eingeführten Bedeutung, d. h. den Schnittpunkt M des vom Momentanzentrum der Bewegung auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Lotes mit dieser oder einer zu ihr Parallelen, dessen Lage bekannt sei und der als M_0 in die Abbildung eingezeichnet ist; und es rollt zweitens in seiner Längsrichtung vorwärts. Seine Bewegung wird festgelegt durch die der Querschnitte bei A und M . Die Bewegung desjenigen bei A von A_0 aus ist durch die Außenschiene vorgeschrieben. Wie bewegt sich der bei M von M_0 aus? Wir lassen Punkt A um ein sehr kleines Stück a von A_0 nach A_1 vorrücken; dabei bewege sich M ebensoviel von M_0 nach M_1 , auf einem Wege, der wegen seiner Kleinheit als Kreisbogen des noch unbekanntem Halbmessers R' um den Punkt C' , das Momentanzentrum der Bewegung, aufgefaßt werden kann; — $C'M_0$ steht nach dem oben Gesagten senkrecht auf der Fahrzeuglängsachse A_0M_0 —; dann erhalten wir die in Abb. 1 dargestellte Konstruktion. Danach ist für sehr kleines a und kleines α_0 :

$$a = R' \cdot \beta = R \cdot \gamma; \text{ und weiter angenähert:}$$

$$c = x \cdot \beta = a \cdot \sin \left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2} \right) \sim = a \left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2} \right),$$

$$\text{also } \beta \sim \frac{a}{x} \left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2} \right) \text{ und schließlich}$$

$$\alpha_0 = \frac{z_m}{R} = \sqrt{\frac{R \cdot \sigma_0}{R}} = \sqrt{\frac{\sigma_0}{R}}$$

$$\text{sowie } \gamma = \frac{a}{R}.$$

Setzt man diese Ausdrücke für β , α_0 und γ in die obige Gleichung für a ein, so erhält man:

$$R' = \frac{x}{a + 2z_m} \cdot 2R \dots \dots \dots 1)$$

also für $a = 0$

$$R' = \frac{x}{z_m} \cdot R$$

und für $a=0$ und $\alpha_0=0$, also $z_m=0$: $R' = \infty$; d. h. dann bewegt sich M im betrachteten Augenblick des Anlaufbeginns noch geradeaus in Richtung der Fahrzeuglängsachse, hat das Fahrzeug bei M die Zentripetalbeschleunigung 0 , fällt also der Pol O der Winkelbeschleunigung mit dem Reibungsmittel-

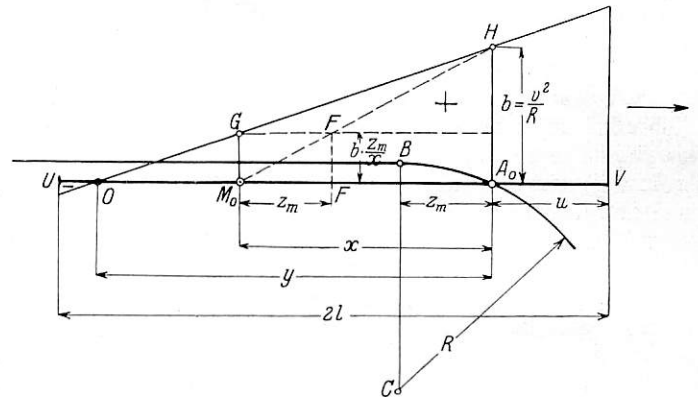


Abb. 2.

punkt M_0 zusammen. Je größer aber α_0 , desto kleiner wird R' , desto größer die Zentripetalbeschleunigung $\frac{v^2}{R'}$ des Punktes M , desto weiter rückt derjenige Querschnitt des Fahrzeugs, in dem die Zentripetalbeschleunigung 0 ist, also der Pol O der Winkelbeschleunigung, nach hinten, um bei $\alpha_0 = \frac{x}{R}$, $z_m = x$ ins

Unendliche zu fallen. Im betrachteten Augenblick des Anlaufbeginns hat Querschnitt A bereits die Zentripetalbeschleunigung

$$b = \frac{v^2}{R}, \text{ Querschnitt } M \ b' = \frac{v^2}{R'} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{z_m}{x} = b \frac{z_m}{x};$$

damit ist auch die Zentripetalbeschleunigung aller übrigen Fahrzeugquerschnitte festgelegt und es ergibt sich die zeichnerische Darstellung der Abb. 2 für die Bewegungsverhältnisse. Senkrecht über der Fahrzeuglängsachse sind die den Querschnitten A

und M zugehörigen Zentripetalbeschleunigungen b und $b \frac{z_m}{x}$

an diesen Punkten aufgetragen; die durch ihre Endpunkte H und G gehende Gerade schneidet die Fahrzeuglängsachse im Pol O der Winkelbeschleunigung und gibt in ihrem senkrechten Abstand von dieser Achse die Zentripetalbeschleunigungen der verschiedenen Querschnitte an; hinter O werden diese negativ. — Man sieht den ungünstigen Einfluß des vorderen Überhangs u . — Für den Abstand y des Pols O vom Anlaufquerschnitt A liest man aus der Abb. 2 ab:

$$y = \frac{x^2}{x - z_m}, \text{ das } = x \text{ wird für } z_m = 0 \text{ und } = \infty \text{ wird für } z_m = x.$$

Den Beschleunigungen sind die Massenkräfte natürlich direkt proportional; die Linie GH stellt also unter der Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung der Masse über die ganze Länge $2l$ des auf die Breite 0 zusammengeschrumpft gedachten Fahrzeugs auch diese Kräfte dar.

Da, solange $x > z_m$ ist, M sich um einen Punkt C' bewegt, der hinter C , dem Drehpunkt von A , liegt, wird im weiteren

Verlauf des Einfahrens der Anlaufwinkel α immer größer, also auch $z=R\cdot\alpha$. Damit sinkt nach Gl. 1) R' . Zunahme von z und Abnahme von R' bedeutet Annäherung von C' an C ; das Ende des Einfahrens, der „Beharrungszustand“ ist erreicht, sobald $\alpha = \frac{x}{R}$, $z=x$ geworden ist, C' mit C zusammenfällt. Fast immer ist zu Beginn des Einfahrens $x > z_m$. Ist es kleiner, liegt also C' vor C , so wird im weiteren Verlauf des Einfahrens α und z kleiner, R' größer, bis wieder mit Zusammenfallen von C mit C' der Beharrungszustand erreicht ist. Ist zu Beginn des Einfahrens $x > z_m$, so verschiebt sich während desselben O , das bei $z_m=0$ mit M_0 zusammenfällt, nach hinten, dreht sich in Abb. 2 die GH-Linie um H rechts herum, bis sie parallel zur Fahrzeuglängsachse und O im Unendlichen liegt, alle Querschnitte des Fahrzeugs fast die gleiche Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$ haben und die Winkelbeschleunigung des Fahrzeugs 0 ist. Sinngemäß verschiebt sich bei anfänglichem $z_m > x$, also negativem y , O von einem vor A gelegenen Punkt ins Unendliche hinter dem Fahrzeug.

Hiernach können wir leicht näherungsweise die Bahn aufzeichnen, die das Fahrzeug beim Einfahren nach Aufnahme der Anlaufberührung beschreibt. Wir gehen aus von der Anlaufstellung $A_0 M_0$, lassen A ein kleines Stück a bis A_1 auf dem gegebenen Wege vorrücken, ziehen von A_1 eine Gerade durch M_0 , tragen auf dieser von A_1 das als bekannt angenommene Maß $x=A_0 M_0$ ab und erhalten so M_1 , lassen A wieder ein kleines Stück vorrücken bis A_2 , ziehen $A_2 M_1$, erhalten auf dieser durch Abtragen von $x M_2$ usw. Je kleiner a gewählt wird, desto genauer ist das Verfahren. Die Ermittlung von x ist weiter unten angegeben.

Bestimmungsgrößen der Einlaufbahn.

Drei Voraussetzungen liegen diesen Ausführungen zugrunde:

1. Freie Beweglichkeit des anlaufenden Fahrzeugs bis auf die Führung in Punkt A (sogenannter Freilauf),
2. Bewegung des Punktes A des Fahrzeugs vom Augenblick des Beginns der Anlaufberührung mit der Außen-schiene an genau auf einem Kreisbogen um den Krümmungsmittelpunkt C,
3. seitlich starre Verbindung des vordersten Radsatzes mit der Hauptmasse des Fahrzeugs.

I. Art der Führung.

Die erste Voraussetzung ist meistens erfüllt. Sie ist es nicht, wenn das Fahrzeug bei Erfüllung der Voraussetzung 3. außer bei A noch an einer anderen Stelle, etwa hinten innen, anläuft, oder wenn auf andere Weise einem zweiten Punkte des Fahrzeugs eine bestimmte Bahn aufgezwungen wird. In diesen Fällen ist die Bahn des ganzen Fahrzeugs durch die erzwungene der zwei Punkte festgelegt, und damit sind es auch die Bewegungsverhältnisse und Massenkräfte des Fahrzeugs. Für den Einfluß des Hinteninnenanlaufs selbst auf den Führungsdruck der vorderen anlaufenden Räder gilt sinngemäß, unter Berücksichtigung der Beschleunigungsverhältnisse, das in meiner Arbeit von 1928 Gesagte; der Beginn dieses Anlaufs ist unten genauer betrachtet.

Wird der hintere Endpunkt U der Fahrzeug- oder Gestelllängsachse gezwungen, vom Anlaufbeginn des Punktes A an zunächst noch geradeaus zu laufen, so liegt der Pol O so lange in diesem Punkte U, wie dieser geradeaus läuft, während M nur im Augenblick des Anlaufbeginns von A in ihm liegt, dann aber sofort sich nach vorne verschiebt, da wie gesagt der Reibungsmittelpunkt seiner Natur nach immer auf dem vom Krümmungsmittelpunkt bzw. Momentanzentrum der Bewegung auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Lot liegt. Dies

ist durch Abb. 3 veranschaulicht; darin bezeichnet Z das jeweilige Momentanzentrum der Fahrzeugbewegung, gewonnen als Schnittpunkt der Bahnnormalen in A und U. Man sieht, wie M vorrückt bei festliegendem O, konstanter Winkelbeschleunigung um den Pol $O \varepsilon = \frac{v^2}{y \cdot R}$, mit konstantem

bekanntem y . Dies dauert so lange, wie U geradeaus läuft. Sobald U den Endpunkt A_0 seines Geradeauslaufs erreicht hat, wird $\varepsilon=0$ und springt der Reibungsmittelpunkt von M_n nach M' ! Dieser Fall liegt streng vor beim Einfahren einer vorderen Schwenkachse (Bissel- oder Adamsachse), eines Krauß-Helmholtz-Drehgestells mit seitlich nachgiebigem Drehzapfen, einer Mallet-Lokomotive, meistens bei einer Lokomotive mit hinterem amerikanischem Drehgestell oder Helmholz-Drehgestell mit seitlich festem Drehzapfen oder bei einer Lokomotive, die seitlich sehr straff mit einem schweren Tender gekuppelt ist. Dann liegt jener zunächst festgehaltene Punkt in der senkrechten Drehachse der Schwenkachse, im

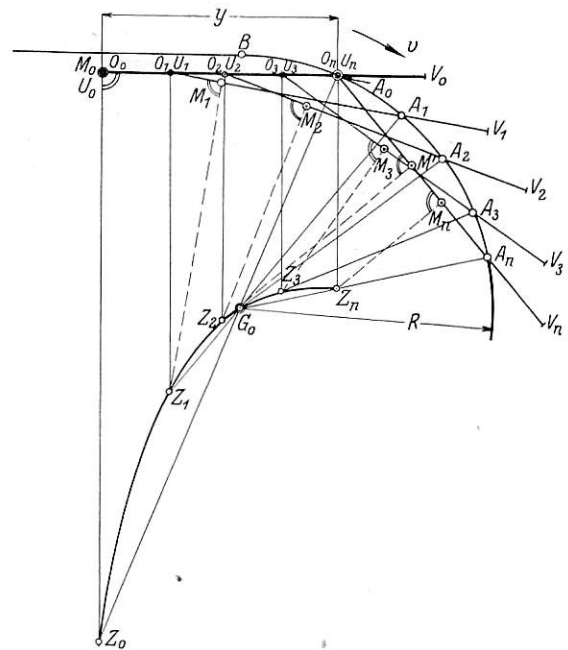


Abb. 3.

hinteren Ende der Helmholz-Gestell-Deichsel, im Gelenk der Mallet-Lokomotive, im Drehpunkt des hinteren Drehgestells, bzw. im Angriffspunkt der Tenderkuppelung. Ähnlich verhält sich ein auf zwei mehrachsigen Drehgestellen laufendes Fahrzeug (Garrat-Lokomotive); hier beschreibt nur der den Anlaufpunkt A vertretende Drehpunkt des vorderen Gestells eine von der Gleiskrümmung etwas abweichende Bahn; Genauereres darüber unten. Die Neigung zum Auftreten dieses Falles liegt vor bei einem Fahrzeug mit hinterer Schwenkachse, mit hinterem Helmholz- oder amerikanischem Drehgestell mit gegen eine Rückstellkraft verschieblichem Zapfen.

Soweit diese Anordnungen beim Einfahren ein freies Ausschwenken des Fahrzeughinterendes nach außen ganz verhindern, es vielmehr in der Zulaufgeraden festhalten, oder die Neigung dazu haben, erhöhen sie beim Einfahren den Führungsdruck der vorderen anlaufenden Räder, und zwar um so mehr, je mehr ihnen das Festhalten gelingt, also bei Vorhandensein einer Rück- oder Mittelstellvorrichtung*) hinterer Gestelle,

*) Als Mittelstellvorrichtung sei eine Vorrichtung bezeichnet, die das ganze Fahrzeug gestreckt zu halten sucht, als Rückstellvorrichtung eine solche, die ein aus der Mitte der Längsachse des Hauptgestells nach der Seite herausgeschobenes Drehgestell zu dieser hin zurückzuziehen sucht, ohne eine streckende Wirkung auf dasselbe auszuüben.

je stärker deren Rück- oder Mittelstellkraft ist. Mit Rücksicht hierauf würde sich eine je nach der Fahrtrichtung ein- und ausschaltbare Rück- oder Mittelstellvorrichtung empfehlen, die sich verhältnismäßig einfach in Form eines preßluftbelasteten Kolbenpaares herstellen ließe. Genauer soll die Wirkung der hinteren Gestelle hier noch nicht behandelt werden.

II. Art der Berührung zwischen Rad und Schiene.

Wie ist es mit der zweiten Voraussetzung, daß das anlaufende Rad bis zum Eintritt der Anlaufberührung geradeaus rollt und dann sich genau auf einem Kreisbogen um den Krümmungsmittelpunkt C bewegt? Das würde, wie Abb. 4 zeigt, bedeuten, daß seine Bahn bei Vorhandensein eines Anlaufwinkels α_0 im Punkt A_0 einen Knick macht. Während das Rad vor A_0 eine rein geradeaus gerichtete Geschwindigkeit v mit der dazu senkrechten Komponente $v_s = 0$ hat, würde es unmittelbar hinter A_0 die Komponente $v_s = v \cdot \sin \alpha_0$ haben; diese Seitengeschwindigkeit, die angenähert gleich der Zentripetalgeschwindigkeit ist und angenähert $= v \cdot \alpha$ gesetzt werden kann, müßte also plötzlich in der Zeit 0 von 0 auf diesen Wert springen; dazu wäre eine unendlich große Beschleunigung erforderlich. Das ist nicht möglich.

Bei Einpunktberührung wird der Knick in folgender Weise vermieden wobei wir zunächst Schiene und Fahrzeug als starr betrachten. Voraussetzung dieser Berührungsart ist,

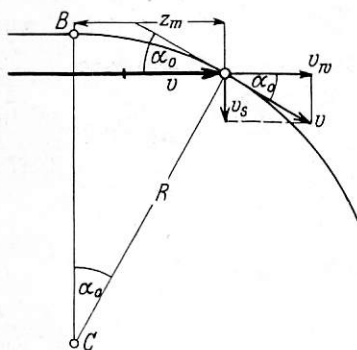


Abb. 4.

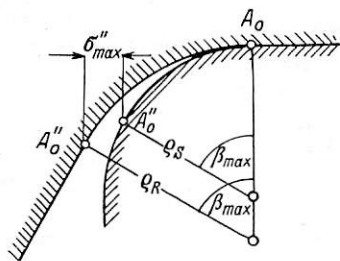


Abb. 5.

daß die Krümmung des Schienenkopfes ρ_S stets schärfer ist als die der Radhohlkehle ρ_R . Das Rad, das im Augenblick des Anlegens an die Schiene diese bei A_0 berührt, s. Abb. 5, und mit ihm das streng durch das Rad geführt gedachte Fahrzeug, läuft zunächst geradeaus weiter, schräg auf die Schiene zu, und verlegt dabei, unter allmählichem Aufsteigen auf diese, seinen Anlauf- oder Druckpunkt so weit in seine Radhohlkehle hinein, bis die waagerechte Komponente P des Normaldruckes in diesem Punkt, die „Richtkraft“, in der Lage ist, das Fahrzeug gegen alle statischen Widerstände richtig in den Bogen einzuschwenken. Diesem Augenblick entspreche eine Radstellung A_0' , die um ein gewisses Stück σ' über den durch A_0 gezogenen Krümmungskreis hinausliegt, s. Abb. 6a, die die Bahn des anlaufenden Rades zu Beginn des Einfahrens und unmittelbar davor darstellt. Bei noch weiterem Vorwärtsrollen und Aufsteigen erteilt P dem Fahrzeug eine Zentripetalbeschleunigung in A und eine Winkelbeschleunigung um O, die mit weiterem Aufsteigen wächst. Die Beschleunigung des Fahrzeugs nimmt also nicht sprunghaft, sondern allmählich zu; der Druckpunkt A beschreibt einen Bogen, der sich in A_0'' tangential an die Zulaufgerade anschließt, und der bei weiterem Aufsteigen des Rades zunächst immer schärfer wird, bis das Rad in einem Punkte A_0''' , um σ'' nach außen verschoben, bei einer Zentripetalbeschleunigung größer als $\frac{v^2}{R}$ und einer Richtkraft größer als zur Überwindung des statischen und dynamischen Schwenkwider-

standes des Fahrzeugs bei $b = \frac{v^2}{R}$ des Punktes A erforderlich, so weit aufgestiegen und abgelenkt ist, daß seine Bahn senkrecht auf dem zum Krümmungsmittelpunkt C hin gezogenen Strahl steht; von da an sinkt das Rad wieder etwas ab, unter Abnahme der Richtkraft und Zentripetalbeschleunigung und unter Streckung der Bahn, bis diese nach einigen kleineren Pendelbewegungen in Punkt A_0'''' tangential in die Kreisbahn um C mit dem Halbmesser $R + \sigma''''$ einläuft. σ'''' ist dadurch festgelegt, daß ihm ein Winkel β und eine Richtkraft P zugehört, die die statischen und dynamischen Widerstände bei $b = \frac{v^2}{R}$ des Punktes A zu Beginn des Einfahrens gerade überwindet. Ändern sich diese im weiteren Verlauf des Einfahrens, so ändert sich auch σ'''' ; im allgemeinen sinkt es also etwas während des Einfahrens. Es ist um so größer, je kleiner R; bei $R = \infty$ wäre es $= \sigma'$.

Noch etwas größer als σ'''' ist σ'' ; sein zulässiger Höchstwert σ_{max}'' ist dadurch bestimmt, daß Punkt A_0'' am Rad nicht unter den Beginn des Spurkranzkegels sinken darf, wenn das Rad nicht entgleisen soll. σ_{max}'' ist also bei neuen Radreifen und Schienen mit $\beta_{max} = 60^\circ$ nach Abb. 5 $= (\rho_R - \rho_S) \sin(\beta_{max}) = (15 - 14) \cdot 0,87 = 0,87$ mm, also nur sehr klein. Man sieht, wie wichtig ein möglichst großer Unterschied in der Abrundung von Hohlkehle und Schienenkopf ist. Je größer $\sigma'' - \sigma'$ sein kann, desto weniger scharf wird bei gleichem α und v der Bogen der Einlaufkurve nach Abb. 6a an seiner stärkst gekrümmten Stelle bei A_0'' , desto größer bleibt sein Krümmungshalbmesser R_{min} an dieser Stelle, desto weniger übersteigt mithin auch die größte Zentripetalbeschleunigung des Fahrzeugs am Querschnitt des anlaufenden Rades $\frac{v^2}{R_{min}}$ den Wert $\frac{v^2}{R}$.

Durch dies Ausweichen des anlaufenden Rades nach oben und außen wird ein eigentlicher Anlaufstoß vermieden, tritt an die Stelle eines Knicks ein sehr scharfer Übergangsbogen. Dessen R_{min} ist rechnerisch schwer zu bestimmen, wird in Wirklichkeit wesentlich vergrößert durch die Elastizität von Rad und Schiene; es ist auf jeden Fall erheblich kleiner als R. Diese „Anlauferscheinung“ erhöht den Führungsdruck der anlaufenden Räder unter Umständen sehr beträchtlich, um so mehr, je starrer Rad, Fahrzeug und Schiene, je steiler der Spurkranzkegel, je kleiner $\rho_R - \rho_S$ ist, weiter, je größer die Fahrgeschwindigkeit v , der Anlaufwinkel α_0 und die auf den Anlaufpunkt A reduzierte Masse M_r des anlaufenden Fahrzeugs sind und je kleiner der Bogenhalbmesser R ist. Bei bestimmter Rad- und Schienenform wird abgesehen vom Einfluß der Elastizität und des inneren Seitenspiels des Fahrzeugs durch die letzten vier Größen v , α_0 , M_r und R die Erhöhung des Führungsdruckes durch die Anlauferscheinung bestimmt. R und v hat man nicht in der Hand, aber α_0 und M_r kann man durch bauliche Mittel klein halten; das ist von wesentlicher Bedeutung für die Bogenläufigkeit eines Fahrzeugs. Die Zentripetalgeschwindigkeit $v \cdot \alpha$ vertritt hier die Stoßgeschwindigkeit; sie sei als Anlaufstoßgeschwindigkeit bezeichnet.

Kommt während des Einfahrens eine Hinterachse des Fahrzeugs mit positivem Anlaufwinkel zum Innenanlauf an den Gleisbogen, so beschreibt sie eine Bahn etwa nach Abb. 6b, deren Bezeichnungen denen der Abb. 6a entsprechen; d. h. das Fahrzeug wird – von einem sehr kleinen Anlaufwinkel an – im Querschnitt dieser Achse zunächst zentripetal nach außen beschleunigt, mit $\frac{v^2}{R'}$, und dann erst nach innen mit $\frac{v^2}{R''}$, das allmählich auf $\frac{v^2}{R - \sigma''''}$ abnimmt. Demgemäß wird

die Beschleunigungslinie des Fahrzeugs der Abb. 2, die sich bis zum Innenanlaufbeginn aus der Lage GN um H rechts herum der Waagerechten zu gedreht hatte, zunächst plötzlich einen Augenblick scharf nach links herum um H zurückgedreht, unter Verschiebung von O nach vorne, um dann schnell rechts herum in die endgültige Waagerechte hineingedreht zu werden, unter Verschiebung von O ins Unendliche nach hinten. Dieser scharfen Rückdrehung der Beschleunigungslinie nach links entspricht nach Abb. 2 ein erhebliches Anwachsen der Massenkräfte des Fahrzeugs. Auch hier tritt also eine „Anlauferscheinung“ auf, die den Führungsdruck aller anlaufenden Räder erhöht. Sie ist ähnlich der obigen,

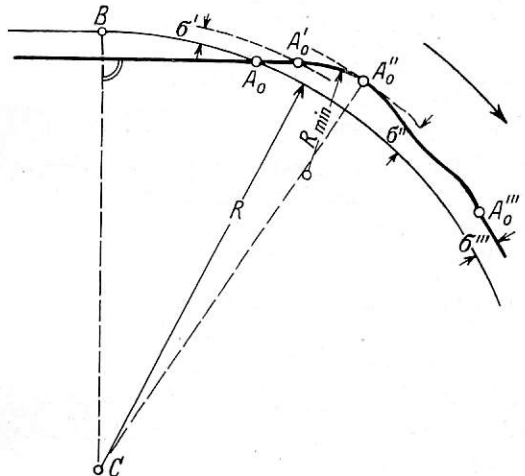


Abb 6a.

nur im allgemeinen nicht so scharf, wegen der günstigeren geometrischen Verhältnisse, s. Abb. 6a und 6b, um so schärfer, je weiter vorne die innen anlaufende Achse liegt.

Bei Zweipunktberührung kann beim Anlauf das Rad nicht zunächst geradeaus laufen, weil es sofort mit dem kegelförmigen Spurkranz seitlich an den Schienenkopf anstößt und nicht auf diesen aufsteigt, wenn nicht etwa, was nicht vorkommen darf, durch den Anprall des schrägen Spurkranzes das Rad von der Schiene abgehoben wird und dann wieder auf diese niederfällt. Hier würde also das Anlegen des Rades bei positivem Wert von α_0 mit einem sehr kräftigen Stoße, also sehr großer Zentripetalbeschleunigung geschehen, wenn die miteinander in Berührung tretenden Teile einigermaßen starr wären. Ein Stoß tritt hier tatsächlich auf, allein durch die seitliche elastische Durchfederung von Rad und Schiene und durch die stets vorhandenen kleinen Seitenverschieblichkeiten und die Elastizität innerhalb des Fahrzeugs wird er gedämpft. Dieser Stoßdruck ist rechnerisch ebenfalls schwer zu erfassen. Auch seine Heftigkeit wächst mit v , M_r , $\frac{1}{R}$

und α_0 , ist $= 0$ für $\alpha_0 = 0$. Auf jeden Fall ist das Anlaufen bei Zweipunktberührung weit härter, die Entgleisungsgefahr unter sonst gleichen Umständen wohl größer als bei Einpunktberührung. Die Erhöhung des Führungsdruckes ist hier bei nennenswertem α_0 erheblich größer und von den gleichen Größen abhängig wie dort.

Da also sowohl bei Ein- wie bei Zweipunktberührung das anlaufende Rad im Punkt A_0 , dem Beginn des Anlaufens, tatsächlich stets tangential in den Bogen einläuft, so liegt der Pol O der Winkelbeschleunigung des Fahrzeugs nach den obigen Ausführungen in diesem Augenblick stets in dessen Reibungsmittelpunkt M, um sich dann bei Erfüllung der Voraussetzung 1 schnell nach hinten zu verschieben, um so schneller, je größer α_0 . Vorausgesetzt ist dabei, daß das Fahrzeug geradlinig und parallel zum Zulaufgleis auf den

Bogen zuläuft. Bei tangentialem Anschluß des Gleisbogens an die Gerade kann das α_0 im Augenblick des Anlaufbeginns nach Abb. 1 schwanken zwischen 0 und $\frac{z_{\max}}{R} = \frac{\sqrt{2} R \sigma_0}{R} = \sqrt{\frac{2 \sigma_0}{R}}$; also ist mit dem im geraden Gleis üblichen Spiel $\sigma_0 = 11$ mm und $R_{\min} = 180$ m $\alpha_{\max} = 0,0111 = 40'$. Im allgemeinen kann man wohl damit rechnen, daß das Fahrzeug aus der Gleismittelstellung dem Bogen zuläuft, also mit $\frac{\sigma_0}{2} = 5,5$ mm, mithin bei $R_{\min} = 180$ m mit $\alpha_0 = 27'$. Aus-

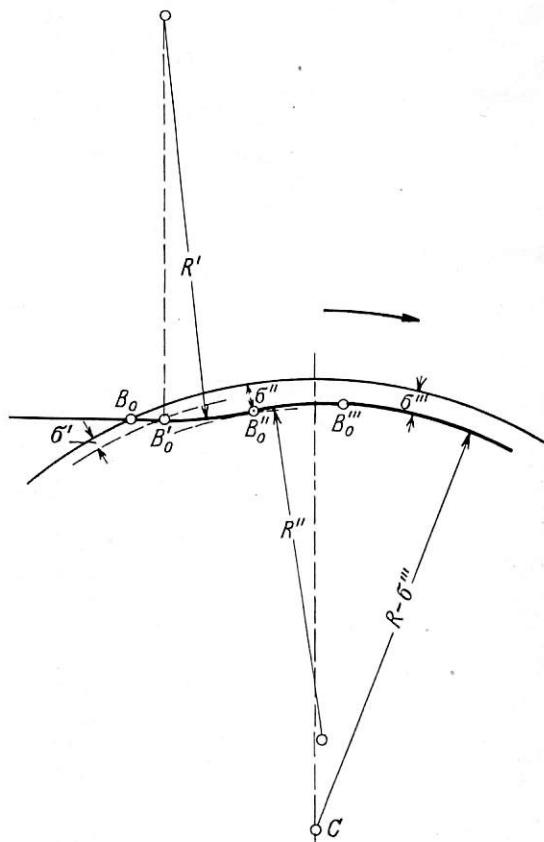


Abb. 6b.

geschlossen ist auch nicht $\sigma_0 = 0$, $\alpha = 0$. Bei Weichen mit Anfallwinkel ist α_0 entsprechend größer. Man sollte daher diesen möglichst vermeiden. Auch der günstige Einfluß des Übergangsbogens ergibt sich hieraus ohne weiteres.

III. Art der Verbindung zwischen anlaufendem Radsatz und Fahrzeug.

1. Verschubachsen.

Die dritte Voraussetzung ist nicht erfüllt, d. h. der vorderste Radsatz des Fahrzeugs ist nicht seitlich starr mit dessen Hauptmasse verbunden bei seitenverschieblicher oder schwenkbarer Anordnung des oder der vordersten Radsätze gegenüber dem Hauptgestell. Ist der vorderste Radsatz seitenverschieblich ohne Rückstellvorrichtung (Gölsdorf-Achse), so wird er, sobald er mit der Außenschiene in Anlaufberührung getreten ist, von dieser, abgesehen von seiner sehr kleinen Sondermassenkraft, mit der Richtkraft $2fQ$, dem Führungsdruck $1fQ$, gegenüber dem noch geradeausrollenden Hauptgestell gleitend zur Seite geschoben, ohne auf dieses, von Reibung abgesehen, eine Kraft oder Bewegung zu übertragen, oder von diesem eine Rückwirkung zu erfahren. Er liefert also zum Moment M aller Gleit- und anderen Widerstände des Hauptgestells um

dessen Reibungsmittelpunkt M noch gar keinen Beitrag. Das dauert so lange, bis entweder sein Seitenspiel gegenüber dem Hauptgestell erschöpft ist oder vorher der zweite — unverschiebliche — Radsatz zum Anlaufen kommt. Von diesem Augenblick an wird das Hauptgestell um seinen Reibungsmittelpunkt M durch den ersten oder den zweiten Radsatz gleitend geschwenkt; A₀ liegt also dann am ersten oder zweiten Radsatz. Hier erfährt das Fahrzeug plötzlich die

Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$. Die auf den Anlaufpunkt

reduzierte beschleunigte Masse des Fahrzeugs M_r ist groß, es tritt eine starke Anlauferscheinung auf, das Fahrzeug erfährt einen kräftigen Ruck; der führende Radsatz legt sich mit recht großem Führungsdruck an. Bei Führung durch den ersten Radsatz liefert dieser nunmehr zu M den gleichen Beitrag wie ein seitlich nicht verschieblicher Radsatz und fällt der Anlaufwinkel α₀ bzw. z_m größer aus als bei seitlich festem ersten Radsatz. Bei Führung durch den zweiten festen Radsatz liefert der erste nunmehr den erheblich kleineren

Beitrag $\frac{2s^2 \cdot fQ}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}$ zu M (s. meine Arbeit von 1928), aber P

bzw. Y haben jetzt einen kleineren Hebelarm, α₀ erhöht sich zwar nicht, wohl aber u, der Überhang des Fahrzeugs über

den mit $b = \frac{v^2}{R}$ beschleunigten Querschnitt, mithin auch M_r,

so daß bei größerer Achszahl Y leicht gefährlich groß werden,

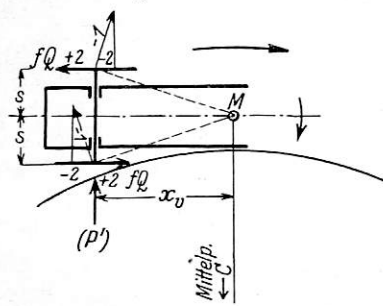


Abb. 7.

die Lokomotive entgleisen kann.

Eine mittlere oder hintere Verschubachse liefert beim Einschwenken des Hauptgestells, bevor sie außen oder innen angelaufen ist, zu M den Beitrag 2 s f Q; denn, da sie noch nicht angelaufen ist, wird noch keine Schienenrichtkraft P' (s. Abb. 7) auf sie ausgeübt, gleiten ihre Räder noch

nicht in Richtung -1, sondern widersetzt sie dem Rahmen des Hauptgestells in den Achslagern den vollen Gleitreibungswiderstand in Richtung +2, gleiten ihre Räder also in Richtung -2. Im Augenblick des Anlaufbeginns sinkt ihr

Beitrag von 2 s f Q auf $\frac{2s^2 f Q}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}$. Für jede noch nicht

anlaufende Verschubachse ist also die M-Linie des Hauptgestells um

$$2sfQ \cdot \left(1 - \frac{s}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}\right) \dots \dots \dots 2)$$

höher zu legen als für ein Fahrzeug mit anlaufender.

2. Vordere Schwenkachse.

Ähnlich wie eine vordere Verschubachse verhält sich eine vordere Schwenkachse ohne Mittelstellvorrichtung. Diese erfährt im Augenblick ihres Anlegens an die Außenschiene nur einen kleinen statischen und gar keinen dynamischen Rückdruck—P_d am materiellen oder ideellen Drehzapfen vom Hauptgestell, abgesehen von Reibung zwischen beiden Teilen, legt sich deshalb sanft mit sehr schwacher Anlauferscheinung an. Im weiteren Verlauf des Einfahrens ist die meist kleine Zapfenrichtkraft +P_d im allgemeinen — abgesehen von sehr kleiner Deichsellänge — nicht in der Lage, das Hauptgestell gleitend in den Bogen einzuschwenken; dieses läuft vielmehr so lange geradeaus, bis seine erste seitlich feste Achse sich außen anlegt und hier an diesem Punkte mit großem u und mithin sehr großem M_r plötzlich die Zentri-

petalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$, also einen starken Ruck, einen starken Zuwachs ihres Anlaufführungsdruckes Y₂₀ durch die starke Anlauferscheinung erfährt, ihres Y₂₀, das schon ohnehin sehr groß werden kann, da das kleine P_d nur wenig zur Führung des Hauptgestells beiträgt. Eine solche Lokomotive legt sich daher zwar mit der ersten führenden Achse sehr sanft an die Außenschiene an, aber mit der zweiten recht hart.

Mittel- und Rückstellvorrichtungen.

Durch eine richtig bemessene Mittelstellvorrichtung mit der Mittelstellkraft P_r kann das Einfahren sanfter gestaltet werden. Diese Vorrichtung müßte bei vollkommener Wirkung so sein, daß erstens die Schwenkachse bei ihrem Anlegen an die Außenschiene, wenn sie beginnt auszuschwenken, nur einen leichten Rückdruck —P_r neben der kleinen P_d-Rückwirkung vom Hauptgestell erfährt, also sich nur mit kleinem Y₁₀₀ anlegt, und daß zweitens bei weiterem Ausschwenken der Schwenkachse P_r allmählich so stark ansteigt, daß es entweder mit P_d zusammen das Hauptgestell gegen seine statischen und dynamischen Widerstände völlig einschwenkt, so daß dieses gar nicht zum Außenanlauf kommt, während das Y₁ der dann allein führenden Achse 1 allmählich anwächst, oder daß P_r mit P_d zusammen wenigstens auf das Hauptgestell eine so starke führende Einwirkung ausübt, daß dieses nur mit einem gegenüber Y₁₀₀ kleinen Führungsdruck Y₂₀ seiner ersten seitlich festen Achse, zweckmäßig Achse 2, sich außen anlegt, schon etwas von der Geraden nach innen abgelenkt, also mit etwas kleinerem α₀, etwas kleinerer Anlauferscheinung, etwas kleinerem Ruck trotz großem M_r. So sollte die Vorrichtung in allen vorkommenden Krümmungen wirken. Nach Anlegen der Achse 2 kann deren Y ruhig etwas ansteigen. Ist die der ersten seitlich festen Achse des Hauptgestells folgende ebenfalls seitlich fest und regelspurig, so sollte drittens P_r nicht so groß werden, daß das Fahrzeug in engen Bögen entweder bei kleinem v so wenig durchknickt oder bei größtem x eine solche Einlaufbahn beschreibt, daß diese Achse sich innen anlegt; denn das könnte bei der Lage dieser Achse ziemlich weit vorne auch bei kleinem v mit sehr starker Anlauferscheinung, gefährlich hohem Führungsdruck geschehen und Y₁ sehr stark erhöhen. Macht man diese Achse seitenverschieblich oder schwächt man ihre Spurkränze, so fällt diese Rücksicht fort.

Als Mittel- oder auch Rückstellvorrichtungen kommen bisher vor allem folgende in Frage:

1. Feder mit Vorspannkraft S₀. Dafür ist ohne Berücksichtigung der Reibung:

$$P_r = S_0 + e \cdot p,$$

wenn e den Ausschlag und p die Federkonstante bedeutet. P_r wächst linear mit e von S₀ in der Mittelstellung aus.

2. Wiege mit parallelen Hängelaschen. Nach der schematischen Abb. 8 ist:

$$\text{tg } \alpha = \frac{e}{\sqrt{l^2 - e^2}} = \frac{P_r}{Q},$$

also

$$P_r = 2Q \frac{e}{\sqrt{l^2 - e^2}};$$

P_r ist also = 0 in der Mittelstellung bei e=0 und steigt mit wachsendem Ausschlag etwas stärker als proportional e an.

3. Keilflächen. Bekanntlich ist hier:

$$P_r = 2Q \frac{\text{tg } (\alpha \mp \varrho)}{1 \pm \text{tg } \alpha \cdot f'}$$

wenn α die Neigung der Keilfläche gegen die Waagerechte,

$f = \text{tg } \varrho$ die Ziffer der Gleitreibung bedeuten; die unteren Vorzeichen gelten bei Ausschub aus der Mitte, die oberen bei Rückkehr in die Mitte; bei Stillstand kann P_r zwischen den beiden Bewegungswerten und noch etwas darüber hinaus liegen, weil f dann größer ist als bei Bewegung. Bei einfahrender, ausschlagender Schwenkachse wächst also zunächst

$$P_r \text{ plötzlich von etwa } 0 \text{ auf } \frac{2 Q \text{tg} (\alpha + \varrho)}{1 - \text{tg} \alpha \cdot f}$$

Wert der Ruhe von f , sinkt dann plötzlich auf einen etwas kleineren Wert und behält diesen unabhängig von der Größe des Ausschlags bei. f ist stets sehr unbestimmt, mithin auch P_r .

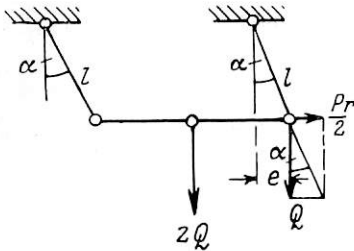


Abb. 8.

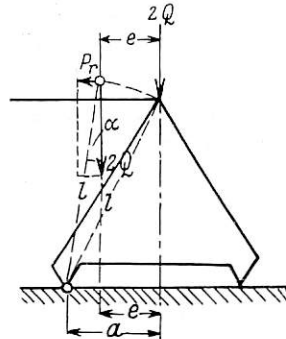


Abb. 9.

4. Dreieckstelze. Nach der schematischen Darstellung der Abb. 9, die auch die Hälfte der ganzen Anordnung geben kann, ist:

$$\text{tg } \alpha = \frac{a - e}{\sqrt{l^2 - (a - e)^2}} = \frac{P_r}{2 Q},$$

also

$$P_r = 2 Q \frac{a - e}{\sqrt{l^2 - (a - e)^2}};$$

für $e = 0$ ist also $P_{r0} = 2 Q \frac{a}{\sqrt{l^2 - a^2}} = S_0,$

für $e = a$: $P_r = 0;$

für $e > a$ wird P_r negativ!

P_r nimmt also mit wachsendem Ausschlag ab statt zu!

5. Dreieckgehänge. Nach der schematischen Darstellung der Abb. 10, die auch die Hälfte der ganzen Anordnung geben kann, ist

$$\text{tg } \alpha = \frac{a + e}{\sqrt{l^2 - (a + e)^2}} = \frac{P_r}{2 Q},$$

also

$$P_r = 2 Q \frac{a + e}{\sqrt{l^2 - (a + e)^2}};$$

für $e = 0$ ist also $P_{r0} = 2 Q \frac{a}{\sqrt{l^2 - a^2}} = S_0,$ wie bei der Dreieck-

stelze; mit wachsendem e wächst hier aber P_r , und zwar etwas stärker als linear mit e . Für $a = 0$ geht dies Gehänge über in die Wiege.

P_r greift in der Regel in der Nähe der Schwenkachse an, in Punkt D.

Am wenigsten erfüllt danach die Dreieckstelze, am meisten die Feder mit Vorspannkraft S_0 jene drei Forderungen. Forderung 1 kann hier durch kleines S_0 erfüllt werden. Beim Einfahren wächst der in Punkt D durch die Mittelstellvorrichtung auf das Hauptgestell ausgeübte führende Einfluß P_r mit dem Ausschlag e der anlaufenden Deichselachse gegenüber dem noch geradeaus rollenden Hauptgestell. Ohne Rücksicht auf Forderung 3 kann man die Federkonstante p so bemessen, daß, wenigstens im engsten Bogen, bei großem v die Kraft P_r noch vor Anlegen der ersten seitlich festen

Achse, meist Achse 2, des Hauptgestells und vor etwaiger Erschöpfung des Seitenspiels von D so groß wird, daß sie zusammen mit P_d nicht nur den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells überwindet, sondern diesem auch noch eine kleine allmählich wachsende Zentripetalbeschleunigung im Punkte D erteilt. Auf diese Weise wird das Hauptgestell leicht in den Bogen eingeschwenkt, wenn auch, wenigstens bei größerem v , nicht so viel, daß es überhaupt nicht zum Außenanlauf kommt. Damit scheint Forderung 2, wenigstens für enge Bögen, ohne Rücksicht auf Forderung 3, teilweise erfüllt zu sein. Da hier beim Einschwenken eine Masse, die

des Hauptgestells, durch eine Kraft P_r beschleunigt bewegt wird, deren Größe von der Bewegung der Masse stetig abhängt, wird das Hauptgestell in eine Schwingungsbewegung versetzt, die $P_r, P_1, P_2,$

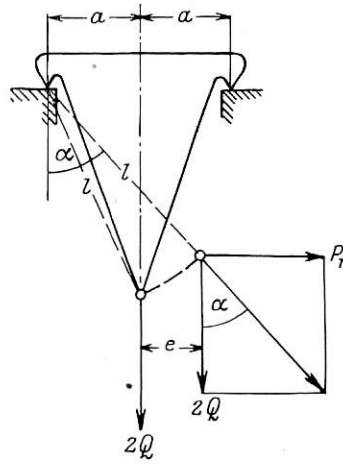


Abb. 10.

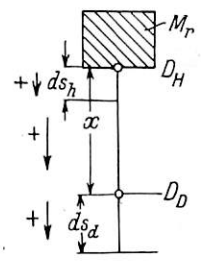


Abb. 11.

Y_1, Y_2 sehr hoch ansteigen lassen kann, und etwas genauer untersucht werden muß.

Es sei der statische Bewegungswiderstand des Fahrzeugs während des Schwingens als konstant angesehen, und es sei von der Reibung der schwingenden Teile aufeinander, die übrigens leicht eingeführt werden kann, abgesehen, ebenso von der kleinen Richtungsänderung von b während des Schwingens. Weiter bezeichnen:

M_r die auf den Angriffspunkt D von P_r reduzierte Masse des Hauptgestells,

x den zur Beschleunigung des Hauptgestells in jedem Augenblick verfügbaren Federausschlag, der gleich der Differenz des Gesamtausschlags e und des zur Überwindung des statischen Schwenkwiderstandes, soweit er auf P_r entfällt, erforderlichen Ausschlags e' ist, also den Relativweg der Schwenkachse in Punkt D gegenüber dem Hauptgestell,

s_h den Weg des von P_r angegriffenen Punktes D_H des Hauptgestells in Richtung des Einschwenkens, vom Beginn des Ausschlagens, $t = 0$, an gerechnet,

s_d den Weg des angreifenden Punktes D_D der führenden Schwenkachse in gleicher Richtung, vom gleichen Zeitpunkt an.

Die Vorzeichen seien nach Abb. 11 gewählt; dann ist nach dieser:

$$\frac{d^2 s_h}{dt^2} \cdot M_r = p \cdot x \dots \dots \dots a^*)$$

also

$$\frac{d^2 s_h}{dt^2} = \frac{p \cdot x}{M_r}, \text{ weiter nach Abb. 11}$$

$$dx = ds_d - ds_h, \text{ also } \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d^2 s_d}{dt^2} - \frac{d^2 s_h}{dt^2} \dots \dots \dots b);$$

$$\frac{d^2 s_d}{dt^2} \text{ ist bekannt} = b; \text{ aus a) und b)}$$

*) Die Reibung zwischen den schwingenden Teilen könnte durch $\pm W$ berücksichtigt werden.

erhält man: $\frac{d^2 x}{dt^2} = b - \frac{p}{M_r} x \dots c).$

Zur Auflösung dieser Differentialgleichung seien zunächst die Variablen getrennt:

Mit $\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d}{dt} \cdot \frac{dx}{dt}$ und $\frac{dx}{dt} = v_x$, also $\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dv_x}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dv_x}{dx} \cdot v_x$

schreibt sich Gl. c):

$\frac{dv_x}{dx} \cdot v_x = b - \frac{p}{M_r} \cdot x$ oder $dv_x \cdot v_x = b \cdot dx - \frac{p}{M_r} \cdot x \cdot dx$

Die Lösung dieser Gleichung lautet:

$\frac{v_x^2}{2} = b \cdot x - \frac{p}{M_r} \cdot \frac{x^2}{2} + c_1$ oder $v_x = \frac{dx}{dt} = \sqrt{-\frac{p}{M_r} \cdot x^2 + 2bx + 2c_1}$
 $dt = \frac{dx}{\sqrt{-\frac{p}{M_r} x^2 + 2bx + 2c_1}}$, deren Lösung $t = \frac{-1}{\sqrt{\frac{p}{M_r}}} \arcsin \frac{b - \frac{p}{M_r} \cdot x}{\sqrt{b^2 + 2c_1 \cdot \frac{p}{M_r}}} + c_2$, daraus $x = \frac{M_r}{p} \left[b - \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \sin \left\{ (c_2 - t) \sqrt{\frac{p}{M_r}} \right\} \right] \dots 3)$

Ermittlung der Konstanten c_1 und c_2 :

Für $t = 0$ ist $x = 0$ und $\frac{dx}{dt} = v \cdot \alpha$, also $v_x = \frac{dx}{dt} = v \cdot \alpha = + \frac{M_r}{p} \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \sqrt{\frac{p}{M_r}} \cos \left\{ (c_2 - 0) \sqrt{\frac{p}{M_r}} \right\} = \sqrt{b^2 \frac{M_r}{p} + 2c_1} \cos \left(c_2 \sqrt{\frac{p}{M_r}} \right) \dots d)$

Für $t = 0$ ist $\frac{d^2 x}{dt^2} = b$, also

$\frac{d^2 x}{dt^2} = b = + \sqrt{b^2 \frac{M_r}{p} + 2c_1} \cdot \sqrt{\frac{p}{M_r}} \sin \left\{ (c_2 - 0) \sqrt{\frac{p}{M_r}} \right\} \dots e)$

Gl. d) durch Gl. e) dividiert ergibt:

$\frac{v \cdot \alpha}{b} = \sqrt{\frac{M_r}{p}} \cdot \cotg \left(c_2 \sqrt{\frac{p}{M_r}} \right)$, daraus $c_2 = \sqrt{\frac{M_r}{p}} \arctg \left(\frac{b}{v \cdot \alpha} \sqrt{\frac{M_r}{p}} \right) \dots 3a)$

Setzt man diesen Ausdruck in Gl. e) ein, erhält man nach einigen Umformungen:

$c_1 = \frac{b^2}{2} \cdot \frac{M_r}{p} \left\{ \frac{1}{\sin^2 \left\{ \arctg \left(\frac{b}{v \cdot \alpha} \sqrt{\frac{M_r}{p}} \right) \right\}} - 1 \right\} \dots 3b)$

Punkt D_H führt also gegenüber D_D quer zur Gleislängsachse eine Sinusschwingung aus mit einer Schwingungsdauer

$T = 2\pi \sqrt{\frac{M_r}{p}}$

x_{min} ergibt sich aus $\frac{dx}{dt} = 0$ zu

$x_{min} = \frac{M_r}{p} \left(b - \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \cdot \sin \frac{\pi}{2} \right)$ bei $t' = c_2 + \frac{3\pi}{2} \sqrt{\frac{M_r}{p}}$

$x_{max} = \frac{M_r}{p} \left(b + \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \cdot \sin \frac{\pi}{2} \right)$ bei $t'' = c_2 + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_r}{p}}$

Die reduzierte Masse ist $M_r = \frac{J}{y^2}$, wenn J das Trägheitsmoment

der schwingenden Masse $\sum \frac{Q}{g}$ bedeutet. Unter der Voraussetzung, daß diese gleichmäßig über die ganze Länge des schwingenden Fahrzeugs $2l$ von der Breite 0 verteilt sei, erhält man nach Abb. 12:

$J = \frac{\sum Q}{g} \cdot \frac{1}{2l} \left\{ \frac{(y+u)^3}{3} + \frac{[2l - (u+y)]^3}{3} \right\}$
 $M_r = \frac{\sum Q}{g} \cdot \frac{1}{y^2} \cdot \frac{1}{6l} \left\{ (y+u)^3 + [2l - (u+y)]^3 \right\} \dots 4)$

Die Schwingung verläuft demnach über der Zeit nach Abb. 13. x_{max} und damit P_{rmax} , Y_{lmax} wachsen mit M_r und b und nehmen mit p ab.

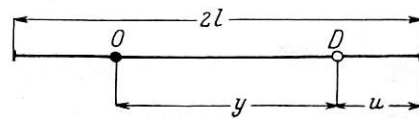


Abb. 12.

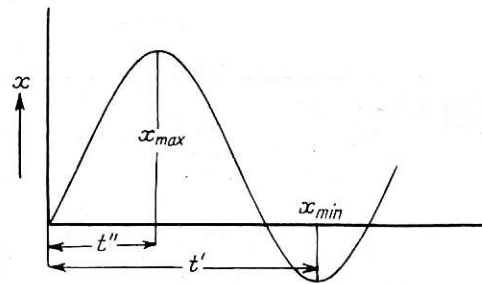


Abb. 13.

Würde x_{max} bei großem b tatsächlich erreicht, so könnte P_r und damit Y_1 , dieses allerdings erst nach dem Anlegen der Achse 1, d. h. nach dem kritischen Augenblick, gefährlich hoch, wenn auch allmählich, ansteigen; noch gefährlicher würde ein Anlegen der ersten festen Achse des Hauptgestells an die Außenschiene sein bei negativem x , also Verkleinerung von P_r durch das Schwingen, weil dann diese Achse in diesem kritischen Augenblick des Anlegens durch P_r nicht oder nur wenig entlastet würde! Aber in Wirklichkeit wird x_{max} , geschweige denn x_{min} , bei größerem b , also bei größeren Schwingungsweiten, niemals erreicht, weil die Schwingung dann stets vorher abgebrochen wird entweder durch Anlegen der ersten festen Achse des Hauptgestells an die Außenschiene oder durch Erschöpfung des Seitenspiels von D.

Dieser Abbruch geschieht zwar in jenem Falle mit der oben erörterten Anlauferscheinung, in diesem mit Stoß, weil die Massen von Hauptgestell und Schwenkachse im Augenblick des Zusammentreffens verschiedene Geschwindigkeiten in Richtung des Zusammentreffens haben; aber der Abbruch ist schon baulich unvermeidlich und auch zur Vermeidung des Auftretens von x_{max} und x_{min} mit ihrer angegebenen ungünstigen Folge notwendig. Bei der vorliegenden Achsanordnung ist der Abbruch durch Anlegen von Achse 2 dem durch Erschöpfung des Spiels von D vorzuziehen, weil eine Mitwirkung von Achse 2 an der Führung des Fahrzeugs geboten ist. Die „Anlauferscheinung“ kann hier wegen des großen Überhanges, also großen M_r , bei großem b sehr heftig werden. Bei kleinem b können bei großem p die Schwingungen ohne Anlegen des Hauptgestells voll zustande kommen. Meistens

wird bei großem b das Hauptgestell während des Schwingens bis zum Anlegen überhaupt nicht merklich aus seiner geraden Zulaufrichtung abgelenkt.

Mit den hierdurch gegebenen Einschränkungen sind also, ohne Rücksicht auf Forderung 3, bei einer Federmittelstellvorrichtung Forderung 1 und 2 gleichzeitig teilweise erfüllbar, aber nur für ein bestimmtes R , im allgemeinen nur für enge Bögen! Denn, wenn man p so bemessen hat, daß bei R_{\min} und einem gewissen v Y_{100} und Y_{20} , d. h. die Führungsdrücke, mit denen sich Achse 1 und 2 anlegen, gut gegeneinander abgestimmt sind, so wird dies Verhältnis mit wachsendem R immer schlechter, weil damit e , also P_r abnimmt, mithin Y_{20} zunimmt. Man muß also bei der Bemessung von S_0 und p auch darauf achten, daß in flachen Bögen bei entsprechend großem v und b der Führungsdruck Y_{20} nicht zu groß wird. Günstig ist hierbei, daß auch der Anlaufwinkel der Achse 2 mit zunehmendem R abnimmt. — er ist bei

Geradeaus-Anlauf $= \sqrt{\frac{2f}{R}}$, wenn f den Abstand der Fahrzeuglängsachse von der Außenschiene in der Zulaufgeraden bedeutet —, also ihre „Anlauferscheinung“ mit zunehmendem Y_{20} abnimmt. Ist auf Forderung 3 Rücksicht zu nehmen, so ist auch die teilweise Erfüllung der Forderung 2 selbst in engen Bögen bei großem v schon schwierig. Ganz vermeiden läßt sich also auch hier eine starke Anlauferscheinung und ein Ruck beim Anlaufbeginn des Hauptgestells bei großem b nicht; er kann günstigstenfalls derart ein wenig gemildert werden, daß in engen Bögen das Hauptgestell schon ein wenig einzuschwenken begonnen hat, bevor es an der Anlaufstelle plötzlich stark abgelenkt wird und die Zentripetalbeschleunigung b erfährt. Das bedeutet eine kleine Verringerung des Anlaufwinkels; das große M_r bleibt aber unverändert! Bei einem vollkommen bogenläufigen Fahrzeug dürften nur solche Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, oder solche, die sehr kleines M_r haben, zum Anlauf kommen*). Ähnlich verhalten sich hinsichtlich Forderung 2 die übrigen Mittelstellvorrichtungen, deren P_r mit dem Ausschlag e wächst.

Die Keilflächenmittelstellvorrichtung ist zwar nicht von R abhängig, hat also diesen Mangel der Federstellvorrichtung nicht, erfüllt aber jene drei Forderungen (Seite 465) noch weniger. Mit Rücksicht auf Forderung 1 darf P_r nur niedrig, mit Rücksicht auf 3 nur so groß genommen werden, daß es den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells noch nicht überwindet, allerdings ist hier ein Innenanlauf nicht ganz so ungünstig wie bei der Federstellvorrichtung, weil P_r nicht über seinen konstanten Wert wachsen kann; es ist auch baulich schwierig, großes P_r zu erhalten. Forderung 2 ist nicht einmal in dem Maße zu erfüllen wie bei der Federstellvorrichtung. Ein Geradeausanlauf des Hauptgestells mit großem Y_{20} und starkem Ruck ist auch in engen Bögen unvermeidlich; Y_{20} wächst natürlich mit b . Wirklich konstant ist ja P_r bei dieser Anordnung wegen der Veränderlichkeit von f auch nicht, aber in ungünstiger Weise veränderlich. Die Schwenkachse erfährt im Augenblick ihres Anlegens und Schwenkbeginns einen besonders großen Rückdruck — P_r , der kurz darauf etwas abnimmt; und beim Auslauf aus dem Bogen wird P_r kleiner als beim Einfahren. Die oben vorgeschlagene Mittel- oder Rückstellvorrichtung mit Preßluftkolben hat zwar auch bei einfachster Ausbildung ein P_r , das nicht mit dem Ausschlag wächst, aber eins, das einigermaßen konstant ist, also ohne die Mängel des veränderlichen f ;

*) Beachtenswert erscheint eine Bauart der Rollenlagerfabrik Jäger, Elberfeld, die eine Ringfeder zwischen Achsschaft und Achslager legt zur Aufnahme achsialer Kräfte. Hinsichtlich M_r ist sehr günstig das Drehgestellfahrzeug (Garrat-Lokomotive).

weiter gewährt sie ohne bauliche Schwierigkeiten ein hinreichend großes P_r und kann nach Bedarf leicht ein- und ausgeschaltet oder auch in ihrer Wirkung abgeschwächt werden, was bei hinten liegender Schwenkachse sehr günstig ist.

Achse 2, also die erste des Hauptgestells, macht man bei dieser Anordnung mit vorderer Schwenkachse zweckmäßig seitlich fest und regelspurig, um sie zur Führung des Fahrzeugs heranzuziehen. Das Fahrzeug allein durch die Laufachse außen zu führen, ist weder erwünscht noch bei vielachsigen Lokomotiven immer möglich. Würde man Achse 2 seitverschieblich machen oder ihre Spurkränze merklich schwächen, so würde die folgende regelspurige und seitlich feste die Führungsfunktion jener übernehmen, aber unter sehr viel ungünstigeren Verhältnissen, weil sie viel größeren Überhang hat und dem Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells näher liegt.

3. Voranlaufendes Krauß-Helmholtz-Gestell.

Wird ein Fahrzeug durch ein voranlaufendes Krauß-Helmholtz-Gestell mit seitlich im Hauptgestell fest gelagertem Drehzapfen D geführt, so nimmt dessen Laufachse beim Anlegen an die Außenschiene das Hauptgestell zwar in Punkt D zwangläufig mit — im Gegensatz zu den

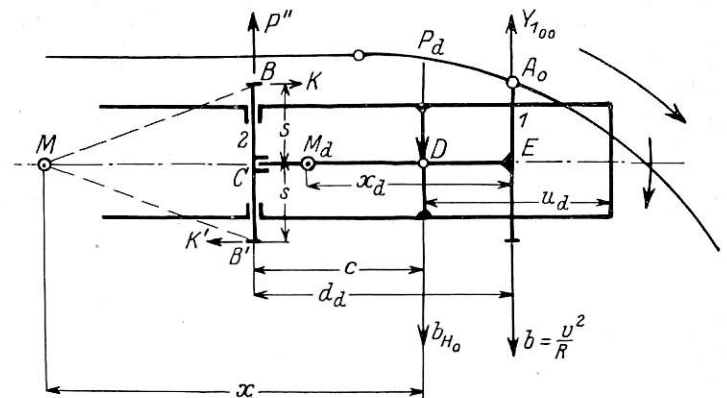


Abb. 14.

beiden bisher besprochenen Anordnungen —, ist aber dennoch mit dem Hauptgestell nur kraftschlüssig, nicht zwangschlüssig, verbunden, weil Achse 2 nach der Seite ausweichen kann, sozusagen als Rutschkupplung wirkt. Nach Maßgabe dieses Ausweichens nimmt Achse 1 in D das Hauptgestell zwangläufig mit, erteilt ihm hier eine von b abhängige reduzierte Zentripetalbeschleunigung b_H und erfährt von ihm eine seiner reduzierten Masse M_r und b_H entsprechende Massenrückwirkung. b_H sei zunächst ermittelt. Sobald das Außenrad der Laufachse bei A_0 (s. Abb. 14) in Anlaufberührung mit der Außenschiene tritt, beginnt sich die Deichsel im allgemeinen um ihren hinteren, mit der noch geradeaus laufenden Gestellkuppelachse gelenkig verbundenen, Punkt C gleitend zu drehen, der in diesem Augenblick sowohl Pol der Winkelbeschleunigung als auch Reibungsmittelpunkt der Deichsel ist. Sie beschleunigt somit das Hauptgestell in Punkt D mit

$$b_{H_0} = b \cdot \frac{c}{d_d},$$

erfährt in D vom so beschleunigten Hauptgestell einen Rückdruck — P_d und übt an ihrem Hinterende in C eine nach außen gerichtete Kraft P'' auf die Achse 2 aus. Das gilt unter der Voraussetzung, daß der Rückdruck — P_d nicht so groß ist, daß das von ihm abhängige P'' den Reibungswiderstand von Achse 2, nämlich $2fQ$, überwindet. Ist dies der Fall, so weicht im fraglichen Augenblick Achse 2 nach außen aus, und die Deichsel bewegt sich gleitend nicht um C , sondern um D , d. h. der Kraftschluß tritt in Funktion; b_{H_0} , P_d und Y_{100} , der Führungsdruck, mit dem Achse 1 sich anlegt, sinken. Dieser kann also ein gewisses Maß nicht überschreiten.

Bis zu dieser Grenze, die später genauer festgesetzt wird, gilt für den Augenblick des Anlegens von Achse 1 $b_{H_0} = b \cdot \frac{c}{d}$.

Sobald das System in Bewegung kommt, dreht sich erstens das Hauptgestell gleitend um seinen Reibungsmittelpunkt M und schiebt dabei den äußeren Auflagerpunkt B der Kuppelachse 2 mit der Kraft K ein wenig gleitend vorwärts, den inneren B' mit K' ein wenig gleitend rückwärts, und weicht zweitens die Kuppelachse stets, auch bei kleinem P_d , in Richtung der von der Deichsel auf sie ausgeübten Querkraft P'' ein wenig nach außen gleitend aus, denn wegen Auftretens von K und K' wirkt jetzt nur eine Komponente des ganzen Gleitwiderstandes der Achse in dieser Richtung. Infolgedessen dreht sich die Deichsel jetzt nicht mehr gleitend um ihren Endpunkt C, sondern um einen ein wenig vor C liegenden Punkt M_d als ihren Reibungsmittelpunkt. Damit verschiebt sich auch ihr Pol O_d etwas. Die Punkte B und B' der Kuppelachse bewegen sich also gleitend in Richtung der Resultierenden f Q von $\frac{P''}{2}$ und K, bzw. $\frac{P''}{2}$ und K', die um den Winkel ϵ von der Längsachse abweicht. Die Kuppelachse hat während des Ausweichens einen besonderen Reibungsmittelpunkt, der weder mit M noch mit M_d zusammenfällt. P'' , ϵ , x_d und K, K' erhalten wir in folgender Weise: Durch

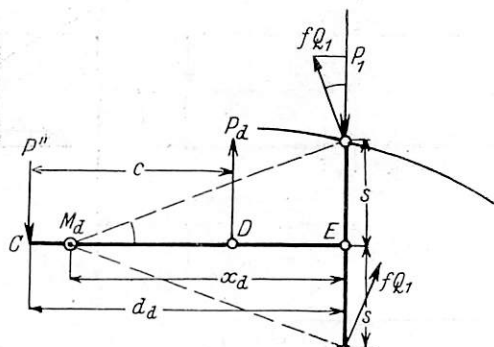


Abb. 15.

Ansetzen der Momentengleichung um Punkt E der Deichsel (Abb. 15) erhalten wir:

$$P'' = P_d \cdot \frac{d_d - c}{d_d} - 2fQ_1 \frac{s^2}{d_d} \cdot \frac{1}{\sqrt{x_d^2 + s^2}}, \quad \dots \quad 5)$$

mit dem oberen Grenzwert $2fQ$, also $P_{d_{max}}$ in f Q-Einheiten:

$$P_{d_{max}} = 2 \left\{ \frac{d_d}{d_d - c} + \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{s^2}{d_d - c} \cdot \frac{1}{\sqrt{(d_d - c)^2 + s^2}} \right\} \quad \dots \quad 5a).$$

Nach dem Plan der nach Abb. 16 an den Auflagerpunkten B und B' der Kuppelachse angreifenden Kräfte erhalten wir weiter:

$$\sin \epsilon = \frac{P''}{2fQ} \quad \dots \quad 6)$$

und $K = K' = fQ \cdot \cos \epsilon$, also den Beitrag der Gestellkuppelachse zum Moment M der Gleitreibungswiderstände des Hauptgestells um M:

$$K \cdot 2s = 2fQ \cdot \cos \epsilon \cdot s = s \sqrt{(2fQ)^2 - P''^2} \quad \dots \quad 6a)$$

Die Komponente y des Gleitweges von B wird allein von der Deichsel, die Komponente z allein vom Hauptgestell geliefert. Bewegt sich demnach Punkt E der Deichsel gleitend um M_d um die Strecke 1, so ist y nach Abb. 14

$$y = 1 \cdot \frac{d_d - x_d}{x_d} \quad \text{und} \\ z = 1 \cdot \frac{c - (d_d - x_d)}{x_d} \cdot \frac{s}{x}, \quad \text{also}$$

$$\begin{aligned} \text{tg } \epsilon &= \frac{y}{z} = \frac{d_d - x_d}{c - (d_d - x_d)} \cdot \frac{x}{s}, \quad \text{daraus} \\ &\text{tg } \epsilon \cdot \frac{s}{x} \\ d_d - x_d &= c \cdot \frac{\text{tg } \epsilon \cdot \frac{s}{x}}{1 + \text{tg } \epsilon \cdot \frac{s}{x}} \quad \dots \quad 7) \end{aligned}$$

$\text{tg } \epsilon \cdot \frac{s}{x}$ ist stets sehr klein, etwa 0,06 bis 0,095; somit $\frac{d_d - x_d}{d_d} = \frac{c}{d_d} (0,06 \text{ bis } 0,095)$; da außerdem eine Änderung

von x_d nur von geringem Einfluß auf P'' , somit auf ϵ , K, P_d ist, kommt man schnell zu einem hinreichend genauen Ergebnis, wenn man x_d zunächst schätzt, ein ganz wenig kleiner als d_d , und danach die übrigen Größen bestimmt. ϵ kann bei großem P_d etwa bis zu 30° ansteigen.

Das gleitende Ausweichen der Kuppelachse bedeutet nicht, daß ihr aus Gleiten und Rollen sich zusammensetzender Weg vom Augenblick des Anlaufbeginns der Laufachse an merklich

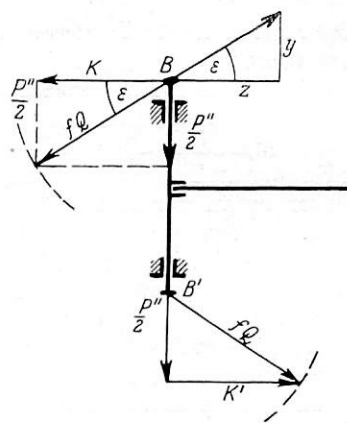


Abb. 16.

von ihrer Rollrichtung abweicht; für den Ablenkungswinkel ζ_B von dieser besteht die Beziehung:

$$\text{tg } \zeta_B = \frac{y}{z + \frac{1}{\sin \alpha_0}} = \frac{\frac{d_d - x_d}{x_d}}{c - (d_d - x_d) \cdot \frac{s}{x} + \frac{1}{\alpha_0}}$$

das höchstens = 0,0010 wird, entsprechend $\zeta_{B_{max}} = 3'$! Für den Endpunkt C der Deichsel erhalten wir ebenso $\text{tg } \zeta_C = y \cdot \alpha_0$, nur unmerklich größer als ζ_B ; O_d verschiebt sich also auch nur ganz unmerklich aus C heraus. Hauptgestell und Drehgestell beschreiben daher vom Anlaufbeginn der Gestellachse 1 bis zum Anlaufbeginn der Gestellkuppelachse 2 eine Bahn, die näherungsweise nach Abb. 17 in folgender Weise konstruiert werden kann. Wir lassen den Anlaufpunkt 1 der Laufachse ein kleines Stück $1_0 - 1_1$ auf der gegebenen Bahn vorrücken, legen mit der Deichsellänge $1_1 - 2_1 = d_d$ den Punkt 2_1 noch auf der in der Zulaufgeraden liegenden Hauptgestell-längsrichtung fest, ziehen vom Punkte D_1 der Deichsellage $1_1 - 2_1$ einen Strahl nach dem Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells M_0 , schneiden auf diesem den Punkt M_1 im Abstand x von D_1 ab und ziehen durch 2_1 eine Parallele a zu $D_1 M_1$, lassen dann 1_1 ein kleines Stück vorrücken bis 1_2 , schneiden mit der Länge d_d von 1_2 aus auf der Parallelen a den Punkt 2_2 ab, ziehen $D_2 M_1$, schneiden darauf M_2 ab, ziehen durch 2_2 eine Parallele b zu $D_2 M_2$ usw. Im Punkt 2_a beginnt Achse 2 anzulaufen. Die Bahn von C fällt in dieser Darstellung mit der von 2 zusammen, sie schließt sich fast tangential mit

$R = \infty$ an die Zulaufgerade an und verkleinert bis zum Anlauf von 2 ihr R etwas, ist aber auch dann noch sehr schwach gekrümmt. Demgemäß verschiebt sich O_d ein wenig von C nach hinten und wächst b_H bis zum Anlegen von Achse 2 ein wenig über $b_H = b \frac{c}{d_d}$ hinaus.

Für die Richtkraft P_1 der Achse 1 erhalten wir durch Ansetzen der Momentengleichung um Punkt C (s. Abb. 15):

$$P_1 = P_d \frac{c}{d_d} + 2fQ_1 \frac{\frac{s^2}{d_d} + x_d}{\sqrt{s^2 + x_d^2}} \quad (8)$$

also, in Einheiten fQ , für P_{100} , den Wert von P_1 beim Anlegen von 1 mit dem Regelwert $x_d = d_d$:

$$P_{100} = P_d \frac{c}{d} + 2 \frac{Q_1}{Q} \frac{\sqrt{s^2 + d_d^2}}{d_d} \quad (8a)$$

und den möglichen Höchstwert P_{100max} mit $x = d_d - c$ nach Gl. 5a):

$$P_{100max} = \frac{2}{d_d - c} \left(c + \frac{Q_1}{Q} \sqrt{s^2 + (d_d - c)^2} \right) \quad (8b)$$

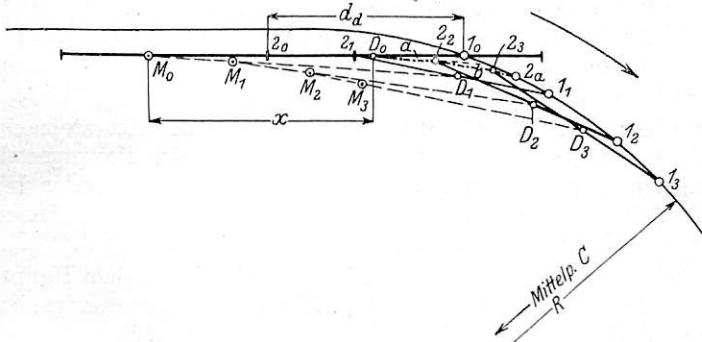


Abb. 17.

Den Wert der Gl. 8a) behält P_1 angenähert bei bis zum Anlegen der Achse 2, um dann mit plötzlichem Sinken von x_d auf $\frac{d_d}{2}$ und plötzlicher Änderung von P_d auf P_{d1} , das unten näher bestimmt wird, den Ausdruck anzunehmen (in fQ -Einheiten):

$$P_{10} = P_{d1} \cdot \frac{c}{d_d} + 2 \frac{Q_1}{Q} \frac{\frac{s^2}{d_d} + \frac{d_d}{2}}{\sqrt{s^2 + \frac{d_d^2}{4}}} \quad (8c)$$

Mit diesem Anlegen von Achse 2 hört die Übersetzung durch die Deichsel und die kraftschlüssige Verbindung des Drehgestells mit dem Hauptgestell auf, springt b_H auf b , wird das Drehgestell zwangschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden; es nimmt mithin dessen Massenrückdruck auf die Deichsel in D und damit auf die sich anlegende Achse 2 plötzlich erheblich und ohne obere Begrenzung zu, während andererseits der statische Schwenkwiderstand des Hauptgestells in diesem Augenblick plötzlich ein wenig abnimmt, weil der Beitrag von Achse 2 zu \mathfrak{M} von $s \cdot \sqrt{(2fQ)^2 - P''^2}$ (Gl. 6a)

auf $2fQ \frac{s^2}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}$ sinkt.

Infolgedessen nimmt P_d plötzlich erheblich auf P_{d1} zu, legt sich Achse 2 unter Wirkung des vollen M_r des Hauptgestells auf Punkt D und mit nur wenig verkleinertem Anlaufwinkel, also mit starker Anlauferscheinung, an, kann sein Y_{20} recht groß werden, und erfährt das Hauptgestell einen merklichen Ruck. Die Richtkraft P_{20} , mit der Achse 2 sich außen anlegt, hat den Ausdruck:

$$P_{20} = P'' + 2 \frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}, \text{ mithin nach Gl. 5) mit } x_d = d_d/2:$$

$$P_{20} = P_{d1} \cdot \frac{d_d - c}{d_d} - \frac{2Q_1}{d_d Q} \cdot \frac{s^2}{\sqrt{\frac{d_d^2}{4} + s^2}} + 2 \frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \quad (9)$$

bis auf P_{d1} übereinstimmend mit der für $v=0$ geltenden Gl. 8b) meiner Arbeit von 1928. Die Winkelbeschleunigung der Laufachse wird in diesem Augenblick plötzlich gleich 0, und ihr Pol rückt ins Unendliche nach hinten.

Die erste seitlich feste Achse des Hauptgestells, meist Achse 3, wird durch D weit nach innen gezogen; sie würde mit starker Anlauferscheinung zum Innenanlauf kommen, Y_1 und Y_2 gefährlich hoch ansteigen lassen und einen weiteren heftigen Stoß in das Einfahren bringen, wenn ihre Spurkränze nicht geschwächt wären. Dies ist bei fester Lagerung von D notwendig. Diese Achse 3 kommt hier nie zum Außenanlauf, kann also nie einen Anlaufstoß von außen her in das Hauptgestell bringen. Auch Achse 4 neigt bei fünf- und mehrachsigen Fahrzeugen noch zu ungünstigem, Y_1 und Y_2 stark erhöhendem, Innenanlauf.

Etwas sanfter läßt sich das Einfahren dadurch gestalten, daß man in D Hauptgestell und Drehgestell kraftschlüssig miteinander verbindet, indem man den Zapfen D gegen eine Federspannkraft P_d seitenschieblich anordnet. Dann legt sich die Laufachse außen an, ganz ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells und ohne Ruck in diesem; das P_d in Gl. 8a) hat dann nur den Wert S_0 . Solange P_d noch nicht imstande ist, den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells zu überwinden — und das ist meistens bis zum Anlegen von 2 der Fall —, läuft dieses genau geradeaus, dreht sich die Laufachse gleitend genau um C , weicht Achse 2 nicht nach außen aus, da ihr Seitwärtsgleiten noch nicht durch ein Längsgleiten KK' eingeleitet ist. Sie liefert zu \mathfrak{M} nach Gl. 6a) den hohen Beitrag $s \sqrt{(2fQ)^2 - P''^2}$, der nur wenig kleiner als $2fQ \cdot s$ ist. Sobald P_d den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells überwindet, beginnt dies langsam schwingend einzuschwenken, rückt M_d ein ganz wenig von C nach vorne, weicht Achse 2 ein wenig nach außen aus mit unveränderter Form ihres Beitrages zu D , solange sie nicht außen anlauft. Diese Änderungen sind zunächst nur ganz unbedeutend. Im Gegensatz zur Anordnung mit seitlich festem Drehzapfen legt sich hier Achse 2 ebenfalls ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells und ohne Ruck in diesem außen an; es steigt nur von diesem Augenblick an der Ausschlag e des Punktes D , also die Zapfenrichtkraft P_d , stärker an, weil die Übersetzung durch die Deichsel jetzt wegfällt, unter gleichzeitigem Sinken des oben angegebenen Beitrages von Achse 2 zu \mathfrak{M} , also zum statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells, und zwar auf $\frac{2fQ \cdot s^2}{\sqrt{s^2 + x^2}}$, wenn

dies schon begonnen hat einzuschwenken, oder auf 0, wenn es noch geradeaus läuft; denn in diesem Fall gleitet die Achse 2 lediglich senkrecht zur Hauptgestellängsachse. Infolge dieses stärkeren Steigens von P_d und geringen Sinkens des statischen Schwenkwiderstandes wird P_d , wenn es vor Anlegen von 2 dazu noch nicht groß genug war, sehr bald danach das Hauptgestell schwingend einzuschwenken beginnen. Dabei ist zu beachten, daß, falls der Beitrag von 2 zu \mathfrak{M} vorher auf 0 gesunken war, er im Augenblick des Schwenkbeginns nach Anlegen von Achse 2 auf jeden Fall den Wert $\frac{2fQ \cdot s^2}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}$ annimmt.

Diese Schwingbewegung folgt dem oben entwickelten Gesetz; sie kommt nur in engen Bogen zustande, weist nur bei größerem v größere Schwingungsweiten x auf und wird

dann stets vor Erreichen von x_{\max} abgebrochen, entweder durch Anlegen der ersten seitlich festen Achse (meist Achse 3) des Hauptgestells an die Außenschiene oder durch Erschöpfung des seitlichen Zapfenspiels. In Abb. 18 ist das Fahrzeug schematisch dargestellt im Augenblick des Schwingbeginns (Index 0) und im Augenblick des Abbruchs durch Anlegen von Achse 3 (Index a); e'' bedeutet den Ausschlag von Punkt D bei Schwingbeginn, x die Schwingungsweite bei Abbruch durch Anlegen von 3. Unmittelbar vor dem Anlegen hat Achse 3 nur die sehr kleine Zentripetalgeschwindigkeit $v_{x_3}' = \sim 0$, unmittelbar danach die sehr viel größere $v_{x_3} = v \cdot a = \frac{Z}{R}$; das Hauptgestell erfährt also hier die große „Anlaufstoßgeschwindigkeit“ $v_{x_3} - v_{x_3}' \sim v \cdot a$ mit einer sehr großen reduzierten Masse M_r , weil Achse 3 einen sehr großen Überhang hat. Diese legt sich daher mit sehr

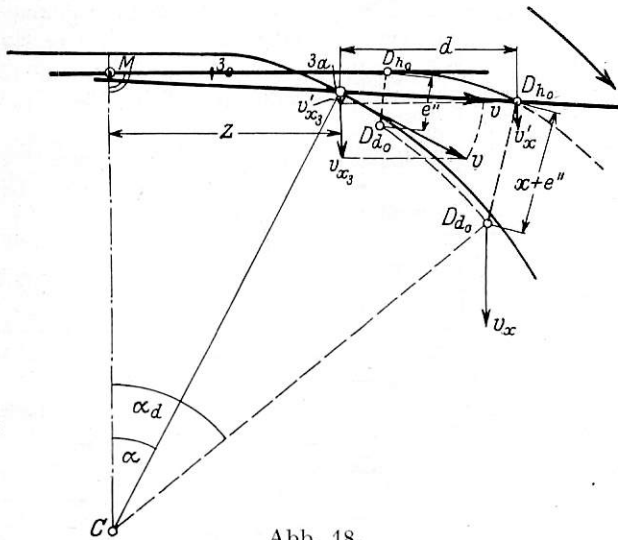


Abb. 18.

starker Anlauferscheinung an, das Fahrzeug erfährt einen kräftigen Ruck. So kann Y_{30} durch diese stets sehr starke Anlauferscheinung sehr hoch werden, auch wenn es ohne deren Berücksichtigung klein ausfällt bei großer Schwingungsweite, also großem, Y_{30} herabziehendem, P_d .

Der Abbruch der Schwingung durch Erschöpfung des Seitenspiels von D geschieht mit Stoß, der an anderer Stelle, am Zapfenlager, auftritt und sich von hier auf die beiden Anlaufpunkte der Achsen 1 und 2 überträgt. Beim Zusammentreffen hat der eine Stoßkörper, das Drehgestell, die Zentripetalgeschwindigkeit von D_d , nämlich $v_x = v \cdot a_d$, die wegen des größeren a größer ist als v_{x_3} , der andere, das Hauptgestell, die von D_h nämlich $v_x' = \sim 0$, nur wenig größer als v_{x_3}' ; (s. Abb. 18); die Differenz der Stoßgeschwindigkeiten ist

also größer als die Anlaufstoßgeschwindigkeit beim Anlegen von 3, aber M_r ist hier kleiner, weil D kleineren Überhang hat als 3. Dieser Stoßdruck ist nun mit dem Zapfenspiel veränderlich, weil a_d sich damit ändert, und zwar ist er um so größer, je größer dies Spiel ist, je näher es dem Wert $e'' + x$ (s. Abb. 18) liegt. Man kann daher durch Beschränkung des Zapfenseitenspiels und weiter durch Einbau einer Dämpfung, etwa eines Flüssigkeitspuffers, den Stoßdruck beschränken, was bei Abbruch des Schwingens durch Anlegen von Achse 3 nicht möglich ist. Die endgültige Aufnahme des Stoßes durch das Gleis an den beiden Anlaufpunkten der Achsen 1 und 2 ist im allgemeinen günstiger als das Anschlagen von Achse 3 einmal weil er bis dahin stark abgeschwächt werden kann, dann weil er sich auf zwei Punkte verteilt. Im allgemeinen dürfte es sich daher hier empfehlen, das Schwingen durch Begrenzung des Zapfenspiels abzurechnen. Dies Spiel muß aber mindestens so groß sein, daß auch im engsten Bogen Achse 1 und 2 sich außen anlegen, bevor es erschöpft ist, also ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells auf sie, und daß weiter Achse 3 bei $v = 0$ nicht zum Innenanlauf kommt; dann wird nur in flachen Bögen das Schwingen durch Anlegen von Achse 3 abgebrochen.

Bei dieser kraftschlüssigen Verbindung des Drehgestells mit dem Hauptgestell kann demnach zwar der schwächere Ruck beim Anlegen von Achse 1 und der stärkere beim Anlegen von Achse 2 und demgemäß Y_{100} und Y_{20} ermäßigt werden; aber bei größeren Geschwindigkeiten tritt stets ein Ruck auf, entweder beim Anlegen der ersten im Hauptgestell seitlich fest gelagerten Achse, meistens Achse 3, oder bei Erschöpfung des seitlichen Zapfenspiels, unter Umständen sogar bei beiden, und ein unter Umständen recht großes Y_{30} . Die Forderung, daß nur kraftschlüssig seitlich mit dem Hauptgestell verbundene Radsätze zur Führung herangezogen werden sollen, läßt sich bei dieser Anordnung nicht erfüllen.

Bemessen wird die Federrückstellvorrichtung sinngemäß nach den gleichen Grundsätzen wie die Mittelstellvorrichtung der Lokomotive mit vorderer Schwenkachse. S_0 kann etwas größer als dort genommen werden, weil es hier nur zum Teil auf Achse 1 entfällt. Forderung 3 bezieht sich hier auf die erste regelspurige und seitlich feste Achse des Hauptgestells; sie ist im allgemeinen etwas schwieriger zu erfüllen. Es empfiehlt sich, Achse 3 regelspurig und seitlich fest zu machen, zur Führung des Fahrzeugs von außen heranzuziehen; denn eine weiter hinten liegende Achse würde mit härterem Ruck und größerem Y außen anzulaufen beginnen, weil sie größeren Überhang hat. Bei Fahrzeugen mit mehr als vier Achsen neigt auch die Achse 4 zum Innenanlauf, wovor sie durch Schwächerdrehen der Spurkränze zu bewahren ist. Die letzte Achse kann innen anlaufen, ihre Anlauferscheinung kann in Kauf genommen werden.

(Fortsetzung folgt).

Behebung von Betriebsschwierigkeiten durch Einsatz von Lokomotiven der bayerischen Bauart Gt 2×4/4.

Von Oberregierungsbaurat a. D. Engelhardt in Wuppertal-Elberfeld.

Die Anerkennung, die Professor Nordmann im Heft 13 des Jahrgangs 1927 dieser Zeitschrift der verstärkten bayerischen Gt 88.16 Lokomotive der Baureihe 96⁰ — bayerische 2×4/4 gekuppelte Güterzug-Tenderlokomotive Bauart Mallet — gezollt hat, soll durch die nachstehenden Zeilen eine gewisse Ergänzung erhalten, wenn auch in dem vorliegenden Fall nicht von einer Verstärkung dieser Lokomotivgattung, sondern nur von einer Abänderung gewisser Bauteile gesprochen werden kann. Die Verstärkung, wie sie als Grundlage für die Nordmannschen Betrachtungen gedient hat, entspricht einem

Umbau des ursprünglichen Lokomotivtyps, indem der Achsdruck von 15 auf 16 t erhöht und das Zylinderraumverhältnis der Hochdruck- zur Niederdruckmaschine von 1:2,28 auf 1:1,78 geändert worden ist. Ein derartig wirksamer, aber auch kostspieliger Umbau ist in dem vorliegenden Fall vermieden, d. h. es ist der ursprüngliche Achsdruck von 15 t und das Zylinderraumverhältnis von 1:2,28 beibehalten worden. Trotzdem ist es gelungen, mit dieser Lokomotivtype einem notleidenden Betrieb schnellstens eine wesentliche Hilfe zu geben. Diese Hilfe hätte sonst nur durch bauliche und sehr teure Maßnahmen

gebracht werden können, deren Verwirklichung angesichts der mißlichen Finanzlage der Reichsbahn in weite Ferne gerückt erschien und die erheblich mehr Zeit in Anspruch genommen hätte.

Die eingleisige Nebenbahnstrecke Brügge—Lüdenscheid gehört zu den am stärksten belasteten Strecken des Direktionsbezirks Elberfeld. Sie ist zwar nur 6,4 km lang, hat aber auf eine Länge von 4,63 km eine Steigung von 1:36 mit starken Krümmungen. Sie endet in Lüdenscheid in einem Kopfbahnhof. Erschwerend wirkt ein sehr enger Tunnel von 379 m Länge, der in einer S-Krümmung liegt und besonders mangelhaft entlüftet wird.

Infolge der starken Entwicklung der Stadt Lüdenscheid, des Sitzes zahlreicher Metallwarenfabriken, stieg der Verkehr auf dieser Strecke schnell an und ihre Belastung hatte schon in den letzten Jahren vor dem Kriege für gewisse Tagesstunden Schwierigkeiten bereitet. Trotz der Verwendung der leistungsfähigsten Lokomotiven der üblichen Bauarten (Gt 46.17, Gt 55.17) waren die Zuglasten beschränkt und die Fahrgeschwindigkeiten gering. Die langen Fahrzeiten der Personenzüge verursachten in letzter Zeit eine starke Abwanderung des Personenverkehrs von der Eisenbahn auf den Kraftwagen.

Die Verwendung von Vorspann- oder Drucklokomotiven ist nicht möglich, weil das Lokomotivpersonal unter der Rauchbelastung in dem Tunnel zu stark zu leiden hat. Aus diesem Grunde mußte auch die Auslastung der Züge um rund 10 v. H. unter die der Zugkraft der jeweiligen Lokomotivgattung entsprechenden Werte herabgesetzt werden, damit der Tunnel in möglichst kurzer Frist durchfahren werden kann. Die durch den Berg getriebenen drei Entlüftungsschächte für den Tunnel haben sich als nicht genügend wirksam gezeigt, maschinelle Einrichtungen zur Verbesserung der Tunnelentlüftung versprechen keinen durchgreifenden Erfolg.

Bereits um die Jahrhundertwende wurden Maßnahmen zur Entlastung der Strecke erwogen und später der Bau des zweiten Gleises mit einer anderen, günstigeren Linienführung beschlossen. Die Bauarbeiten wurden im Jahre 1914 aufgenommen, jedoch bei Beginn des Weltkrieges eingestellt. Da die Verhältnisse auf der Strecke auch in der Nachkriegszeit brennend geblieben sind, wurde der Bau des zweiten Gleises erneut aufgegriffen. Hierbei wurden die für den Bau erforderlichen Kosten infolge des schwierigen Geländes zu 8,3 Millionen Reichsmark ermittelt. Da jedoch die schwierige Finanzlage die Verwirklichung dieses Planes in absehbarer Zeit wenig aussichtsreich erscheinen läßt, wurde geprüft, ob nicht anderweitig ausreichende Besserung geschaffen werden könnte. Zwei Wege konnten beschrritten werden:

Einmal wurde untersucht, ob durch Einführung elektrischer Zugförderung die vorhandene Strecke unter Beibehaltung des eingleisigen Betriebs in billigerer Weise leistungsfähiger gestaltet werden könnte. Die Gesamtkosten für die Einrichtung dieser Betriebsweise sind zu 2,6 Millionen Reichsmark ermittelt worden. Die Höhe dieser Anlagekosten in Verbindung mit den sehr hohen Betriebskosten läßt auch diesen Plan als in absehbarer Zeit unausführbar erscheinen. Sodann wurde geprüft, ob nicht durch Einsatz stärkerer Dampflokomotiven an Stelle der bisher verwendeten geholfen werden könnte. Die Unmöglichkeit, auf der genannten Strecke mit Vorspann- oder Drucklokomotiven zu fahren, ist bereits erläutert worden. Es wurde daher die Verwendung von Garrat-Lokomotiven (Bauart der Hanomag) erwogen. Der Einsatz der Gt 57.19 Lokomotive (T 20) hätte keinen ausreichenden Erfolg gehabt, außerdem hätte die Strecke mit Rücksicht auf ihren Oberbau den hohen Achsdruck dieser Lokomotivgattung nicht zugelassen.

Auch die Bespannung der Personenzüge mit Gt 55.17 Lokomotiven (T 16¹) konnte wegen der Geschwindigkeitsbe-

schränkung dieser Lokomotivgattung bei der Talfahrt (infolge ihrer erhöhten Entgleisungsgefahr) nicht in Frage kommen.

Eine Lösung der Schwierigkeiten ergab sich durch die Verwendung der von den vormaligen bayerischen Staatseisenbahnen für Steilrampen besonders entwickelten achtachsigen Güterzuglokomotiven der Bauart Mallet (Gt 88.15). Im August 1928 wurden daraufhin mit einer von der Reichsbahndirektion Nürnberg entliehenen Lokomotive dieser Bauart Versuchsfahrten ausgeführt, die im allgemeinen zufriedenstellende Ergebnisse zeigten. Es ergab sich, daß die Strecke mit dieser Lokomotivgattung durch Verbesserung des Fahrplanes leistungsfähiger zu machen sei und größere Zuglasten befördert werden könnten, ohne daß dabei die Rauchbelastung durch eine zweite Lokomotive in Kauf genommen werden mußte. Hierzu ist noch zu bemerken, daß auch Versuche angestellt worden sind, das Lokomotivpersonal der Zug- und Hilfslokomotive mit Gasmasken auszurüsten.

Als Vorteil zeigte sich ferner, daß bei den Mallet-Lokomotiven die Rauchgasbelastung auf dem Führerstand auch aus dem Grunde nicht so stark in Erscheinung treten konnte, weil der Führerstand durch das Vorhandensein der Türen mit Fallfenstern (wie bei Personenzügen) und durch leicht bedienbare Lüftungsklappen nach außen hin dicht abgeschlossen werden konnte.

In gleicher Weise wurden auch mit einer Gt 88.16 Lokomotive, der verstärkten Bauart der Mallet-Lokomotiven, Versuchsfahrten ausgeführt, die die Mängel, welche bei den Gt 88.15 aufgetreten waren, nicht aufwiesen. Als Mängel hatten sich an den Gt 88.15 Lokomotiven die geringe Überhitzung des Dampfes und demzufolge hoher Brennstoffverbrauch, ferner das schwierige Bedienen der Steuerung gezeigt. Da nur Lokomotiven der Gattung 88.15 mit 15 t Achsdruck verfügbar waren, hätten drei Lokomotiven in solche der Gattung 88.16 umgebaut werden müssen. Da die Kosten für jede Lokomotive jedoch etwa 60 000 *R.M.* betragen hätten, begnügte man sich mit einem auf das unbedingt notwendige beschränkten Umbau unter gleichzeitiger gründlicher Ausbesserung der Lokomotiven, womit die hauptsächlichsten Mängel der alten Bauart beseitigt wurden. Es entstanden dadurch für jede Lokomotive nur rund 22 000 *R.M.* Kosten. Dabei wurden folgende Arbeiten ausgeführt:

1. Vergrößerung der Überhitzerheizfläche wie bei den Gt 88.16 Lokomotiven.
2. Ersatz der Kolbenschieber mit breiten Ringen durch solche mit schmalen federnden Ringen.
3. Anbringung einer Hilfseinrichtung für leichtere Bedienung der Steuerung.
4. Einbau von verstärkten Rückstellfedern für das vordere Lokomotivgestell.
5. Gußeiserne Stoffbuchsen an den Hochdruckzylindern.
6. Einbau einer Gegendruckbremse.

Zunächst wurde nur eine Lokomotive nach vorstehenden Gesichtspunkten umgebaut und im Betriebe erprobt. Die Probefahrten verliefen durchaus zufriedenstellend. Der Umbau und die Ausbesserung der drei Lokomotiven war daraufhin im Oktober 1929 beendet. Anfangs November 1929 wurde der Betrieb mit den Mallet-Lokomotiven zuerst versuchsweise in der Weise aufgenommen, daß die bisher eingesetzten Gt 46.17 Lokomotiven mit den Mallet-Lokomotiven in einen Dienstplan eingereiht waren. Die Mallet-Lokomotiven fuhren hierbei nach einem besonderen Betriebsfahrplan mit verkürzten Fahrzeiten. Vom 15. Dezember ab wurden die Gt 46.17 und Gt 55.17 Lokomotiven zurückgezogen und der Betrieb auf der Strecke Brügge—Lüdenscheid allein mit den Mallet-Lokomotiven bei verkürzten Fahrzeiten durchgeführt.

Die Belastung der Züge und die Fahrzeiten für den Streckenabschnitt Brügge—Lüdenscheid für die einzelnen Loko-

motivgattungen sind aus folgender Gegenüberstellung zu ersehen:

	Personenzüge			Güterzüge		
	Belastung t	Plan- mäßige Fahr- zeit in Min.	Dauer der Tunnel- fahrt in Min. rund	Belastung t	Plan- mäßige Fahr- zeit in Min.	Dauer der Tunnel- fahrt in Min. rund
Gt 46.17 Lokomotive	200	19	1,3	250	25	1,7
Gt 55.17 Lokomotive	—	—	—	280 ¹⁾	25	1,7
Gt 88.15 Lokomotive	200	12	0,8	350	18	1,2

¹⁾ Wegen der Rauchbelastung im Tunnel mußte zwecks Kürzung der Fahrzeit die ursprüngliche Belastung von 300 t auf 280 t herabgesetzt werden.

Infolge der größeren Leistung der Gt 88.15-Lokomotiven war es möglich, die Belastung der Gz trotz der verkürzten Fahrzeit auf 350 t festzusetzen. Hierdurch konnten zwei Güterzüge zu Berg ausfallen. Die reinen Fahrzeiten sämtlicher 54 auf der Strecke verkehrenden Züge betrug früher 845 Minuten, gegenüber jetzt 625 Minuten. Dies entspricht einer Streckenentlastung durch Fahrzeitgewinn von 26 v. H. und bedeutet die Verringerung der gesamten Streckenbelastung von 59 auf 43%. Durch Verringerung der Fahrzeiten der Personenzüge konnten nun die Anschlüsse wesentlich verbessert und neue Zugverbindungen geschaffen werden. Man darf hoffen, dadurch der Abwanderung auf den Kraftfahrzeugverkehr wirksam entgegenzutreten.

Die Rauchbelastung im Tunnel ist nunmehr wegen der schnelleren, viel kürzeren Durchfahrt für das Lokomotivpersonal als erträglich zu bezeichnen. Um trotzdem etwa noch mögliche gesundheitsschädliche Einflüsse tunlichst gering zu halten, wird für Ablösung des Lokomotivpersonals vom Dienst auf der Mallet-Lokomotive in bestimmten Zeitabständen durch Austausch mit dem Personal anderer Dienstgruppen gesorgt, da die drei Mallet-Lokomotiven nur für den Pendeldienst auf der Steilstrecke Brügge—Lüdenscheid bestimmt sind.

Zur Feststellung des Aufwandes an Brenn- und Schmierstoffen der Gt 88.15-Lokomotiven gegenüber den Gt 46.17-Lokomotiven wurden beide Lokomotivgattungen in einen Dienstplan eingereiht, und die Züge von den Mallet-Lokomotiven mit den verkürzten, von den Gt 46.17-Lokomotiven mit den bisherigen Fahrzeiten gefahren.

In der folgenden Gegenüberstellung sind die durchschnittlichen Verbrauchswerte angegeben:

Lokomotiv- gattung	Brennstoffverbrauch		Schmierstoffverbrauch auf 1000 Lok.km kg
	auf 1000 Lok.km t	auf 1 Mill. Br-t/km t	
Gt 46.17	15,25	43,09	18,11
Gt 88.15	18,29	36,01	68,95

Die Aufschreibungen für die Gt 88.15-Lokomotiven wurden nach Zurückziehung der Gt 46.17-Lokomotiven weitergeführt, wobei sich die nachstehend aufgeführten Werte ergaben:

Lokomotiv- gattung	Brennstoffverbrauch		Schmierstoffverbrauch auf 1000 Lok.km kg
	auf 1000 Lok.km t	auf 1 Mill. Br-t/km t	
Gt 88.15	17,4	35,3	45,0

Die Verminderung des Brennstoffverbrauchs ist auf die mit der Zeit erworbene größere Geschicklichkeit des Lokomotivpersonals bei der Bedienung dieser Lokomotivgattung zurückzuführen.

Ferner wurden Aufschreibungen über die Ausbesserungsarbeiten im Betriebswerk getrennt für Gt 88.15- und Gt 46.17-Lokomotiven gemacht. Während bei einer Gt 88.15-Lokomotive monatlich rund 160 Arbeitsstunden aufgewendet wurden, betrug der Aufwand bei einer im gleichen Dienstplan laufenden Gt 46.17-Lokomotive nur 70 Arbeitsstunden. Auch im Ausbesserungswerk erfordert die Unterhaltung der Gt 88.15-Lokomotive einen höheren Arbeitsaufwand, der für eine Gt 88.15-Lokomotive gegenüber einer Gt 46.17-Lokomotive für ein Jahr rund 3000 *R.M.* mehr betragen wird.

Trotz dieses Mehraufwandes hat aber die Einführung des Betriebes mit Mallet-Lokomotiven nicht nur die unbedingt erforderliche Entlastung der Strecke gebracht, sondern auch noch wirtschaftliche Vorteile, die des Näheren nachstehend nachgewiesen werden:

Lokomotiven: Die Kosten des Umbaus haben für drei Lokomotiven zusammen 66 000 *R.M.* betragen. Unter Zugrundelegung einer Voraussichtlichen Lebensdauer der Lokomotiven von noch zehn Jahren und eines Satzes von 12 v. H. für Verzinsung und Abschreibung betragen die jährlichen Mehrkosten = 7 920 *R.M.*

Unterhaltung: Nach den vorherigen Feststellungen erfordert die Mallet-Lokomotive höheren Arbeitsaufwand im Betriebswerk. Der Mehraufwand beträgt 160 — 70 = 90 Arbeitsstunden monatlich je Lokomotive. Wird die Arbeitsstunde mit 1,— *R.M.* in Ansatz gebracht, so betragen die jährlichen Mehrausgaben bei drei Lokomotiven

$$3 \times 90 \times 12 \dots\dots\dots = 3240,- \text{ } \mathit{R.M.}$$

Die Mehrausgaben im Ausbesserungswerk be-

$$\text{laufen sich auf } 3 \times 3000 \text{ } \mathit{R.M.} \dots\dots\dots = 9000,- \text{ } \mathit{R.M.}$$

$$\text{Zusammen } \dots\dots\dots 12240,- \text{ } \mathit{R.M.}$$

Stoffkosten sind, weil nicht erheblich, außer Ansatz geblieben.

Schmierstoffe: Der Schmierstoffmeherverbrauch der Mallet-Lokomotiven gegenüber den Gt 46.17-Lokomotiven ist anfänglich sehr bedeutend gewesen. Die zur Verringerung des Verbrauchs getroffenen Maßnahmen haben aber Erfolg gehabt. Die Mehrkosten des Schmierstoffverbrauchs sind jedoch unberücksichtigt geblieben, da durch den geringeren Brennstoffverbrauch ein Wasserminderverbrauch zu verzeichnen ist, wodurch die Mehrkosten an Schmierstoff aufgehoben werden. Sie können auch ihrer Geringfügigkeit wegen außer Betracht bleiben.

Brennstoffe: Bei einer monatlichen Gesamtleistung auf der Strecke von rund 6 Millionen Brutto-tkm hat der Brennstoffverbrauch bei den früher verwendeten Gt 46.17-Lokomotiven und den langen Fahrzeiten (für Pz. 19 und Gz. 25 Min.) $6 \times 43,09 \text{ t} = 258,54 \text{ t}$ betragen. Der Brennstoffverbrauch beträgt bei den Mallet-Lokomotiven und den verkürzten Fahrzeiten (für Pz. 12 und Gz. 18 Min.) $6 \times 35,30 = 211,80 \text{ t}$. Es ergibt sich also eine Ersparnis von $258,54 - 211,80 = 46,74 \text{ t}$ monatlich bei der jetzigen Streckenbelastung. Bei einem Brennstoffpreis von 28,— *R.M./t* ergibt dies eine Ersparnis von jährlich $46,74 \times 28 \times 12 = \text{rund } 15700,- \text{ } \mathit{R.M.}$

Personal: Durch Einsatz der Mallet-Lokomotiven sind wie bereits vorstehend erwähnt, zwei Güterzüge zu Berg (41406 und 41416) mit den zugehörigen Lokomotivleerfahrten ausgefallen. Damit ist ein Minderverbrauch an Lokomotiven, Lokomotivpersonal und Zugbegleitpersonal eingetreten. An Lokomotivpersonal sind 4,5 und Zugbegleitpersonal ebenfalls 4,5 Stunden erspart worden, insgesamt 18 Stunden täglich = 2 Köpfe. Unter Zugrundelegung eines Monatseinkommens von 570,— *R.M.* (einschließlich 52,45 v. H. Verwaltungs-

kosten) sind die jährlichen Ersparnisse (rechnungsmäßig) $2 \times 12 \times 570,- \text{RM} = 13680 \text{RM}$.

Die Ersparnisse an Personalstunden haben zunächst nur eine Senkung der Dienststunden bewirkt. Die errechnete Ersparnis wird dann eintreten, wenn bei Übernahme neuer Dienste eine Erhöhung der Dienststunden vorgenommen werden kann, ohne daß ein Neueinsatz von Personal für die neuen Dienste erforderlich wird. Die Ersparnis an Lokomotivstunden ist außer Ansatz geblieben.

Zusammengefaßt ergibt sich folgendes:

Mehrkosten für	
a) Lokomotiven	7920,- RM
b) Unterhaltung	12240,- „
Zusammen	20160,- RM
Minderkosten für	
a) Brennstoffe	15700,- RM
b) Personal	13680,- „
Zusammen	29380,- RM

Es ist somit durch den Einsatz der Mallet-Lokomotiven eine jährliche Ersparnis von $29380,- \text{RM} - 20160,- \text{RM} = \text{rund } 9000,- \text{RM}$ zu verzeichnen.

Aber selbst, wenn der Einsatz der Gt 88.15-Lokomotiven keinen wirtschaftlichen Vorteil gebracht hätte, so würden die großen betrieblichen Vorteile der Verkürzung der Fahrzeiten und der dadurch erreichten Streckenentlastung und nicht zuletzt die gesundheitlichen Verbesserungen für das Lokomotivpersonal trotzdem den Einsatz der Mallet-Lokomotiven und aufgewendeten Umbaukosten rechtfertigen. Wenn auch die Nachprüfung der Eigenschaften der umgebauten Gt 88.15-Lokomotiven ergeben hat, daß diese nicht an diejenigen der Gt 88.16-Lokomotiven heranreichen, so kann doch festgestellt werden, daß der Zweck erreicht ist und daß es zunächst nicht erforderlich ist, die wesentlich höheren Umbaukosten nach dem Vorbild der Gt 88.16-Lokomotive aufzuwenden. Denn nach den bisherigen Erfahrungen hat es sich nicht gezeigt, daß es

nötig ist, das Zylinderverhältnis von Hoch- und Niederdruck zur Verhinderung des Schleuderns und Erzielung einer noch höheren Zugkraft zu ändern. Das letztere ist auch aus dem Grunde nicht erforderlich, weil der Bahnhof Lüdenscheid für Güterzüge mit einer höheren Auslastung als 350 t (50 Achsen) nicht aufnahmefähig ist.

Zum Schlusse seien noch die Ergebnisse von Meßfahrten, die zur Erprobung von umgebauten Lokomotiven auf der Strecke Franzensbad—Asch mit Lokomotive Gt 88.15 Nr. 96015 ausgeführt wurden, mitgeteilt:

	Am 16. 1. 30	Am 17. 1. 30
Wagenzuggewicht	798 t	1000 t
Fahrzeit gesamt	2960 Sek.	2953 Sek.
„ bei geschlossenem Regler	190 „	158 „
„ bei geöffnetem „	2770 „	2795 „
Weg gesamt	20876 m	20876 m
„ bei geschlossenem Regler	676 „	803 „
„ „ geöffnetem „	20200 „	20073 „
Mittlere Fahrgeschwindigkeit bei geöffnetem Regler	26,2 km/h	26,86 km/h
Arbeit am Zughaken	$193,3 \times 10^6$ mkg	$255,65 \times 10^6$ mkg
Mittlere Zugkraft am Zughaken bei geöffnetem Regler	9550 kg	12700 kg
Mittlere indizierte Zugkraft bei geöffnetem Regler	14200 „	17600 „
Wasserverbrauch	8,3 m ³	9,85 m ³
Wasserverbrauch/PS h	11,6 kg/PS h	10,44 kg/PS h
Mittlere Heizflächenbeanspruchung bei öffn. Regler	54 kg/m ² h	63,4 kg/m ² h
Wasserverbrauch für 1 Sek. Fahrzeit bei öffn. Regler	2,998 kg/sec.	3,52 kg/sec.
Nach der theoretisch errechneten Leistungs- und Verbrauchstafel	2,90 „	3,49 „

Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung in Madrid.

In der Zeit vom 5. bis 15. Mai d. J. ist in Madrid die 11. Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung abgehalten worden. Die Vereinigung — mit dem Sitz in Brüssel — bezweckt, durch die Abhaltung regelmäßiger Tagungen und durch Veröffentlichungen die Entwicklung des Eisenbahnwesens zu fördern. Für die Veröffentlichungen dient eine besondere Zeitschrift, die seit Beginn des Jahres auch in deutscher Sprache erscheint, nachdem Deutschland im vergangenen Jahr der Vereinigung wieder beigetreten ist. Schon vor dem Krieg war Deutschland Mitglied des „Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Verbandes“, der infolge des Krieges aufgelöst und nachher als „Vereinigung“ unter Ausschluß der Mittelmächte wieder neu errichtet worden war.

Zur Zeit sind an der Vereinigung 42 Regierungen und 230 Bahnverwaltungen beteiligt, die ein Schienennetz von 620 000 km betreiben. Die Mitglieder unterhalten besondere Vertreter in einem ständigen Ausschuß, der in fünf Abteilungen (Sektionen) — für den Bahn- und Baudienst, Zugförderung und Fahrzeuge, Betriebsangelegenheiten, allgemeine Fragen, Neben- und Kolonialbahnen — von einer Tagung zur andern die Geschäfte führt. Über alle Fragen, die in der Vereinigung behandelt werden sollen, werden zunächst Einzelberichte der verschiedenen Länder oder Ländergruppen vorgelegt und in der oben erwähnten Zeitschrift der Vereinigung, der in Brüssel, rue du Progrès 74, erscheinenden „Monatsschrift der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung“ veröffentlicht. Aus diesen Einzelberichten wird dann ein Sammelbericht gefertigt und bei der Tagung durchgesprochen.

Die Tagung in Madrid wurde in feierlicher Weise durch den König von Spanien selbst eröffnet und dieser übernahm auch als Vizepräsident den Vorsitz in der ersten Versammlung. Es wird dies, wie hoch die Arbeiten der Vereinigung eingeschätzt

werden. Von deutscher Seite war eine größere Abordnung unter Führung des Generaldirektors der Deutschen Reichsbahn erschienen, die sich im wesentlichen aus den Bearbeitern der einzelnen Deutschland betreffenden Berichte zusammensetzte.

Aus der Zahl der auf der Tagung behandelten 20 verschiedenen Fragen sollen im folgenden die wichtigsten, soweit sie technischer Natur sind, herausgegriffen und kurz behandelt werden.

Lokomotiven neuerer Bauart (Frage V).

Die erste Sitzung der Unterabteilung II — Fahrzeuge —, zu deren Vorsitzenden Reichsbahndirektor Dr. Ing. Wechmann gewählt wurde, befaßte sich eingehend mit der Frage der „Lokomotiven neuerer Bauart“. Unter diese Bezeichnung fallen alle von der üblichen Bauart wesentlich abweichenden Lokomotiven, also vor allem die Lokomotiven mit Antrieb durch Verbrennungsmotoren, die Turbinenlokomotiven und schließlich auch noch die Lokomotiven mit Hochdruckkesseln.

Fünf Einzelberichte wurden zu dieser Frage vorgelegt. A. Lipetz von der Amerikanischen Lokomotivgesellschaft behandelte den Bereich der amerikanischen Bahnen, Maunsell, der leitende Maschineningenieur der englischen Southern Railway berichtete für das Britische Reich, China und Japan, M. Cossart von der französischen Nordbahn für Belgien, Frankreich und die übrigen romanischen Länder samt ihren Kolonien, P. Koller von der Tschechoslowakischen Staatsbahn für alle übrigen Länder einschließlich Deutschlands. Jedoch hat Deutschland nach seinem Wiedereintritt in die Vereinigung zu dieser Frage, wie auch zu allen anderen bedeutenderen Fragen noch einen besonderen Bericht vorgelegt, der von Prof. Nordmann ausgearbeitet war. Bei dieser Gelegenheit gleich erwähnt werden, daß die deutschen Berichte sehr übersichtlich und

ganz
die
deutschen
Berichte
sehr
übersichtlich
und

tiefschürfend abgefaßt waren und sich gerade in dieser Beziehung von manchen fremden Berichten vorteilhaft unterschieden haben. Es ist daher auch vom rein eisenbahntechnischen Standpunkt aus nur zu begrüßen, daß die ehemaligen Kriegsgegner sachlich genug gewesen sind, den Wiedereintritt Deutschlands in die Vereinigung zu ermöglichen. Deutschland verfügt auf eisenbahntechnischem Gebiet vermöge seiner Eigenschaft als hochentwickeltes Industrieland und unterstützt durch seine ausgezeichnete verkehrstechnische Lage über besonders reiche Erfahrungen, die auf die Dauer dem internationalen Eisenbahnwesen nicht vorenthalten werden konnten, ohne daß dessen Entwicklung aufgehalten worden wäre. Dies zeigt sich vor allem auch auf dem Gebiet des Fahrzeugbaues, wo der größte Teil der Neuerungen und Versuche auf deutsche Arbeit zurückzuführen ist.

Nach dem Bericht von Lipetz sollen die beiden ersten Diesellokomotiven der Welt im Jahr 1917 von der General Electric Company gebaut worden sein. Es ist hierzu freilich zu sagen, daß schon vor dem Krieg die Preußische Staatsbahn die bekannte Diesellokomotive von Sulzer gebaut hat. Deren Erfolg war allerdings gering und so wird man die amerikanischen Diesellokomotiven immerhin als erste betriebsbrauchbare Lokomotiven gelten lassen können. Die beiden Lokomotiven dienten zunächst nur zu Verschiebezwecken, wie dies noch heute bei den meisten amerikanischen Diesellokomotiven der Fall ist. Im Jahr 1923 folgte dann die erste Streckenlokomotive mit einer Leistung von 300 PS; bei den späteren Lokomotiven wurde die Leistung allmählich gesteigert und schließlich unter Verwendung von zwei Maschinen von 750 und 1330 PS auf 1500 und 2660 PS gebracht.

Über die wichtigsten dieser wie auch der im folgenden genannten Lokomotivbauarten ist schon früher im Organ berichtet worden; sie sollen daher im allgemeinen an dieser Stelle nicht mehr näher beschrieben werden. Die meisten amerikanischen Diesellokomotiven besitzen schnelllaufende Maschinen mit 500 bis 800 Uml./Min und einem Gewicht von 25 bis 28 kg/PS. Nur die Maschinen von Beardmore sind wesentlich leichter; sie wiegen 9 kg/PS. Das Gewicht der Maschine beträgt im allgemeinen 12 bis 18% des Lokomotivgewichts. Auf eine Verringerung dieses Gewichts scheint man keinen Wert zu legen; daher soll auch die Drehzahl zunächst nicht höher getrieben werden.

Im allgemeinen wird ein Sechszylindermotor mit senkrecht stehenden Zylindern verwendet, auch einige Zwölfzylindermaschinen in V-Form sind im Gebrauch. Alle Maschinen arbeiten im Viertakt und beinahe alle ohne Kompressor. Auch haben alle Lokomotiven elektrische Kraftübertragung mit Ausnahme einer einzigen, die demnächst auf der Boston and Maine Railway erprobt werden soll.

Die weitere Entwicklung der Diesellokomotive wird nach dem Bericht davon abhängen, ob es möglich ist, ihre Beschaffungskosten zu verringern und den Preisen der Dampflokomotiven anzupassen. Zur Zeit ist eine jährliche Betriebsdauer von 2200 Stunden erforderlich, um eine wirtschaftliche Ausnutzung zu erzielen und die Lokomotiven werden im allgemeinen nur dort verwendet, wo sie aus besonderen Gründen, wie Vermeidung der Rauchbelastigung u. ä., ohne Rücksicht auf eine größere Wirtschaftlichkeit ohnedies erforderlich sind.

Im Anschluß an den Bericht machte Lipetz noch kurze Angaben über einige neueste amerikanische Diesellokomotiven: eine 375 PS-Lokomotive mit Beardmore-Maschine für Südamerika, eine 1300 PS-Lokomotive von Krupp für die Boston and Maine Railway sowie eine 1000 PS-Lokomotive von Baldwin und Krupp und eine von Baldwin und Knudsen.

Der englische Bericht von Maunsell befaßte sich mit der Turbolokomotive von Beyer, Peacock and Co., den Sentinel-Camell-Triebwagen und -Lokomotiven, die in England, in Indien und auf der Nigerischen Bahn laufen, mit der dieselelektrischen Lokomotive der London and North Eastern Railway sowie schließlich mit einer Diesellokomotive, die von der Maschinenfabrik Esslingen für Japan gebaut worden ist.

Die dieselelektrische Lokomotive der London and North Eastern Railway ist aus einer elektrischen Lokomotive entstanden, indem eine 1000 PS-Beardmore-Maschine mit einem 800 V-Gleichstromerzeuger hinzugefügt wurde. Die Lokomotive hat damit ein Dienstgewicht von 9 t und eine Anfahrzugkraft von über 18000 kg erhalten. Ihre Leistung beträgt 775 PS bei einer Geschwindigkeit von 45 km/h.

Die 1C1-Lokomotive der Japanischen Staatsbahn besitzt einen MAN-Motor, der mit einem 750 V-Gleichstromerzeuger unmittelbar gekuppelt ist. Zwei Motoren wirken über eine Blindwelle mit außenliegenden Kuppelstangen auf die Kuppelachsen. Die Lokomotive soll einen Zug von 500 t Gesamtgewicht auf 3⁰/₀₀ Steigung anziehen und auf eine Geschwindigkeit von 25 km/h bringen. Auf einer 250 m langen Steigung von 17⁰/₀₀ soll sie mit derselben Belastung noch eine Geschwindigkeit von 6 km/h, und ohne Belastung eine solche von 60 km/h erreichen.

In den Berichtsländern von Cossart sind Turbolokomotiven bisher nicht gebaut worden. Nur über zwei Lokomotiventwürfe, an denen in Frankreich gearbeitet wird, konnte berichtet werden. An Dieselfahrzeugen sind im Betrieb in Tunis zwei dieselelektrische Lokomotiven; mit einer weiteren Diesellokomotive macht man z. Z. in Italien Versuche. Je ein Dieseltriebwagen ist im Betrieb in Italien und Spanien.

Die verhältnismäßig kleinen B+B-Lokomotiven der Tunesischen Bahn sind bekannt. Die 2C1-Lokomotive der Italienischen Staatsbahn ist von Ansaldo in Genua gebaut worden. Sie ist über 14 m lang und hat einen Gesamtachsstand von 10,2 m, ein Dienstgewicht von 94 t und ein Reibungsgewicht von 48,5 t. Es ist eine waagrecht liegende einfachwirkende Junkers-Zweitaktmaschine mit sechs Zylindern von 330 mm Durchmesser und 480 mm Hub verwendet. Die Maschine arbeitet mit Luftspritzung, ist umsteuerbar und läuft mit 15 bis 250 Umdr./Min. Die Welle der Dieselmachine ist daher mittels Kuppelstangen unmittelbar mit den Kuppelachsen verbunden. Die Leistung beträgt in der Regel 700 PS, kann jedoch auch bis 1100 PS gesteigert werden. Mit 55 km/h befördert die Lokomotive ein Zuggewicht von 300 bis 500 t über wechselndes Gelände. Die größte Leistung am Zughaken beträgt 450 PS, die größte Zugkraft 7000 kg und der Verbrauch an Treiböl 5,3 bis 8,9 g/tkm.

Von den Ländern des Berichts von Koller haben nur die Schweiz und Schweden Lokomotiven neuerer Bauart gebaut. Die Zölly-Lokomotive, die durch Umbau aus einer älteren 1C-Kolbendampflokomotive der Schweizerischen Bundesbahnen entstanden ist, sowie die Ljungström-Lokomotiven der Schwedischen Staatsbahnen sind bekannt, ebenso die neuere 1C1-Hochdrucklokomotive von Buchli, die eine mit 60 t betriebene schnelllaufende Auspuff-Kolbendampfmaschine besitzt. Schließlich befaßte sich der Bericht auch noch mit den verschiedenen für Rußland gebauten Diesellokomotiven.

Der deutsche Bericht erstreckte sich auf sämtliche in Deutschland gebaute größere Lokomotiven besonderer Bauart, angefangen mit der schon oben erwähnten, im Jahre 1914 gebauten Diesellokomotive der Preußischen Staatsbahn. Im einzelnen wurden außerdem behandelt die Turbinenlokomotiven von Krupp und Maffei sowie der Abdampftriebender von Henschel, weiter die Hochdrucklokomotiven von Schmidt-Henschel und von Löffler, die für Rußland gebauten Diesellokomotiven und die Diesel-Druckluftlokomotive der Maschinenfabrik Esslingen sowie einige kleinere Diesellokomotiven mit Flüssigkeitsgetriebe. Dank den planmäßigen und eingehenden Versuchen, denen die Lokomotiven bei der Lokomotiv-Versuchsabteilung Grunewald unterzogen wurden, konnten dem Bericht auch genau ermittelte Verbrauchs- und Wirtschaftlichkeitswerte beigelegt werden. Im ganzen war der Bericht eine Zusammenfassung der mancherlei Aufsätze, die in den letzten Jahren zu diesem Stoff in der Fachpresse erschienen sind und als bekannt vorausgesetzt werden können; es braucht daher in diesem Rahmen nicht mehr näher auf seinen Inhalt eingegangen zu werden.

Den Sammelbericht erstattete P. Koller von der Tschechoslowakischen Staatsbahn. An die Berichte schloß sich eine längere Aussprache an, in der u. a. betont wurde, daß vor allem eine Verringerung der Beschaffungskosten derartiger Lokomotiven erforderlich sei. Im Schlußantrag wurden die Bahnverwaltungen aufgefordert, den Lokomotivfabriken beim Entwurf und Bau neuartiger Lokomotiven unter die Arme zu greifen; vor allem sollten Versuche mit Hochdruck- und Diesellokomotiven weitestgehend gefördert werden. Großer Wert wird schließlich auf die Schaffung von Lokomotiv-Versuchsanlagen gelegt; bemerkenswert ist, daß man sich von der internationalen Zusammenarbeit derartiger Versuchsanlagen Vorteile für die Lokomotivwissenschaft verspricht und dies auch offen zum Ausdruck bringt.

mit
viera
30 t und
Dauerlauf
und 45
h.

Vervollkommnungen an Kolbenschieberlokomotiven (Frage VI)

Zu dieser Frage wurden fünf Berichte vorgelegt und deren Ergebnisse in einem Sammelbericht von R. P. Wagner zusammengefaßt.

Der erste Bericht von W. L. Lentz von der New York Central Railroad schilderte die Fortschritte, die in Amerika von 1920 bis 1928 erzielt worden sind. In diesem Zeitraum haben die Eisenbahnen der Vereinigten Staaten 6,5 Milliarden Dollars allein für technische Verbesserungen aufgewandt.

Die Mehrzahl der in neuerer Zeit gebauten Lokomotiven — die mit verschwindenden Ausnahmen Zwillingsanordnung aufweisen — besitzt Kesseldrücke von 15 bis 17,5 at. Mehr als 50 Lokomotiven haben schon jetzt Kesseldrücke zwischen 18,5 und 20 at. Dabei ergeben sich weder in der Unterhaltung des Kessels und seiner Teile — Stehbolzen, Rohre, Wandungen — noch bei der Unterhaltung der Ausrüstungsteile — Ventile u. ä. — sowie der Zylinder und Packungen erhebliche Schwierigkeiten. Die Unterhaltungskosten sind ebenfalls nicht merkbar größer geworden.

Legierte Stähle werden zu diesem Zweck in steigendem Maß als Kesselbaustoff verwendet. Die Überhitzung wird hoch getrieben; eine Reihe neuerer Lokomotiven arbeitet mit Heißdampftemperaturen von 370° C und in einzelnen Fällen seien solche von 425 bis 440° C erreicht worden. Von insgesamt 49 000 mit Schmidtschem Überhitzer ausgerüsteten amerikanischen Lokomotiven besitzen über 1800 den Kleinrohrüberhitzer. Mit Speisewasservorwärmer sind 5 500 Lokomotiven ausgestattet. In größerem Umfang verwendet wird auch der Mehrventil-Heißdampfregler, der am Dampfsammelkasten angebaut wird; es hängt dies damit zusammen, daß die Hilfsmaschinen neuerdings vielfach ebenfalls mit Heißdampf betrieben werden. Als Mißstand empfindet es der Bericht, daß viele Bahnen die mit dem Überreißen von Wasser aus dem Kessel verbundenen Nachteile noch nicht richtig erkannt hätten, so daß der Überhitzer vielfach noch stark zur Verdampfungsarbeit herangezogen werde.

Die langen Schieberwege, die bei den großen Lokomotiven erforderlich geworden sind, haben zur Verwendung von verschiedenerlei Neuerungen geführt. Davon sind bemerkenswert die Steuerung von Baker und diejenige der Southern-Railway; jene ist an 12 000, diese an 2 155 Lokomotiven im Gebrauch.

Den zweiten Bericht — für das Britische Reich, China und Japan — erstattete Gresley, der leitende Maschineningenieur der London and North Eastern Railway. Der Bericht befaßte sich zunächst mit der Erhöhung des Kesselüberdrucks. Es habe sich gezeigt, daß diese wohl bei einzelnen Lokomotivbauarten Kohlen- und Wasserersparnisse mit sich gebracht habe, zugleich seien aber auch die Unterhaltungskosten für die Feuerbüchsen gestiegen. Dagegen habe sich keinerlei Einwirkung des höheren Kesseldrucks auf die Ausbesserungen an den Zylindern, Schiebern, Kolben und Stangenpackungen ergeben.

Die Überhitzung ist unter dem Einfluß des größeren Kesseldrucks nicht merkbar höher geworden. Im allgemeinen betrachtet man Dampftemperaturen von 400° C als die Grenze, die im Lokomotivbetrieb eben noch erreicht werden kann. Einige Eisenbahnverwaltungen wollen allerdings auch Temperaturen bis zu 430° C noch mit Erfolg verwendet haben. Bis zu 400° C ergeben sich noch keine Anstände mit den Stangenpackungen und der Steuerung; diese Grenze sollte deshalb bei Einheitsbauarten nicht überschritten werden. Bei 430° C bekam dagegen die London, Midland and Scottish Railway Schwierigkeiten, die aber durch Ersatz der Weißmetallpackung gegen eine solche aus Bronze besonderer Legierung beseitigt werden konnten.

Der Speisewasservorwärmer hat sich als wertvolle Hilfseinrichtung der Lokomotiven erwiesen und er sollte daher allgemein verwendet werden. Fast alle bekannten Bauarten werden in den Berichtsländern verwandt; jedoch wendet man sich neuerdings vor allem in England der verhältnismäßig einfachen und leichten Abdampfstrahlpumpe zu, mit der man eine Brennstoffersparnis von 2½ bis 4% erreicht.

Auf dem Gebiet der Schieber und Steuerungen sind bemerkenswerte Versuche mit der Caprotti- und Lentz-Ventilsteuerung in Gang. Die London Midland and Scottish Railway hat 10 Stück 2C-Schnellzuglokomotiven mit der Caprotti-Steuerung versehen und damit eine Kohlenersparnis bis zu 22% gegenüber

gleichem Lokomotiven mit Kolbenschiebern erzielt. Die Versuche mit der neuesten Lentz-Steuerung bei der London and North Eastern Railway sind dagegen noch nicht abgeschlossen.

Weitere Versuche betreffen die Einrichtungen der Rauchkammer, verschiedene Blasrohrbauarten, vergleichende Messungen des Rauchkammerunterdrucks an zwei- und Dreizylinderlokomotiven, die Verwendung von Windleitblechen, die Verbrennung in der Feuerbüchse u. ä. Die Windleitbleche scheinen sich auch in England bewährt zu haben. Die Verwendung von legierten Stählen für Triebwerksteile hat zugenommen. Die mit ihnen erzielten Ergebnisse sind ganz zufriedenstellend gewesen; es ist eine Gewichtsverminderung der bewegten Teile bis zu 30% erreicht worden.

M. A. Parmantier von der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn berichtete für Frankreich, Italien, Spanien und Portugal samt Kolonien. Auch dort sind verschiedene Bahnen daran. Versuche mit höheren Kesseldrücken anzustellen. Die französische Ostbahn hat den Dampfdruck einer 2C-Lokomotive ohne weitere bauliche Änderungen von 16 auf 20 at erhöht und meint, daß dieser Weg bei sorgfältigem Bau des Kessels gangbar sei. Vergleichende Versuche der Italienischen Staatsbahn mit zwei Zwillingslokomotiven mit 12 und 16 at Überdruck haben gezeigt, daß die Lokomotive mit dem höheren Überdruck 5% weniger Brennstoff verbrauchte als die andere. Die Verwendung von besonderen Stählen für den Bau von Kesseln wird ebenfalls befürwortet.

Einen breiten Raum nimmt in diesem Bericht die Überhitzung ein. Es ist nach ihm erwünscht, daß auf den Verbundlokomotiven dauernd Temperaturen von 400° C und auf den Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung solche von 350° C erzielt werden. Bei solchen Überhitzungsgraden sei es wichtig, daß Packungen aus Gußeisen verwendet werden. Es bleibe aber fraglich, ob man nur Druckausgleichvorrichtungen und nur Luftsaugventile oder beide gleichzeitig anwenden solle.

Die Vorwärmung des Speisewassers wird auch in diesem Bericht empfohlen. In den Berichtsländern sind Vorwärmer fast aller Bauarten im Betrieb; jedoch stehen die Misch-Vorwärmer im Begriff, die Oberflächenvorwärmer zu verdrängen. Dagegen befindet sich die Vorwärmung des Speisewassers durch die Abgase noch im Versuchszustand.

Die französische Ostbahn hat Versuche mit Steuerungen gemacht, die besonders langen Schieberhub — 273 gegen sonst 135 mm — und damit größere und raschere Schieberöffnungen und geringere Drosselverluste aufweisen. Die Ersparnis an Brennstoff soll bei diesen Lokomotiven mehr als 4% betragen; außerdem sollen die Lokomotiven leichter laufen, so daß sie mit Treibrädern von nur 1420 mm Durchmesser Geschwindigkeiten über 100 km/h erreicht hätten.

T. Bals von der Rumänischen Staatsbahn berichtete für alle übrigen Länder. Da dieser Bericht im wesentlichen solche Gebiete umfaßte, die eisenbahntechnisch unter dem Einfluß der schon im vorstehenden behandelten Länder stehen, so konnte er naturgemäß nicht viel Neues bringen.

Den fünften und letzten Bericht erstattete Reichsbahnoberrat R. P. Wagner für Deutschland. Er erwähnte zunächst die Möglichkeit der Vervollkommnung durch Ausbau der theoretischen Grundlagen. Trotz einer langen Entwicklungsdauer sei gerade die Lokomotive noch heute ein Gebilde, bei dem infolge der vielseitigen Abhängigkeit der Einzelglieder der Entwurf sich auf viele Erfahrungsgrößen aufbaue. Erst wenn Klärung in dieses, dem forschenden Ingenieur noch viele Aufgaben stellende Gebiet gebracht sei, werde es möglich sein, mit Treffsicherheit eine Lokomotive neu zu entwerfen, die eine Höchstleistung sein werde. Eine weitere Möglichkeit, Fortschritte zu erzielen, liegt auf fertigungstechnischem Gebiet. Diese Möglichkeit konnte die Deutsche Reichsbahn ausnützen, als es galt, aus den verschiedensten Lokomotivbauarten einer großen Zahl bisher selbständiger Bahnen einheitliche, nach neuesten Grundsätzen gebaute Lokomotiven zu schaffen. Vereinheitlichung der Fahrzeuge als Ganzes und der Einzelteile untereinander, verbunden mit austauschbarer Fertigung haben zum Bau von Lokomotiven geführt, in denen die letzten Erkenntnisse neuzeitlicher Fertigung verkörpert sind. Eine dritte Möglichkeit zur Vervollkommnung der neuzeitlichen Lokomotive biete sich in der Richtung einer erhöhten Energieumsetzung. Die Reichsbahn verfolgt hier zwei grundsätzlich verschiedene Wege mit gleichem Nachdruck. Auf

der einen Seite ist dies die Entwicklung gänzlich neuer Formen durch Übernahme bisher nicht verwendeter Elemente des ortsfesten Maschinenbaues, sei es Steigerung des Druckes bis zu den höchsten Grenzen, Verwendung der Turbine und der dadurch bedingten Kondensation, der Staubfeuerung oder des Dieselmotors. Auf der anderen Seite ist es die planmäßige Weiterentwicklung der alten Form, die ihren Ausdruck in den erwähnten Einheitslokomotiven findet. Die großen Erfolge der letzten 30 Jahre — Verbundwirkung, Überhitzung, Speisewasservorwärmung — haben zwar diese letzte Möglichkeit für die Zukunft stark beschritten; aber es lassen sich mit vielen, zunächst klein erscheinenden Einzelmaßnahmen doch noch Erfolge erzielen.

Der Bericht befaßt sich dann im einzelnen mit den Versuchen und Neuerungen, die an Lokomotiven der Reichsbahn in den letzten Jahren durchgeführt worden sind. Es werden besprochen die Steigerung von Kesseldruck und Überhitzungstemperatur und in Verbindung damit die mancherlei Überhitzerbauarten, die bei diesem Anlaß erprobt worden sind, sowie der Großkessel, wie er die neueste Form für die 2 C1-Einheits-Schnellzuglokomotive darstellt. Von der Kesselausrüstung werden der Ventilregler von Schmidt und Wagner und das Sicherheitsventil von Ackermann erwähnt. Es folgt die Bauart der Schieber und die Durchbildung der Steuerung für die Mehrzylindermaschinen, wo für jedes Triebwerk eine besondere Steuerung vorgesehen wurde, nachdem sich bei der bisherigen Lenkerübertragung die Suraminierung des Spiels in den Gelenken erheblich bemerkbar machte.

Besonders beachtlich für die fremden Bahnverwaltungen waren die Ergebnisse der Vergleichsversuche zwischen Zwillings- und Vierzylinder-Verbund- sowie zwischen Zwillings- und Drillingslokomotiven sonst gleicher Bauart.

Den Schluß des Berichtes bilden Angaben über die bei der Reichsbahn gebräuchlichen Vorwärmanlagen mit der Nielebock-Knorr-Speisepumpe und dem quer über der Rauchkammer liegenden Knorr-Vorwärmer zur Rückgewinnung des anfallenden Niederschlagwassers. Dabei wird auch die Verbindung der Vorwärmanlage mit dem Schlammabscheider erwähnt.

Es erübrigt sich in diesem Rahmen auf die Ergebnisse der in dem deutschen Bericht erörterten Versuche und Neuerungen näher einzugehen; sie dürfen hier als bekannt vorausgesetzt werden.

An den Sammelbericht, in dem R. P. Wagner nochmals die wichtigsten Punkte aus den fünf Einzelberichten zusammenfaßte, schloß sich eine Aussprache, in der Henry Fowler noch besonders auf die befriedigenden Ergebnisse hinwies, welche die London, Midland and Scottish Railway mit den Abdampfstrahlpumpen erzielt habe. Die Bahn will ihre sämtlichen Neubaulokomotiven mit Abdampfstrahlpumpen ausrüsten. Über den Wert veränderlicher Blasrohre blieben die Meinungen geteilt.

Als Ergebnis der Verhandlungen wurde auf Grund der bisher erzielten Verbesserungen die Erwartung ausgesprochen, daß die weitere Entwicklung der Kolbendampflokomotive noch lange nicht abgeschlossen sei und für die Zukunft noch erhebliche Fortschritte erzielt werden könnten.

Elektrische Vollbahnlokomotiven (Frage VII).

Den ersten Bericht hierzu, der sich vollständig auf die amerikanischen Verhältnisse beschränkte, erstattete J. V. B. Duer von der Pennsylvania Railroad. Er behandelte den neuesten Stand der Entwicklung von Lokomotiven und Triebwagenzügen und beschrieb die Fahrzeuge, die in den letzten Jahren in Betrieb genommen worden sind. Bei der Umstellung auf elektrische Zugförderung hat man bisher entweder Einphasen-Wechselstrom oder hochgespannten Gleichstrom verwendet. Zwei Bahnen werden mit 11 000 V und 25 Perioden und eine mit 22 000 V und 25 Perioden betrieben. Den größten Teil der neueren elektrischen Fahrzeuge bilden die Lokomotiven für den schweren Güterzugsdienst auf starken Steigungen — meist mit Einzelachsantrieb —, die mancherlei Besonderheiten aufweisen.

Soweit die Lokomotiven nicht ausschließlich auf Drehgestellen laufen, besitzen sie vielfach schwere Rahmen aus Stahlguß, die besonders starr und widerstandsfähig sind und geringe Unterhaltungsarbeit erfordern. Dementsprechend ist auch das Gewicht der neueren elektrischen Lokomotiven sehr hoch: Die

Achsdrücke sind schon bis zu 35 t gestiegen und die aus drei Einheiten zusammengesetzte Lokomotive der Virginian Railway wiegt 640 t.

Großen Wert legt man auf bequeme Zugänglichkeit der elektrischen Ausrüstung. Um für die großen Achsdrücke entsprechende Antriebskräfte zu bekommen, werden immer leistungsfähigere Motoren mit hoher Drehzahl gewählt. Fast allgemein verwendet man Nasenaufhängung; nur in einem einzigen Fall sitzen die Motoranker unmittelbar auf den Treibachsen. Die Steuerung geschieht gewöhnlich elektropneumatisch. Die meisten neueren Lokomotiven besitzen Einrichtung zum Bremsen mit Stromrückgewinnung; man verspricht sich davon geringere Unterhaltungskosten für die Fahrzeuge, insbesondere Ersparnis an Bremsklötzen.

Zum Bau der Triebwagen verwendet man neuerdings auch Leichtmetall; man hat damit Gewichtersparnisse von 3 bis 5% erzielen können.

Über den Stand der elektrischen Zugförderung in Großbritannien, China und Japan berichteten die Herren Asakura und Imaizumi von der Japanischen Staatsbahn. Die Angaben beschränkten sich aber in der Hauptsache auf Japan, weil die Berichtler aus den anderen Ländern keine genügenden Unterlagen erhalten konnten.

Die elektrisierten Strecken sind noch nicht sehr umfangreich. Fast allgemein wird Gleichstrom verwandt; die Spannung ist verschieden. Die Lokomotiven besitzen meist Motoren mit Nasenaufhängung und einfachem Zahnradantrieb. Bei der Japanischen Staatsbahn hat sich diese Bauart an sich bewährt. Ihre Einwirkung auf den Oberbau ist verschieden, je nachdem die Lokomotive ein gut ausgeführtes, führendes Drehgestell besitzt, oder nicht. Aus Versuchen ist zu schließen, daß diese Bauart im allgemeinen den Oberbau weniger beansprucht, als eine Dampflokomotive oder Lokomotiven mit BBC-Einzelachsantrieb. Die einfache und unempfindliche Ausführung ist ein weiterer Vorzug dieser Bauart, wie auch die große Geräumigkeit, die sie für ihre Ausrüstungsgegenstände besitzt. Daher ist die Bauart mit Nasenaufhängung und führendem Drehgestell als für Gleichstromlokomotiven geeignet anzusehen. Bei der Bauart mit Einzelachsantrieb besonderer Ausführung ist es schwerer, die Maschinen und Apparate so unterzubringen, wie es bei hochgespanntem Gleichstrom für die Überwachung zweckmäßig ist.

Jede mit hochgespanntem Gleichstrom arbeitende Lokomotive sollte mit einem Schnellausschalter ausgerüstet sein. Als Steuerung wird die vereinigte Nockenwellen- und Walzensteuerung empfohlen. Der Hauptstromkreis sollte mit Drosselspule abgeschaltet werden. Für den Steuerungsstromkreis ist Strom von konstanter Spannung erwünscht, hauptsächlich, wenn ein Schnellausschalter verwendet wird.

Das feuchte Klima hat in Japan vielfach zu Störungen des elektrischen Betriebs Anlaß gegeben, weil die Isolierstoffe leicht angegriffen werden.

De Boysson von der Paris-Orléans-Bahn und Leboucher von der französischen Südbahn berichteten für Frankreich und seine Kolonien. Fast alle Vollbahnlokomotiven arbeiten dort mit Gleichstrom von 1500 V; nur eine Linie in Marokko verwendet 3000 V. Die Vorortlinien der Staatsbahn arbeiten mit 750 V, sollen aber ebenfalls auf 1500 V umgestellt werden.

Bei den Lokomotiven kann man nach der Art der Motoraufhängung drei Bauarten unterscheiden: solche deren Motore nicht aufgehängt sind, wo die Anker also unmittelbar auf den Achsen sitzen; solche deren Motore halb oder an einer Nase aufgehängt sind und solche deren Motore vollständig aufgehängt sind oder vom Kasten getragen werden. Die erste Bauart ist nur in einer einzigen Ausführung vertreten. Man hatte von ihr schädlichen Einfluß auf den Oberbau befürchtet, aber es scheint, als ob die Lokomotive in dieser Beziehung hätte befriedigen können, wenn ihr mechanischer Teil einwandfrei gewesen wäre.

Die zweite Bauart umfaßt beinahe alle Güter- und Reisezuglokomotiven der französischen und marokkanischen Netze. Eine Ausnahme machen nur die Lokomotiven, die für regelmäßige Geschwindigkeiten von mehr als 90 km/h bestimmt sind; diese gehören mit Ausnahme einer Versuchsausführung zur dritten Bauart.

Die Lokomotiven mit Motoren mit Nasenaufhängung befriedigen — wenigstens bei Motoren bis zu 400 PS Leistung — in allen Diensten in denen eine Höchstgeschwindigkeit von 80 oder ausnahmsweise 90 km/h nicht überschritten wird. Bei passenden Übersetzungsverhältnissen hat man selbst bis auf 100 km/h gehen können. Bis zu diesen hohen Geschwindigkeiten kann man einen durchaus befriedigenden Lauf der Lokomotiven erhalten, aber es ist noch nicht geklärt, ob dabei nicht erhebliche Unterhaltungsarbeiten an den einzelnen Teilen, vor allem an den Motoren, nötig werden. Bei kleineren Geschwindigkeiten haben die Lokomotiven den Vorzug, daß sie nur mäßige Betriebs- und Unterhaltungskosten erfordern.

Hohe Geschwindigkeiten erfordern schwerere und verwickelte Lokomotiven mit vollständig abgefederten Motoren. Verschiedene Bauarten haben befriedigt. Die Paris-Orléans-Bahn besitzt Lokomotiven mit den Antrieben von Ganz, Brown-Boveri und Buchli, die Südbahn solche, bei denen die Motorwelle senkrecht angeordnet ist. Die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn hat versuchsweise sechs Schnellzuglokomotiven in Auftrag gegeben; zwei davon, mit der Achsfolge $2B_0 + B_0 2$ sind voneinander verschieden, vier $2C_0 + C_0 2$ -Lokomotiven sind gleich. Sämtliche Lokomotiven haben einen durchgehenden Kasten von großer Länge, der durch zwei untereinander verbundene Drehgestelle getragen wird. Die $2B_0 \times B_0 2$ -Lokomotiven haben verschiedene Antriebe erhalten; die $2C_0 + C_0 2$ -Lokomotiven, die für eine Stundenleistung von 3900 kW und eine Höchstgeschwindigkeit von 130 km/h entworfen sind, haben Örlikon-Antrieb.

Die elektropneumatische Steuerung befriedigt vollkommen. Die rein elektromagnetische Steuerung hat ebenfalls befriedigt; sie ist jedoch nur auf einer geringen Anzahl von Lokomotiven eingebaut worden.

Die elektrische Bremsung wird für alle Fälle empfohlen, außer für solche Lokomotiven, die für den Fernpersonenverkehr auf Strecken mit geringen Steigungen bestimmt sind. Die Ergebnisse mit der Stromrückgewinnung sind verschieden. Die Versuche damit werden fortgesetzt, weil man hofft, besonders auf bergigen Strecken merkliche Stromersparnisse zu erzielen. Die im Gang befindlichen Versuche, die elektrische Haltbremsung zu verwirklichen, scheinen ermutigende Aussichten zu bieten.

Die elektrischen Lokomotiven durchlaufen bei doppelter Besetzung auf der Paris-Orléans- und der Südbahn zwei bis zweieinhalbmal längere Strecken und versehen vermöge ihres Kraftüberschusses den Dienst pünktlicher als entsprechende Dampflokomotiven. Andererseits geben sie bis jetzt noch zwei- bis dreimal so oft Anlaß zu Störungen als diese. Bei den Lokomotiven mit Nasenaufhängung entfallen 91 bis 99% dieser Störungen auf den elektrischen Teil, bei den Schnellzuglokomotiven dagegen nur 63 bis 75%. Bei diesen treten also mechanische Störungen verhältnismäßig häufiger auf.

Für Italien, Spanien, Schweden und Norwegen, die Tschechoslowakei und die Schweiz berichtete G. Bianchi von der Italienischen Staatsbahn. Bei den in Frage kommenden Eisenbahnen findet man alle Stromarten vertreten, Einphasenstrom von 15000 V Spannung, Gleichstrom von 650, 1500 und 3000 V sowie Drehstrom von 3700 und 10000 V. Die Lokomotiven weisen dabei nicht nur durch die Verschiedenheit der Stromart bedingte, erhebliche Unterschiede im mechanischen und elektrischen Teil auf; es bestehen auch Unterschiede zwischen den für die gleiche Stromart gebauten Lokomotiven.

Der unmittelbare Antrieb mit Nasenaufhängung über Zahnräder ist üblich bei Gleichstrom-Lokomotiven für geringe und mittlere Geschwindigkeiten und scheint auch bei Einphasenstrom-Lokomotiven Eingang zu finden. Bei Schnellzuglokomotiven werden die Motoren am besten fest im Rahmen gelagert. Der Antrieb durch Zahnräder und Stangen bietet Vorteile bei Lokomotiven für kleine und mittlere Geschwindigkeiten, wenn gute Reibungsausnutzung erwünscht ist. Er gestattet, die Motoren hoch zu legen und ihre Zahl zu verringern. Andererseits ist der reine Stangenantrieb bei Verwendung langsamlaufender Motoren vorteilhaft.

Lokomotiven mit Vollreibung (ohne Laufachsen) und steifem Fahrgestell werden auf Wechselstrom- und Drehstrombahnen verwendet (Schweden und Italien). Die Erfahrung hat gezeigt, daß diese Lokomotiven hinsichtlich Lauf und Schienenbean-

spruchung durchaus befriedigen, solange mittlere Achsdrücke und Geschwindigkeiten nicht überschritten werden. Lokomotiven mit Vollreibung und Gelenkanordnung bilden die Regel auf Gleichstrombahnen für den Güter- und Personenzugdienst. Wenn die geforderte Geschwindigkeit 60 km/h überschreitet und die Lokomotive nur ein einziges Rahmengestell hat, hält man es für notwendig, Laufachsen anzuwenden, um die Einstellung in den Kurven zu erleichtern und einen ruhigen Lauf zu erzielen. Unterteilte Fahrgestelle mit Trieb- und Laufachsen werden im allgemeinen nur bei Lokomotiven mit sechs Treibachsen angewandt. Diese Lokomotiven mit der Achsfolge $1C + C1, 1C_0 + C_0 1$ und $2C_0 + C_0 2$ sind zum Schleppen schwerer Züge bestimmt. Das Drehmoment wird übertragen mittels Zahngetrieben und Stangen (Lokomotive $C_e \frac{6}{8}$ der Schweizerischen Bundesbahnen), mittels Motoren mit Nasenaufhängung (Lokomotive $1C_0 + C_0 1$ der spanischen Nordbahn), durch Zahngetriebe und Hohlwellen (Lötschbergbahn) oder schließlich mittels des Brown-Boveri-Antriebs (Lokomotive $2C_0 + C_0 2$ der spanischen Nordbahn).

Es ist wichtig, daß beim Entwerfen der Lokomotiven der Achsdruck so hoch als möglich gewählt wird. Unter sonst gleichen Bedingungen kann man immer etwas höher gehen als bei Dampflokomotiven. Die Lokomotiven mit Einzelachsantrieb und hoher Schwerpunktlage weisen in dieser Hinsicht die besten Voraussetzungen auf. Die im Betrieb festgestellten Reibungswerte der elektrischen Lokomotiven sind höher als bei entsprechenden Dampflokomotiven. Ein Wert, der bis zu $\frac{1}{5}$ bei Dauerleistung ansteigt, ist häufig zu finden; der Wert $\frac{1}{3}$ wurde ebenfalls mehrmals festgestellt. Diese Werte sind für die Lokomotiven mit Einzelantrieb wie für solche mit Gruppenantrieb nahezu gleich.

Der Ausbesserungsstand ist bei den elektrischen Lokomotiven allgemein kleiner und die zwischen zwei Ausbesserungen durchlaufene Strecke größer als bei den Dampflokomotiven. Unregelmäßigkeiten im elektrischen Teil treten häufiger auf als solche im mechanischen Teil; sie fallen aber für die glatte Abwicklung des Betriebs weniger ins Gewicht als diese.

Für Deutschland berichtete Reichsbahndirektor Dr. Ing. Wechmann. Der Bericht behandelte in der Hauptsache die Einphasenlokomotiven der Deutschen Reichsbahn. Diese und die mit ihnen zusammenhängenden Fragen sind wiederholt in den neueren Fachzeitschriften behandelt worden und dürfen daher hier als bekannt vorausgesetzt werden. Es soll nur auf einige wenige Punkte kurz eingegangen werden, die für die internationale Tagung besonders bemerkenswert waren.

Auf Grund einer zehnjährigen Erfahrung hat die Reichsbahn schon für eine größere Zahl von Einzelteilen einheitliche Bauformen eingeführt. Hierzu gehören der Hauptschalter, die Stromabnehmer, die Luftpumpe, die Meßgeräte, die Teile zur Beleuchtung und Zugheizung u. ä. Bau und Unterhaltung dieser Teile werden durch die Vereinheitlichung billiger. Erwähnenswert ist auch, daß die Reichsbahn auf den Zifferblättern der Strommesser nicht die Stromstärke in Ampere, sondern die dieser etwa proportionale Zugkraft des Motors, am Radumfang in Tonnen gemessen, angibt. Durch Beobachtung dieser Zugkraftmesser und zugleich des Geschwindigkeitsmessers ist der Lokomotivführer in der Lage, die bei den verschiedenen Geschwindigkeiten zulässigen Belastungen einzuhalten.

Im Zusammenhang mit den Angaben im französischen Bericht ist bemerkenswert, daß auch die Reichsbahn zwei Schnellzuglokomotiven — Bauart $1D_0 1$ und $1B_0 + B_0 1$ — mit Nasenaufhängung beschafft hat, die Schnellzüge mit Grundgeschwindigkeiten bis zu 100 km/h befördern sollen. Für den Dienst auf Verschiebebahnhöfen, wo es oft erwünscht ist, einzelne Gleise nicht mit Fahrleitung auszurüsten, sind Verschiebelokomotiven mit Gleichrichtern beschafft worden, die sowohl mit Wechselstrom aus der Fahrleitung, als auch aus einer auf der Lokomotive mitgeführten Energiequelle betrieben werden können. Von den bei der Reichsbahn benutzten Antriebsarten hat bei den Vertretern der fremden Bahnen vor allem der verbesserte Federantrieb, Bauart Westinghouse-Kleinow Beachtung gefunden.

Bezüglich des elektrischen Teils sind neue Ausführungen von Hauptschaltern ohne Öl erwähnt sowie eine sogenannte Feinregler-Steuerung, die sich von den andern, auf Einphasenstrom-Lokomotiven eingeführten Bauarten dadurch unterscheidet, daß sie stetig und nicht stufenweise steuert. Um die durch Benützung

von Öl entstehenden Störungen auszuschalten, soll die Verwendung luftgekühlter Transformatoren verallgemeinert werden. Der Bericht enthält ferner eine Zusammenfassung der an Einphasenmotoren durchgeführten Verbesserungen, besonders hinsichtlich der Kommutation. Schließlich werden noch verschiedene Versuchseinrichtungen erwähnt, welche die sichere Bedienung der Lokomotiven durch einen einzigen Bediensteten gewährleisten sollen.

An den Sammelbericht von Bianchi, der den Inhalt der Einzelberichte zusammenstellte, schloß sich noch eine längere Aussprache, vor allem über die Antriebsfrage. Es wurde schließlich den Verwaltungen empfohlen, durch Versuche festzustellen, ob die Lokomotiven mit Nasenaufhängung bei großen Geschwindigkeiten den Oberbau mehr beanspruchen als die mit anderen Betriebsarten.

Ganzmetall-Personenwagen (Frage VIII).

Zur Frage der Ganzmetall-Personenwagen und ihres Vergleichs mit Personenwagen aus Holz sind vier Berichte vorgelegt worden. Für Nord- und Südamerika, das Britische Reich, China und Japan, Afrika und Australien berichtete E. J. Lemon, der Leiter des Personen- und Güterwagendienstes der London, Midland and Scottish Railway. Für Frankreich und Belgien samt Kolonien berichteten Lancrenon und Vallancien, dieser Obergeringieur im Zentralamt für Eisenbahnfahrzeugbau in Paris, jener Leiter des Material- und Zugförderungsdienstes bei der Französischen Nordbahn. Der deutsche Bericht stammte von Reichsbahnoberrat Dähnig, dem Dezernenten für den Bau von Personenwagen im Reichsbahn-Zentralamt; für die übrigen Länder — Italien, Spanien, Niederlande, Polen, Ägypten — und die Internationale Schlafwagen-Gesellschaft berichteten Garcia-Varo von der Andalusischen Eisenbahn und Pablo Fraile von der Spanischen Nordbahn. Den Sammelbericht erstattete Lancrenon.

Die ersten Eisenbahnpersonenwagen aus Metall sind zu Anfang dieses Jahrhunderts in den Vereinigten Staaten von Nordamerika gebaut worden. Die Bauart fand bei den amerikanischen Bahnen rasch Verbreitung, weil die Beschaffung von Bauholz für die hölzernen Wagen Schwierigkeiten machte. Daneben weisen die Ganzmetallwagen auch eine größere Widerstandsfähigkeit bei Unfällen und eine höhere Feuersicherheit auf; sie können in Reihen gebaut werden und sollen, wenn die Verbindungen gut genietet oder geschweißt sind, besser unterhalten werden können als die hölzernen Wagen. Dagegen fällt das Gewicht der Metallwagen, wenn sie nicht sehr sorgfältig entworfen werden, oft schwerer aus als bei entsprechenden Wagen aus Holz, man bekommt Schwierigkeiten mit der Bekämpfung des Rostes, der Wärmeschutz läßt sich nicht so wirksam durchführen; auch dröhnen die Wagen gern und ihre innere Ausstattung macht Schwierigkeiten, wenn man dazu ebenfalls Metall verwenden will.

Die bisher gebauten Metallwagen zeigen zwei grundsätzlich verschiedene Bauarten. Die eine besitzt ein besonderes Untergestell, das gewöhnlich aus einem Fischbauch-Mittelträger mit angesetzten Querträgern besteht, auf dem ein Wagenkasten mit leichtem Gerippe ruht. Diese Anordnung eignet sich vor allem für Mittelpufferkupplung. Sie gestattet, den Wagenkasten unabhängig vom Untergestell ganz den Bedürfnissen der Reisenden anzupassen, hat aber den Nachteil, daß das Wagengewicht hoch wird. Bei der zweiten Bauart wird das Kastengerippe zusammen mit dem Untergestell als Metallträger ausgebildet, so daß es zur Widerstandsfähigkeit des Wagens beiträgt. Wagen dieser Bauart bieten bei Zusammenstößen verhältnismäßig die größte Sicherheit, weil bei ihnen die Zerstörungen nicht auftreten können, die damit verbunden sind, wenn ein starres Untergestell in den weniger widerstandsfähigen Kasten des anstoßenden Wagens geschoben wird. Die erste Bauart mit besonderem Untergestell ist auf den nordamerikanischen Bahnen allgemein gebräuchlich und in Europa von der Internationalen Schlafwagen-Gesellschaft übernommen worden. Die zweite Bauart verwenden die deutschen, niederländischen, spanischen, japanischen und neuerdings auch die französischen Bahnen. Bei der Italienischen Staatsbahn, in England und bei der französischen Nord- und Ostbahn ist dabei der Wagenkasten nicht nur als Gitterträger, sondern als wirkliches Rohr mit Scheidewänden ausgebildet worden.

Die Zahl der bisher gebauten Ganzmetall-Personenwagen ist in den einzelnen Ländern noch recht verschieden, je nachdem

dort die Vor- und Nachteile der Bauart gewertet werden. Doch beginnt sich neuerdings fast überall die Anschauung durchzusetzen, als ob der Bau von Metallwagen schon allein vom Standpunkt der Sicherheit aus vorzuziehen sei. Der Zahl nach sind in den wichtigsten Ländern vorhanden: in den Vereinigten Staaten 27 000 Ganzmetallwagen, in Deutschland 10 250, in Frankreich 3000, in Italien 1300, in Japan 650 und in dem beim Personenwagenbau sehr konservativen Großbritannien nur 600. Die Great Western Railway hat nach dem Bericht von Lemon nur einen Versuchswagen gebaut und dabei gefunden, daß dieser schwerer und teurer war als die Holzwagen. Andererseits haben die London, Midland and Scottish und die London and North Eastern Railway eine größere Zahl solcher Wagen im Betrieb. Der weitaus größte Teil der in Europa gebauten Ganzmetall-Personenwagen entfällt demnach auf Deutschland.

Als Baustoffe werden ebene, gebogene und gepreßte Bleche, Formeisen, Gußteile aus schmiedbarem Guß oder Stahlguß, Leichtmetall und für die Inneneinrichtung teilweise Holz verwendet. Die Formeisen sind leicht zu beschaffen und zu lagern; Preßteile erleichtern zwar den Bau, ihre Herstellung erfordert aber teure Werkzeuge. Schmiedbares Gußeisen, Gußteile aus Leichtmetall und Holz werden für die Innenausstattung verwandt; Stahlguß verwenden einzelne Bahnen für Kopfstücke, Querträger und ähnliche Teile. Auch Stahl von hoher Festigkeit ist schon verwendet worden, um das Gewicht der Wagen möglichst nieder zu halten. Die Einzelteile werden durch Nieten — teilweise mit versenkten Außenköpfen, um ein besseres Aussehen und leichtere Außenreinigung der Wagen zu erzielen — oder durch Schweißen zusammengebaut. Zum Schutz gegen den Rost wird mitunter nichtrostender Stahl verwandt; dem Anstrich muß aus demselben Grund besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Bei der Innenausstattung ist Holz gefälliger und für die Berührung angenehmer. Es ist ein gutes Wärmeschutzmittel, dröhnt nicht und verhindert feuchte Niederschläge. Trotzdem neigen manche Bahnen auch hier zur Verwendung von Metall, teils um der Gefahr der Splitterwirkung bei Unfällen zu begegnen, teils weil der Zusammenbau der Metalleinrichtung mit dem Wagenkasten sich einfacher gestaltet. Derartige, innen mit Metall verkleidete Wagen können ganz befriedigend ausgestattet werden.

Das Ergebnis der Berichte und der anschließenden Aussprache wurde in einer Schlußfolgerung zusammengefaßt, in der vor allem darauf hingewiesen wurde, daß der Metallbau bei neuen Personenwagen vom Standpunkt der Sicherheit aus genügend gerechtfertigt sei. Zugleich wurden die wichtigsten Grundsätze für den Bau von Ganzmetall-Personenwagen nochmals hervorgehoben. Hinsichtlich der Herstellungs- und Unterhaltungskosten ließen sich noch keine Schlußfolgerungen ziehen, weil die Herstellungsverfahren noch zu verschieden und bei vielen Verwaltungen die Metallwagen erst kurze Zeit im Betrieb sind. Allgemein war man der Ansicht, daß noch viele Untersuchungen auf dem Gebiet des Metallwagenbaus erforderlich sein werden, sowohl hinsichtlich der Wahl des zweckmäßigsten Herstellungsverfahrens und der zu verwendenden Baustoffe, als auch hinsichtlich der Inneneinrichtung, des Wärme- und Rostschutzes, des Anstrichs usw.

Triebwagen (Frage XX).

Über die Zweckmäßigkeit der Verwendung von Triebwagen und die Bauart von solchen wurde in gemeinsamer Sitzung der Abteilungen für Fahrzeuge und für Nebenbahnen besonders verhandelt. Daneben kam die Triebwagenfrage auch noch bei einigen anderen Verhandlungsgegenständen, so bei der Frage XII: „Wirtschaftliche Betriebsführung in besonderen Fällen“ und bei der Frage XIX: „Elektrifizierung von Nebenbahnen“ ausgiebig zur Sprache.

Die Berichte — von Deutschland war ein solcher nicht besonders vorgelegt — befassen sich in der Hauptsache mit den Verbrennungstriebwagen. Diese werden in zwei Gruppen unterteilt: in leichte, zweiachsige mit Leistungen bis zu 100 PS, die meist Sechszylinder-Benzolmotoren und Getriebeübertragung nach Art der Straßenkraftwagen besitzen, und in schwere, vierachsige mit Leistungen von 180 bis 250 PS und einem Dienstgewicht von 25 bis 40 t. Die schweren Wagen besitzen vielfach Dieselmotoren mit sechs bis acht Zylindern; sie haben elektrische

oder mechanische Kraftübertragung und können mit Geschwindigkeiten von 60 bis 65 km/h ein bis zwei Regelwagen als Anhänger mitführen. In Amerika geht das Streben nach noch höheren Leistungen. Man baut dort jetzt vielfach Wagen mit 300 bis 400 PS. Es ergeben sich dann Zuggewichte von etwa 150 t samt den Anhängern und es werden Geschwindigkeiten von über 100 km/h erreicht.

Von den Dampfmaschinen sind die vor 1914 auf verschiedenen Bahnetzen in Dienst gestellten bereits verschwunden oder daran zu verschwinden. Sie haben nicht befriedigt. Es scheint, daß hier nur die Triebwagen der französischen Nordbahn und diejenigen der englischen Great Northern Railway eine Ausnahme machen. Jedoch sind diese in Wirklichkeit eine Art leichter Züge, die aus einem Triebteil und einem Wagenteil bestehen, die zwar unabhängig voneinander sind, aber so lange vereinigt bleiben, als nicht ein Teil davon zur Ausbesserung muß. Der Triebteil befindet sich entweder zwischen zwei Wagen (Nordbahn) oder am Ende einer Gruppe von einem bis vier Wagen (GNR). Es handelt sich hier also sozusagen um ein Mittelding zwischen einem eigentlichen Dampftriebwagen und einem leichten Zug mit besonderer, kleiner Dampflokomotive. Auf englischen, französischen, afrikanischen und amerikanischen Bahnen hat man

übrigens in den letzten Jahren auch wieder eigentliche Dampftriebwagen, Bauart „Sentinel“ und „Clayton“, erscheinen sehen; die Wagen sind aber noch zu kurze Zeit im Betrieb, um über ihre Bewährung schon etwas sagen zu können.

Hinsichtlich des Brennstoffverbrauchs der verschiedenen Triebwagenbauarten gibt der amerikanische Bericht an, daß sich die Kosten dafür bei Verwendung von Dieselöl, Kohle oder Benzol wie 15:39:97 verhalten*).

In der Schlußfolgerung kam zum Ausdruck, daß erfahrungsgemäß die Verwendung von Triebwagen an Stelle von Zügen dort, wo sie möglich sei, sich auch wirtschaftlich gestalte. Noch größere Vorteile seien zu erwarten, sobald die Versuche abgeschlossen seien, die z. Z. mit billigeren Brennstoffen und anderen Kraftquellen, wie z. B. Akkumulatoren, im Gang sind. Darüber hinaus sei es auch erforderlich, daß die Baufirmen durch Vereinheitlichung der Wagenbauarten billiger liefern, weil die Beschaffungskosten für die Wagen vielfach noch zu hoch seien.

(Bericht über die bautechnischen Fragen folgt.)

*) Diese Zahlen lassen sich auf andere Länder wegen des stark verschiedenen Preisverhältnisses der Betriebsstoffe nicht übertragen.

Buchbesprechungen.

Strassner, Berechnung statisch unbestimmter Systeme, Band I, 2. Auflage.

Kleinlogel, Rahmenformeln, 6. Auflage.

Wir tragen zu der im Heft 18 enthaltenen Besprechung dieser beiden im Verlag von Wilh. Ernst & Sohn, Berlin erschienenen Bücher noch den Preis nach:

Er ist für das Buch von Strassner geheftet 10 *RM.*, gebunden 11,50 *RM.*, für Kleinlogel geheftet 25 *RM.*, gebunden 27 *RM.* Statt „Rechenformeln“ muß es in der zweiten Besprechung „Rahmenformeln“ heißen.

Elektrische Bahnen. Band XV der Siemens-Handbücher, bearbeitet von O. Höring, Regierungsbaumeister a. D. 515 Seiten mit 502 Abbildungen, neun Zahlentafeln, einer Karte und acht Tiefdruckbeilagen. Verlag Walter de Gruyter & Co. Berlin und Leipzig 1929. Preis geb. 12 *RM.*

Das Werk, entstanden durch die Zusammenarbeit einer Reihe von Fachleuten, behandelt in ausführlicher und sehr sachverständiger Weise die sämtlichen Bauarten von elektrischen Bahnen und der zu ihrem Betrieb erforderlichen Anlagen wie Kraftwerke, Unterwerke usw. Auch die Seilbahnen und die gleislosen elektrischen Bahnen mit Oberleitung sind aufgenommen.

Das Werk enthält naturgemäß in erster Linie die Erzeugnisse der Siemens-Schuckertwerke und der ihr nahestehenden Unternehmungen, es sind aber auch die Bauarten anderer Firmen mit herangezogen, soweit dies zur Erzielung der Vollständigkeit notwendig war.

Hervorzuheben ist die Objektivität, mit welcher die Verfasser den einzelnen, oft sehr umstrittenen Fragen — z. B. der Stromartenfrage — gegenüberstehen. Vorteilhaft geltend macht sich die klare, leicht verständliche Ausdrucksweise des Textes sowie die sorgfältige Wahl und zweckentsprechende Ausführung der zahlreichen Bilder.

Der Inhalt ist in zehn Hauptabschnitte unterteilt.

Teil I behandelt kurz die Ausdehnung des elektrischen Bahnbetriebes. Die Tatsache, daß es auf der ganzen Erde nur 13793 km elektrisch betriebene Fernbahnen gibt, läßt die große Entwicklungsmöglichkeit des elektrischen Bahnbetriebes deutlich erkennen. Teil II erörtert die Frage, unter welchen Umständen der elektrische Betrieb angebracht ist, in der Hauptsache für den Vollbahnbetrieb, da bei Straßen-, Stadt- und Vorortbahnen der Dampftrieb längst überholt ist. Der Teil III „Die verschiedenen Arten von elektrischen Bahnen“ zählt kurz die wesentlichsten Merkmale der einzelnen Bahnen: Straßenbahnen, Überlandbahnen, Stadtschnellbahnen usw. auf. Der umfangreiche Teil IV: „Grundlagen für den Entwurf elektrischer Bahnen“ gibt dem Ingenieur alle erforderlichen Unterlagen für den Entwurf neuer Bahnstrecken und deren Triebfahrzeuge an die Hand, Teil V — der richtiger nach Teil VII folgen sollte — behandelt sehr

eingehend die verschiedenen Fahrzeuge und deren hauptsächlichste Einzelteile. Im Gegensatz zum Teil IV, der in erheblichem Maß Berechnungsgrundlagen gibt, ist dieser Teil mehr beschreibend. Teil VI: „Stromerzeugung“ ist etwas kurz geraten, besonders der Abschnitt über die Dampfkraftwerke. Ausgedehnter behandelt ist der Abschnitt Unterwerke, der dem Teil „Stromerzeugung“ beigefügt ist. Besser würde er einen eigenen Teil bilden, da in den Unterwerken der Strom nicht erzeugt, sondern nur umgeformt wird. Teil VII behandelt sehr eingehend die Streckenausrüstung der verschiedenen Betriebsarten einschließlich der Speiseleitungen zwischen den Unterwerken und der eigentlichen Streckenausrüstung über bzw. neben den Geleisen. Teil VIII umfaßt die verschiedenen Arten von Industriebahnen: Abraum- und Sandtransportbahnen, Grubenbahnen, Hüttenbahnen usw. und zeigt den grundsätzlichen Aufbau der dort verwendeten Triebfahrzeuge. Teil IX gibt einen Überblick über den Aufbau und die Betriebs-einrichtungen der Zahnrad- und Seilschwebbahnen sowie der gleislosen Bahnen. Teil X endlich behandelt die Betriebsführung.

Wie ersichtlich, ist der Inhalt außerordentlich vielseitig.

Aus diesem Grund wird das Buch jedem, der irgendwie auf dem Gebiet des elektrischen Bahnbetriebs tätig ist, oder sich in dieses Gebiet neu einarbeiten will, ein vollkommenes Hilfsmittel zur Festigung seiner Kenntnisse sein.

Der Preis des Buches ist in Anbetracht des umfangreichen, wertvollen Inhalts und der guten Ausführung bescheiden zu nennen.

Dr. Ing. L. Schultheiß.

„Der Einphasenbahnmotor“. Kritik und Ersatz seines Vektordiagramms. Von Dr. Ing. Karl Töfflinger. Verlag v. Oldenbourg, München-Berlin, 1930. Preis geh. 4,20 *RM.*

Die übliche Vorausberechnung von Einphasenmotoren auf analytischem Weg legt allen zeitlichen Änderungen von Fluß, Strom und Spannung die klassische Sinuslinie zugrunde; denn nur durch Ersatz der ja in Wirklichkeit stark verzerrten Kurvenformen durch ihre erste Harmonische lassen sich einigermaßen übersichtliche Gleichungen und Vektorbilder erzielen. Töfflinger legt nun in Kritik dieser Berechnungsart dar, daß sie im Gebiet der höheren Eisensättigung, zu der ja die Baustoffwirtschaft besonders bei Bahnmotoren zwingt, zu günstige Rechnungsergebnisse liefert, bzw. die Ursachen der später im Betrieb auftretenden bekannten Schwierigkeiten verschleiert. Er entwickelt dagegen ein Verfahren, das von der Annahme eines sinusförmigen oder überhaupt irgend eines bestimmten Verlaufs sowohl des Motorstroms als auch der aufgedrückten Klemmenspannung völlig unabhängig ist. Aus den Kurven, die Töfflinger auf seine anschauliche Weise gewinnt, kann er deshalb besonders im Gebiet der hohen Anfahrstromstärken, viel genauere Schlüsse auf die Betriebseigenschaften eines entworfenen oder vorhandenen Motors ziehen, als dies aus den z. Z. gebräuchlichen angenäherten Sinuskurven und sym-

bolischen Vektorbildern möglich ist. Das bisher schon beobachtete Abweichen ausgeführter Motoren von ihrem rechnermäßigen erwarteten Verhalten hinsichtlich größerer Effektivwerte, schlechteren Leistungsfaktors und steilerer Drehzahlkennlinien wird hier auch theoretisch bestätigt. Besonders die Kernfragen der Stromwendung und des Rundfeuers können durch die naturgetreue Vorausentwicklung der tatsächlichen verzerrten Betriebskurven schon beim Entwurf des Motors viel schärfer erfaßt werden. Der Verfasser gibt schließlich aus seiner neuen Rechenweise heraus zwanglose Erklärungen für in der Praxis bereits angewandte Notmaßnahmen, wie die Bürsten- und Rundfeuerbekämpfung durch Luftspaltvergrößerung usw. Im ganzen gibt die nur 50 Seiten starke, von 26 Abbildungen unterstützte Abhandlung ein abgeschlossenes Bild der wesentlichsten, analytisch nicht voll erfäßbaren und z. T. sehr unangenehmen Eigenschaften des Einphasenbahnmotors, sowie eines Berechnungsgangs, der diese viel deutlicher als die übliche vektorbildliche Darstellung erkennen läßt.

Sch—1.

Articulated Locomotives, by Lionel Wiener, Professor at the University of Brussels. London, Constable & Company Ltd, 1930 (Gelenklokomotiven, von L. W., Professor an der Universität Brüssel). Preis geb. 42.— Schilling.

Das über 600 Seiten starke Buch behandelt in außerordentlich klarem Aufbau — nicht zeitlich, sondern nach Bauarten geordnet — wohl so ziemlich alle bisher gebauten oder auch nur entworfenen Arten von Gelenklokomotiven im weitesten Sinn des Wortes, d. h. alle Lokomotiven, die angetriebene Achsen mit irgend einer Art von gelenkiger Anordnung besitzen. Es werden dabei nicht nur die erfolgreichen, sondern auch solche Lokomotiven besprochen, die heute eigentlich nur noch wegen ihrer Absonderlichkeit geschichtlich bemerkenswert sind. Übrigens hat die Aufnahme scheinbar abwegiger Entwürfe doch auch noch aus einem anderen Grund eine gewisse Berechtigung: Man findet auch hier,

wie so oft in der Technik, daß Bauformen, die zunächst versagt hatten, weil sie ihrer Zeit vorausgeeilt waren, später mit dem Fortschreiten der Technik wieder erfolgreich auf den Plan getreten sind. Als Beispiel dafür darf die Engerth'sche Kupplung der Achsen mittels Zahnrädern dienen, die neuerdings wieder öfters Verwendung findet.

Der Verfasser gliedert seinen Stoff nach Bauarten mit einem oder zwei angetriebenen Gestellen, mit einer oder zwei Zylindergruppen, nach der Art des Antriebs mittels Stangen, Zahnrädern, Ketten und ähnlichem, nach der Verwendung von Hilfsantriebsmaschinen mit dauerndem oder nur zeitweiligem Eingriff auf Lokomotiv- und Tenderachsen usw. Die Zahl der aufgeführten Lokomotivbauarten ist so groß, daß es an dieser Stelle unmöglich ist, auch nur die wichtigsten davon zu erwähnen. Besonderen Wert legt das Buch darauf, soweit als möglich auch über die Bewährung der einzelnen Lokomotiven und über die Verhältnisse, unter denen sie arbeiten, zu berichten.

Am meisten Verbreitung haben die Gelenklokomotiven in den englisch sprechenden Ländern gefunden, vor allem bei den vielen ungünstig angelegten Kolonialbahnen und in Amerika. Dies dürfte wohl auch der Grund dafür sein, daß der belgische Verfasser sein Buch in englischer Sprache hat erscheinen lassen. Für den deutschen Fachmann hat das Werk aus diesem Grund kein so unmittelbares Interesse. Auch empfindet es der deutsche Leser störend, daß dort, wo deutsche Ausdrücke, Namen von Fabriken und Bahnen, Hinweise auf Bücher und ähnliches erwähnt werden, sehr viele sprachliche Fehler zu finden sind, die wohl dem Übersetzer — aus dem Französischen ins Englische — zur Last fallen (so z. B. auf S. 257: Deutsch Reichsbahn, S. 275: Wurtemberg statt Württemberg, S. 276: Eisenbahn, Technik der Gegenwart statt Eisenbahntechnik d. G., S. 524: Zeitschrift des Verein Deutsche Ingenieur). Aber diese Schönheitsfehler sollten doch den deutschen Lokomotivfachmann nicht von der Durchsicht des Buches abhalten; vor allem der Konstrukteur und alle Freunde der Lokomotivgeschichte werden es mit Genuß lesen. R. D.

Verschiedenes.

Vereinheitlichung der Schmiermittelprüfverfahren.

Der Ausschuß 9 des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik hat unter Mitwirkung von Vertretern aus Kreisen der Erzeuger, Verbraucher und der Wissenschaft einheitliche Schmiermittelprüfverfahren aufgestellt. Es wurde beschlossen, diese Entwürfe nach öffentlicher Auflegung als Deutsche Normen anerkennen zu lassen. Die Fassung der Prüfverfahren dürfte den augenblicklichen Stand der Forschung und Technik wiedergeben und durch die Anerkennung der Fachgenossen, die im Ausschuß mitarbeiten, eine weitgehende Verbindlichkeit besitzen. Dies soll selbstverständlich nicht ausschließen, daß für besondere Betriebsverhältnisse im Einzelfalle neue oder abweichende Methoden ausgearbeitet und als maßgeblich zwischen den Parteien vereinbart werden.

Folgende Normen wurden vorgeschlagen:

Probeentnahme. Angaben über Entnahme von Schichtproben, Proben aus Schmierfetten, Probeentnahme während des Ausflusses und anderes mehr.

Toleranz. Die Vorschriften sollen nur Anwendung finden, wenn keine Vereinbarungen über Abweichungen zwischen Anforderung und Prüfungsergebnis getroffen wurden.

Spezifisches Gewicht. Das zu bestimmende Gewicht des Ölvolumens soll auf den luftleeren Raum bezogen werden.

Flammpunkt. Für die Untersuchungen ist die in Deutschland allgemein übliche und verbreitetste Form der Flammpunktprüfung mit offenem Tiegel herangezogen worden. Das Bestreben ging dahin, einen Apparat zu schaffen, der in allen baulichen Einzelheiten auf das genaueste festgelegt ist und bei vollständig eindeutiger Methode stets gut wiederholbare Ergebnisse liefert. Es wurde ein Flammpunktprüfer im Anschluß an die Vorschläge von Professor Schlüter durchgebildet, der hinsichtlich der Meßgenauigkeit und der Leichtigkeit der Handhabung berechtigten Wünschen entsprechen dürfte.

Fließ- und Tropfpunkt. Als Prüfgerät wurde der bewährte Tropfpunktapparat nach Ubbelohde gewählt, dessen Abmessungen genauer festgelegt wurden.

Zähigkeit (Viskosität). Als Prüfgerät kommt für Deutschland in erster Linie das Engler-Viskosimeter in Frage. Von der Physikalischen-Technischen Reichsanstalt wurde der Zusammenhang zwischen Engler-Graden und absoluter Zähigkeit festgelegt, so daß der Prüfvorschrift eine Zahlentafel zur Umrechnung von Engler-Graden in kinematische Zähigkeit beigefügt werden konnte. Das Viskosimeter von Vogel-Ossag, das die Zähigkeit in absolutem Maße zu bestimmen gestattet, wurde zur Prüfung zugelassen.

Wassergehalt. Zur Bestimmung wurde die Xylolmethode benutzt.

Asche. Die Asche soll nach dem Glühen in die entsprechenden Sulfate übergeführt werden, weil sich hierbei wesentlich genauere Konstantwerte erzielen lassen.

Neutralisationszahl. Hierbei hat sich der Erlenmeyer-Kolben mit seitlichem Ansatz nach Dr. Baader allgemein als ausgezeichnetes Hilfsmittel zur Erkennung des Farbumschlages bewährt.

Verseifungszahl. Bei kleinen Mengen wurde das Verfahren von Spitz und Hönig vorgeschlagen, im allgemeinen genügt es, die Verseifungszahl direkt zu ermitteln.

Hartasphalt. Aus praktischen Erwägungen wurde die bisherige Methode beibehalten, weil der Begriff „in Benzin unlöslicher Asphalt“ in Handel und Industrie so geläufig ist, daß eine andere Methode nur eine große Verwirrung zur Folge hätte.

Die Vorschläge sind zusammengefaßt in der vom Beuth-Verlag herausgegebenen Schrift Nr. 80 des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik: „Die Prüfung der Schmiermittel“ (Bericht des Ausschusses 9 über einheitliche Prüfverfahren).

F 1.