

Die freien Lenkachsen im Gleisbogen bei Einpunktberührung.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

(Schluß.)

[Hierzu Tafel 22 und 23*.]

B. Die freie Lenkachse.

Voraussetzung für dies eigentümliche Verhalten des freien Radsatzes, daß für jedes R bei jedem α Gleichgewicht möglich ist, ist wie gesagt, daß bei jedem α ein ganz bestimmtes mit α in bestimmter Weise veränderliches T an einem ganz bestimmten von α in bestimmter Weise abhängigen Hebelarm t, also ein ganz bestimmtes Moment T (t + s), zur Verfügung steht. Das ist nun tatsächlich bei den unter Fahrzeugen laufenden „freien“ Radsätzen wohl nie der Fall; es ist vielmehr hier wohl immer eine andere Abhängigkeit zwischen T, t und α vorhanden, eine 13. Gleichung außer den oben aufgestellten zwölf, so daß in Wirklichkeit für jedes R nur bei einem bestimmten Anlaufwinkel Gleichgewicht möglich ist, weil nur bei diesem das zum Gleichgewicht erforderliche Treib- und Wendemoment $\pm T$ (t + s) zur Verfügung steht. Diese Abhängigkeit zwischen T, t und α ist praktisch gegeben entweder durch Verbindung des Radsatzes mit dem Fahrzeuggestell oder durch Verbindung mehrerer Radsätze miteinander. Der Radsatz verliert damit wieder einen Teil seiner „Freiheit“, wird zur „Lenkachse“.

Wir wollen den bei Eisenbahnwagen besonders häufig vorkommenden Fall betrachten, daß der Radsatz auf beiden Seiten durch Tragfedern und schräge Federgehänge derart mit dem Fahrzeuggestell verbunden ist, daß jedes der beiden Federgehänge bei Bewegung des angeschlossenen Punktes des Radsatzes gegenüber dem Fahrzeuggestell aus seiner Mittellage heraus sowohl in der Längs- wie in der Querrichtung eine Rückstellkraft auf den Radsatz ausübt, also beide Federgehänge zusammen bei verschieden großer und gerichteter Längsbewegung ein Rückstellmoment auf ihn äußern. Das ist das Moment, das diese Anordnung zum Treiben und Wenden des Radsatzes zur Verfügung stellt; wir wollen es weiterhin auf $Q = 1$ bezogen als spezifisches R-Moment oder M_R bezeichnen. Im Gleichgewichtszustand ist es gleich dem Moment, das erforderlich ist, die statischen Widerstände des Radsatzes gegen Vortreiben und Wenden zu überwinden. Dies Moment wollen wir, auf $Q = 1$ bezogen, als spezifisches T.W.-Moment oder M_{TW} bezeichnen. Einen solchen Radsatz bezeichnet man als „freie Lenkachse“. Sowohl die Längs- als die Querrückstellkräfte sind bei den verhältnismäßig kleinen vorkommenden Verschiebungen angenähert proportional diesen Verschiebungen. Wir bezeichnen die Längsrückstellkraft außen mit $\pm T_a$, innen mit $\pm T_i$, die Längsverschiebungen der unter den Federn liegenden Radsatzpunkte aus der Mitte mit $\pm e_a$ und $\pm e_i$, und zwar soll $+T_a$ vorwärts, $+e_a$ rückwärts, $+T_i$ rückwärts und $+e_i$ vorwärts gerichtet sein, positives T_a und T_i also positiv wendendem Rückstellmoment entsprechen. Dann ist nach Skutsch**) mit den aus Abb. 9 hervorgehenden Bezeichnungen und mit Q' als der auf einem Rad ruhenden gefederten Last die durch Verschiebung $e_{a,i}$ wachgerufene Rückstellkraft:

$$\pm T_{a,i} = \pm e_{a,i} \cdot Q' \cdot \frac{l^2 \cdot \lambda^2 + 2b^3 \cdot l - 4a \cdot b^2 \cdot d}{a(a \cdot l + 2bd)^2} = \pm e_{a,i} \cdot Q' \cdot m \dots \dots \dots 30).$$

Darin bedeutet der Rückstellkoeffizient m die Rückstellkraft bei Federlast = 1 und Verschiebung aus der Mitte = 1. Mit

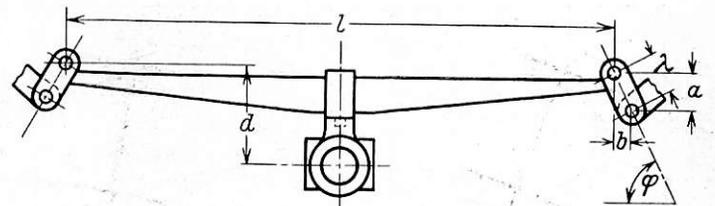


Abb. 9.

Einführung des Winkels φ , um den die Federlaschen gegen die Waagerechte geneigt sind, schreibt sich der Ausdruck für m in obiger Gl. 30) einfacher und durchsichtiger:

$$m = \frac{l^2 + 2\lambda \cdot l \cdot \cos^3 \varphi - 4\lambda \cdot d \cdot \sin \varphi \cdot \cos^2 \varphi}{\lambda \cdot \sin \varphi \cdot (l \sin \varphi + 2d \cdot \cos \varphi)^2} \dots \dots \dots 31).$$

Bei großem φ ist m angenähert umgekehrt proportional der Laschenlänge λ und $\sin^3 \varphi$; es wächst also sehr stark mit der Abnahme von φ , d. h. der Streckung der Laschen. Schon der Ladezustand des Wagens kann m merklich verändern; je stärker er beladen ist, desto kleiner wird m. Bei den gebräuchlichen Federgehängen von Wagen ist m mindestens 0,0065/mm, oft erheblich größer.

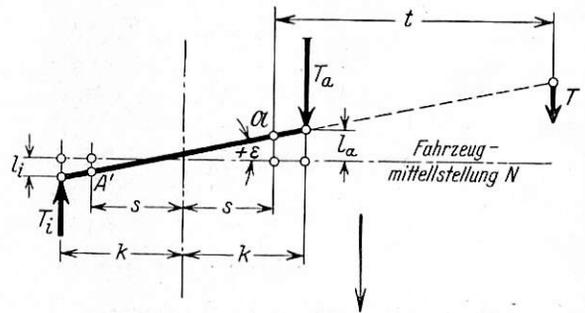


Abb. 10.

Die Summe von T_a und T_i , unter Berücksichtigung ihrer Vorzeichen, ist weiter nichts wie die zur Verfügung gestellte Rückstell- oder Trieb- und Wendekraft T. T_a und T_i stehen in folgender durch Abb. 10 veranschaulichter Beziehung zu T:

$$T_i \cdot 2k = T \cdot (t + s - k) \text{ oder } T_i = T \cdot \frac{t + s - k}{2k} \dots \dots \dots 32)$$

und

$$T_a \cdot 2k = T \cdot (t + s + k) \text{ oder } T_a = T \cdot \frac{t + s + k}{2h} \dots \dots \dots 33).$$

Diesen Kräften T_a und T_i gehört ein ganz bestimmtes durch Gl. 30) festgelegtes e_a und e_i zu. e_a und e_i aber legen den

*) Tafel 22 befindet sich mit dem 1. Teil dieses Aufsatzes im Heft 17.

**) Skutsch: Über die Wirkung der Federgehänge zweiachsiger Eisenbahnfahrzeuge, Glasers Ann. 1927, 100. Bd., S. 55.

Winkel ε fest, den die Drehachse des Radsatzes im Bogen mit der Normalen N auf der Längsachse des Fahrzeuggestells, von dem aus die Rückstellkräfte ausgeübt werden, einschließt. Nach Abb. 10 ist für jeden der unter einem Wagenkasten laufenden Radsätze:

$$\begin{aligned} \text{tg } \varepsilon \sim \varepsilon &= \frac{e_a + e_i}{2k} \text{ oder nach Gl. 30), 32) und 33)} \\ \varepsilon &= \frac{\frac{T_a}{Q' \cdot m} + \frac{T_i}{Q' \cdot m}}{2k} = \frac{T}{Q' \cdot m} \cdot \frac{t+s}{2k^2} = \mathfrak{M}_R \cdot \frac{1}{\frac{2 \cdot Q'}{Q} \cdot m \cdot k^2} \dots 34). \end{aligned}$$

Bei Gleichgewicht ist $\mathfrak{M}_R = \mathfrak{M}_{TW}$, also auch

$$\varepsilon = \mathfrak{M}_{TW} \cdot \frac{1}{\frac{2Q'}{Q} \cdot m \cdot k^2}$$

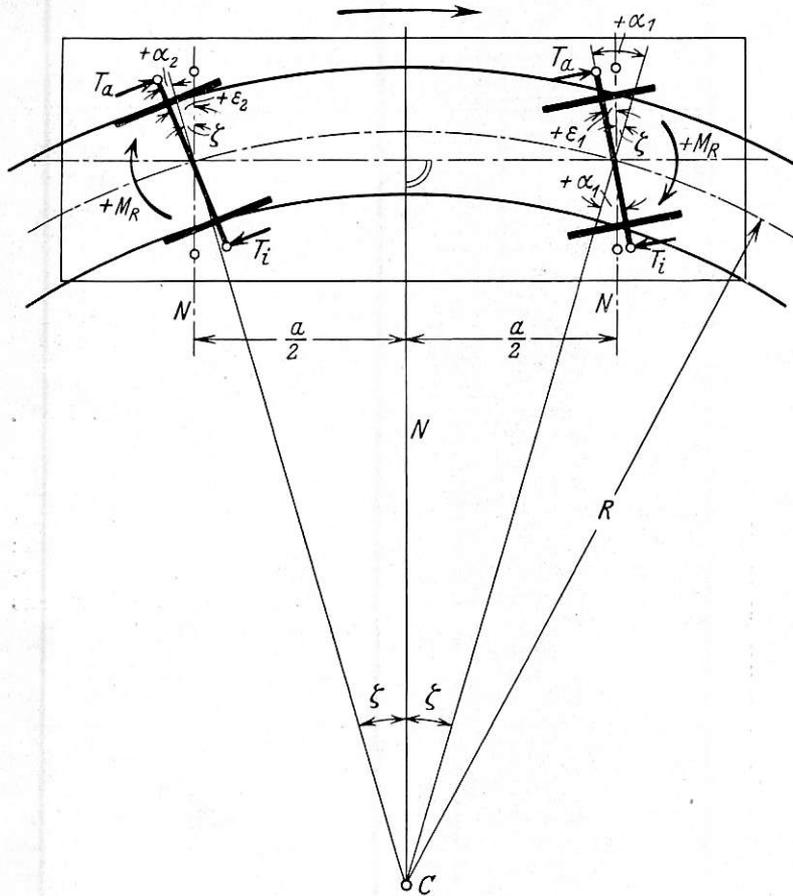


Abb. 11.

Fahrzeug mit zwei freien Lenkachsen.

Wir wollen nun einen zweiachsigen Wagen betrachten. Wir nehmen zunächst einmal an, daß beide Radsätze mit positivem Anlaufwinkel α außen anlaufen, das Wagengestell gegenüber seinen beiden Radsätzen aus seiner Mittellage gar nicht seitlich verschoben sei, und daß keine nennenswerten Querkräfte durch die Federgehänge gehen. Unter dieser Annahme, die später nachgeprüft wird, können wir jeden Radsatz für sich betrachten. Wir sehen weiter von der Reibung in den Federgehängen und zwischen Federbund und Achsbuchse ab. Denjenigen Winkel, den die Normale N auf der Fahrzeuggestelllängsachse mit der Radialstellung der beiden Achsen einschließt, bezeichnen wir mit ζ . Dieser Winkel ist unter der gemachten vorläufigen Annahme für beide Achsen gleichgroß $= \frac{a}{2R}$, wie aus der schematischen Abb. 11

hervorgeht. Dann ist, wie auch Abb. 11 zeigt, der positive Anlaufwinkel der Vorderachse:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \varepsilon_1 + \zeta, \text{ der des Hinterradsatzes} \\ \alpha_2 &= \varepsilon_2 - \zeta. \end{aligned}$$

Die Kenntnis des Anlaufwinkels α ist von großer praktischer Bedeutung. Denn da im größten und wichtigsten Bereich von α die Kraft $T \sim Q \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg } 2\varrho$ und der Krümmungswiderstand $W \sim T$, so ist dieser angenähert direkt proportional α . Der Verschleiß in der Zeiteinheit des anlaufenden Spurranzes, genauer der Hohlkehle, in Punkt \mathfrak{Q} ist ziemlich proportional der Reibungsleistung an dieser Stelle, diese gleich dem Normaldruck $N \sim Q$ mal der Gleitgeschwindigkeit v mal der Reibungsziffer f . Da nun v nach Gl. 2)

$$= R \cdot \omega_2 \cdot \sqrt{\left(\frac{z}{r}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \beta}\right)^2} \text{ oder für den Bereich von}$$

$$\alpha > \alpha' \sim R \cdot \omega_z \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos 2\varrho} = v_F \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos 2\varrho}, \text{ — mit } v_F = R \cdot \omega_z$$

als der Fahrgeschwindigkeit $m \cdot s - 1$ —, ist auch der Verschleiß in der Zeiteinheit in dem praktisch wichtigsten Bereich von α , $\alpha > \alpha'$, direkt proportional dem Anlaufwinkel α .

Vorderradsatz.

Wir betrachten zunächst den Vorderradsatz und sein α_1 . Mit $T \sim Q \cdot \alpha_1 \cdot \text{tg } \beta'$ erhalten wir für den Bereich $\alpha_1 > \alpha'_1$ aus Gl. 34):

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_1 \cdot \text{tg } \beta'}{Q' \cdot m} \cdot \frac{t+s}{2k^2} + \frac{a}{2R}$$

$$\alpha_1 = \frac{a}{2R} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\text{tg } \beta' \cdot Q}{m} \cdot \frac{t+s}{2k^2}} \dots 35).$$

Das ist die erwähnte Beziehung zwischen α , T und t , bzw. α und t , die „13. Gleichung“, deren Erfüllung den Winkel α bei jedem R auf einen ganz bestimmten Wert festlegt, solange der Radsatz gleitet. Wir können leicht durch Probieren den zu jedem Bogenhalbmesser R gehörigen Wert von α_1 für den Bereich $\alpha_1 > \alpha'_1$ finden.

Einfacher und durchsichtiger ist folgendes zeichnerisches Verfahren, das darauf beruht, daß bei Gleichgewicht das von den beiden Federgehängen zur Verfügung gestellte R -Moment gleich dem erforderlichen TW -Moment sein muß. Dies Verfahren gilt für beliebiges α . Man zeichnet über a für verschiedene Bogenhalbmesser R die zugehörigen Werte des zum Gleichgewicht erforderlichen spezifischen TW -Moments $\frac{T}{Q} \cdot (t+s)$, berechnet

nach den Gl. 14a), 15a), 17), 17b), 20), 25), als Kurvenscharen auf und ermittelt das bei dem beliebigen Winkel ε durch die beiden Federgehänge zur Verfügung gestellte spezifische R -Moment, und zwar nach Gl. 34) zu:

$$\mathfrak{M}_R = \frac{T}{Q} \cdot (t+s) = \varepsilon_1 \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot m \cdot 2k^2 = \varepsilon_1 \cdot \text{tg } \eta \dots 34a).$$

Dann erhält man für irgendein R und irgendeinen Radstand a das zugehörige $\alpha_1 = \zeta + \varepsilon_1$, indem man $\zeta = \frac{a}{2R}$ auf der Abszissenachse von O nach rechts abträgt und durch den Endpunkt eine Gerade im Winkel η an die Abszissenachse zieht. Der waagerechte Abstand des Schnittpunkts dieser Geraden als der \mathfrak{M}_R -Linie mit der \mathfrak{M}_{TW} -Linie für gleiches R von der Ordinatenachse ist α_1 als $\zeta + \varepsilon_1$. Diese einfache Konstruktion ist dargestellt in Abb. 2 der Taf. 23. Darin ist $\overline{OA} = \zeta = \frac{a}{2R}$ für irgendein R abgetragen. \overline{AB} schließt mit der Abszissenachse den Winkel η ein. Sie schneidet die

\mathcal{M}_{TW} -Linie für gleiches R im Punkt B . C liegt senkrecht unter B . OC ist das gesuchte $\alpha_1 = \overline{OA} + \overline{AC} = \zeta + \varepsilon_1$.

Verlängert man die \mathcal{M}_R -Linie \overline{AB} nach oben über B hinaus, so ergibt ihr Schnittpunkt mit der \mathcal{M}_{TW} -Linie für andere Bogenhalbmesser die diesen zugehörigen ε_1 -Werte, für das gleiche $\zeta = \frac{a}{2R}$, aber für ein anderes a , da R sich in diesem

Quotienten $\frac{a}{2R}$ geändert hat, und zwar für ein a , das sich ebenso geändert hat, wie R . Ist z. B. in Taf. 22 (s. Heft 17), Abb. 2 $\overline{OA} = \zeta = \frac{a}{2R} = 0,01164$ für $a = 5,25$ und $R = 225$, \overline{AC} das

zugehörige ε_1 und verlängert man die \overline{AB} -Linie vom Schnittpunkt B mit der \mathcal{M}_{TW} -Linie für $R = 225$ bis zum Schnittpunkt B' mit der \mathcal{M}_{TW} -Linie für $R = 170$, so ist $\overline{AC'}$ der Winkel ε_1 für $R = 170$, und der unveränderte Winkel $\zeta = 0,01164 = \frac{a}{2 \cdot 170}$ gilt jetzt für $a^m = 0,01164 \cdot 2 \cdot 170 = 3,98$.

Verlängert man die \mathcal{M}_R -Linie \overline{AB} nach unten über A hinaus, so kommt man ins Gebiet des negativen Wendens, negativen ε_1 . Es wird jetzt $\alpha_1 = \zeta - \varepsilon_1$. Verlängert man z. B. in Taf. 22, Abb. 2 die \overline{AB} -Linie bis zum Schnittpunkt B'' mit der \mathcal{M}_{TW} -Linie für $R = 400$, so ist $\overline{OC''}$ das zugehörige $\alpha_1 = \zeta - \varepsilon_1$ für $a^m = 5,25 \cdot \frac{400}{225} = 9,25$. Man sieht aus Abb. 2, daß dies Gebiet nicht genau mit $R > R'$ zusammenfällt, daß vielmehr in Bögen von $R = R'$ noch ein kleines positives \mathcal{M}_{TW} erforderlich ist, ein sehr kleines positives ε_1 auftritt, das um so größer wird, je größer $\frac{a}{2R}$, also a ist. Die Schnittpunkte

der \mathcal{M}_{TW} -Linien mit der Abszissenachse geben diejenigen R und a an, bei denen $\varepsilon_1 = 0$ ist oder der Radsatz in Fahrzeugmittelstellung steht, kein TW -Moment erforderlich, wohl aber eine Triebkraft T aufzubringen ist. Bei diesen, aber nur bei diesen Punkten könnte man vielleicht von einer Art „Selbstlenkung“ sprechen. Abb. 2 zeigt, daß der Radstand, bei dem diese Stellung noch erreicht wird, sehr stark mit wachsendem R oder abnehmender Krümmung zunimmt.

Lassen wir nun in Abb. 2 eine \mathcal{M}_R -Linie, also eine unter η gegen die Abszissenachse geneigte Gerade, von rechts nach links auf den Koordinatennullpunkt zu wandern, so schneidet sie die unter der Abszissenachse liegenden Äste der \mathcal{M}_{TW} -Linien des negativen Wendens unter immer spitzeren Winkeln, bis sie diese Linien schließlich überhaupt nicht mehr schneidet, sondern nur noch berührt. Diese berührenden \mathcal{M}_R -Linien legen diejenigen $\zeta = \zeta'$ fest, bei denen bei negativem Wenden gerade eben noch Gleichgewicht unter ständigem Gleiten mit konstantem positiven α_1 möglich ist; bei etwas kleinerem ζ oder $\frac{a}{2R}$ wird das den vordrängenden Radsatz zurück-

zuhalten suchende Rückstellmoment zu schwach, ihn tatsächlich unter Gleiten festzuhalten. Jedem Bogenhalbmesser R gehört eine bestimmte \mathcal{M}_{TW} -Linie, mithin ein bestimmtes ζ' , zu. Abb. 2 zeigt, daß die ζ' mit abnehmendem R sinken, d. h., da $\zeta = \frac{a}{2R}$, daß diejenige Größe des Radstandes a , bei der noch eben positives α unter ständigem Gleiten auftritt, mit abnehmendem R stark sinkt. Sinkt ζ unter ζ' , ist also bei irgendeinem Bogenhalbmesser R der Radstand kleiner als $2R \cdot \zeta'$, so wird der Radsatz durch das R -Moment nicht mehr so stark zurückgehalten oder negativ gewendet, daß er mit positivem α_1 zum Gleiten kommt, sondern er bleibt am Rollen, „holt auf“, d. h. verkleinert sein α_1 , bis dies $= 0$ geworden ist, rollt dann, da er momentan auf einem Bogen

vom Halbmesser R' läuft, der kleiner als der Bogenhalbmesser R ist, zunächst von der Außenschiene etwas ab, unter allmählichem immer schwächer werdenden Anwachsen des negativen α_1 und unter allmählicher Verkleinerung von β . Legt man z. B. in Abb. 2 an die \mathcal{M}_{TW} -Linie für $R^m = 400$ eine berührende \mathcal{M}_R -Linie $\overline{B_0A_0}$, welche die Abszissenachse in A_0 schneidet, so ist $\overline{OA_0} = 0,0084 = 29'$ derjenige Wert von $\zeta = \zeta' = \frac{a}{2 \cdot 400}$, bei dem die Grenze des Gleichgewichts

unter ständigem Gleiten mit konstantem $+\alpha_1 = \overline{OC_0}$ erreicht ist, also bei $a^m = 2 \cdot 400 \cdot 0,0084 = 6,72$. Bei einem Fahrzeug mit kleinerem Radstand kommt der Radsatz nicht mehr zum Gleiten, sondern er verhält sich wie oben angegeben, und ein kleinerer positiver konstanter Anlaufwinkel α_1 mit durchgängigem Gleiten als $\overline{OC_0}$ ist in einem Bogen vom Halbmesser von 400^m nicht möglich.

Beim Abrollen des Radsatzes von der Außenschiene wird wie gesagt α_1 negativ. Dies negative α_1 , das man nicht mehr als „Anlauf“winkel bezeichnen kann, kann nun nicht beliebig groß werden, sondern höchstens gleich einem gewissen negativen $\varepsilon_{1\max}$ minus ζ . Und dies negative $\varepsilon_{1\max}$ ist dadurch festgelegt, daß beim Abrollen des Radsatzes von der Außenschiene, also der Zunahme von $-\varepsilon_1$, das ihn tatsächlich negativ zu wenden oder zurückzuhalten suchende, proportional $-\varepsilon_1$ wachsende, spezifische R -Moment $-\varepsilon_1 \cdot m \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot 2k^2$ gleich dem zum Zurückhalten des Radsatzes erforderlichen spezifischen TW -Moment wird. Dies hat jetzt, da der Radsatz nicht mehr anläuft, und deswegen lediglich Längsgleitwiderstände fQ in \mathcal{U} und A' auftreten, den konstanten Ausdruck $2f \cdot s$. Wir erhalten somit aus der Gleichsetzung beider Momente:

$$-\varepsilon_{1\max} \cdot m \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot 2k^2 = 2f \cdot s.$$

$$-\varepsilon_{1\max} = f \cdot s \cdot \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m \cdot k^2} \dots \dots \dots 36)$$

und

$$(-\alpha_1)_{\max} = f \cdot s \cdot \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m \cdot k^2} - \frac{a}{2R} \dots \dots 36a),$$

um so größer, je kleiner m und a und je größer R ist. In Wirklichkeit erreicht der Radsatz diesen Grenzwert wohl nur sehr selten. Erreicht er ihn wirklich einmal, so löst er sich beim Weiterlaufen unter Gleiten mit $\sim -\alpha_{1\max}$ weiter von der Außenschiene ab und läuft auf die Innenschiene zu. Sobald hierbei der Laufkreis des Innenrades größer wird als der des Außenrades, wird das negative α_1 kleiner, hört das Gleiten wieder auf, „wendet“ der Radsatz rollend im Sinne einer weiteren Verkleinerung von $-\alpha_1$, geht bei stärkster Annäherung an die Innenschiene durch $\alpha_1 = 0$, rollt auf die Außenschiene zu mit positivem α_1 usw. Zu diesem Zwischengleiten mit negativem $\alpha_{1\max}$ kommt es aber wie gesagt in Wirklichkeit sehr selten. Fast immer erreicht rein geometrisch beim Abrollen des Radsatzes von der Außenschiene $-\alpha_1$ den Wert $(-\alpha_1)_{\max}$ nicht, sondern wendet sich schon bei kleinerem negativem α_1 der Außenschiene wieder rollend zu. In der Regel geht also im vorliegenden Fall der Radsatz rein rollend mit Wellen kleiner Amplitude durch den Bogen.

Mit allmählicher Zunahme von R verhält sich mithin der Vorderradsatz folgendermaßen: Bei kleinem R ist ε_1 positiv, α_1 größer als $\zeta = \frac{a}{2R}$; aber es ist nur sehr wenig größer. Der Radsatz gleitet mit konstantem Anlaufwinkel durch den Bogen. Mit wachsendem R nimmt α_1 ab. Bei einem Bogenhalbmesser etwas größer als R' wird $\varepsilon_1 = 0$,

mithin das konstante α_1 , mit dem der Bogen unter ständigem Gleiten durchfahren wird, gleich $\zeta = \frac{a}{2R}$; der Radsatz läuft auch jetzt noch unter ständigem Gleiten mit diesem kleineren konstanten α_1 durch den Bogen. Mit weiterwachsendem R nimmt α_1 zunehmend schneller ab und wird das Gleiten unsicher, und zwar noch bei einem nicht ganz kleinen positiven α_1 ; bei Gleisunebenheiten oder Erschütterungen wird es leicht durch Rollstrecken mit variablem negativem α_1 unterbrochen. Bei Überschreitung eines gewissen Bogenhalbmessers hört das durchgehende Gleiten mit konstantem positivem α_1 auf, geht der Radsatz rollend durch die Stellung $\alpha_1 = 0$ hindurch, und rollt wellenförmig durch den Bogen mit um 0 herum schwankendem α_1 . Unter Umständen kann der Radsatz hierbei periodisch auf kurze Strecken zum Zwischengleiten mit negativem α_1 kommen.

Im übrigen ist das konstante positive α_1 des durchgängigen Gleitens nach der Beziehung $\alpha_1 = \zeta + \varepsilon_1 = \frac{a}{2R} + \varepsilon_1$ um so größer, je größer bei gleichem R der Abstand a ist. Je größer der Radstand a ist, bei um so größerem R werden auch die Grenzen $\varepsilon_1 = 0$, $\alpha_1 = 0$ erreicht.

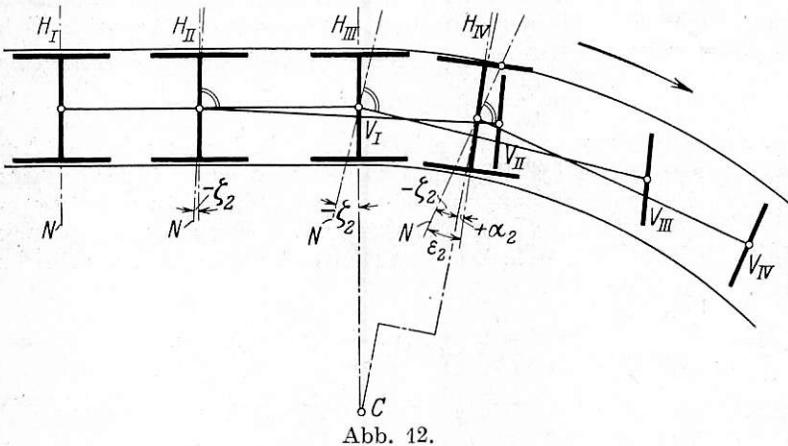


Abb. 12.

R und a sind also von großem Einfluß auf das Verhalten des Radsatzes; je größer a und je kleiner R, desto ungünstiger verhält er sich, desto größer wird sein positives α_1 des durchgängigen Gleitens. Auch m und $\frac{Q'}{Q}$ haben großen Einfluß. In engen Bögen mit positivem Wenden steigt nach der Beziehung $\alpha_1 = \zeta + \varepsilon_1$, wie auch Taf. 22, Abb. 2 sehr deutlich zeigt, der Anlaufwinkel mit Zunahme von ε_1 , also nach Gl. 34), 34a) mit der Abnahme von m und $\frac{Q'}{Q}$ oder des Winkels η in Abb. 2. Danach sollten m und $\frac{Q'}{Q}$ möglichst groß sein; aber das $+\varepsilon_1$ in diesen engen Bögen ist fast stets sehr klein, dieser Einfluß fast stets unbedeutend. Sehr viel größer ist der Einfluß von m und $\frac{Q'}{Q}$ auf α_1 bei negativem Wenden, und hier zeigt Abb. 2, daß mit Verringerung von m und $\frac{Q'}{Q}$, also der Neigung der \mathfrak{M}_R -Linie, das negative ε_1 stark zunimmt und auch das R, bei dem die Gleitgrenze erreicht wird, stark heruntergeht. Danach sollten m und $\frac{Q'}{Q}$ ziemlich niedrig gehalten werden. $\frac{Q'}{Q}$ hat man nicht in gleichem Maße in der Hand wie m; es nimmt mit wachsender Ladung des Wagens ziemlich stark, vom leeren bis zum vollen Güterwagen leicht um 20%, zu; mit wachsender Ladung verschlechtert sich also die Einstellung der Vorderachse.

Dies einfache zeichnerische Verfahren gibt für den ganzen Bereich von α_1 einen sehr klaren Überblick über das Verhalten des Radsatzes bei verschiedenen R, a, $\frac{Q'}{Q}$ und m.

Hinterradsatz.

Für den Hinterradsatz ist der positive Anlaufwinkel $+\alpha_2 = \varepsilon_2 - \zeta = \varepsilon_2 - \frac{a}{2R}$, s. Abb. 11. Zeichnerisch ermittelt man demgemäß α_2 auf folgende in Taf. 22 (Heft 17), Abb. 2 dargestellte Weise. Man trägt vom Koordinatennullpunkt 0 nach links $-\zeta = \frac{a}{2R}$ ab, für irgendein R und a, als Länge \overline{OD} und zieht durch D eine um η gegen die Abszissenachse geneigte Gerade \overline{DE} , dann schneidet diese auf der \mathfrak{M}_{TW} -Linie vom gleichen R den Winkel $+\varepsilon_2$ als Länge \overline{DF} oder den Winkel $+\alpha_2$ als Länge \overline{OF} ab. Ein Blick auf Taf. 22, Abb. 2 zeigt, daß wegen der Steilheit der \mathfrak{M}_R -Linie \overline{DE} der Winkel α_2 unter allen Umständen nur sehr klein und nur bei kleinem $-\zeta = \frac{a}{2R}$ positiv sein kann. Die \mathfrak{M}_{TW} -Linien aller R haben bei $\alpha_2 = 0$ wie angeführt den gleichen Wert $\mathfrak{M}_{TW_0} \sim 2 f \cdot s$; ebenso groß ist das \mathfrak{M}_{TW} bei negativem α_2 und nichtanlaufendem Radsatz, siehe die Taf. 22, Abb. 2, links oben. Im linken oberen Quadrant der Abb. 2 ist der Ordinatenmaßstab ein Viertel desjenigen in den beiden rechten; das spezifische R-Moment hat nach Gl. 34a) den Ausdruck

$$\mathfrak{M}_R = \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \eta = \varepsilon \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot 2 m \cdot k^2.$$

Damit ein positives α_2 auftritt, muß, wie auch aus Taf. 22 Abb. 2 hervorgeht, das bei $+\varepsilon_2 = -\zeta$ verfügbare \mathfrak{M}_R kleiner als \mathfrak{M}_{TW_0} sein; d. h. es muß sein:

$$\frac{a}{2R} \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot 2 m \cdot k^2 < 2 f \cdot s$$

oder R muß mindestens gleich

$$R_1 \geq \frac{a}{2} \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{m \cdot k^2}{f \cdot s} \dots \dots \dots 37)$$

sein, damit überhaupt ein positives α_2 auftreten kann. R_1 wächst also mit a, $\frac{Q'}{Q}$, m und $\frac{1}{f}$. Bei kleinerem R ist $-\zeta = \frac{a}{2R}$ so groß, das spezifische R-Moment der Federgehänge bei Radialstellung des Radsatzes noch so groß, daß es ihn über die Radialstellung hinaus nach vorn zieht. Wie der Radsatz sich dann beim Weiterlauf verhält, wird später untersucht.

Andererseits kann R nicht beliebig groß sein, sondern im allgemeinen höchstens $= R'$, weil wie Taf. 22, Abb. 2 zeigt, die \mathfrak{M}_R -Linie bei negativem ζ nur \mathfrak{M}_{TW} -Linien von $R < R'$ schneiden kann. Nur ausnahmsweise ist noch für einen Bogenhalbmesser bis R_0' durchgängiges Gleiten mit positivem konstantem α_2 möglich, wie folgende Überlegung zeigt. In Abb. 12 ist das Einlaufen der beiden Radsätze, besonders des hinteren, mit H bezeichneten, aus der Mittelstellung der Zulaufgeraden in einen Gleisbogen vom Halbmesser $> R_1$ und $< R_0'$ ohne Übergangsbogen schematisch dargestellt. N bedeutet „Fahrzeugmittelstellung“ des Hinterradsatzes, d. h. $\alpha = \zeta$, $\varepsilon = 0$. Es sind dort folgende vier Stellungen des Fahrzeugs aufgezeichnet: Stellung I: Der Vorderradsatz V steht am Beginn des Bogens, die Stellung des Hinterradsatzes H ist gekennzeichnet durch $\zeta_2 = 0$, $\alpha_2 = 0$, $\varepsilon_2 = 0$. Stellung II: V ist angelaufen und beginnt zu rutschen, H hat schon ein kleines negatives ζ_2 , $\alpha_2 = 0$, $\varepsilon_2 = \zeta_2$. Stellung III: H steht am Beginn des Bogens mit größerem negativen ζ_2 , $\alpha_2 = 0$, $\varepsilon_2 = \zeta_2$. Stellung IV: = Beharrungszustand von H: das negative ζ_2 ist unverändert geblieben; es ist ein sehr kleines positives α_2 entstanden, $-\varepsilon_2 = -\zeta_2 + \alpha_2$. Für

$R \sim R_0'$ kann nur dann ein sehr kleines positives α_2 auftreten, wenn H in Stellung III, also am Beginn des Bogens genau mit $\alpha_2 = 0$ genau so weit aus der Mitte nach außen hart an die Außenschiene heran verschoben im Gleis steht, daß Punkt \mathcal{A} beim Weiterrollen vom Radreifenkegel auf die Hohlkehle übergeht und wenn in diesem Augenblick das verfügbare \mathcal{M}_R genau gleich dem erforderlichen \mathcal{M}_{TW} ist, d. h. dem Radsatz ein $\alpha_2 = 0$ in dieser Stellung aufgezwungen wird. Alle diese Umstände dürften nur ausnahmsweise zusammentreffen. Tun sie das nicht, so kann der Bogenhalbmesser, bei dem noch ein sehr kleines positives α_2 auftritt, nicht bis R_0' hinaufgehen, sondern, weil die \mathcal{M}_R -Linie und die \mathcal{M}_{TW} -Linie bei sehr kleinem positivem α_2 beide sehr steil liegen, nur bis wenig über R' . R' kann daher praktisch als oberer Grenzwert des Bogenhalbmessers, bei dem ein sehr kleines positives α_2 auftreten kann, angesehen werden. Damit in Bögen von $R > R'$ der Radsatz mit positivem α_2 unter ständigem Gleiten anliefe, müßte er noch in seiner Radialstellung negativ gewendet, zurückgehalten, werden. Er wird aber, im Gegensatz zum Vorderradsatz, vom vorhandenen \mathcal{M}_R positiv gewendet, vorgezogen, denn die Fahrzeugmittelstellung liegt beim Hinterradsatz stets vor der Radialstellung. Sehr oft ist $R' < R_1$, dann ist überhaupt kein konstantes positives α_2 , also Anlaufen außen mit durchgängigem Gleiten, möglich, bei kleinem R nicht, weil dabei das \mathcal{M}_R zu groß ist, bei größerem nicht, weil dann ein negatives \mathcal{M}_R dazu erforderlich wäre, während immer ein positives da ist. Das stets sehr kleine positive α_2 durchgängigen Gleitens in dem Bereich $R > R_1$ und $< R'$ ist wegen seiner Kleinheit unsicher. Der Radsatz kann leicht durch Gleisunregelmäßigkeiten und Erschütterungen aus diesem Zustand herausgeworfen, zu vorübergehendem Rollen mit negativem α_2 gebracht werden.

Ist kein positives konstantes α_2 mit durchgängigem Gleiten möglich, so holt der Radsatz in Bögen von Halbmessern $R > R'$ auf, bis $\alpha_2 = 0$ geworden ist, rollt dann, da er sich momentan auf einem Bogen vom Halbmesser R' bewegt, der kleiner als der Bogenhalbmesser ist, von der Außenschiene ab und auf die Innenschiene zu, unter allmählichem Anwachsen des nunmehr negativen α_2 und wendet sich nach einiger Zeit, sobald sein innerer Laufkreis größer als sein äußerer geworden ist, wieder der Außenschiene zu, unter Abnahme des negativen α_2 . α_2 geht durch 0, sobald der Radsatz der Innenschiene am nächsten liegt, und wird beim Weiterlaufen auf die Außenschiene zu positiv. Dieser positive Winkel α_2 — den man bei dieser Stellung des Radsatzes zwischen den beiden Schienen streng genommen nicht mehr als „Anlauf“winkel bezeichnen kann — kann nun nicht beliebig groß werden, sondern höchstens gleich $= +\alpha_{2max} = \epsilon_{2max} - \zeta$, mit $\epsilon_{2max} = f \cdot s \cdot \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m \cdot k^2}$, das sich genau wie das gleichgroße ϵ_{1max} der Gl. 36) ergibt aus der Überlegung, daß das $+\epsilon_2$ des nichtanlaufenden Radsatzes nur so groß werden kann, daß das proportional $+\epsilon_2$ wachsende \mathcal{M}_R nur soweit zunehmen kann, bis es gleich dem \mathcal{M}_{TW_0} des Radsatzes wird, d. h. bis $\epsilon_2 \cdot m \cdot Q' \cdot 2k^2 = 2f \cdot s \cdot Q$ wird. $+\alpha_{2max}$ wächst demnach mit abnehmendem $\frac{a}{2R}$ und abnehmendem m und $\frac{Q'}{Q}$. Würde der rollende Radsatz bei seiner Lage zwischen beiden Schienen, also nicht anlaufend, beim Wiederauf auf die Außenschiene rein geometrisch diesen Wert $+\alpha_{2max}$ überschreiten, was in Wirklichkeit oft vorkommt, so gerät er tatsächlich bei Erreichung dieses Wertes ins Gleiten auf seinen beiden Radreifenaufläufen, und läuft dann mit konstantem $+\alpha_{2max}$ auf die Außenschiene zu und an diese an. Beim Anlaufen vergrößert sich β . Damit sinkt das zum

positiven Wenden oder Vorziehen des Radsatzes erforderliche \mathcal{M}_{TW} , weil jetzt in den Punkten \mathcal{A} und A' infolge des Aufsteigens des Außenrades außer den bisherigen von \mathcal{M}_R herührenden Längskräften noch Querkkräfte auftreten. $+\alpha_{2max}$ kann sich nicht halten. Der Radsatz gleitet, von \mathcal{M}_R vorgezogen, über $\alpha_2 = 0$ hinaus und rollt dann wieder von der Außenschiene ab. Es liegen nunmehr Gleitstrecken mit konstantem $+\alpha_{2max}$ zwischen den Rollstrecken mit um Null herum schwankendem α_2 , aber dies Gleiten geschieht wie gesagt lediglich auf den Radreifenaufläufen, was sehr viel günstiger ist, als das Gleiten in der Hohlkehle. Mit wachsendem R werden diese Zwischengleitstrecken immer kleiner, wird $+\alpha_{2max}$ immer größer; bei Überschreitung eines gewissen R geht der Radsatz rein pendelrollend durch den Bogen.

Wie verhält sich nun der Hinterradsatz in Bögen von Halbmessern $< R_1$, d. h. in Bögen, die so eng sind, daß das spezifische R-Moment den Radsatz über die Radialstellung hinaus vorzieht, so daß er nicht durchgängig mit konstantem positivem α_2 gleiten kann. Er rollt dann zunächst mit negativem α_2 von der Außenschiene ab und nähert sich der Innenschiene, s. Abb. 13. Sobald dabei sein innerer Laufkreis größer wird, als sein äußerer, beginnt der Radsatz mit seinem Innenrad vorzulaufen, seinen negativen Winkel α_2 zu verkleinern auf 0 zu. Dieser Winkel kann dabei aber nicht zu 0 werden, der Radsatz kann sich nicht rein rollend von der Innenschiene wieder abwenden, weil das das große \mathcal{M}_R nicht zuläßt. Der Radsatz muß also mit kleinem $-\alpha_2$ weiter auf die Innenschiene zu und auf sie auflaufen, unter Vergrößerung des β zwischen Innenrad und Innenschiene, bis er schließlich ins Gleiten kommt und beim Gleiten mit nunmehr konstantem positivem Anlaufwinkel α_2' des Innenrades, der mit dem negativen kleinen α_2 übereinstimmt, zu einem neuen Gleichgewichtszustand kommt. Diesen wollen wir jetzt untersuchen.

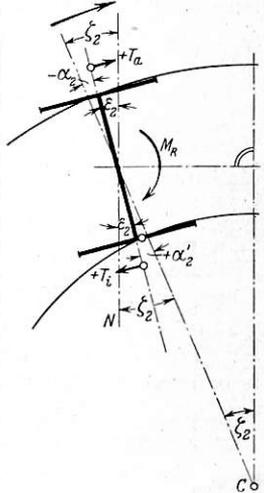


Abb. 13.

Genau wie oben für Außenanlauf finden wir:

$$\epsilon_2' = \frac{T}{Q'} \cdot (t - s) = \mathcal{M}_R \cdot \frac{1}{2 \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot m \cdot k^2} \dots 34b).$$

und

$$\alpha_2' = \zeta - \epsilon_2'.$$

Das zeichnerische Verfahren zur Ermittlung von α_2' , das beliebig klein sein kann, ist im linken oberen Quadranten der Taf. 22, Abb. 2 dargestellt, dessen Ordinatenmaßstab wie gesagt gleich $\frac{1}{4}$ desjenigen der beiden rechten ist. Es sind die \mathcal{M}_{TW} -Linien nach Gl. 16e), 17c), 23a), 24a) für Innenanlauf über α_2' vom Koordinatennullpunkt 0 nach links hin für verschiedene Bogenhalbmesser $< R_1$ aufgetragen. Trägt man dann für irgendein R den Winkel $\zeta = \frac{a}{2R}$ vom Koordinatennullpunkt nach links auf der Abszissenachse ab, in Abb. 2 z. B. als \overline{OG} , und zieht vom Endpunkt G aus unter η gegen die Abszissenachse die \mathcal{M}_R -Linie \overline{GH} , so gibt der Abstand des Punktes H von der Ordinatenachse das gesuchte $\alpha_2' = \zeta - \epsilon_2$ an. Abb. 2 zeigt, daß bei gleichem Radstand a der Schnittpunkt der \mathcal{M}_R - mit der \mathcal{M}_{TW} -Linie um so höher, der Ordinatenachse um so näher rückt, α_2' um so kleiner wird, je größer R wird. Bei $R = R_1$ schneiden sich in Übereinstimmung mit der Be-

stimmungsgleichung 37) für R_1 die beiden Momentenlinien in der Ordinatenachse, d. h. ist $\alpha_2' = 0$, der Radsatz an der Rollgrenze an der Innen- wie an der Außenschiene; bei noch etwas größerem R kann der Radsatz an der Innenschiene nicht mehr zum Gleiten kommen, kommt er aber, wenn dies größere $R < R'$ ist, vorher an der Außenschiene zum durchgängigen Gleiten mit kleinem positivem Anlaufwinkel, wie oben erläutert. Weiter muß der Radstand a eine gewisse Mindestgröße haben, damit überhaupt Innenanlauf mit Gleiten stattfinden kann. Man findet diesen Mindestwert, indem man an die \mathcal{M}_{TW} -Linie für das kleinste vorkommende R eine berührende \mathcal{M}_R -Linie legt, in Abb. 2 die Linie \overline{LK} als Berührende der \mathcal{M}_{TW} -Linie für $R^m = 170$, dann gibt \overline{OK} das zugehörige $\zeta = \frac{a_{\min}}{2R_{\min}}$, ist

also in entsprechendem Maßstab $a_{\min} = 2 R_{\min} \cdot \overline{OK}$. Schließlich erkennt man aus dem Ausdruck:

$$\alpha_2' = \frac{a}{2R} - \frac{\mathcal{M}_R}{2 \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot m \cdot k^2},$$

daß dieser Winkel um so größer wird, je größer a , $\frac{Q'}{Q}$ und m sind. Voraussetzung dieses Innenanlaufs ist aber wie gesagt, daß $R < R_1$, d. h. recht klein ist. Um den Innenanlauf mit durchgängigem Gleiten zu vermeiden, muß man also m und $\frac{Q'}{Q}$ klein halten.

Der Hinterradsatz verhält sich danach, abgesehen von großem m und a , recht günstig, viel günstiger und wesentlich anders wie der Vorderradsatz. Nur in sehr engen Bögen kann der Radsatz bei großem a und m innen mit durchgängigem Gleiten anlaufen. In etwas flacheren aber immer noch engen Bögen kommt er zum Außenanlauf unter durchgängigem Gleiten mit stets sehr kleinem α_2 . Der Übergang vom Innen- zum Außenanlauf unter Gleiten geschieht bei um so größerem R , je größer a , m und $\frac{Q'}{Q}$ sind.

In Bögen von $R > R'$ läuft der Radsatz weder innen noch außen unter ständigem Gleiten und konstantem α an, sondern rollt pendelnd, zunächst mit Zwischengleitstrecken, um von einem bestimmten Bogenhalbmesser an rein pendelnd zu rollen. Zur Verringerung des Gleitbezirks ist einmal m und $\frac{Q'}{Q}$ klein zu halten und außerdem R' möglichst herunterzudrücken.

Durch Verkleinerung von m und $\frac{Q'}{Q}$ erreicht man Vergrößerung des Mindestradstandes, bei dem noch Innenanlauf mit Gleiten auftritt, durch Herabsetzen von R' Verkleinerung desjenigen größten Bogenhalbmessers, in dem der Radsatz noch außen anläuft unter durchgängigem Gleiten.

Winkel ζ .

Der Winkel ζ ist in der bisherigen Untersuchung so bestimmt, als ob beide Radsätze stets außen anliefen. Das trifft, wie wir gesehen haben, nicht zu. Der Hinterradsatz läuft in engen Bögen ständig innen an und pendelt in etwas flacheren zwischen beiden Schienen, der Vorderradsatz löst sich in noch flacheren ebenfalls periodisch von der Außenschiene ab und kann der Innenschiene ziemlich nahe kommen. Das hat eine Änderung von ζ zur Folge. Lläuft der Vorderradsatz außen an, ist der Hinterradsatz dagegen mit seinem Außenrad um σ_1 von der Außenschiene entfernt, so ist bekanntlich, wie Abb. 14 ohne weiteres erkennen läßt:

$$\zeta_1 = \zeta + \frac{\sigma_1}{a} = \frac{a}{2R} + \frac{\sigma_1}{a} \dots \dots \dots 38)$$

und

$$\zeta_2 = \zeta - \frac{\sigma_1}{a} = \frac{a}{2R} - \frac{\sigma_1}{a} \dots \dots \dots 38a).$$

Bei Pendelrollen eines Radsatzes sind ζ_1 und ζ_2 nicht konstant, sondern schwanken zwischen $\frac{a}{2R}$ und $\frac{a}{2R} \pm \frac{\sigma_1}{a}$, wenn σ_1 die größte Querbewegung des pendelrollenden Radsatzes ist. Bei Innenanlauf ist $\sigma_1 = \sigma_{1\max}$ = dem Querspiel σ des Radsatzes im Gleis. Bei Innenanlauf der Hinterachse ist $\zeta_1 = \zeta_{1\max} =$

$= \frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a}$. Mit ζ ändert sich α ; wie es sich ändert, zeigt das in Taf. 22, Abb. 2 dargestellte zeichnerische Verfahren sehr deutlich. Danach nimmt α in gleichem Sinne zu und ab wie ζ , $+\alpha_1$ mit zunehmendem ζ schwächer, mit abnehmendem ζ stärker als dieses. Der Einfluß des Pendelrollens des Vorderradsatzes auf α_2 und α_2' ist wegen deren Kleinheit ziemlich belanglos. Die Schwankungen von α_1 sind bei kleinem a merklich, bis 25%. Auch aus diesem Grunde ist Innenanlauf des Hinterradsatzes ungünstig.

Querkräfte.

Der bisherigen Untersuchung liegt die vorläufige Annahme zugrunde, daß durch die Federgehänge keine Quer-, sondern nur Längskräfte übertragen werden. Sobald aber vom Fahrzeuggestell her ein Rückstellmoment \mathcal{M}_R auf die Vorderachse oder auf die Hinterachse oder $\Sigma \mathcal{M}_R$ auf beide ausgeübt wird, wird im Gleichgewichtszustand das Fahrzeuggestell mit einem gleich großen dem \mathcal{M}_R oder $\Sigma \mathcal{M}_R$ entgegengesetzt gerichteten Moment zurückgedrückt, bis es mit seinen beiden Achsen einen seitlichen Halt an den Schienen findet.

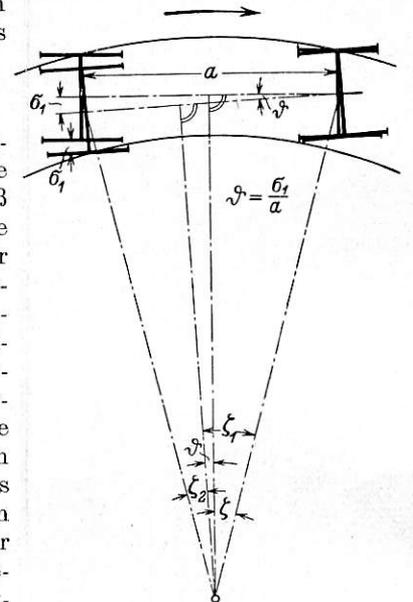


Abb. 14.

Wird z. B. auf die Vorderachse bei positivem $\alpha_1 > \zeta_1$, wie es in Abb. 10 dargestellt ist, ein positiv wendendes Moment \mathcal{M}_{R1} ausgeübt, so wird die Hinterachse nach innen, die Vorderachse nach außen gedrückt, mit der gleichen Querkraft H , das ganze Gestell mit dem Moment $H \cdot a = \mathcal{M}_{R1}$. Die Querkraft H geht natürlich über die Federgehänge. Abgesehen von $\alpha = \zeta$ ist sie also stets vorhanden. Sie hat den Ausdruck $H = \frac{\Sigma \mathcal{M}_R}{a}$.

Außer dieser vom Wenden der Radsätze durch die R-Momente herrührenden Querkraft können noch andere auftreten, z. B. Fliehkraft und Winddruck. Die Fliehkraft beim Durchfahren des Bogens drückt beide Achsen nach außen, wirkt also an der Hinterachse jenem H entgegen; der auf einen Radsatz entfallende Betrag dieser Kraft hat den Ausdruck $\frac{2Q}{g} \cdot \frac{v_F^2}{R}$, wenn g^{m/s^2} die Erdbeschleunigung und v_F die Fahrgeschwindigkeit in m/s bezeichnet. In unserer bisherigen Betrachtung ist angenommen, daß die Fliehkraft durch Überhöhung der Außenschiene ausgeglichen sei. Größer als die Fliehkraft im Bogen selbst ist meistens die Massenkraft, mit der die Vorderachse beim Einfahren in den Bogen an die

Außenschiene gepreßt wird. Sie wächst ebenfalls mit $\frac{v_F^2}{R}$; die ihr unterliegende auf die Vorderachse reduzierte Masse des Fahrzeuges wird wesentlich durch Nachgeben der Tragfedern verändert; ich habe sie in meiner Arbeit: „Bogenlauf

vierachsiger Wagen*)“ ermittelt, worauf hier verwiesen sei. Auch diese Querkraft geht natürlich durch die Federgehänge.

Wie wirkt nun eine die Vorderachse an die Außenschiene vom Fahrzeuggestell her anpressende Querkraft H auf deren Verhalten im Bogen? Da sie nicht in Höhe von Punkt \mathfrak{A} , sondern, an den Enden der Tragfedern, um i über \mathfrak{A} , an der Achse angreift, ruft sie zunächst eine zusätzliche Belastung des Außenrades, Entlastung des Innenrades hervor um

$$\Delta Q = H \cdot \frac{i}{2s}. \text{ Wir gehen genau wie oben für } H = 0 \text{ vor und}$$

betrachten zunächst den Bereich $\alpha > \alpha'$. Die Gl. 4a) bis 6a) für die Gleitwiderstände bleiben unverändert, 7a) und 8a) lauten:

$$K' = f \cdot \left(Q - H \cdot \frac{i}{2s} \right) \cdot \frac{z'}{r} \cdot \frac{1}{\sin \alpha}, \quad G' = f \cdot \left(Q - H \cdot \frac{i}{2s} \right).$$

Die Komponentengleichungen 11) und 13) und die Momentengleichungen 14a) und 15) lauten unverändert. Die Komponentengleichung 12) dagegen lautet jetzt:

$$N \cdot \sin \beta' \cdot \cos \alpha - \mathfrak{G} - G' - H = 0 \dots 12a).$$

Aus diesen Gleichungen erhält man in der gleichen Weise wie oben:

$$\begin{aligned} \text{tg } \beta_{H'} &= \frac{2f \cdot \left(1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) + \frac{H}{Q}}{\cos \alpha \cdot \left(1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) - f \cdot \frac{H}{Q} - f^2 \cdot \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right)} \\ \text{tg } \beta_{H'} &\sim \frac{2f \cdot \left(1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) + \frac{H}{Q}}{1 + \frac{H}{Q} \cdot \left(\frac{i}{2s} - f \right) - f^2} \dots 39). \end{aligned}$$

Dies $\beta_{H'}$ ist größer als das $\beta' = 2\varrho$ für $H = 0$; das Außenrad rutscht erst bei größerem β ab. In gleichem Maße wächst auch der Winkel β , bis zu dem das Rad aufsteigt, bis es beginnt abzurutschen. Demgemäß sinkt der Rollhalbmesser R' nach Gl. 19) mit zunehmendem H!. Das ist ja auch durchaus anschaulich; das an die Schiene von innen her angepreßte Rad muß weiter aufklettern, bis es abrutscht. Weiter erhalten wir in gleicher Weise wie oben:

$$N_H = Q \cdot \frac{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta_{H'}}}{1 + f \cdot \text{tg } \beta_{H'}} \cdot \left(1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) \dots 40),$$

ebenfalls größer als das $N = Q$ für $H = 0$.

t hat jetzt den Ausdruck:

$$t = f \cdot r \cdot \left(+ z' \cdot \frac{2s}{r^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \text{tg } \beta_{H'}} - 1 \right);$$

weiter ist

$$T \sim \left(Q + H \cdot \frac{i}{2s} \right) \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg } \beta_{H'}!$$

Das TW-Moment $\frac{T}{Q} \cdot (t + s)$ lautet also:

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_{TW} &= \pm \frac{T}{Q} \cdot (t + s) = \\ &= \left\{ f \cdot \frac{2s}{r} \cdot \frac{z'}{\sin \alpha} + (s - f \cdot r) \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg } \beta_{H'} \right\} \cdot \left\{ 1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right\} \dots 41). \end{aligned}$$

z' ermitteln wir genau wie oben; es wird etwas kleiner als für $H = 0$. \mathfrak{M}_{TW} ist wenig verändert. Die Richtkraft P_H ist jetzt $= N_H \cdot \sin \beta_{H'} + H$, also um H größer, der Führungsdruck $Y = fQ \cdot \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right)$, kleiner als für $H = 0$.

Für $\alpha = 0$ erhalten wir in gleicher Weise wie oben:

$$\text{tg } \beta_{H_0'} = \frac{\frac{H}{Q}}{1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s}} \dots 42)$$

und

$$N_{H_0} = Q \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right)^2 + \left(\frac{H}{Q} \right)^2} \dots 43).$$

beide größer als für $H = 0$. Die Richtkraft P_{H_0} wird $= H$, der Führungsdruck Y_{H_0} bleibt $= 0$. Die u-Achse geht durch \mathfrak{A} , \mathfrak{R}_0 wird

$$= fQ \cdot \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) \cdot \frac{r}{r + h},$$

$$T_0 \text{ negativ} = -fQ \cdot \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) \cdot \frac{h}{h + r},$$

$$t_0 \text{ bleibt} = - (R_0' + s).$$

Mit Hilfe dieser Ausdrücke können wir genau wie oben den Anlaufwinkel α_1 für verschiedenes a, R, m, $\frac{Q'}{Q}$, H, i ermitteln, am besten zeichnerisch in der auf Taf. 22, Abb. 2 dargestellten Weise. Ein den Radsatz nach außen drückendes H wirkt günstig auf sein Verhalten bei Außenanlauf ein, weil es den Rollhalbmesser R' herunterdrückt.

Beim Durchfahren von gar nicht oder schwach überhöhten Bögen mit großen Geschwindigkeiten und beim Einfahren in solche, z. B. in Weichen, kann $\frac{H}{Q}$ so groß werden, daß es das Verhalten des Radsatzes merklich beeinflusst. Das durch $\Sigma \mathfrak{M}_R$ hervorgerufene H ist bei durchgängigem Gleiten mit konstantem positiven α_1 und α_2 , abgesehen von sehr kleinen Anlaufwinkeln, so klein, daß es keinen merklichen Einfluß auf das Verhalten der Radsätze, besonders auf ihre Anlaufwinkel ausübt, deshalb vernachlässigt werden kann. Größer können die \mathfrak{M}_R beim Rollen der Radsätze werden, am größten auf den in das Rollen eingeschalteten Gleitstrecken des Hinterradsatzes mit positivem α_2 . Hier wird durch den „zwischenleitenden“ Radsatz ein $H = H' = \frac{\mathfrak{M}_{R_{\max}}}{a} = fQ \cdot \frac{2s}{a}$ erzeugt, das bei kleinem a immerhin die Stellung der Radsätze etwas beeinflussen kann.

Längsspiel zwischen Achsbuchsen und Achshaltern.

Die Bestimmung des Winkels ε in dieser Untersuchung

nach $\varepsilon = \frac{T}{Q' \cdot m} \cdot \frac{t \pm s}{2k^2}$ setzt natürlich voraus, daß das Längsspiel zwischen Achsbuchsen und Achshaltern hinten und vorne bei beiden Radsätzen so groß ist, daß die Achsbuchsen nicht zum Anliegen kommen. Fast immer ist diese Voraussetzung wohl bei sorgfältiger Bauart erfüllt. Nur bei sehr kleinem m kann wohl dies Längsspiel erschöpft werden; dann ist natürlich ε durch dies Spiel festgelegt. Dabei ist zu beachten, daß jeder Radsatz schon durch seinen Laufwiderstand, der etwa $\frac{2}{1000} \cdot 2Q$ beträgt, ein wenig aus seiner Mittelstellung nach

hinten verschoben wird, also etwa um $\frac{4}{1000} \cdot \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{2m} =$

$$= \frac{2}{1000} \cdot \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m}, \text{ das ist meist außerordentlich wenig. Um}$$

dies Maß verkleinert sich das verfügbare $+e_a$ und vergrößert sich das verfügbare $+e_i$. Besonders bei der Hinterachse ist es wichtig, daß das Längsspiel so groß ist, daß die Achsbuchsen auch bei größtem Ausschlag nicht zum Anliegen kommen. Wird die äußere Achsbuchse durch zu kleines Längsspiel an ihrem freien Ausschlagen nach hinten über die Radialstellung hinaus gehindert, kommt sie vielmehr vor Erreichen dieser Stellung zum Anliegen — mit negativem α_2 —, so wird sie dadurch zum Innenanlauf mit durchgängigem Gleiten gezwungen, s. Abb. 13, oben.

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, 15. Sept. und 1. Okt.

Zahlenbeispiel.

Zur Erläuterung dieser Ausführungen diene ein Zahlenbeispiel. Radsätze und Gleis, mithin auch die \mathcal{M}_{TW} -Linien seien die des obigen Zahlenbeispiels eines freien Radsatzes. H sei = 0 angenommen bzw. vernachlässigt. Die Daten für m seien folgende — die Längen in cm — : $l = 210$, $\lambda = 14,5$, $d = 35,4$, $\varphi = 61^\circ$. Dafür erhält man nach Gl. 31) $m^{1/mm} =$

$= 0,00734$. Weiter sei $k^{mm} = 980$, $\frac{Q'}{Q} = 0,9$, $s^{mm} = 750$, $f = 0,2$, $\beta' = 2\varrho = 22^\circ 40'$, also nach Gl. 34a) $\text{tg } \eta = \frac{Q'}{Q} \cdot m \cdot 2k^2 =$

$= 12700^{mm}$. Wir wollen das Verhalten eines zweiachsigen Wagens vom Radstand $a = 5,25$ und $a = 10,5$ m untersuchen. Das zeichnerische Verfahren für die Vorderachse ist dargestellt in Taf. 22, Abb. 2 für $a^m = 5,25$, $R^m = 225$ durch den Linienzug $A B C$ und für $a^m = 10,5$, $R^m = 200$ durch den Linienzug $A_1 B_1 C_1$. Es ergibt die Werte folgender Zusammenstellung 1.

— $\varepsilon_{1\max}$ ist nach Gl. 36) $= 0,0237 = 1^\circ 21' 15''$. Die Zahlenwerte von ζ_1 , ε_1 , α_1 , $\frac{T_1}{Q}$, $\frac{W_1}{Q}$ und m sind für beide Radstände

in Abb. 15 über R aufgetragen. Die $\zeta_1 = \frac{a}{2R}$ -Linien sind gleichseitige Hyperbeln. α_1 ist bei kleinem R ein wenig größer als ζ_1 , beim großen Radstand noch verhältnismäßig weniger als beim kleinen. Bei $R^m = 250$ bzw. 300 wird $\alpha_1 = \zeta_1$. Bei größerem R sinkt α_1 stark unter ζ_1 , wird beim kleinen Radstand etwa bei $R^m = 370$, beim großen etwa bei $R^m = 580$ zu 0. Damit hört das durchgängige Gleiten mit konstantem $+\alpha_1$ auf, wird der vom durchgängigen Gleiten dieser Achse herrührende Krümmungswiderstand $w_1 = 0$. Bei größerem R rollt der Radsatz mit um 0 herum schwankendem α_1 und dem entsprechenden positiven und negativen T und W pendelnd durch den Bogen. Hierbei kann das negative α_1 nicht größer werden als $\varepsilon_{1\max} - \frac{a}{2R}$, also an der Grenze des Gleitens bei

dem Wagen mit dem kleinen Radstand als $0,0237 - \frac{5,25}{2 \cdot 370} = 0,0166 = 57'$ und beim Wagen mit dem großen Radstand als $0,0237 - \frac{10,5}{2 \cdot 580} = 0,0147 = 50' 30''$. Diese Werte dürften kaum erreicht werden, Zwischengleiten mit negativem α_1 dürfte kaum auftreten, weder in diesen noch in flacheren Bögen.

Bisher ist mit $\zeta_1 = \frac{a}{2R}$ gerechnet worden. Bei Innenanlauf der Hinterachse ist ζ_1 tatsächlich um $\frac{\sigma}{a} = \frac{0,021}{5,25} = 0,004$ bzw. $\frac{0,021}{10,5} = 0,002$ größer. Demgemäß wird bei Innenanlauf der Hinterachse in engen Bögen von $R^m = 160$ bis 250 der Anlaufwinkel α_1 beim kleinen Radstand bis zu $14'$, beim großen bis zu $7'$ größer als oben berechnet. Der Einfluß ist also gering. Der vom Gleiten herrührende spezifische Krümmungswiderstand verläuft ähnlich wie $+\alpha_1$.

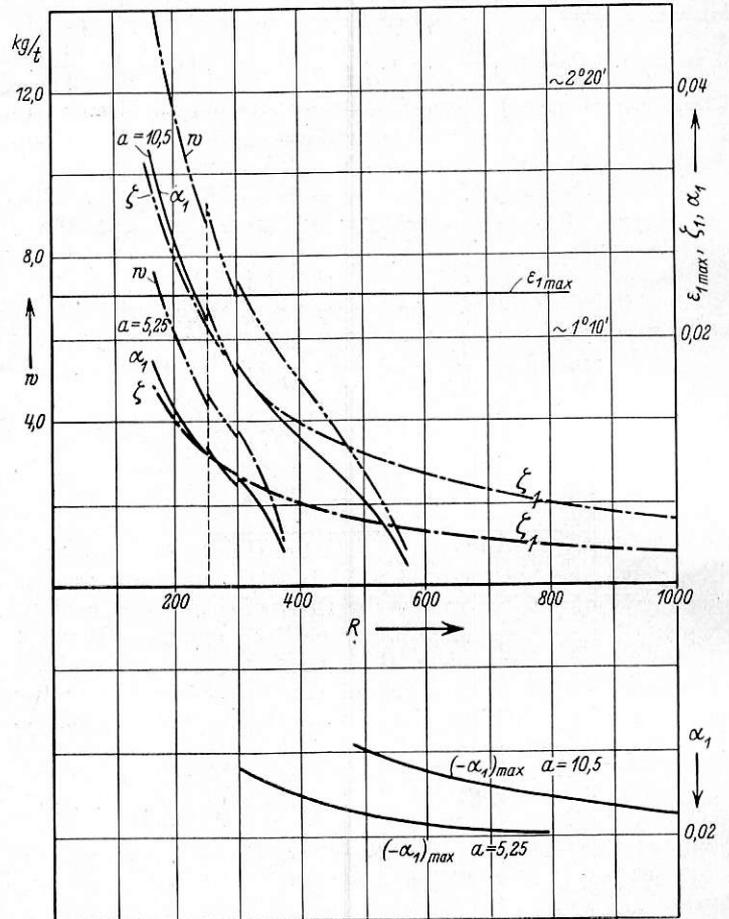


Abb. 15.

Zusammenstellung 1.

	R =	170	200	225	237	300	340	400	480
$a^m = 5,25$	ζ_1	Grad = 53'	45'	40'	38'	30'	26'40''	22'30''	19'
	ε_1	Grad = + 6'	+ 3'30''	+ 2'15''	+ 1'	- 1'	- 5'40''	—	—
	α_1	Bogen = 0,0172	0,0142	0,0123	0,0113	0,0085	0,0061	—	—
		Grad = 59'	48'30''	42'15''	39'	29'	21'	—	—
	T_1/Q	= 0,0072	0,00595	0,00515	0,0047	0,0035	0,00240	—	—
	W_1/Q	= 0,00735	0,00610	0,00520	0,0047	0,0036	0,00235	—	—
w_1 kg/t	= 3,7	3,1	2,6	2,35	1,80	1,18	—	—	
$a^m = 10,5$	ζ_1	Grad = 1°46'20''	1°30'20''	1°20'20''	1°16'	1°	53'20''	45'	37'30''
	ε_1	Grad = 5'40''	3'40''	2'20''	2'	1'	- 1'50''	- 4'	- 10'30''
	α_1	Bogen = 0,0326	0,0273	0'0241	0,0227	0,0177	+ 0,0150	- 0,0119	- 0,0079
		Grad = 1°52'	1°34'	1°22'40''	1°18'	1°1'	51'30''	41'	27'
	T_1/Q	= 0,0137	0,0114	0,010	0,0095	0,0074	0,0063	0,005	0,0032
	W_1/Q	= 0,0138	0,0115	0,01	0,0095	0,0074	0,0063	0,00495	0,0031
w_1 kg/t	= 6,9	5,75	5'0	4,8	3,7	3,15	2,48	1,55	

Der Hinterradsatz läuft nach Gl. 37) innen an in Bögen, deren Halbmesser R kleiner sind als $\frac{a}{2} \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot m \cdot \frac{k^2}{f \cdot s}$, also als

$$111^m \text{ bei } a^m = 5,25$$

$$222^m \text{ bei } a^m = 10,5.$$

Bei dem Radstand von $5,25^m$ hat also der Innenanlauf der Hinterachse keine praktische Bedeutung, wohl aber bei dem von $10,5^m$. Im linken oberen Quadranten der Taf. 22, Abb. 2 sind die z' und die M_{TW} -Linien für $R^m = 170$ und 200 über α_2' vom Koordinatennullpunkt nach links hin aufgetragen. M_{TW} ist für $\alpha_2' < 40'$ nicht nach dem Näherungsverfahren für $\alpha > \alpha'$, sondern genauer in der oben angegebenen Weise nach Gl. 15a) ermittelt. Der Linienzug G H I gilt für $a^m = 10,5$ und $R^m = 170$.

$$\overline{OG} \text{ ist } = \zeta_2 = \frac{a}{2R} - \frac{\sigma}{a} = \frac{10,5}{2 \cdot 170} - \frac{0,021}{10,5} = 0,0289.$$

\overline{OI} ist das zugehörige α_2' , nach Konstruktion $= 0,0214 = 1^\circ 13' 30''$. Wir erhalten die Werte folgender Zusammenstellung 2:

$a^m = 10,5$	R^m	=	170	200
	ζ_2	=	$1^\circ 39' 15''$	$1^\circ 23' 25''$
	ε_2	=	$25' 45''$	$35' 25''$
	α_2'	=	0,0214	0,0140
		=	$1^\circ 15' 30''$	$48'$
	$\frac{T_2}{Q}$	=	0,009	0,0059
	$\frac{W_2}{Q}$	=	0,009	0,0060
	$\frac{Q}{w_2 \text{ kg/t}}$	=	4,5	3,0

Der Hinten-Innenanlauf des langradständigen Wagens verursacht also in engen Bögen merklichen Krümmungswiderstand und Verschleiß. Der Wagen von $5,25^m$ Radstand läuft mit seiner Hinterachse außen an mit sehr kleinem konstantem α_2 unter Gleiten in dem Bereich: $R^m = 111 - 237$, der von $10,5^m$ Radstand in dem Bereich 222 bis 237^m , also praktisch überhaupt kaum, sondern geht gleich von Innenanlauf mit ständigem Gleiten zu Pendelrollen des Hinterradsatzes über, zumal, wie gesagt, der Gleitzustand des mit sehr kleinem positivem α_2 außen anlaufenden Hinterradsatzes unsicher ist, durch Gleisunregelmäßigkeiten oder Erschütterungen leicht gestört werden kann. In Bögen von Halbmessern größer als 237^m wird das Pendelrollen zunächst noch durch Gleitstrecken mit positivem $\alpha_{2\max}$ ohne eigentliches Anlaufen, also ohne Gleiten in der Hohlkehle, unterbrochen, die mit wachsendem R immer kleiner werden und allmählich ganz aufhören. Dies $+\alpha_{2\max}$ ist fast genau so groß wie das oben ermittelte negative $\alpha_{1\max}$ der Vorderachse.

Zusammenfassung und Schlüsse.

Überschlägig verhalten sich also allgemein die beiden Radsätze eines zweiachsigen Wagens folgendermaßen: In Bögen von Halbmessern kleiner als der Rollhalbmesser R' , der etwa 200 bis 240 m groß ist, gleitet der Vorderradsatz durchgängig mit konstantem α_1 nahezu $= \frac{a}{2R}$; in flacheren Bögen sinkt α_1 stark darunter und wird bei Radständen zwischen 4 und 11 m in Bögen von $R = 300 - 600^m$ zu 0. In noch flacheren Bögen gleitet der Radsatz nicht mehr durchgängig, sondern rollt mit variablem α_1 durch den Bogen, u. U. mit periodisch eingeschobenen Zwischengleitstrecken mit negativem α_1 .

Der Hinterradsatz neigt in sehr engen Bögen zum Innenanlauf mit durchgängigem Gleiten, um so mehr, je größer der Radstand. Hierbei kann bei großem Radstand ein merklicher Krümmungswiderstand und Verschleiß auftreten.

Aber erst bei Radständen größer als etwa 8^m kommt bei der üblichen Größe des Rückstellkoeffizienten m die Hinterachse in Bögen von $R^m > 180$ zum Innenanlauf. In Bögen, deren Halbmesser größer als der Rollhalbmesser R' von etwa 200 bis 240 m ist, läuft der Radsatz überhaupt nicht mit konstantem Anlaufwinkel unter durchgängigem Gleiten durch den Bogen, sondern rollend mit variabler Stellung zur Bogentangente, zunächst noch mit eingeschalteten Gleitstrecken, die mit flacher werdender Krümmung allmählich ganz verschwinden, um reinem Pendelrollen Platz zu machen. Nur in Bögen, die zwar nicht mehr so eng sind, daß der Radsatz innen anlauft, deren Halbmesser aber noch nicht gleich dem Rollhalbmesser ist, also noch nicht etwa 200 bis 240 m beträgt, läuft der Radsatz außen an mit konstantem Anlaufwinkel unter durchgängigem Gleiten, aber mit so kleinem Anlaufwinkel, daß der Radsatz durch Erschütterungen und Gleisunregelmäßigkeiten leicht vorübergehend zum Rollen gebracht werden kann.

Beide Radsätze stellen sich um so schlechter ein, je größer der Radstand ist. Die Ladung des Wagens wirkt ungünstig auf die Einstellung beider Achsen. Je größer der Rückstellkoeffizient m , desto größer wird, abgesehen von sehr engen Bögen, der konstante Anlaufwinkel α_1 durchgängigen Gleitens der Vorderachse und desto größer ist auch der Krümmungsbereich dieses Gleitens, d. h. desto größer ist der Bogenhalbmesser, bei dem erst dieser Radsatz anfängt zu rollen. Je größer m , bei desto kleinerem Radstand kommt die Hinterachse schon zum Innenanlauf und desto größer ist der Anlaufwinkel dieses Innenanlaufs. m sollte daher niedrig gehalten werden, doch darf es mit Rücksicht auf den Außenanlauf der Vorderachse in sehr engen Bögen auch nicht allzu klein sein; $m^{1/m} = 0,006 \div 0,007$ dürfte wohl richtig sein. Je niedriger der Rollhalbmesser R' des Bogens liegt, desto kleiner wird das positive α_1 des durchgängigen Gleitens und desto enger ist der Bogen, in dem beide Achsen anfangen zu rollen. Man sollte daher R' durch geeignete Profilierung von Rad und Schiene möglichst herabsetzen. Ruhiges Rollen der Radsätze unter $\alpha \sim 0$ ist nicht zu erzielen. Entweder laufen die Radsätze ruhig, dann laufen sie mit positivem Anlaufwinkel an und gleiten. Oder sie rollen, dann laufen sie mit variabler Stellung zur Bogentangente pendelnd durch den Bogen. Von sehr engen Bögen abgesehen, läuft die Hinterachse mit geringem Gleiten, also geringem Verschleiß und Krümmungswiderstand, während die Vorderachse in engen und mittleren Bögen mit ziemlich großem Anlaufwinkel ziemlich stark gleitet und verschleißt. Diese Mängel, die um so schwerer sind, je größer der Radstand, haften den freien Lenkachsen notwendig an, sie lassen sich wohl mildern, aber nicht beseitigen durch die angegebenen Mittel. Vermeiden lassen sie sich nur durch Anordnung gesteuerter Achsen, etwa durch Einstellung der beiden Endachsen durch eine Mittelachse, z. B. nach Bäseler*) und Buchlj**). Bei dieser Anordnung kann man die Anlaufwinkel beliebig klein halten.

Versuche des V.M.E.V.

Daß die freien „Lenkachsen“ sich tatsächlich so eigentümlich verhalten, wird bestätigt durch Versuche in der Praxis, die in den 80er und 90er Jahren des vorigen Jahrhunderts in großer Anzahl vom damaligen V.D.E.V. gemacht worden sind. Besonders sorgfältig durchgeführt und in ihren Ergebnissen aufgezeichnet sind die des Unterausschusses für die Prüfung von Vereinslenkachsen auf den Reichseisenbahnen in Elsaß-Lothringen in den Jahren 1892 bis 1895. Deren

*) Becker: Bogenläufige Strassenbahnwagen. Verkehrstechn. 1930, Heft 33.

**) Schweiz. Bauztg. 1930, Nr. 19.

Ergebnisse sind niedergelegt in einem von der geschäftsführenden Verwaltung des Vereins 1896 ausgegebenen Bericht des Unterausschusses. Sie seien hier kurz betrachtet. Infolge mangelhafter Kenntnis der das Verhalten der freien Lenkachsen bestimmenden Kräfte sind diese wertvollen Versuchsergebnisse bisher wohl noch nie richtig beurteilt und erklärt worden, auch nicht vom Unterausschuß selbst, der die Versuche gemacht hat.

Es wurden dabei fortlaufend aufgezeichnet über der durchfahrenen Strecke die Längs-Auslenkungen e_a und e_i der Achsbuchsen aus der Fahrzeugmittelstellung, also nach der

Beziehung:
$$\varepsilon = \frac{e_a}{2k} + \frac{e_i}{2k} = \frac{e_a}{2k} + \frac{e_i}{2k}$$
 auch der Winkel ε .

Die Ausschläge e_a und e_i beider Endachsen wurden durch Gestänge auf einen in der Mitte des Wagenkastens aufgestellten Schreibapparat übertragen. Unter der Voraussetzung, daß die Vorder- und Hinterachse beide außen anlaufen und ihre Federgehänge gar nicht oder gleichmäßig nach der Seite aus der Mittelstellung verschoben sind, ist der Winkel ζ_1

gleich dem Winkel $\zeta_2 = \zeta = \frac{a}{2R}$ und bei Radialstellung der Vorderachse oder $\alpha_1 = 0$ deren $\varepsilon_1 = -\zeta$ (s. Abb. 11) und bei Radialstellung der Hinterachse oder $\alpha_2 = 0$ deren $\varepsilon_2 = +\zeta$. Zeichnet man für jeden Radsatz die zu gleicher Zeit am Außen-

und Innenrad gemessenen $\frac{e_a}{2k}$ und $\frac{e_i}{2k}$, die zusammen den Winkel ε ergeben, senkrecht übereinander über der durchfahrenen Strecke fortlaufend auf und zwar für die Vorderachse $-\frac{e_a}{2k}$ und $-\frac{e_i}{2k}$, für die Hinterachse $+\frac{e_a}{2k}$ und $+\frac{e_i}{2k}$ — in Abb. 16 als ausgezogenen Linienzug — und außerdem von den gleichen Nulllinien aus $\frac{\zeta}{2}$ und $\frac{\zeta}{2} = \frac{a}{4R}$, also zusammen ζ_1 — in Abb. 16 als strichpunktierte Linien so gibt die Summe der beiden Abschnitte einer Ordinate zwischen den beiden $\frac{\zeta}{2}$ -

und $\pm \frac{e}{2k}$ -Linien beider Räder, — in Abb. 16 $a_1 + a_2$ —, die Größe des jeweiligen Anlaufwinkels an, denn am Vorderradsatz ist $\alpha_1 = \zeta - (-\varepsilon_1)$, am Hinterradsatz $\alpha_2 = \alpha_2 - \zeta$. Ist am Vorderradsatz bei beiden Rädern $\frac{\zeta}{2} > -\frac{e}{2k}$, so ist α_1 positiv;

ist am Hinterradsatz bei beiden Rädern $\frac{\zeta}{2} > +\frac{e}{2k}$, so ist α_2 negativ. Beim Vorderradsatz ergeben also die unter der $\frac{\zeta}{2}$ -Linie liegenden, beim Hinterradsatz die über der $\frac{\zeta}{2}$ -Linie

liegenden Teile der $\frac{e}{2k}$ -Linie positive Beiträge zu den Anlaufwinkeln.

So sind die Achsbuchsbewegungen bei jenen Versuchen aufgezeichnet. Die Voraussetzung, daß beide Achsen außen anlaufen und nicht oder gleichmäßig gegenüber dem Fahrzeuggestell seitlich verschoben sind, ist nun, wie gezeigt, nicht immer streng erfüllt. Namentlich die Hinterachse löst sich zeitweise merklich von der Außenschiene ab und läuft sogar innen an. Die dadurch hervorgerufenen Änderungen von ζ , also auch von α , werden von diesem Meßverfahren nicht erfaßt. Wenn z. B. die Hinterachse sich von der Außenschiene ablöst, gar innen anlauft, wird durch dies Verfahren $+\alpha_1 = \zeta_1 + \varepsilon_1$ zu klein ermittelt, weil in diesem Falle ζ_1 nicht $= \frac{a}{2R}$ ist, womit das Verfahren rechnet, sondern größer! Eine weitere Fehlerquelle liegt in den Eigenschwingungen und

Spiele des Übertragungsgestänges und in den übrigen Relativbewegungen des Wagenkastens gegenüber den Radsätzen. Trotz dieser notwendig mit dem Verfahren verbundenen Ungenauigkeiten dürften die Aufzeichnungen einen guten Anhalt für die Größe der Anlaufwinkel und das Verhalten der Radsätze im Bogen überhaupt geben.

In Abb. a bis f der Taf. 22 sind einige Ausschnitte dieser Aufzeichnungen wiedergegeben und zwar für je einen Bogen von 180, 300, 400, 600^m und für zwei Bögen von 200^m Halbmesser. Es sind nur die offenbar vor Eigenschwingungen des Übertragungsapparates herrührenden kurzen und scharfen Zickzacklinien der Originalaufzeichnungen etwas begradigt und die Nulllinien bei Schrägstellung der Radsätze in der Geraden

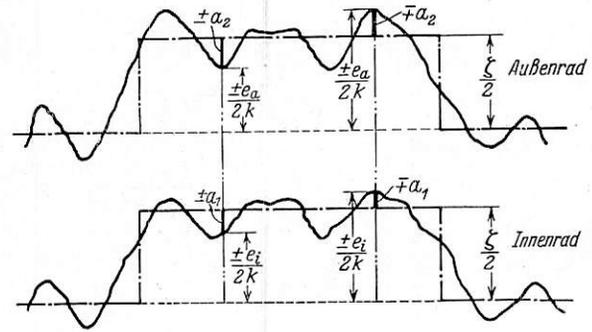


Abb. 16.

demgemäß etwas verlegt. Außer diesen Aufzeichnungen ist noch α_1 unmittelbar dargestellt über der durchfahrenen Strecke, unmittelbar, d. h. über $\alpha = 0$ als Nulllinie, nicht über $\zeta = 0$, als Differenz von ζ und ε . Diese α_1 -Kurven sind nichts weiter wie die Summenkurven jener Aufzeichnungen, über einer anderen Nulllinie. Waagerechte gerade Strecken der ε - und α -Linien weisen hin auf Gleiten mit konstantem

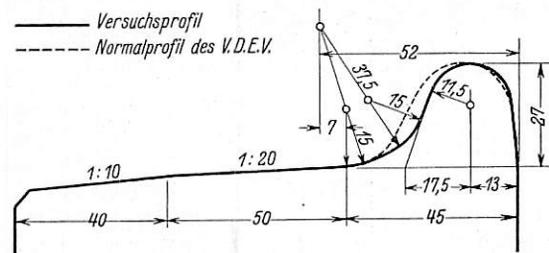


Abb. 17.

Anlaufwinkel. Die Abb. a bis e gelten für einen dreiachsigen Güterwagen von 7 m Radstand, die Abb. f bezieht sich auf einen dreiachsigen Personenwagen von 9,3 m Radstand. Die Radsätze des Güterwagens hatten das Regelprofil, die des Personenwagens ein Profil mit flacherer Hohlkehle und mehr zurücktretendem Spurkranz nach Abb. 17. Die Bewegungen der Mittelachse, die auch als freie Lenkachse ausgebildet war, sind nicht aufgezeichnet. Die Mittelachse drückt namentlich die Vorderachse etwas gegen die Außenschiene, verringert also etwas den für diese geltenden Rollhalbmesser. Im übrigen dürfte ihr Einfluß auf die hier betrachtete Einstellung der Endachsen nur gering sein. In den Bögen von 180, 200, 300 und 600 m Halbmesser war der Güterwagen leer, sein $\frac{Q'}{Q}$ etwa 0,75, sein $m \sim 0,0078$ und waren die Schienen feucht. Im Bogen von 400 m Halbmesser war der Wagen beladen mit 5244 kg, sein $\frac{Q'}{Q} \sim 0,85$, sein $m \sim 0,0077$ und waren die Schienen trocken. Der Personenwagen von 9,3 m Radstand, der nur in einem Bogen von 200 m Halbmesser betrachtet ist, hat ein m von $\sim 0,0070$ l/mm. Sein $\frac{Q'}{Q}$ sei zu 0,9 angenommen.

Die Spurerweiterung war größer als in unserem Zahlenbeispiel, bei $R^m = 180 \dots 30 \text{ mm}$. R' dürfte nach Gl. 19) ohne Berücksichtigung des von der Mittelachse herrührenden Druckes auf trockenen Schienen etwa $= 180$, auf feuchten etwa $= 200 \text{ m}$ sein, in Wirklichkeit noch etwas kleiner. R^{m_1} ist nach Gl. 37) für den Güterwagen ~ 132 , bzw. 148, für den Personenwagen ~ 190 . Der Spielraum von R für positives α_2 ist also für den Güterwagen klein, nämlich $R \sim 132 \div 200$, bzw. $R \sim 148 \div 180$, für den Personenwagen ~ 0 .

Die Linienzüge der Abb. a bis e (Taf. 23 am Schluß des Heftes) für den Güterwagen zeigen folgendes. Im Bogen von $R^m = 180$ schlägt die Vorderachse überhaupt nicht aus, hört vielmehr mit ihren bisherigen in der Geraden ausgeführten Pendelbewegungen auf und geht mit ziemlich konstantem positiven $\alpha_1 \sim \zeta_1$ mit durchgängigem Gleiten durch den Bogen. Der Hinterradsatz dagegen zeigt Strecken ziemlich konstanten kleinen positiven α_2 , ziemlich regelmäßig unterbrochen von Wellen ziemlich großen negativen α_2 . Der Radsatz läuft also nicht unter durchgängigem Gleiten mit konstantem kleinem positivem α_2 durch den Bogen, sondern sein Gleiten ist unterbrochen durch ziemlich große Rollstrecken, die wohl von Gleisunregelmäßigkeiten und Erschütterungen herrühren. Im Bogen von 200 m Halbmesser gleitet die Vorderachse durchgängig mit einem positiven Anlaufwinkel, der wohl ein ganz wenig kleiner als ζ_1 ist, durch den Bogen. Das Gleiten hebt sich auch hier sehr deutlich ab von den Pendelrollbewegungen auf den anschließenden geraden Gleisstrecken. Der Hinterradsatz zeigt noch die Neigung zu durchgängigem Gleiten mit sehr kleinem positivem α_2 , aber dies Gleiten ist wohl etwas mehr durch Rollstrecken mit stark variablem negativem α_2 unterbrochen als im engeren Bogen von 180 m Halbmesser. Und die Linie des kleinen positiven α_2 hat nicht mehr ganz die Form einer zur Nulllinie parallelen Geraden, sondern ist stellenweise schon etwas wellig. Im Bogen von 300 m Halbmesser steht der Vorderradsatz schon fast radial, ist sein positives α_1 nur noch ziemlich klein. Die ε_1 - bzw. α_1 -Linie verläuft nicht mehr als zur Nulllinie parallele Gerade, sondern in leichten Wellen, deren Spitzen fast bis auf $\varepsilon_1 = \zeta_1$ bzw. $\alpha_1 = 0$ hinaufreichen. Es dürfte hier ein schon etwas unsicheres Gleiten vorliegen, Rollen wohl noch nicht, weil α_1 immer positiv bleibt. Die ε_2 -Linie der Hinterachse hat eine ausgesprochen regelmäßige Wellenform mit $\alpha_2 = 0$ als Mittellage. Nur einige Spitzen der Wellen großen positiven α_2 sind durch waagerechte Gerade abgeschnitten. Der Radsatz geht mithin vorwiegend rollend durch den Bogen, mit kleinen Unterbrechungen durch Zwischengleitstrecken mit Gleiten lediglich auf den Radreifenlauf Flächen. Im Bogen von 400 m Halbmesser ist $\alpha_1 \sim 0$; die ε_1 -Linie verläuft teilweise ziemlich geradlinig, teilweise unregelmäßig wellenförmig um $\sim \alpha_1 = 0$ als Mittellage herum. Diese Wellen sind bei $-\alpha_{1\text{max}}$ waagrecht abgeschnitten. Der Radsatz ist wohl an der Grenze des Rollens. Regelrechte Gleitstrecken mit kleinem positivem α_1 wechseln ab mit Rollstrecken variablen α_1 , auf denen α_1 ziemlich große negative Werte annimmt, und die bei größtem negativem α_1 durch Zwischengleitstrecken mit Gleiten auf den Radreifenlauf Flächen unterbrochen sind. Die ε_2 -Linie der Hinterachse hat etwas unregelmäßige Wellenform mit $\alpha_2 = 0$ als Mittellage. Die Spitzen der Wellen großen positiven α_2 sind nicht mehr abgeschnitten. Der Radsatz geht schon rein rollend und pendelnd durch den Bogen. Im Bogen von 500 m Halbmesser schließlich verläuft die ε_1 -Linie im allgemeinen ziemlich wellenförmig mit $\alpha_1 = 0$ als Mittellage, nur zu Beginn ist noch eine ziemlich waagerechte Strecke mit kleinem positivem α_1 vorhanden. Die Wellenspitzen sind nicht mehr abgeschnitten. Der Radsatz geht überwiegend rollend unter Schwanken von α_1 um 0 herum durch den Bogen. Die ε_2 -Linie der Hinterachse hat die Form von ziemlich regelmäßigen voll ausge-

bildeten Wellen mit großer Amplitude, um $\alpha_2 = 0$ als Mittellage, die Wellen der geraden Anschlußgleisstrecken setzen sich im Bogen um α_2 verschoben fort. Der Radsatz geht rein rollend und pendelnd durch den Bogen.

Die Linienzüge der Abb. f, Taf. 23 für den Personenwagen von $9,3 \text{ m}$ Radstand in einem Bogen von 200 m Halbmesser zeigen folgendes: Die Vorderachse geht mit ziemlich konstantem $\alpha_1 \sim \zeta_1$ durch den Bogen, also unter durchgängigem Gleiten mit großem Anlaufwinkel. Sie verhält sich fast genau so, wie die Vorderachse des Güterwagens im gleich engen Bogen, nur ist ihr α_1 größer entsprechend dem größeren a . Ein Einfluß der Änderung des Radprofils ist kaum zu erkennen. Die ε_2 -Linie der Hinterachse verläuft ziemlich regelmäßig als zur Nulllinie parallele Gerade, nur wenig durch Wellen von kleinerem ε_2 unterbrochen und liegt etwas unterhalb der ζ_2 -Linie; ihr entspricht also negatives $\alpha_2 = \varepsilon_2 - \zeta_2$ oder positives α_2' . Da Anlaufen an der Außenschiene mit konstantem negativem α_2 nicht möglich ist, liegt Anlauf an der Innenschiene mit konstantem positivem α_2' unter durchgängigem Gleiten vor. Die die Gerade unterbrechenden Wellen und die Kleinheit von $+\alpha_2'$ deuten daraufhin, daß der Radsatz sich nahe an der Grenze des Innenanlaufs befindet. Wir haben rechnerisch R_1 zu 190 m ermittelt, auf Grund teilweise nur geschätzter Daten. Somit dürfte dies Versuchsergebnis des Innenanlaufs nicht in Widerspruch mit unserer Rechnung stehen.

Die Versuchsergebnisse stimmen sehr gut mit den Ergebnissen unserer Untersuchung überein, nicht nur die in den obigen Abbildungen wiedergegebenen und besprochenen, sondern allgemein. Dabei ist zu berücksichtigen, daß in unserer Untersuchung die Reibung in den Gelenken der Federgehänge und zwischen Federbunden und Achsbuchsen nicht berücksichtigt ist. Diese Reibung, die sehr schwer einigermaßen genau zu erfassen ist, hat zur Folge, daß die Achsen nicht jeder Änderung ihres Antriebs sofort und vollkommen folgen, ihr Lauf steifer und ruckartiger wird.

Die hier nicht wiedergegebenen Ergebnisse der Versuche zeigten unter anderem weiter

erstens, daß in einem Bogen von 300 m Halbmesser die Vorderachse sich bei kleinem m und bei leerem Wagen günstiger, mit kleinerem $+\alpha_1$, einstellte, als bei großem,

zweitens, daß bei gleichem Ladezustand des Güterwagens in Bögen von 200 m Halbmesser und mehr die Vorderachse auf nassen Schienen mit kleinem f sich schlechter einstellte, als auf trockenen,

drittens, daß Vorderachsen mit flacherer Hohlkehle, also größerer seitlicher Verschiebung, größerem Laufkreisunterschied bei gleichem β sich besser einstellten als die von Regelform,

viertens, daß ein Vorderradsatz, dessen Außenrad versehentlich einen um $1,5 \text{ mm}$ zu großen mittleren Radreifen-Laufkreis hatte, entsprechend liegende Bögen von 180 und 200 m Halbmesser mit fast radialer Einstellung durchlief und

fünftens, daß die Vorderachse mit dem Versuchsprofil nach Abb. 17, also flacherer Hohlkehle und mehr zurückspringendem Spurkranz sich in Bögen von 250 bis 400 m Halbmesser besser, mit kleinerem α_1 , einstellten als die mit dem Regelprofil. Dies Verhalten erklärt sich nach unserer Untersuchung daraus, daß

erstens $\frac{Q'}{Q}$ mit Abnahme der Ladung sinkt, Abnahme

von $\frac{Q'}{Q}$ und von m aber Verkleinerung des R -Momentes, also

in Bögen von $R > R'$ Vergrößerung des negativen ε_1 , Verkleinerung von $+\alpha_1$ herbeiführt, daß

zweitens mit dem Sinken von f das anlaufende Außenrad bei kleinerem β beginnt abzurutschen, also der Rollhalbmesser R' steigt, daß

drittens R' mit zunehmendem Hinausrücken des Punktes Q nach außen — von der Drehachse weg — und mit zunehmender Querverschiebung des Radsatzes wegen der Kegeligkeit des Radreifens des inneren nichtanlaufenden Rades sinkt und daß

viertens der Rollhalbmesser R' sinkt, wenn der äußere mittlere Radreifenlaufkreis größer wird als der innere. Das günstigere Verhalten des Versuchsprofils ist bereits oben erklärt.

Die sehr gute Übereinstimmung der Versuchsergebnisse mit den Ergebnissen unserer Untersuchung deutet auch daraufhin, daß bei den Versuchen durchweg Einpunktberührung geherrscht hat; denn bei Zweipunktberührung müßten sich die Radsätze anders verhalten, wie eine hier nicht wieder-gegebene Untersuchung dieser Berührungsart nach dem hier entwickelten Verfahren zeigt.

C. Freie Lenkachsen mit Losrad.

Um den Bogenlauf zu verbessern, hat man mehrfach vorgeschlagen, die beiden Räder eines Radsatzes nicht fest auf die Achswelle zu setzen, sondern eins lose oder die Achse zu teilen. Man hat geglaubt, dadurch das Gleiten des Radsatzes im Bogen wesentlich zu verringern. Wie wirkt diese Maßnahme auf die freie Lenkachse? Das innere nicht anlaufende Rad kann jetzt nicht mehr längsgleiten, K' wird zu 0. Verfolgen wir die Kräftewirkung an diesem Radsatz genau wie an der freien außen anlaufenden Achse mit zwei festen Rädern, so erhalten wir, indem wir in den obigen Gleichungen K' = 0 setzen, für den Bereich $\alpha > \alpha'$ des vorliegenden Falles:

$$z = r \cdot \sin^2 \alpha \cdot \text{tg } 2 \varrho, \text{ proportional } \alpha^2 \text{ zunehmend,}$$

$$t = -f \cdot r, \text{ konstant,}$$

$$N = Q \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg } 2 \varrho \cdot (1 - \cos 2 \varrho), \text{ proportional } \alpha \text{ zunehmend,}$$

$$T = Q \cdot \text{tg } 2 \varrho \cdot \sin \alpha, \text{ proportional } \alpha \text{ zunehmend,}$$

$$T \cdot (t + s) = (s - f \cdot r) \cdot Q \cdot \text{tg } 2 \varrho \cdot \sin \alpha, \text{ proportional } \alpha \text{ zunehmend,}$$

$$P = Q \cdot \sin 2 \varrho, \text{ konstant, wie oben,}$$

$$Y = Q \cdot \text{tg } \varrho, \text{ konstant, wie oben, und weiter für die freie Lenkachse:}$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{s - f \cdot r}{2 k^2} \cdot \text{tg } 2 \varrho \cdot \sin \alpha \text{ und für die Vorderachse:}$$

$$\alpha_1 = \zeta_1 + \varepsilon = \zeta_1 \cdot \frac{1}{1 - \frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{(s - f \cdot r) \cdot \text{tg } 2 \varrho}{2 k^2}} = \zeta_1 \cdot \text{const.} \dots \dots \dots 45a).$$

Da $\frac{Q}{Q'} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{(s - f \cdot r) \cdot \text{tg } 2 \varrho}{2 k^2}$ stets sehr viel kleiner als 1 und konstant ist, ist α_1 stets positiv. Der Radsatz läuft durch jeden Bogen unter durchgängigem Gleiten mit konstantem α_1 . Der konstante Faktor von ζ_1 ist stets nur wenig größer als 1; nahezu ist also $\alpha_1 = \zeta_1$, in Wirklichkeit ein wenig größer. Der Radsatz hängt immer etwas hinter der Fahrzeugmittelstellung. Mit den Werten unseres Zahlen-

beispiels ist $\alpha_1 = 1,02 \zeta_1$. Von einem Rollhalbmesser kann man hier nicht sprechen. In engen Bögen ist mithin dies α_1 etwas kleiner, in flacheren erheblich größer als beim gewöhnlichen Radsatz. Das Gleiche gilt für den Verschleiß. Da der Vorderradsatz stets mit konstantem α_1 gleitet, nie mit variablem $\pm \alpha_1$ rollt, läuft er ruhiger durch den Bogen als der gewöhnliche Radsatz.

Der Anlaufwinkel des Hinterradsatzes hat den Ausdruck: $\alpha_2 = \varepsilon - \zeta_2$; es ist mithin hier

$$\alpha_2 = - \frac{\zeta_2}{1 - \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{(s - f \cdot r) \cdot \text{tg } 2 \varrho}{2 k^2}} = \zeta_2 \cdot \text{constant} \dots 46a).$$

Der Faktor von ζ_2 ist genau so groß, wie der von ζ_1 in α_1 .

α_2 hat stets einen konstanten negativen Wert. D. h. der Hinterradsatz läuft von der Außenschiene ab! Beim Zulaufen auf die Innenschiene wird er nun nicht wie im allgemeinen der gewöhnliche Radsatz wieder auf die Außenschiene zu gewendet, sobald der Laufkreis des Innenrades größer als der des Außenrades geworden ist; als Losradsatz wird er durch Unterschied in den beiden Laufkreisen überhaupt nicht gewendet; er läuft vielmehr mit seinem negativen α_2 weiter auf die Innenschiene zu ohne zu wenden, und an diese an, bis er hier zum Gleiten kommt, genau wie der Vorderradsatz an der Außenschiene. Es bildet sich hier ein Gleichgewichtszustand aus gleich dem des Anlaufs des Vorderradsatzes an die Außenschiene mit einem Anlaufwinkel α_2' , der = $-\alpha_2$ oder

$$= \zeta_2 \cdot \frac{1}{1 - \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{s - f \cdot r}{2 k^2} \cdot \text{tg } 2 \varrho}$$

ist. Auch der Hinterradsatz hängt stets etwas zurück hinter der Fahrzeugmittelstellung und gleitet mit konstantem α durch jeden Bogen, rollt nirgends.

Da nun der Vorderradsatz außen, der Hinterradsatz innen anläuft, ist

$$\zeta_1 = \frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a} \text{ und } \zeta_2 = \frac{a}{2R} - \frac{\sigma}{a};$$

mithin erhalten wir:

$$\alpha_1 = \left(\frac{a}{2R} + \frac{\sigma}{a} \right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{s - f \cdot r}{2 k^2} \cdot \text{tg } 2 \varrho} \dots 45)$$

und

$$\alpha_2' = \left(\frac{a}{2R} - \frac{\sigma}{a} \right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{Q'}{Q} \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{s - f \cdot r}{2 k^2} \cdot \text{tg } 2 \varrho} \dots 46).$$

α_1 ist also etwas größer als α_2' , aber nur bei kleinem a und großem σ ist der Unterschied merklich. Angenähert ändern sich α_1 und α_2' mit R nach der gleichseitigen Hyperbel. Die Hinterachse hat fast ebenso großen Krümmungswiderstand und Verschleiß wie die Vorderachse, aber auch sie läuft ruhig durch den Bogen. Man erreicht also nicht Verringerung, sondern merkliche Vergrößerung des Krümmungswiderstandes und Verschleißes beider Achsen, aber ein ruhiges Fahren in allen Krümmungen.

den verschiedensten Gebieten der technischen Kultur zu sammeln und festzuhalten. Das vorliegende erste Heft bringt nach ein-führenden Beiträgen über die Kulturverbundenheit der Technik und zur Entwicklungsgeschichte der Technik, sowie einer Über-sicht über die Bedeutung Österreichs als Ingenieurland Beiträge aus verschiedenen Gebieten. Für den Eisenbahntechniker inter-essieren darin besonders die Berichte über die österreichische Eisenindustrie, über Haswell und seine dampfhydraulischen Schmiedepressen sowie über die Anfänge der Elektrotechnik in Österreich. Ue.

Blätter für Geschichte der Technik, herausgegeben vom österrei-chischen Forschungsinstitut für Geschichte der Technik in Wien, erstes Heft. — Wien: Julius Springer 1932. Preis 7,50 *RM.* 214 Seiten mit 8 Tafeln und 88 Textabbildungen.

Das am 1. Juli 1931 ins Leben getretene, dem technischen Museum für Industrie und Gewerbe in Wien angegliederte Forschungsinstitut für Geschichte der Technik in Wien hat es unternommen „Blätter für Geschichte der Technik“ unter der Schriftleitung von Dr. Ing. L. Erhard herauszugeben, um die auf österreichischem Boden geleistete schöpferische Arbeit auf

Längswellen in Eisenbahnzügen.

Von Dr.-Ing. Alfred Bloch.

Beim Anfahren und Bremsen längerer Eisenbahnzüge kann man des öfteren Erscheinungen beobachten, die sich wellenartig von einem Zugende zum anderen hin bewegen. Für die Erklärung dieser Erscheinungen begnügte man sich im allgemeinen bisher, auf die analogen Vorgänge bei der Ausbreitung von Längswellen (Schallwellen) in prismatischen Stäben hinzuweisen. Diese Betrachtungsweise gibt aber nur ein allgemeines Bild; im einzelnen bestehen z. T. erhebliche Unterschiede. Daher soll der Vorgang im nachfolgenden nach seinen besonderen Verhältnissen unter Verwendung einfacher elementarer Ableitungen behandelt werden. Aus den erhaltenen einfachen Formeln lassen sich dann sehr leicht einige für den Betrieb nützliche Folgerungen ziehen.

Zur Ableitung der Formeln betrachten wir in Abb. 1 einen „Zug“, bestehend aus einer sehr großen Reihe gleichartiger Wagen. Jeder Wagen besitze die Masse m , die Länge L ; der Zwischenraum zwischen den einzelnen Wagen besitze die Größe λ . Es sei zunächst angenommen, daß die Wagen nicht mit Puffern versehen seien.

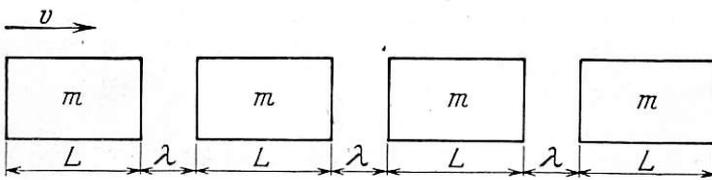


Abb. 1.

Nun wird der erste Wagen aus dieser Reihe durch irgend eine Vorrichtung mit der konstanten Geschwindigkeit v nach rechts geschoben. Es wird sich dann die Lücke zwischen ihm und dem folgenden Wagen schließen, der zweite Wagen wird stoßartig mitgenommen werden, sodann wird die Lücke zwischen dem zweiten und dem dritten Wagen geschlossen werden, der dritte Wagen wird stoßartig mitgenommen werden usw. Die Vorrichtung, die dem ersten Wagen die Geschwindigkeit v aufzwingt, sei derart kräftig gebaut, daß die Geschwindigkeit v durch diese Stöße nicht geändert wird. Der Stoß zwischen den einzelnen Wagen verlaufe vollkommen plastisch, die dadurch hervorgerufene Formänderung sei vernachlässigbar klein gegenüber der Größe des Zwischenraums. Man erkennt dann, daß das „Aufschließen“ der einzelnen Wagen gleichmäßig durch den ganzen Zug voranschreitet. Jedesmal, wenn der erste Wagen um λ fortschreitet, ist ein weiterer Zwischenraum geschlossen worden. Die Anzahl n der Zwischenräume, die durchschnittlich in der Zeiteinheit (Sek.) durch diese Aufschlußbewegung geschlossen wird, ist daher aus rein geometrischen Gründen gegeben durch die Beziehung

$$1) \dots \dots \dots \frac{v}{\lambda} = n$$

oder
$$v = n \cdot \lambda.$$

Die Geschwindigkeit V , mit der dann die „Front“ dieser Aufschlußbewegung in den ganzen Zug hinein fortschreitet, ergibt sich ohne weiteres aus der Überlegung, daß nach Ablauf der Zeit t die Zahl der ergriffenen Wagen $n \cdot t$ beträgt; der zuletzt ergriffene Wagen hat vom ersten den Abstand

$$2) \dots \dots \dots n \cdot t \cdot (L + \lambda) = V \cdot t$$

also

$$V = n \cdot (L + \lambda)$$

oder unter Berücksichtigung von Gl. 1)

$$V = \frac{v}{\lambda} (L + \lambda) = v \left(1 + \frac{L}{\lambda} \right).$$

In den praktisch vorkommenden Fällen, die wir später besprechen werden, ist $\frac{L}{\lambda}$ sehr viel größer als 1, so daß wir mit vollkommen ausreichender Genauigkeit schreiben können

$$2 a) \dots \dots \dots V = v \cdot \frac{L}{\lambda}.$$

Zu diesen rein geometrischen Beziehungen tritt nun noch eine Beziehung, die uns erlaubt, die Kraft auszurechnen, mit der die gedachte Antriebsvorrichtung arbeiten muß, um die Geschwindigkeit v aufrecht zu erhalten. Diese Beziehung ist sofort durch die Anwendung des Impulssatzes gegeben. Wenn in der Zeit t $n \cdot t$ Zwischenräume neu geschlossen werden, so werden auch $n \cdot t$ Wagen in Bewegung gesetzt, also der Impuls der in Bewegung begriffenen Masse um den Betrag $n \cdot t \cdot m \cdot v$ erhöht. Nach dem Impulssatz ist dies nur dann möglich, wenn das Zeitintegral der von der Antriebsvorrichtung gelieferten Antriebskraft $-\int P \cdot dt$ denselben Wert besitzt, also wenn

$$3 a) \dots \dots \dots \int P \cdot dt = n \cdot t \cdot m \cdot v.$$

Streng genommen müßte dieser Impuls $\int P \cdot dt$ in einzelnen Anteilen ebenso stoßartig übertragen werden wie das Mitnehmen der einzelnen Wagen stoßartig erfolgt. Dann ist sicher die Bedingung erfüllt, daß v konstant ist. Man erkennt sofort, daß man aber mit sehr guter Näherung das Gleiche erreicht durch eine konstante Kraft P , wenn

$$3 b) \dots \dots \dots P \cdot t = n \cdot t \cdot m \cdot v$$

oder

$$P = n \cdot m \cdot v$$

ist.

Es wird ja dann die Geschwindigkeit v nicht mehr ganz konstant sein, sondern jedesmal beim Mitnehmen eines neuen Wagens stoßartig absinken, um sich dann bis zum nächsten Stoß wieder zu erholen. Allein diese Schwankung wird um so kleiner werden, je mehr Wagen bereits von der Aufschlußbewegung erfaßt sind. Es gehorcht nämlich dieses stoßartige Absinken der Geschwindigkeit, wie man sofort aus dem Schwerpunktsatz sieht, der einfachen Beziehung

$$4) \dots \dots \dots N \cdot m \cdot v = (N + 1) \cdot m \cdot v'$$

oder

$$4 a) \dots \dots \dots \frac{v'}{v} = \frac{N}{N + 1}$$

wenn $N = n \cdot t$ die Anzahl der bereits in Bewegung befindlichen Wagen bezeichnet, v die unmittelbar vor dem Zusammenstoß erreichte Geschwindigkeit dieser Wagen und v' die Geschwindigkeit unmittelbar nach dem Zusammenstoß darstellt. (Die gesamte Bewegungsgröße des Systems bleibt im Augenblick des Stoßes konstant, da während der unendlich kleinen Stoßzeit die endliche Kraft P keinen Zuwachs hervorbringen kann.) Abb. 2 gibt eine graphische Darstellung der eben geschilderten Schwankungen der Geschwindigkeit.

Die oberen Spitzen der Sägelinie müssen auf der gleichen Höhe v liegen, da ja unmittelbar vor dem Stoß jedesmal von P der gemäß Gl. 3a) notwendige Impuls zugeführt wurde. Die unteren Spitzen ergeben sich durch die nach dem Koordinatenanfangspunkt gezogenen Geraden, entsprechend Gl. 4a). In dem Zeitraum zwischen zwei Stößen nimmt v , wegen der vorausgesetzten Konstanz von P linear zu.

Setzt man in Gl. 3b) statt n den Wert $\frac{v}{\lambda}$, so erhält man unmittelbar die Beziehung zwischen P und der erzeugten „durchschnittlichen“ Geschwindigkeit v :

$$5) \dots \dots \dots P = \frac{m \cdot v^2}{\lambda}.$$

Unter der Annahme, daß die Anzahl N der bereits zusammengeschlossenen Wagen bereits genügend groß ist, also die Geschwindigkeitsschwankung $v-v'$ vernachlässigt werden kann, hätte man diese Beziehung auch sehr leicht aus einer Energiebetrachtung erhalten können. Die beim stoßartigen Mitnehmen eines Wagens verlorene Stoßarbeit ist dann $\frac{1}{2} m v^2$, da ja der Stoßvorgang vollkommen dem Stoß eines Massenpunktes gegen eine feste Wand entspricht. Die neu erzeugte kinetische Energie des Wagens ist ebenfalls gleich $\frac{1}{2} m v^2$. Die Kraft P muß diese Energie jeweils aufbringen, während sie die Strecke λ zurücklegt, so daß

$$6) \dots P \cdot \lambda = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} m v^2 = m v^2.$$

Die eben abgeleiteten einfachen Beziehungen können unmittelbar Verwendung finden, um das Anfahren eines Güterzuges mit lockergehängten Kupplungen unter dem Einfluß einer konstanten Zugkraft (unter Vernachlässigung der Reibung) zu untersuchen. Bei einem derartigen Zug werden

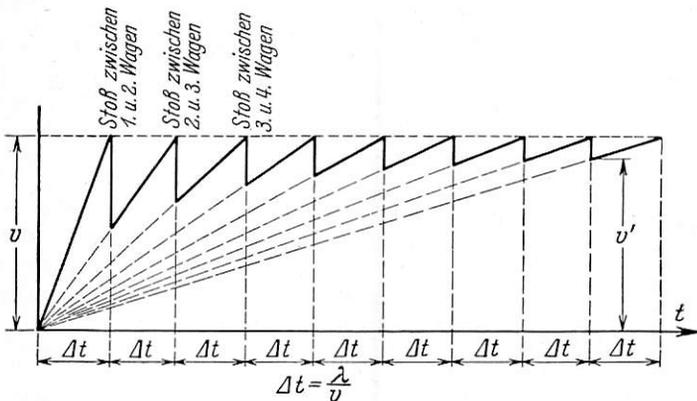


Abb. 2.

ja auch entsprechend der Geschwindigkeit v der Lokomotive aus rein geometrischen Gründen der Reihe nach die Kupplungen straff gezogen werden müssen. Die Eingliederung der einzelnen Wagen in den Bewegungsvorgang erfolgt wegen der Feder zwischen Zugstange und Wagenkasten zwar nicht stoßartig, wie wir es in dem eben betrachteten Fall angenommen hatten, sondern mit einer Art Schwingungsbewegung, die aber schnell abklingt. Betrachtet man in einem beliebigen Augenblick den anfahrenden Zug, so wird man unmittelbar nach der Lokomotive eine Gruppe von Wagen finden, bei denen diese Schwingung bereits abgeklungen ist, die also die gleichmäßige Geschwindigkeit v besitzen, hernach folgt eine kurze Übergangszone von Wagen, die mehr oder weniger stark schwingen. Auf diese folgen dann die noch in vollkommener Ruhe befindlichen Wagen. Nimmt man an, daß die Übergangszone durchschnittlich immer gleich viel Wagen umfaßt, so muß die Trennstelle zwischen ruhenden und bewegten Wagen entsprechend den Gl. 1) und 2) gegen das Zugende hin voranschreiten, automatisch zieht das dann die Gültigkeit der Gleichungen 3) und 5) nach sich.

Als Beispiel sei gerechnet:

Zugkraft $P = 6 t^*$, Wagengewicht $G = 30 t$, also $m = 3 \frac{t \cdot sec^2}{m}$
 $\lambda = 10 cm$ $L = 10 m$,

*) Der Fall vollkommen konstanter Zugkraft ist natürlich in Wirklichkeit fast nie gegeben. Zur Klarstellung des Grundsätzlichen wird man aber zunächst einmal mit derartig vereinfachenden Annahmen rechnen. Für den praktisch besonders interessierenden Fall der Bewegungsverhältnisse am Zugende ist es obendrein zulässig, mit dem (konstanten) zeitlichen Mittelwert der Zugkraft zu rechnen.

es wird dann

$$v = \sqrt{\frac{P \cdot \lambda}{m}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 0,1}{3}} = 0,45 m/sec.$$

$$V = v \cdot \frac{L}{\lambda} = 0,45 \cdot 100 = 45 m/sec.$$

Die von jeder Zugstangenfeder aufzunehmende Energie beträgt

$$\frac{1}{2} m v^2 = \frac{P \cdot \lambda}{2} = 30 cm t.$$

Sie wäre nach Gl. 6) ebenso groß, wenn man einen Zug von gleichartigen Wagen mit größerer oder kleinerer Masse m gegeben hätte. Die Arbeitsfähigkeit einer Zugstangenfeder beträgt etwa $39 cm \cdot t$, ist also hier fast erschöpft. Würde die Feder erschöpft werden, so müßte die Elastizität der Zugstange und des Wagengestells zum Abfangen des Stoßes herangezogen werden. Die Kräfte und Beschleunigungen wachsen dann außerordentlich schnell an. Derartiges kann z. B. besonders leicht eintreten, wenn in einem Zug von lauter leichten Wagen ein schwerer Wagen dazwischen geschaltet ist. Es stellt sich dann zunächst die Geschwindigkeit v ein, die nach Gl. 5) dem kleineren Wert von m entspricht. Der schwere Wagen wird ebenfalls in diese Bewegung hineingerissen. Hat seine Masse z. B. statt des durchschnittlichen Wagengewichtes m den Betrag $2m$, so heißt das, daß statt $\frac{1}{2} m v^2$ jetzt bei dem

Mitnehmen dieses einen Wagens der doppelte Betrag $\frac{2m}{2} v^2$ von der Feder aufzunehmen ist.

Damit ist also ohne weiteres die Möglichkeit sehr großer Kräfte und entsprechend großer Beschleunigungen gegeben.

Sehr große Kräfte treten übrigens auch auf, wenn auf einen ersten Zugteil, bei dem die Kupplungen locker hängen mit $\lambda = \lambda_1$ ein zweiter Zugteil folgt, bei dem die Kupplungen weniger stark locker hängen ($\lambda = \lambda_2$).

War der erste Zugteil von einer mittleren Kraft P_1 in Bewegung gesetzt worden, so hat er entsprechend Gl. 5) eine Geschwindigkeit v_1 angenommen, die dem Werte λ_1 entspricht. Infolge seiner großen Masse zwingt er diese Geschwindigkeit auch den ersten Wagen des zweiten Zugteils auf. Gemäß dem kleineren Wert von λ_2 muß aber hierzu nach Gl. 5) auf den zweiten Zugteil eine Kraft übertragen werden von der Größe

$$7) \dots P_2 = \frac{m v_1^2}{\lambda_2} = P_1 \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2}.$$

Ist z. B. im oben durchgerechneten Beispiel

$$P_1 = 6 t, \quad \lambda_1 = 10 cm, \quad \lambda_2 = 1 cm,$$

so wird

$$P_2 = 6 \cdot \frac{10}{1} = 60 t.$$

Dabei ist zu bedenken, daß diese Überlegung nur den zeitlichen Mittelwert der Kraft P_2 liefert; sie bringt nicht die Spitzen zum Ausdruck, die jedesmal beim Mitnehmen eines neuen Wagens auftreten.

Zur Ermittlung der Beanspruchung im Zughaken ist daher der eben berechnete Wert von P_2 sogar noch mit einem „Formfaktor“ zu multiplizieren; wenn die Zugstangenfedern noch nicht erschöpft sind, dürfte dieser allerdings wenig größer als 1 sein.

Wird $\lambda_2 = 0$ so liefert die obige Überlegung den Wert $P_2 = \infty$. In Wirklichkeit treten zwar keine unendlich großen Kräfte aber immerhin ganz außerordentlich große Kräfte auf. Gemäß Gl. 2) wird für $\lambda_2 = 0$ die Ausbreitungsgeschwindigkeit $V_2 = \infty$ d. h. die Wagen der zweiten Gruppe werden praktisch alle zu gleicher Zeit in Bewegung gesetzt. Für die Berechnung der auftretenden größten Kräfte ist jetzt unbedingt

der Umstand heranzuziehen, daß es sich sowohl beim ersten wie beim zweiten Zugteil in Wirklichkeit immer um eine endliche Zahl von Wagen handelt. Man erhält dann einen Stoß zwischen den Massen der beiden Zugteile (Masse $M_1 = N_1 \cdot m$, Masse $M_2 = N_2 \cdot m$). Als Elastizität für das Auffangen des Stoßes treten bei jeder Zuggruppe die parallel geschalteten Zugstangenfedern auf. Der Stoß erfolgt nach dem Schema der Abb. 3. Die Elastizitäten C_1 und C_2 besitzen die resultierende Federkonstante (Kraft für die Wegeinheit) $N_1 \cdot c$ bzw. $N_2 \cdot c$, wenn man die Elastizität der Zugstangen selbst zunächst vernachlässigt und wenn die Federkonstante jeder einzelnen Zugstangenfeder den Wert c hat.

Die beim Stoß aufzunehmende Energie vom Betrag

$$8) \dots \frac{1}{2} \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} v^2 = \frac{1}{2} m \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2} v^2$$

wird von der Feder mit der resultierenden Konstanten

$$9) \dots C = \frac{N_1 c N_2 c}{N_1 c + N_2 c} = c \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2}$$

aufgenommen.

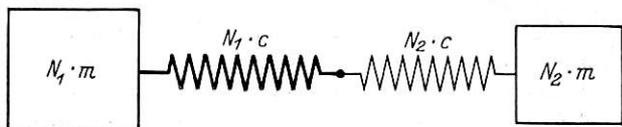


Abb. 3.

Es wird dann die Dehnung x dieser Feder (d. i. hier nichts anderes als die Änderung des Abstandes eines Wagens der ersten Gruppe von einem Wagen der zweiten Gruppe) gegeben durch

$$10) \dots \frac{1}{2} \cdot c \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2} \cdot x^2 = \frac{1}{2} m \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2} \cdot v^2$$

also
$$x = v \sqrt{\frac{m}{c}}$$

Die maximale Kraft, die am Zughaken der Übergangsstelle von der ersten zur zweiten Gruppe auftritt

$$11) \dots P_{\max} = C \cdot x = c \cdot \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2} v \sqrt{\frac{m}{c}} = \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2} v \sqrt{m \cdot c}$$

Setzen wir hier gemäß Gl. 5) $v = \sqrt{\frac{P \lambda}{m}}$, so wird

$$12) \dots P_{\max} = \frac{N_1 N_2}{N_1 + N_2} \sqrt{P \cdot \lambda \cdot c}$$

Als Beispiel sei gerechnet $P = 6 t$, $c = 2 t/cm$, $\lambda = 10 cm$, $N_1 = 40$; $N_2 = 40$.

Es wird dann

$$P_{\max} = \frac{40 \cdot 40}{80} \sqrt{6 \cdot 10 \cdot 2} \approx 220 t$$

Damit ist gezeigt, wie stark eine derartige Übergangsstelle beim Ingangsetzen eines Zuges gefährdet ist.

Auf die Zugfeder der einzelnen Wagen einer jeden Gruppe entfällt dabei nur der Anteil

$$\frac{P_{\max}}{N_1} \text{ bzw. } \frac{P_{\max}}{N_2}$$

also im vorliegenden Beispiel nur je 5,5 t.

Zum Schluß dieser Betrachtungen über den anfahrenden Zug sei noch kurz darauf hingewiesen, wie man den Fall der zeitlich veränderlichen Zugkraft in die Betrachtungen einbeziehen kann.

Es sei $Z = Z(t)$ der Betrag dieser Zugkraft, v die augenblickliche Geschwindigkeit der bereits in Bewegung befindlichen Masse $M = N m$. Nach Gl. 5) wird zur Aufrechterhaltung der Geschwindigkeit v eine Kraft $P = \frac{m v^2}{\lambda}$ benötigt. Der

Überschuß $Z(t) - \frac{m v^2}{\lambda}$ steht zur Beschleunigung der Masse M zur Verfügung, so daß man also für v die Differentialgleichung erhält

$$13) \dots M \cdot \frac{d v}{d t} = Z(t) - \frac{m v^2}{\lambda} = Z(t) - k v^2$$

Diese Differentialgleichung kann in der gleichen einfachen graphischen Weise integriert werden, wie man sonst die Differentialgleichungen für die Zugbewegung integriert. Es ist nur notwendig, wegen der Veränderlichkeit von M mit einer entsprechend veränderlichen Polweite zu arbeiten. Es macht hierbei auch keine Schwierigkeit, den Reibungseinfluß zu berücksichtigen. (Bezeichnet man mit W den Fahrwiderstand der bereits in Bewegung befindlichen Masse M , so tritt einfach auf der rechten Seite der Differentialgleichung noch das Glied $-W$ hinzu.)

In den folgenden Betrachtungen sei nun das in Abb. 1 gegebene Schema etwas abgeändert. Die einzelnen Wagen seien nämlich mit Puffern versehen.

Wird nun der erste Wagen mit der Geschwindigkeit v nach rechts geschoben, so setzt offenbar auch jetzt wieder eine solche fortschreitende Zusammenschlußbewegung ein, wie wir sie bisher betrachteten.

Wir werden wieder drei Gruppen von Wagen unterscheiden können. Die Wagen der Anfangsgruppe, die bereits die gleichmäßige Geschwindigkeit v angenommen haben, eine Übergangsgruppe, deren Wagen sich noch im Schwingen befinden und schließlich die Gruppe der noch in Ruhe befindlichen Wagen, die von der Bewegung überhaupt noch nicht erreicht sind. Man kann für die rechnerische Behandlung auf die oben bereits abgeleiteten Gleichungen zurückgreifen, wenn man λ jetzt nicht mehr als konstant ansieht, sondern setzt $\lambda = f(P)$, wo P die am Zuganfang angreifende gleichmäßige Kraft bezeichnet, die die Ursache der ganzen Bewegung ist.

Wenn sich z. B. die Puffer der einzelnen Wagen gerade berühren, kann man näherungsweise setzen

$$14) \dots \lambda = \frac{P}{c}$$

Aus Gl. 5) folgt dann sofort

$$14 a) \dots \frac{P^2}{c} = m v^2$$

oder

$$15) \dots v = \frac{P}{\sqrt{m \cdot c}}$$

und aus Gl. 2a)

$$16) \dots V = \frac{P}{\sqrt{m \cdot c}} \cdot \frac{L \cdot c}{P} = L \sqrt{\frac{c}{m}}$$

d. h. also: die materielle Geschwindigkeit v , die durch P hervorgerufen wird, ist proportional mit P und umgekehrt proportional mit $\sqrt{m \cdot c}$. Letztere Größe sei in Analogie zu einer Bezeichnungsweise in der Elektrotechnik als der „Wellenwiderstand“ des Zuges bezeichnet.

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit V der Stoßwelle ist dagegen jetzt unabhängig von der Größe der angreifenden Kraft geworden. Das ist für die theoretische Betrachtung sehr angenehm, denn man ist dadurch in der Lage, komplizierte Fälle durch Anwendung des Superpositionsprinzips auf recht einfache Weise zu klären.

Wenn z. B. beim Anfahren die Druckkraft P nach einer gewissen Zeit auf $1,5 P$ gesteigert wird, so kann man das Ergebnis sofort übersehen, indem man sagt: „Neu hinzugekommen ist die Kraft $0,5 P$ zu der bereits früher vorhandenen Kraft P . Es beginnt also jetzt eine neue Welle, deren Stärke der Kraft $0,5 P$ entspricht und die sich ebenfalls mit der Geschwindigkeit V durch den Zug fortpflanzt — ihre Wirkungen

zu der bereits vorhandenen — von P herrührenden — Welle addierend.“

Diese Fortpflanzungsgeschwindigkeit V wird z. B. für D-Züge

$$(m = \frac{45 \text{ t} \cdot \text{sec}^2}{10 \text{ m}}, c = 2 \text{ t/cm}, L = 21,7 \text{ m})$$

$$V = 21,7 \cdot \sqrt{\frac{200}{4,5}} = 145 \text{ m/sec.}$$

Bei Verwendung steiferer Puffer ($c = 3 \text{ t/cm}$) erhöht sich diese Geschwindigkeit auf $V = 177 \text{ m/sec}$.

Für Personenzüge ($m = \frac{20 \text{ t} \cdot \text{sec}^2}{10 \text{ m}}, L = 13,9 \text{ m}$ und $c = 2 \text{ t/cm}$) wird $V = 139 \text{ m/sec}$, für $c = 3 \text{ t/cm}$ $V = 170 \text{ m/sec}$; also praktisch gleich groß wie für D-Züge.

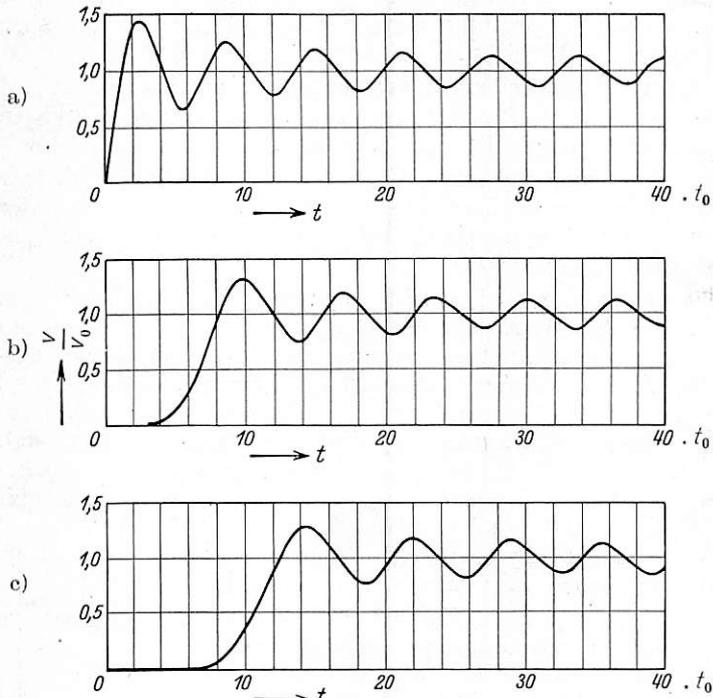


Abb. 4.

Von Interesse ist schließlich auch die zahlenmäßige Berechnung des oben eingeführten Wellenwiderstandes Z .

Für einen D-Zug wird er (für $c = 2 \text{ t/cm}$)

$$Z_D = \sqrt{4,5 \cdot 200 \frac{\text{t} \cdot \text{sec}^2}{\text{m}} \cdot \frac{\text{t}}{\text{m}}} = 30 \frac{\text{t}}{\text{m/sec}}$$

Das heißt eine Kraft von 30 t , die als Schubkraft am vorderen Zugende angreift, würde der Reihe nach den Wagen des ganzen unendlich langen Zuges eine Geschwindigkeits-erhöhung von 1 m/sec erteilen.

Für einen Personenzug wird

$$Z_P = \sqrt{2 \cdot 200} = 20 \frac{\text{t}}{\text{m/sec}}$$

Jeder einzelne von einer solchen „Welle“ erfaßte Wagen macht natürlich, bevor er sich in den neuen Bewegungszustand eingliedert, eine Reihe von Schwingungen, die schließlich abklingen. Die rechnerische Erfassung dieses Übergangsvorganges ist an sich sehr schwierig; da aber das analoge elektrische Problem bereits gelöst ist*), können wir die Ergebnisse hier übernehmen.

*) Das analoge elektrische Problem liegt vor beim plötzlichen Anlegen einer konstanten Spannung an eine sogenannte Spulen-kette (d. i. eine Leitung, die aus einer Anzahl in Reihe geschalteter Selbstinduktionen L besteht; nach jeder dieser Selbstinduktionen ist diese Leitung über eine Kapazität C geerdet).

Dieser Einschaltvorgang ist erstmalig untersucht von Carson. Vergl. J. R. Carson, Elektr. Einschaltvorgänge und Operatoren-Rechnung. Berlin: Julius Springer, 1929.

Der Einschwingvorgang, der formelmäßig etwas umständlich wiederzugeben ist, ist in Abb. 4 a bis c für den ersten, dritten und fünften Wagen näher dargestellt. Es ist auf der horizontalen Achse abgetragen die Zeit in Vielfachen

$$\text{einer charakteristischen Zeit } t_0 = \frac{L}{2} \cdot \frac{1}{V} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{m}{c}}. \quad (\text{Es}$$

ist dies die Zeit, die die Welle braucht, um $\frac{1}{2}$ Wagenlänge

fortzuschreiten.) Auf der vertikalen Achse ist abgetragen der

$$\text{Wert } \frac{v}{v_0}, \text{ wo } v_0 = \frac{P}{Z}.$$

Die Schwingungen, die die Geschwindigkeitswerte der einzelnen Wagen nach dieser Theorie ausführen, nehmen an Amplitude dauernd ab, ihre Frequenz dauernd zu gegen den

Grenzwert $\frac{1}{t_0}$. Dieses Ergebnis der Theorie ist allerdings für

die Anwendung weniger brauchbar, da zu erwarten ist, daß die bei der Rechnung vernachlässigte Dämpfung hier schon nach wenigen Schwingungen einen gleichförmigen Zustand herbeiführt. Von praktischem Interesse bleibt dagegen die Tatsache, daß die Beschleunigungen, die die Wagen erfahren, wenn sie das erstmal an der Bewegung teilnehmen, für die später ergriffenen Wagen immer kleiner werden. (Die Wellenstirn flacht sich gewissermaßen ab.)

Die einzelnen Werte b_{\max} der größten Beschleunigung sind etwa

$$\text{für den 1. Wagen} \quad b_{\max} = \frac{P}{m} \text{ (muß ja so sein!)}$$

$$\text{für den 3. Wagen} \quad b_{\max} = \frac{3}{4} \frac{P}{m}$$

$$\text{für den 5. Wagen} \quad b_{\max} = \frac{1}{2} \frac{P}{m}$$

$$\text{für den 100. Wagen wäre } b_{\max} = \frac{1}{5} \frac{P}{m}.$$

Diese Abflachung ist natürlich durchaus erwünscht, besonders deshalb weil in der Praxis die endliche Durchschlags-geschwindigkeit der Bremse in ganz unerwünschter Weise zu einer Verschärfung der Wellenfront führt.

Die Durchschlagsgeschwindigkeit der jetzt gebräuchlichen Luftdruckbremsen liegt bei etwa 150 m/sec ; sie ist also etwa gerade so groß, wie die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Druckwelle im Zug.

Wir wollen für das Folgende einmal annehmen, daß beide Geschwindigkeiten genau gleich groß sind und unter dieser Annahme einmal den Verlauf einer Schnellbremsung verfolgen. Zuerst bremst die Lokomotive, d. h.: von der Zugspitze aus läuft mit der Geschwindigkeit V eine Druckwelle zum Zugende, deren „Höhe“ der Bremskraft P_{Lok} der Lokomotive entspricht. Wenn diese Wellenfront bis zum ersten Wagen des Zuges gelangt ist, beginnt auch dieser Wagen zu bremsen. Ist P die Bremskraft dieses Wagens, so beginnt auch von diesem Wagen aus eine Bremswelle ihren Lauf und zwar läuft eine Druckwelle entsprechend der Kraft $\frac{P}{2}$ nach dem Zugende, eine Zugwelle entsprechend

$$\frac{P}{2} \text{ nach der Lokomotive.}$$

Um diese Zugwelle, die in Richtung nach der Lokomotive läuft, wollen wir uns hier nicht weiter kümmern. Dagegen ist für uns wichtig, die Druckwelle, die nach dem Zugende hin läuft. Sie addiert sich nämlich zu der Welle P_{Lok} , so daß jetzt beim zweiten Wagen eine Welle ankommt, deren Betrag

$P_{Lok} + \frac{P}{2}$ ist, und deren Stirn also entsprechend steil ist.

Am zweiten Wagen wiederholt sich nun dieser Vorgang. In dem Augenblick, in dem die steiler gewordene Welle den dritten Wagen erreicht, beginnt auch dieser zu bremsen, so daß am vierten Wagen eine abermals um $\frac{P}{2}$ steiler gewordene Front eintrifft. So geht dies Spiel durch den ganzen Zug weiter, bis die Wellenfront so steil geworden ist, daß die Endkraft der Puffer erreicht wird. Dann wird von selbst die Fortpflanzungsgeschwindigkeit V größer [da Gl. 14) nicht mehr erfüllt ist] und der ganze Vorgang verläuft jetzt anders — auf jeden Fall aber so, daß zunächst im letzten Zugteil alle Puffer bis zur Erschöpfung beansprucht werden.

Die Folgen eines derartigen Ablaufs der Bremsung sind sehr unangenehm. Ein Wagen, der von einer derart steilen Bremswelle getroffen wird, daß die Puffer zur Erschöpfung kommen, wird eine plötzliche Beschleunigung erfahren vom Betrag $b = \frac{\text{max. Pufferkraft}}{\text{Wagenmasse}}$, d. h. also je nach Pufferkon-

struktion eine Beschleunigung, die ungefähr 0,7 bis 1,5g beträgt.

Man erkennt, daß dies zu ganz unzutraglichen Rucken führt und sieht weiter, daß auch dann, wenn der Vorgang nicht so kraß verläuft, wie er hier im Idealfall dargestellt ist, doch sehr leicht die Möglichkeit gegeben ist, daß der auftretende Ruck die Grenze des Angenehmen überschreitet.

Eine weitere unangenehme Folge hat die vollkommene Stauchung des letzten Zugteils auch insofern, als die in den Pufferfedern gespeicherte Energie im weiteren Verlauf der Bremsung wieder zur Entladung kommt. Diese Entladung setzt ein, sobald die beschriebene steile Druckwelle das Ende des Zuges erreicht hat.

Sie führt zu einer starken Streckung des Zuges, die vom Zugende nach der Spitze hin fortschreitet. Das Gesetz für diesen Streckungsvorgang läßt sich nicht in einfacher Weise angeben, da die Zugstange praktisch undeformbar ist. Eben aus dieser Eigenschaft der Zugstange folgt aber, daß ganz außerordentliche Zugspannungen auftreten müssen, wenn auch nur ein kleiner Teil der vorher gespeicherten Energie nun auf das Zugorgan übertragen wird.

Ein zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung der Zug- und Druckkräfte in einem gebremsten Eisenbahnzug.

Von Ing. L. Terdina, Wien.

(Hierzu Tafel 24.)

Die im rollenden Eisenbahnzug manchmal beim Bremsen unvermittelt auftretenden jähen Geschwindigkeitsänderungen lassen auf verhältnismäßig bedeutende Kräfte schließen, die dabei am Werk gewesen sein mußten. Die geschilderten Erscheinungen treten meist nur bei einigen Fahrzeugen und auch da nicht überall in gleicher Stärke auf, was wieder auf ein örtlich verschiedenes Ausmaß der Kräfte hindeutet. Um einen Einblick in diesen Gegenstand zu gewinnen, erscheint es zweckmäßig, zuerst die Entstehung der Kräfte und dann ihre Verteilung im Zug zu verfolgen.

Könnten in einem nur z. T. gebremsten Zug, der ein Gefälle von i v. T. hinabfährt, im gleichen Augenblick alle Kuppeln gelöst werden und könnte hierauf jedes Fahrzeug sich unbehindert auf derselben Bahn fortbewegen, so wäre hierfür die

$$\text{Gl. 1) } \dots \dots \dots B - i \cdot Q = p' \cdot M^*)$$

maßgebend; in dieser bedeutet B die unverändert am Fahrzeug wirkende Bremskraft, Q sein Gewicht, M seine Masse und p' die Verzögerung; $i \cdot Q$ ist demnach die in die Bewegungsrichtung fallende Seitenkraft der Schwere. Vom Eigenwiderstand des Fahrzeuges soll abgesehen werden, desgleichen auch vom Zuschlag zur Masse, der die umlaufende Bewegung einzelner Teile berücksichtigt.

Meist sind die Werte von B , Q und M nicht bei allen Fahrzeugen gleich; bei allen ungebremsten ist $B = 0$, p' wird < 0 , d. h. sie würden beschleunigt werden. Dagegen ist zwar bei den gebremsten Fahrzeugen in der Regel $B > i \cdot Q$, folglich auch $p' > 0$, die Verzögerungen würden jedoch je nach dem Werte des Ausdruckes $(B - i \cdot Q)$ verschieden sein.

Die Fahrzeuge sind demnach bestrebt, nicht übereinstimmende Bewegungen auszuführen; soll also der Zusammenhang des Zuges gewahrt bleiben, so muß jedes Fahrzeug zu der gemeinsamen Bewegung gezwungen werden, die ihm von der

$$\text{Gl. 2) } \dots \dots \dots \Sigma B - (i \Sigma Q) = p \Sigma M$$

vorgeschrieben wird, sobald es sich im vereinigten Zug befindet. Das Glied ΣB umfaßt alle im Zug geweckten Bremskräfte, ΣQ ist sein Gesamtgewicht, ΣM seine gesamte Masse und p die Verzögerung.

*) Entgegen dem Brauch wird in vorliegender Abhandlung die Bremskraft und die Verzögerung mit + Vorzeichen in die Rechnung eingeführt.

Es muß $p' = p$ werden; um dieser Bedingung zu entsprechen, ist ausnahmslos an jedem Fahrzeug die Mittelkraft aus allen Seitenkräften auf den Betrag $p \cdot M$ zu bringen, was bei ungebremsten Fahrzeugen stets durch Zufuhr einer der Bewegung entgegengesetzt gerichteten Kraft R erfolgt, deren Ausmaß aus der

$$\text{Gl. 3) } \dots \dots \dots p \cdot M = R - i \cdot Q$$

zu berechnen ist. Dieser Gleichung unterstehen aber auch die gebremsten Fahrzeuge, von denen jedes den Betrag R von seiner Bremskraft für sich beansprucht.

Der Kraftbedarf eines jeden Fahrzeuges ist aus der Verbindung der Gl. 2) und 3) mit

$$\text{Gl. 4) } \dots \dots \dots R = \frac{\Sigma B}{\Sigma Q} Q$$

eindeutig bestimmt; er stellt den seinem Gewicht entsprechenden Anteil an der gesamten willkürlich erregten Bremskraft dar. Seine Verwendung ist aus der umgeformten Gl. 3) $R = p \cdot M + i \cdot Q$ zu entnehmen; der eine Teilbetrag $i \cdot Q$ hat der Seitenkraft der Schwere das Gleichgewicht zu halten, während der andere $p \cdot M$ zur Verzögerung dient. Weil die Kräfte R ein Vorschellen der ungebremsten Fahrzeuge verhüten, sollen sie auch allgemein als „rückhaltende Kräfte“ bezeichnet werden.

Die ganze im Zug geweckte Bremskraft ist also restlos auf die einzelnen Fahrzeuge verhältnismäßig aufzuteilen, welche Aufgabe den Zug- und Stoßvorrichtungen zukommt; an einzelnen Stellen vorhandene Überschüsse an Bremskraft sind von dort abzuleiten und den Bedarfstellen zuzuführen.

Die an einem Fahrzeug hervorgebrachte Bremskraft kann größer, gleich oder kleiner als sein Bedarf an rückhaltender Kraft sein; meist ist $B > R$, immerhin kann auch $B < R$ sein, in welchem Fall es unzureichend gebremst ist und noch einen Zuschuß erfordert. Der ideale Fall tritt bei $B = R$ ein, wenn am Fahrzeug gerade soviel Bremskraft erzeugt wird, als es an rückhaltender Kraft bedarf; in einem Zug, der aus lauter derart abgebremsten Fahrzeugen besteht, entfällt jede Kraftübertragung.

Bereits im Jahr 1916 hat im Heft 49 der Z. d. öst. Ing.- u. Arch.-Ver. Min.-Rat Ing. J. Rihosek ein rechnerisches Verfahren veröffentlicht, das im Zusammenhang mit der Kraftverteilung die Beanspruchungen der Zug- und Stoßvorrich-

tungen ermittelt. Im folgenden soll eine rascher zum Ziel führende zeichnerische Lösung entwickelt werden, die von der Betrachtung des vorerwähnten, ideal gebremsten Zuges ausgeht.

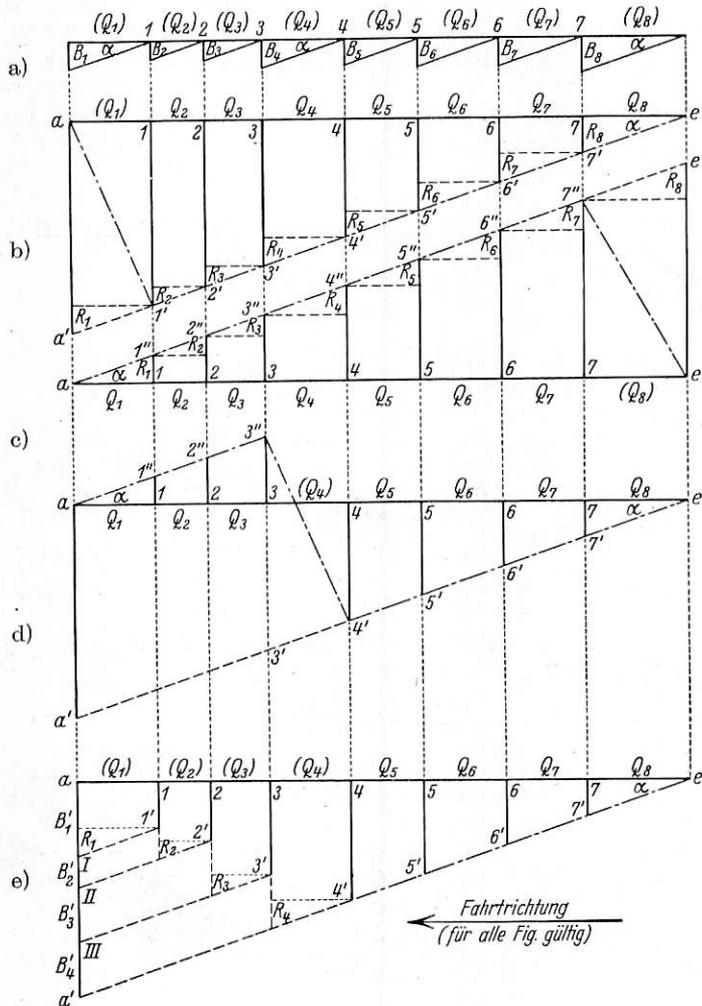
Bei einer gleichbleibenden Summe aller Bremskräfte stehen nach Gl. 4) die Kräfte R und Q in einem bestimmten Verhältnis, das als Tangente eines Winkels aufgefaßt werden kann

Gl. 5) $R : Q = \text{tg } \alpha$

und auch dann zutrifft, wenn an jedem der Fahrzeuge vom Gewicht Q_1, Q_2, \dots, Q_n eine Bremskraft $B_1 = R_1, B_2 = R_2, \dots, B_n = R_n$ erregt wird; es ist

Gl. 6) . . $B_1 : Q_1 = B_2 : Q_2 = \dots = B_n : Q_n = \text{tg } \alpha$.

Werden auf einer Geraden (Grundlinie) in der gleichen Reihenfolge und aneinander anschließend in einem beliebigen Maßstab



die Fahrzeuggewichte (Eigengewicht + Gewicht der Ladung), dann senkrecht hierzu in den einzelnen Grenzpunkten 1, 2, 3, die zugehörigen Bremskräfte — ebenfalls in einem beliebigen Maßstab — nach unten aufgetragen und schließlich die noch fehlenden Gegenseiten der Dreiecke gezogen, wie dies Fig. a) der Textabbildung beispielsweise für einen aus acht Fahrzeugen bestehenden Zug zeigt, so ist damit eine einfache bildliche Darstellung der Gl. 6) gefunden.

Im Ablauf der Bewegung wird nichts geändert, wenn nur an einem der Fahrzeuge die Bremskraft im Betrage von $B_1 + \dots + B_8$ hervorgerufen wird, während alle übrigen ungebremst bleiben. Die nunmehr einsetzende Kraftübertragung wird jedoch davon abhängen, welches der Fahrzeuge gebremst wurde. Ist es das vorderste, so ist leicht einzusehen, daß sein Bremskraftüberschuß nur im Weg seiner hinteren

und aller folgenden Stoßvorrichtungen abgeleitet werden kann um den ungebremsten Fahrzeugen als rückhaltende Kraft zugeführt zu werden.

In der Fig. b) sind wieder in der bekannten Reihenfolge die Gewichte — die sinnbildlich auch die Fahrzeuge selbst darstellen sollen — vom Punkt a nach rechts und senkrecht darauf die Bremskraft aa' nach unten aufgetragen. In allen Abbildungen sind die gewählten Merkmale der gebremsten Fahrzeuge zur leichteren Unterscheidung von den ungebremsten eingeklammert (). Die gleichlaufend zu aa' in den Grenzpunkten errichteten Geraden bedeuten gleichzeitig die hintere Seite des voranbefindlichen und die Vorderseite des nachfolgenden Fahrzeuges. Die Verbindungsgerade $a'e$ schließt mit der Grundlinie $a'e$ den gesuchten Winkel α ein, mit dessen Hilfe die zweite Anseite R_1, R_2, R_3, \dots jedes rechtwinkligen Dreiecks schnell bestimmt ist. Aus der Figur ist schon zu entnehmen, daß die Abstände der Punkte $1', 2', 3' \dots$ von der Grundlinie den Bedarf aller nachfolgenden Fahrzeuge an rückhaltender Kraft angeben, der ihnen auch im gleichen Ausmaß durch die Stoßvorrichtungen zukommt. Jedes ungebremste Fahrzeug entnimmt aus der von vorne kommenden Summe an rückhaltender Kraft seinen Bedarf und leitet den verbleibenden Rest nach hinten weiter. Die Stoßvorrichtungen vorne am ersten und hinten am letzten Fahrzeug bleiben spannungslos, die Einhüllende der übertragenen Kräfte folgt deshalb dem Linienzug $a'1'e$.

Die Kraftverteilung obliegt lediglich den Zugvorrichtungen, wenn nur das letzte Fahrzeug gebremst wird. Um diese Abweichung hervorzuheben ist in Fig. c) die Bremskraft vom Punkt e nach oben abgestochen, im übrigen wird wie in Fig. b) verfahren. Die Beanspruchungen $1'1'', 2'2'', \dots$ nehmen gegen die Zugspitze ab, ihre Einhüllende deckt sich mit dem Linienzug $a'7''e$.

Weiter ist in Fig. d) angenommen, daß nur das vierte Fahrzeug gebremst ist; das Ausmaß der Bremskraft ist zwar bekannt, dagegen ist ihre Aufteilung auf die voranrollenden und auf die nachfolgenden Fahrzeuge noch fraglich. Zu deren Ermittlung ist vorerst nach Fig. b) der Winkel α zu bestimmen und hierauf gleichlaufend zu $a'e$ durch a eine Gerade bis zum Schnitt mit der in 3 errichteten Grenzlinie zu ziehen. Die obere Teilstrecke $3'3''$ gibt den Bedarf an rückhaltender Kraft der vorderen drei Fahrzeuge, die untere $3'3'$ den aller übrigen an. Die Beanspruchung der vorderen Zugvorrichtung des gebremsten Fahrzeuges ist damit schon bekannt, die seiner hinteren Stoßvorrichtung wird nach Abzug des Eigenbedarfes als Abstand des Punktes $4'$ von der Grundlinie erhalten. Die Fig. d) stellt im Grund genommen nur eine Verwertung der Fig. b) und c) vor. Der Wechsel in den Beanspruchungen hat zur Folge, daß die Einhüllende $a'3'4'e$ durch die Grundlinie hindurchgeht.

Schließlich sind in der Fig. e) je eine gebremste und ungebremste Fahrzeuggruppe vereinigt, in denen die Kraftübertragung sich nun folgendermaßen gestaltet: Der im ersten Fahrzeug entwickelte Bremskraftüberschuß $B_1' - R_1$ gelangt durch die Stoßvorrichtungen an die Vorderseite des zweiten Fahrzeuges, das ihn nach Hinzufügen des eigenen Überschusses $B_2' - R_2$ an das folgende weitergibt. Dieser sich wiederholende Vorgang schafft den Vorrat an rückhaltender Kraft für die nachfolgenden ungebremsten Fahrzeuge und kann in die Form der

Gl. 7) $\dot{U}_V + B - R = \dot{U}_H$

gekleidet werden, in der unter \dot{U}_V bei jedem Fahrzeug die von vorn kommende und unter \dot{U}_H die nach hinten übertragene Kraft verstanden ist; am ersten Fahrzeug ist natürlich $\dot{U}_V = 0$. Der Verbrauch des erwähnten Kraftvorrates folgt nun ebenfalls der Gl. 7), in der jetzt $B = 0$ zu setzen ist; am Zugschluß muß selbstredend $\dot{U}_H = 0$ werden.

In der Zeichnung läßt sich die Kraftaufspeicherung leicht verfolgen, da sie nur in einer sinngemäßen Wiederholung der Fig. b) zum Ausdruck kommt. Zur Bestimmung des Winkels α sind die Bremskräfte in der gleichen Reihenfolge wie die Fahrzeuggewichte von a aus nach unten aufzutragen und a'e zu ziehen. Der Bremskraftüberschuß 1 1' vom ersten Fahrzeug entspricht dem Wert \dot{U}_{2v} des zweiten; eine Gleichlaufende durch den Punkt II zu a'e schneidet auf der ersten Grenzlinie B₂' ab, ihre Fortsetzung trifft die zweite im Punkt 2', dessen Abstand von der Grundlinie = $\dot{U}_{2v} + B_2' - R_2 = \dot{U}_{2H} = \dot{U}_{3v}$ ist. Jede der folgenden Gleichlaufenden zu a'e schneidet auf der übereinstimmenden Grenzlinie bereits die übertragene Kraft ab, die ihren Höchstwert 4 4' zwischen dem vierten und fünften Fahrzeug erreicht, worauf sie nach der Geraden 4'e abnimmt. Die Einhüllende der Beanspruchungen wird durch geradlinige Verbindung der Punkte a 1' 2' 3' 4'e erhalten; sie ist jedoch bis zum Punkt 4' nicht gezeichnet um den Aufbau des Verfahrens klar hervortreten zu lassen.

In einem Zug beliebiger Zusammensetzung liegen verwickeltere Verhältnisse vor als bisher angenommen wurden; die Grundlage einer der Fig. b bis e) ist aber ohne weiteres immer auf das erste oder letzte Fahrzeug anwendbar, weil hier die Kraftübertragung abschließt. Aus dieser Erkenntnis hat auch stets von einem derselben die Ermittlung der Kraftübertragung auszugehen, wie dies beispielsweise an dem zur Erprobung der Drolshammerbremse am 17. September 1927 von Corbeil nach Melun in Verkehr gesetzten Zug D3 E8 gezeigt werden soll. Alle notwendigen Angaben sind dem vom V. Ausschuß des Internationalen Eisenbahnverbandes herausgegebenem Bericht des Unterausschusses für die durchgehende Güterzugbremse entnommen. Die Zusammensetzung des Zuges, die Verteilung der Bremswagen sowie die theoretischen Klotzdrücke beim Vollbremsen sind in der Übersicht in Taf. 24 wiedergegeben, die noch durch die Angabe über die berechneten Bremskräfte ergänzt wurde.

In der Spalte 2 bedeutet:

- K einen zweiachsigen Kohlenwagen,
- G einen zweiachsigen gedeckten Güterwagen,
- J einen vierachsigen offenen Güterwagen,
- B einen zweiachsigen Beobachtungswagen und
- M einen vierachsigen Meßwagen.

Die neben dem Kennbuchstaben der ersten drei Wagen-gattungen angeführten Zahlen geben das Gewicht der Ladung in Tonnen an.

Bei vorangegangenen Versuchen ist der Wirkungsgrad des Bremsgestänges im Mittel zu 0,75 bestimmt worden; der mittlere Reibungswert zwischen Bremsklotz und Rad wurde zu 0,2 angenommen, weshalb die Bremskraft (Spalte 5) = (Spalte 4) · 0,75 · 0,2 ist.

In Abb. 2, Taf. 24 sind wie früher von a in der einen Richtung die Gewichte der Reihe nach aus Spalte 3 im Maßstab 1 t = 0,25 mm und senkrecht hierzu nach unten in gleicher Folge die Bremskräfte aus Spalte 5 im Maßstab 1 t = 2 mm aufgetragen; der Winkel α ist damit bestimmt.

Es empfiehlt sich, vorerst nur die Grenzlinien an den Vorderseiten der gebremsten Fahrzeuge zu zeichnen; wie schon aus den Fig. b bis e) und der Gl. 7) hervorgeht, tritt weder in der Rechnung noch im Bild eine Änderung ein, wenn zu dem Gewicht eines gebremsten Fahrzeuges noch das gesamte Gewicht einer etwa unmittelbar darauffolgenden ungebremsten Gruppe dazugezählt und in Einem der Bedarf an rückhaltender Kraft bestimmt wird. Nach dieser Annahme besteht der Zug scheinbar nur aus gebremsten Fahrzeugen, was den Vorteil hat, daß zunächst die Anzahl der sichtbaren Grenzlinien und

der Gleichlaufenden zu a'e übereinstimmt; das Auffinden der richtigen Schnittpunkte wird damit erleichtert.

Die zeichnerische Entwicklung der Kraftübertragung folgt dem Aufbau der Gl. 7), in der die Kraft + B von oben nach unten, und die Kraft - R entgegengesetzt gerichtet anzusehen ist; die positiven Werte von \dot{U}_V und \dot{U}_H erscheinen als Druckkräfte unter der Grundlinie, die negativen als Zugkräfte über derselben. Bei der Lokomotive ist $\dot{U}_V = 0$; der Beginn der nach unten gerichteten Strecke B_L muß deshalb in die Grundlinie gelegt werden, die in der Pfeilrichtung durch ihren Endpunkt unter dem Winkel α aufwärts gezogene Gerade berücksichtigt das Glied -R_L. Im Punkt L' beginnt eine neue Zacke: B_T auf der Grenzlinie nach unten, anschließend -R_T schräg nach oben bis zum Punkt T'; hierauf folgt B₁ hinab und -R₁ schräg hinauf zum Punkt 1' usw. bis zum Schluß des Zuges. Eine Zacke reiht sich somit unmittelbar an die andere, im entstandenen Linienzug sind für die Beurteilung der Größe der übertragenen Kräfte jene Punkte maßgebend, in denen die Aufwärtsbewegung in die Abwärtsbewegung übergeht. Die Übertragung einer Bremskraft aus der Linie a a' in ihre richtige Höhenlage auf der zugehörigen Grenzlinie und ihre darauffolgende Verminderung um die rückhaltende Kraft erfolgt mit einem einzigen schrägen Strich, der nur zwischen zwei Grenzlinien gezogen zu werden braucht. Zum Schluß ist die Zeichnung noch durch die Grenzlinien der ungebremsten Fahrzeuge zu vervollständigen. Die gesuchten übertragenen Kräfte sind durch größere Strichstärke hervorgehoben, ihre Einhüllende - soweit sie sich nicht mit den Gleichlaufenden zu a'e deckt - wurde nicht gezeichnet. Die größte Beanspruchung der Stoßvorrichtungen mit 7 t tritt zwischen dem dritten und vierten Wagen, die der Zugvorrichtungen im ungefähr gleichen Ausmaß zwischen dem 45. und 46. Wagen auf; beim 16., 17. und 18. Wagen wechselt die Beanspruchung ihr Vorzeichen, zwischen dem 20. und 21. findet keine Kraftübertragung statt.

Mit der Feststellung der übertragenen Kräfte hätte ebensogut auch beim letzten Wagen begonnen werden können, an dessen Rückseite die Bremskräfte in umgekehrter Reihenfolge nach oben aufzutragen gewesen wären. Eine grundsätzliche Änderung im Verfahren ist damit nicht verbunden, die in Abb. 2, Taf. 24 gewählte Ausführungsform ist jedoch übersichtlicher, weil das Gerippe der Zeichnung immer offen vor dem Beschauer zu liegen kommt.

Das Verfahren gestattet auch bei durchgehend gebremsten Zügen das Kräftespiel in den Zug- und Stoßvorrichtungen bei Beginn einer Bremsung kennenzulernen, wenn der zeitliche Verlauf des Druckanstiegs in den Bremszylindern bekannt ist. Nach den veröffentlichten Schaubildern folgt er bei Schnellbremsungen der Drolshammer-Güterzugbremse mit großer Annäherung dem in Abb. 3, Taf. 24 voll gezeichneten gebrochenen Linienzug, in welchem die Dauer des Einschusses vernachlässigt werden konnte. Der Enddruck von 3,6 atü entspricht einer Vollbremsung, für die in Spalte 5 der Übersicht die Bremskräfte ausgewiesen wurden.

Beim Bremsprobezug D3 E8 ist bei einer Länge der Hauptleitung von 762 m eine Durchschlagszeit von rund 5 Sek. gemessen worden. Bis zur Vollbremsung aller Fahrzeuge werden daher zwischen den Drücken in den einzelnen Bremszylindern Unterschiede bestehen, es soll jedoch der Einfachheit wegen in jedem Fünftel des Zuges gleichzeitig gleicher Bremszylinderdruck angenommen werden. Die Achsenzahl des Wagenzuges einschließlich des dreiachsigen Tenders betrug 151, auf jedes Fünftel entfallen sonach rund 30 Achsen. Eine auf der Lokomotive eingeleitete Schnellbremsung rückt in jeder Sekunde um 30 Achsen gegen den Zugschluß vor, am Ende der ersten Sekunde hat sie bis zum 14. Wagen durch-

geschlagen, nach Ablauf je einer weiteren Sekunde hat sie den 29., 43., 57. und letzten Wagen erreicht.

Für die weiteren Betrachtungen soll vorerst die Bremswirkung am Ende der 10. Sek. ermittelt werden.

Die Bremskraft B ist dem Druck p im Bremszylinder verhältnisgleich und sind beide Größen bei einer Vollbremsung bekannt, während sie in einem vorgelegenen Zeitpunkt t die Werte B_t und p_t hatten, von denen letzterer aus Abb. 3, Taf. 24 abgelesen werden kann. Aus dem Verhältnis $B_V:3,6 = B_t:p_t$ können alle Werte von B_t im Schaubild des Bremszylinderdruckes unter Zuhilfenahme zweier Strahlenbüschel ermittelt werden, deren Scheitel 0_1 und 0_2 als Schnitt der geraden Druckanstiegslinien mit der t -Achse festliegen. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, daß dieses Schaubild in den Maßstäben $p = 1 \text{ atü} = 7,5 \text{ mm}$ und $t = 1 \text{ Sek.} = 1 \text{ mm}$ gezeichnet wurde. Die Bremsvorrichtungen der Lokomotive und im ersten Fünftel des Zuges sprechen nach der vereinfachenden Annahme gleichzeitig an, sie liefern 56 Sek. später die bereits in Abb. 2, Taf. 24 verzeichneten größten Bremskräfte, die unverändert an die passende Stelle der Abb. 3, Taf. 24 zu übertragen sind. Die Verbindung der Teilpunkte mit 0_1 gibt das eine Strahlenbüschel, aus dem rückschreitend unter Verwendung von 0_2 das zweite entwickelt wird. Die zu einem gewählten Zeitpunkt winkelrecht zur t -Achse gemessenen Abstände zwischen den — — — — gezeichneten Strahlen sind maßstabrichtig die zugehörigen Bremskräfte. Für jede der folgenden Wagengruppen läßt sich die Abhängigkeit der Bremskräfte von der Zeit auf gleiche Art darstellen.

Der Druck in den Bremszylindern der aufeinanderfolgenden Gruppen eilt nach früherem um je 1 Sek. nach, tatsächlich besteht aber auch innerhalb jeder Gruppe ein Druckunterschied entsprechend einem Zeitunterschied von 1 Sek. dem ohne Mehrarbeit durch Einführen von Mittelwerten Rechnung getragen werden kann.

Die Kenntnis der gleichzeitig im Zug wirksamen Bremskräfte ist eine Vorbedingung zur Erreichung des vorerwähnten Zieles. Beispielsweise haben sie nach dem Gesagten am Ende der 10. Sek. nach erfolgtem Drehen des Führerbremshandgriffes in die Schnellbremsstellung im 1. bzw. 2., 3., 4. und 5. Fünftel des Zuges im Mittel die Werte entsprechend der Zeit $t = 9,5$ bzw. $8,5$, $7,5$, $6,5$ und $5,5$ Sek. erreicht, die sich ohne weiteres aus den weiteren — hier nicht veröffentlichten —

Bildern entnehmen und in einen Betrag ΣB_{10} vereinigen lassen, aus dem der Winkel α_{10} in der Abb. 1, Taf. 24 erhalten wird. Die übertragenen Kräfte werden wie in Abb. 2, Taf. 24 ermittelt, die Zeichnung enthält zur Förderung der Übersichtlichkeit nur ihre Einhüllende; in gleicher Weise wurde für die 20., 30., 40. und 50. Sek. vorgegangen. Das Kräftespiel in den Zug- und Stoßvorrichtungen der Fahrzeuge vor Eintritt der Vollbremsung liegt nun vor, es könnte um so genauer verfolgt werden, je kleiner die gewählten Zeitabstände sind. Das bekannte die Stoßvorrichtungen beanspruchende Auflaufen zu Beginn des Bremsens würde dann klar zutage treten, während die darauffolgende rascher zunehmende Beanspruchung der Zugvorrichtungen im hinteren Zugteil deutlich erkennbar ist.

Nach Beginn der Bremsung treten im Zug Erscheinungen auf, die bisher unberücksichtigt blieben, nicht weil sie die Kraftverteilung nur vorübergehend beeinflussen, sondern weil es bisher nicht gelungen ist ihren wirklichen Verlauf mit Sicherheit verfolgen zu können. Es sind dies Stöße und Zerrungen mit nachfolgenden Schwingungen oder letztere allein.

Gleichzeitig mit der Entstehung der Bremskräfte sollten auch ihre Überschüsse abgeleitet und verteilt werden; die Erfüllung dieser Forderung bedingt ein lückenloses Mittel zur Kraftübertragung, das die gebräuchlichen getrennten Zug- und Stoßvorrichtungen nicht immer bieten. Durchhängende Kuppeln kommen erst nach ihrem Strecken zur Geltung, sie sind die Ursache, daß die Pufferteller sich nicht ununterbrochen berühren, kurz, sie geben zur Bildung von Lücken Anlaß, die erst beseitigt werden müssen. Bis dahin herrscht mehr oder weniger der eingangs beschriebene Zustand des unabhängigen Bewegens der Fahrzeuge, der zwar unter Stößen und Zerrungen sein Ende findet, jedoch unter Schwingungen noch nachwirkt. Erst nach dem Abklingen letzterer stellt sich der Dauerzustand nach Abb. 2, Taf. 24 ein.

Trotz lückenloser Mittel zur Kraftübertragung machen sich auch mit jeder Änderung des Bremszustandes Schwingungen bemerkbar, die mit den elastischen Eigenschaften der Zug- besonders aber der Stoßvorrichtungen innig verbunden sind und um so fühlbarer werden, je stärkere Abweichungen des Druckanstiegs in den einzelnen Bremszylindern anzutreffen sind. Es ist leicht einzusehen, daß die Entwicklung der übertragenen Kräfte in Abb. 1, Taf. 24 viel unregelmäßiger vor sich gehen wird, wenn im Zug einige schnellwirkende Bremsen eingereicht worden wären.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Betriebserfahrungen mit einer Kolbenlokomotive mit Kondensationstender.

Die von der Firma Henschel & Sohn AG., Kassel, für die Argentinische Staatsbahn gelieferte Kondensationslokomotive*) hat Ende vorigen Jahres die vorgeschriebene neunmonatige Probezeit nach Zurücklegung von rund 30000 km beendet.

Die Lokomotive beförderte Güterzüge, deren Gewicht bis zu 1600 t betrug. Das mittlere Zuggewicht während obiger Laufzeit war 950 t. Bei allen Fahrten wurde die Garantie, daß die Maschine 600 km ohne Wassernahmen fahren könne, eingehalten und mehrfach sogar wesentlich überschritten. So konnten mit Zügen von über 1100 t Gewicht bis 900 km durchfahren werden, ohne daß der Wasservorrat ergänzt zu werden brauchte.

Im Mittel ergab sich ein Wasserverbrauch von etwa 8 l/km, einige Fahrten über 700 km Länge wiesen sogar nur einen Wasserverbrauch von 5 l/km auf. Dieser Wasserverbrauch schließt alle Undichtigkeitsverluste, z. B. den Wasserverlust durch Öffnen der Zylinderhähne und des Sicherheitsventils ein. Der Verbrauch von 8 l stellt gegenüber den im gleichen Dienst laufenden Schwesterlokomotiven gleicher Bauart, aber ohne Kondensation, eine

Wassersparnis von 95,4% dar. Der Brennstoffverbrauch war trotz der verschiedenen mit Frischdampf betriebenen Hilfsapparate, wie Verdampfer, Saugzugturbine, Brennstoffpumpe, nicht höher als früher, im allgemeinen sogar niedriger, dank der reinen Kesselheizflächen und der hohen Temperatur des zur Speisung verwendeten Kondensats.

Der Verdampfer, der die geringen Wasserverluste durch Eindampfen des Reserverohwassers ersetzt, brauchte im allgemeinen erst nach etwa 3000 km Laufzeit von Rückständen gereinigt zu werden. Diese Reinigung geschah in einfacher Weise dadurch, daß bei entleertem Verdampfer Frischdampf durch die Heizschlangen geschickt wurde, wodurch die Rückstände abplatteten.

Der Kondensator hat sich gut bewährt, sowohl im Dichthalten als in der Kühlleistung, die bis zu Außenlufttemperaturen von etwa 55°C ausreichte. Äußerlich und innerlich ergaben sich keine die Wirkung beeinträchtigenden Ablagerungen von Staub und Öl. Auch das Saugzuggebläse hat sich gut bewährt und zeigte keine merkbare Abnutzung.

Die Untersuchung des Kessels nach der Laufzeit von 30000 km ergab völlig saubere Oberflächen. Demgegenüber zeigen die

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 351.

Schwesterlokomotiven nach der gleichen Laufzeit etwa 4 mm starke Verkrustungen, die nur durch tagelanges Trommeln entfernt werden können, und dann tiefe, narbige Einfressungen an den wasserberührten Heizflächen und am Kesselmantel zurücklassen.

Der allgemeine Zustand der Lokomotive bei Beendigung der Probezeit ermöglichte es, sie wieder in Betrieb zu nehmen, ohne daß Reparaturen erforderlich waren.

Eine weitere derartige Kondensationslokomotive, die im Sommer dieses Jahres zur Ablieferung gelangt, wurde der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn für Rußland in Auftrag gegeben.

1 E-4-h-v-Mitteldruck-Güterzuglokomotive der Reichsbahn *).

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat im Anschluß an die Bestellung von zwei Stück 2 C1-Schnellzuglokomotiven Baureihe 04 für 25 atü Betriebsdruck, die in Nr. 11 des 13. Jahrgangs der VDI-Nachrichten kurz beschrieben werden, ebenfalls zwei Güterzuglokomotiven für diesen erhöhten Kesseldruck beschafft. Entwurf und Konstruktion sind in Zusammenarbeit mit der Hauptverwaltung und dem Reichsbahn-Zentralamt von der Lokomotivbauanstalt Henschel & Sohn A. G., Kassel, durchgeführt worden und die erste dieser Lokomotiven hat vor kurzem unter der Fabriknummer 22000 die Werke verlassen.

Die Achsenanordnung der Lokomotive lehnt sich an diejenige der 1 E-Güterzuglokomotive Reihe 44 an. Für den Bau des Kessels wurden hochwertige, für den hohen Dampfdruck geeignete Stähle verwendet. Der auf etwa 430° C überhitzte Dampf wird in zwei Stufen in zwei Hoch- und zwei Niederdruckzylinder verarbeitet und gibt gegenüber der Lokomotive Reihe 44 eine Leistungssteigerung von 10 bis 15%.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

Zylinderdurchmesser, Hochdruck	2 × 420 mm
Zylinderdurchmesser, Niederdruck	2 × 680 „
Kolbenhub	660 „
Treibraddurchmesser	1400 „
Laufmaddurchmesser	1000 „
Fester Radstand	3400 „
Gesamtradstand	9650 „
Rostfläche	4,7 m ²
Heizfläche des Kessels	225,2 „
„ „ Überhitzers	124,7 „
„ „ Vorwärmers	10,7 „
Dienstgewicht	114,5 t
Reibungsgewicht	99,9 „
Höchste Geschwindigkeit	80 km/Std.

Die Lokomotive befindet sich z. Z. im Versuchsamt Grunewald der Deutschen Reichsbahn, um an einer Reihe von Versuchsfahrten die Leistung und Wirtschaftlichkeit bei den verschiedenen Belastungen und Geschwindigkeiten festzustellen.

Neue Mitteldrucklokomotive der Delaware & Hudson Railroad, Nr. 1403.

Die American Locomotive Company hat kürzlich die vierte Mitteldrucklokomotive nach Entwürfen von J. E. Muhlfeld für die Delaware und Hudson R. R. fertiggestellt. Diese Lokomotive, Nr. 1403 „L. F. Loree“, ist als Vierzylinder-Dreifachexpansionsmaschine mit der Achsanordnung 2 D ausgeführt. Der Kessel stimmt bis auf die Feuerbüchse mit dem der Vorgängerin, Bahnnummer 1402 überein. Das Triebwerk ist so ausgebildet, daß je ein Hoch- und Mitteldruckzylinder schwach geneigt rechts und links unter dem Führerhaus hinter der Feuerbüchse angeordnet sind, während die beiden großen Niederdruckzylinder vorn waagrecht in Drehgestellmitte liegen. Sämtliche vier Zylinder liegen außen, die gemeinsame Treibachse ist die zweite hohe Achse, so daß an den äußeren Treibzapfen derselben je eine nach vorn und rückwärts gehende Treibstange angreifen, was zu erheblicher Beanspruchung dieses Zapfens führen dürfte. Die Steuerung ist für alle vier Zylinder als Ventilsteuerung der Bauart „Dabeg RC“ ausgeführt. Für die Speisewasservorwärmung ist ebenfalls eine

*) Eine eingehendere Beschreibung der neuen 25 at Lokomotiven werden wir in einer späteren Nummer bringen.

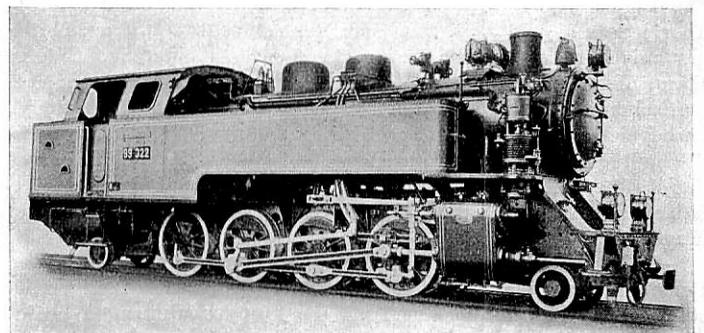
„Dabeg“-Pumpe vorgesehen. Der sehr große Tender läuft auf fünf Achsen, deren beide vorderen in einem gewöhnlichen Drehgestell gelagert sind. Die drei Achsen des hinteren Gestells sind durch Kuppelstangen verbunden und werden von einem Booster angetrieben. Im sonstigen äußeren Aufbau gleicht die Lokomotive weitgehend ihrer Vorgängerin. Als Dreifachexpansionslokomotive hat sie nur in den Dreizylinder-Versuchslokomotiven von Webb für die englische London & N. W. Ry. (1882) und von Rickie für die indische Nordwestbahn (1891) Vorläuferinnen. Die Lokomotive wird gegenwärtig eingehenden Versuchsfahrten mit dem Dynamometerwagen unterworfen, deren Ergebnissen man mit Interesse entgegensehen darf. Ihre Hauptabmessungen seien kurz zusammengestellt.

Zylinderdurchmesser HD	= 508 mm
„ MD	= 698,5 „
„ ND	= 838,2 „
Kolbenhub	= 812,8 „
Treibraddurchmesser	= 1600 „
Kesseldruck	= 35 atü
Rostfläche	= 7,24 m ²
Heizflächen, wasserberührt	
Heizrohre	= 103,6 m ²
Rauchrohre	= 112,2 „
Feuerbüchse und Gewölberohre	= 95,3 „
Überhitzer	= 100,0 „
Reibungsgewicht	= 141,8 t
Dienstgewicht	= 173,0 „
Tendergewicht	= 124,3 „
Größte Zugkraft	
Einfach	= 40,7 „
Dreifachverbund	= 34,0 „
Booster	= 8,15 „

W. Lübsen.

1 D 1 Schmalspurlokomotive für die RBD Schwerin.

Für die mecklenburgische Schmalspurstrecke (900 mm Spurweite) von Doberan nach Arendsee hat die DRG im vergangenen Jahre als Ersatz für ausgemusterte C Naßdampf-Tenderlokomotiven (Reihe 99³⁰) drei Stück 1 D 1 Heißdampfzwillingslokomotiven (Reihe 99³²) beschafft, die einige für Schmalspurlokomotiven bemerkenswerte Neuerungen aufweisen.



So wurde erstmalig ein Treibraddurchmesser von 1100 mm gewählt (nur die 1 E 1 Einheitslokomotive für 1 m Spur hat 1000 mm Raddurchmesser, bei allen übrigen Schmalspurlokomotiven bleibt $D \geq 900$ mm), da die Lokomotive hauptsächlich zur Beförderung von Personenzügen bestimmt sind. Dementsprechend beträgt die zulässige Geschwindigkeit 50 km/h, die für Schmalspurstrecken bisher nicht erlaubt war. Ein schnelles Ingangsetzen der Züge und die Verwendung für Güterzüge wird ermöglicht durch Anwendung von vier Kuppelachsen. Die Steuerung ist nach Heusinger mit Kuhnscher Schleife. Der sonst bei Einheitslokomotiven übliche Speisedom mit Abschlammvorrichtung ist weggefallen. Das Wasser wird dem Kessel durch zwei auf dem Kesseltücken befindliche Speiseköpfe zugeführt. Auch Speisewasservorwärmer und -pumpe sind nicht vorhanden. Die doppelstufige Luftpumpe liefert die Brems- und die für das Läutewerk nötige Luft. Auf Grund der guten Erfahrungen bei den sächsischen Schmalspurlokomotiven ist die Lokomotive mit

Turbodynamo für elektrische Lokomotiv- und Zugbeleuchtung ausgerüstet.

Hauptabmessungen.

Zylinderdurchmesser	380 mm
Kolbenhub	550 „
Treibraddurchmesser	1100 „
Laufabbraddurchmesser	550 „
Achsstand fest	3975 „
Gesamtachsstand	8075 „
Kesseldruck	14 atü
Rostfläche	1,62 m ²
Verdampfungsheizfläche	60,5 „
Überhitzerheizfläche	30,6 „
Leergewicht	35,0 t
Reibungsgewicht	32,0 „
Dienstgewicht	44,0 „
Kohlenvorrat	1,7 „
Wasservorrat	3,0 m ³
Zugkraft (0,6 p)	6050 kg
	Wohllebe.

Neue Personenwagen III. Klasse der Schweizerischen Bundesbahnen.

Die Schweizerischen Bundesbahnen haben kürzlich neue vierachsige Personenwagen III. Klasse (C^{4ü}) in Betrieb genommen, die einige bemerkenswerte Neuerungen gegenüber den in den letzten Jahren gebauten Personenwagen aufweisen.

Vor einem Jahre sind wiederholt Klagen über unruhigen Lauf von vierachsigen Personenwagen laut geworden und zwar über Wagen, die nur im Inland verkehren.

Abgesehen von einer Verkürzung der Untersuchungsfrist für die im Inland laufenden Wagen haben die Bundesbahnen danach getrachtet, dem Übelstand durch konstruktive Verbesserungen zu begegnen. Die 1915 eingeführte neue und als „amerikanisch“ bezeichnete Bauart der Drehgestelle der vierachsigen Personenwagen (sie wurde auch in Deutschland, Frankreich und Italien angewendet) hat nicht befriedigt. Da während des Krieges nur wenige vierachsige Personenwagen gebaut wurden, konnten weitere Versuche mit diesen Wagen erst mehrere Jahre später in Angriff genommen werden. Seit 1926 hat die schweizerische Wagenfabrik in Schlieren in Zusammenarbeit mit der Bundesbahnverwaltung eine neue Drehgestellbauart in verschiedenen Formen erprobt. Die Beobachtung des Erfolges einer neuen Anordnung erfordert aber jedesmal viel Zeit, weil sich der schlechte Lauf gewöhnlich erst mit wachsender Abnutzung gewisser Teile einstellt. Eine der Hauptursachen unruhigen Wagenlaufs sind die bei gewissen kritischen Geschwindigkeiten eintretenden Schlingerbewegungen. Es hat sich gezeigt, daß bei Geschwindigkeiten von 80 bis 90 km/Std., die heute viel häufiger gefahren werden als vor der Elektrisierung, das stark auftretende Schlingern der Wagen abhängig ist vom Verhältnis des Abstandes der Drehzapfen der Drehgestelle zur Wagenlänge.

Bei den von ausländischen Bahnen verwendeten sehr langen Personenwagen tritt dieses Schlingern weniger häufig und weniger stark auf. Für die Verlängerung der Bundesbahnwagen besteht aber kein Bedürfnis. Um dennoch eine Vergrößerung des Abstandes der Drehgestelldrehzapfen zu erreichen, mußte eine passende Drehgestellausführung gefunden werden. Diese Aufgabe ist nunmehr bei den eingangs erwähnten neuen Personenwagen III. Klasse der Serie C^{4ü} 1901 bis 1930 praktisch gelöst worden.

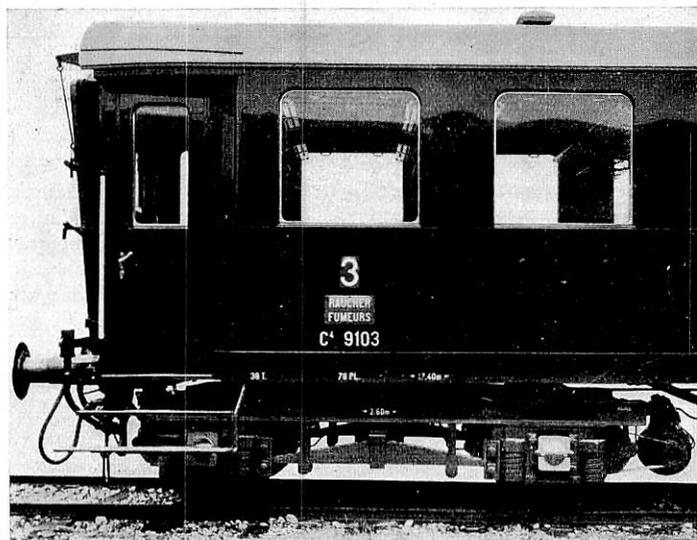
Der Drehzapfenabstand ist von 13,15 m auf 14,80 m vergrößert worden. Die Vergrößerung dieses Abstandes erforderte außer der Neukonstruktion des Drehgestells einen um 100 mm kleineren Raddurchmesser. Anschließend streifen wir kurz die gegenüber früheren Drehgestellen der SBB vorgenommenen Änderungen.

Vor allem wurden die Wiegenfedern nicht mehr quer, sondern längs zum Rahmen angeordnet und in kurzen Schrägpendeln unter 20° 40' nach außen aufgehängt. Dies erlaubte die Anwendung einer langen Blattfeder, für die man ein neues Stahlprofil der Firma Krupp verwendete, welche eine gute Schmierung der Feder und damit eine weiche Dämpfung gewährleistet. Die Feder ist 1,70 m lang, besitzt acht Blätter von 120 × 13/16 mm und weist eine Durchbiegung von etwa 2,15 cm pro Tonne auf. Die früheren Drehgestelle haben vierfache Ellipsenblattfedern von 0,914 m

Länge und 2 × 7 Blätter zu 90 × 9 mm. Die Pendel haben eine Länge von 210 mm und eine Einstellkraft von 980 kg. Die Wiegenlänge zwischen den Federstützpunkten beträgt 1956 mm, gegenüber früher 1640 mm.

Die Achsfedern sind je zwei Spiralfedern bisheriger Ausführung von 208 mm Durchmesser mit fünf federnden Windungen von 31 × 31 mm Querschnitt. Die Durchbiegung beträgt 2,0 cm/t. Die Federn sitzen auf einem unten an der Achsbüchse aufgehängten Hebel. Die Drehschüssel, die Seitenabstützungen und die Achsfedern sind in eine 3,5 cm dicke Gummilage eingebettet. Die Gummieinlagen dämpfen die Schwingung und vermindern insbesondere die Geräuschübertragung auf den Wagenkasten.

Die Wiege und der Rahmen mit Verbindungen sind aus Stahl und vollständig elektrisch geschweißt. Die Achsbüchsführungen bestehen aus Stahlguß und sind an den Breitflansch-Doppel-T-Trägern des Rahmens ebenfalls elektrisch angeschweißt. Die Wiegenführung wird durch Lenker in Kreuzgelenken besorgt.



Drehgestell und Eingang des Wagens.

Die Achslager mußten der neuen Drehgestellkonstruktion angepaßt werden; sie haben gewöhnliche Unterschmierung, jedoch neue Staubringe.

Die seit 1932 im Betrieb stehenden ersten Wagen dieser Serie haben die Erwartungen in bezug auf den Gang vollauf erfüllt. Die Wagen laufen auch am Schluß des Zuges sehr ruhig.

Der Wagenkasten ist ein elektrisch geschweißter Kasten in Stahlkonstruktion mit zum Teil frei liegenden Langträgern. Die Einsteigetreppe wurden durch Verbreiterung der Auftritte verbessert. Sie bieten namentlich beim Aussteigen größere Sicherheit. Dem gleichen Zweck dienen die neuen langen Griffstangen.

Das Wageninnere ist in üblicher Weise hell und sauber gehalten und bequem ausgestattet.

Die Beleuchtung wurde verstärkt. Besondere Sorgfalt hat man auch auf eine saubere, den heutigen hygienischen Anforderungen entsprechende Ausführung des Abortes verwendet. Das Wasserreservoir (kann vom Dach aus ein- und ausgebaut werden) ist mit einer neuen elektrischen Heizung mit Temperaturregler versehen, die es ermöglicht, auch im Winter bei großer Kälte Wasser mitzuführen. Die Toilettelhähne sind, um ein Einfrieren zu verhindern, mit Heizkörperchen ausgerüstet.

Eine eigenartige Neuerung bilden die im Wagen oberhalb der Türen zwischen Wageninnern und Vorraum eingebauten automatischen Lichtreklameapparate „Carrecla“. Die Apparate sind an die Lichtmaschine der Wagenbeleuchtung angeschlossen und werden also elektrisch angetrieben und die Bilder elektrisch durchleuchtet. Sie (siehe nähere Beschreibung im SBB-Nachrichtenblatt Nr. 2/33) laufen nur, wenn die Geschwindigkeit des Zuges mindestens 25 km/Std. beträgt. Die Lichtreklameeinrichtung dient für die eigene Reklame der Bahn und für den Fremdenverkehr, daneben auch ganz besonders für die Geschäftsreklame. Vorläufig rüsten die Bundesbahnen 100 Vierachser II. und III. Klasse mit diesem Reklameapparat aus. Gnn.