

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

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

94. Jahrgang

1. Juli 1939

Heft 13

Das Verhalten von Drehgestellwagen mit Wiegen in Gegenbögen.

Von Dipl.-Ing. Herbert Kall.

Hierzu Tafel 15 und 16.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Einfahren in den ersten Gleisbogen	244
A. Bahn der führenden Achse des vorderen Drehgestells	244
B. Bahn des Reibungsmittelpunktes des vorderen Drehgestells	247
C. Bahn der Mitte des vorderen Drehgestells	248
D. Querbewegung des Wagenkastens im Querschnitt des vorderen Drehzapfens	248
E. Einfahren des hinteren Drehgestells in den ersten Gleisbogen	250
F. Wankbewegung des Wagenkastens	250
II. Ausfahren aus einem Gleisbogen in sich unmittelbar anschließende Gerade	251
III. Einfahren in den Gegenbogen	252
IV. Kräfte zwischen Rad und Schiene	252
V. Zahlenbeispiel	253
A. Daten	253
B. Verhalten in Gegenbogenverbindung I, S. 49/190/1:9	253
C. Verhalten in Gegenbogenverbindung II, S. 49/1200/1:18,5	253
D. Vergleich	253
E. Wirkung der Bewegungen auf den Fahrgast, Ruck	254

Das Einfahren in Gleiskreisbögen und auch das Ausfahren aus Gleiskreisbögen ist in sehr umfassender Weise von Heumann untersucht worden. Hierauf aufbauend soll in dieser Arbeit das Befahren von Gegenkreisbögen, wie sie in den durch zwei Weichen mit oder ohne Zwischengerade gebildeten Gleisverbindungen vorkommen, behandelt werden. Weichen werden meistens mit Kreisbögen ohne Übergangsbögen und ohne Überhöhung verlegt; diese sehr häufige Gleisverbindung stellt den ungünstigsten Gegenbogen dar, der hier untersucht werden soll. Die Einheitsweichen der Deutschen Reichsbahn werden zugrunde gelegt.

Es werden vierachsige Drehgestellwagen mit den heute viel verwendeten Drehgestellen Görlitzer Bauart untersucht, weil diese bei der Deutschen Reichsbahn heute meist in schnellfahrenden Zügen laufen und den allgemeinsten und schwierigsten Fall darstellen.

Bei diesen Drehgestellen ist die am Wagenkasten feste Drehpfanne nicht seitlich starr mit dem Drehgestellrahmen verbunden, sondern sie ruht gelenkig auf einem Querbalken, der an beiden Seiten durch eine oder zwei in Fahrzeuginnenrichtung liegende Blattfedern abgestützt ist. Die Enden dieser Federn hängen in ziemlich langen längs- und vor allem querbeweglichen Schaken oder Pendeln, deren obere Enden im Drehgestellrahmen gelagert sind und können dadurch eine Pendelbewegung quer zur Fahrtrichtung gegenüber dem Drehgestellrahmen ausführen. So wird jener Querbalken zur „Wiege“. Bei Mittelstellung der Wiege hängen die Pendel senkrecht.

Beim Einfahren in Gleisbögen und beim Ausfahren aus diesen können starke Richtungsänderungen auftreten, die große Querbeschleunigungen und damit auch große Massen- oder Trägheitskräfte hervorrufen. Diese Beschleunigungen und Kräfte ändern sich stark mit der Zeit. Sie sind von Ein-

fluß auf die Richtkräfte und Führungsdrücke der anlaufenden Räder des Fahrzeugs, auf die lotrechten Raddrücke, auf die Sicherheit gegen Entgleisen und auf die Standsicherheit. Außerdem ist diesen Beschleunigungen auch der im Wagen sitzende Fahrgast ausgesetzt. Dabei ist von besonderer Bedeutung die zeitliche Änderung der Beschleunigung, die in dieser Arbeit mit „Ruck“ bezeichnet ist. Der Körper des Reisenden kann sich auf eine längere Zeit gleichbleibende Beschleunigung einstellen, wenn aber schnelle Beschleunigungsänderungen d. h. große Rucke auftreten, ist dies nicht mehr möglich. Wird auch die Gleichgewichtslage des sitzenden Fahrgastes noch nicht gestört, so empfindet er starke Rucke doch stets unangenehm. Es wird deshalb auch der Verlauf der Rucke untersucht. Außerdem soll die Untersuchung zeigen, durch welche Änderungen am Fahrzeug oder am Gleis man die Annehmlichkeit der Fahrt verbessern kann.

Die Drehgestellwagen sind, wie gesagt, nicht in sich starr, sondern ihre Teile können sich gegeneinander bewegen vor allem in folgender Weise: Die Drehgestelle drehen sich um die Drehzapfen gegenüber dem Wagenkasten. Durch die Pendelaufhängung der Wiege kann sich der Wagenkasten quer zu den Drehgestellen verschieben. Zur Übertragung von senkrechten Kräften sind zwischen Radsätzen und Drehgestellrahmen und zwischen Drehgestellrahmen und Wagenkasten Federn angeordnet. Hierdurch wird außer einer senkrechten Verschiebung eine „Wank“-Bewegung ermöglicht, d. h. der Wagenkasten kann sich gegenüber den Radsätzen um eine waagerechte Achse drehen, die in der Längsmittlebene des Wagens etwa in Höhe der Radsatzdrehachsen liegt.

Durch den Führungsdruck des Gleises wird auf die voranlaufende Achse der Drehgestelle eine Kraft ausgeübt, durch welche sowohl der durch die Reibungskräfte an den Aufstandspunkten der Räder erzeugte „statische“ Schwenkwiderstand der Drehgestelle überwunden wird als auch diese und der Wagenkasten um senkrechte Achsen winkelbeschleunigt werden. Die senkrechte Achse der Winkelbeschleunigung eines einfahrenden Drehgestells liegt in der senkrechten Drehgestell-Längsmittlebene. Ihre Lage ist in dieser Ebene veränderlich. Zu Beginn des Einfahrens in einem Gleiskreisbogen liegt sie im Reibungsmittelpunkt des Drehgestells und wandert während des Einfahrens in den Bogen nach hinten, bis sie nach dem vollendeten Einfahren, wenn sich also das Drehgestell mit beiden Achsen auf zwei konzentrischen oder nahezu einer Kreisbahn bewegt, im Unendlichen liegt. Im Augenblick des Ausfahrbeginns, d. h. zu dem Zeitpunkt, in dem die führende vordere Achse des Drehgestells von einer Kreisbahn auf eine schwächer gekrümmte Bahn übergeht, liegt sie im Unendlichen und wandert dann im weiteren Verlauf des Ausfahrens von vorne auf das Drehgestell zu. Ähnlich wie die Drehgestelle von dem führenden Radsatz um eine senkrechte Achse winkelbeschleunigt werden, erfährt auch der Wagenkasten durch die quergerichteten Kräfte, welche die Drehgestelle auf ihn ausüben, eine Winkelbeschleunigung um eine senkrechte Achse, die in der Längsmittlebene des Wagenkastens liegt. Das Gleis und die durch den Führungsdruck des anlaufenden

Rades beanspruchten Teile des Drehgestells sind nicht starr, sondern geben elastisch nach entsprechend den veränderlichen Führungs- und Raddrücken.

I. Einfahren in den ersten Gleisbogen.

A. Bahn der führenden Achse des vorderen Drehgestells.

Hier wird zunächst die Bewegung der führenden Achse eines Drehgestells ermittelt, wie Heumann es in seiner Arbeit „Das Einfahren von Lokomotiven in Gleisbögen¹⁾“ angegeben hat. Durch den Führungsdruck eines anlaufenden Rades werden die beteiligten Oberbauteile, sowie Radsatz und Drehgestellrahmen gespannt und seitlich ausgebogen. Die Deformation der Drehgestellteile soll als zusätzliche Deformation des Gleises und die genannten Drehgestellteile als starr angesehen werden, weil die Betrachtung hierdurch übersichtlicher wird. Zunächst soll unter dieser Voraussetzung die Bahn des Drehgestell-Führungsquerschnitts A, in welchem der vordere Radsatz liegt, bestimmt werden.

In der Zulaufgeraden zum ersten Gleisbogen laufe das betrachtete Drehgestell in Gleismitte. Es läuft geradeaus, solange seine führende Achse noch nicht gegen die Außen-

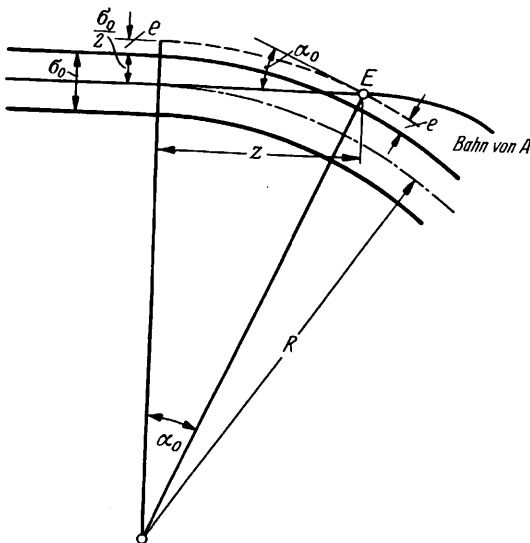


Abb. 1.

schiene des Bogens anlauft. Beginnt der Außenlauf, so werden zunächst unter weiterem Geradeauslauf des Drehgestells die beteiligten Fahrzeug- und Oberbauteile so weit seitlich ausgebogen, bis ihre Spannkraft dem für die Überwindung der statischen Schwenkwiderstände erforderlichen Führungsdruck das Gleichgewicht hält. Bei weiterer Deformation wird das Drehgestell entgegen seinen quergerichteten Trägheitswiderständen geschwenkt. Die Zeit soll vom Augenblick des Schwenkbeginns an gerechnet werden, d. h. von dem Zeitpunkt an, in welchem die seitliche Ausbiegung e der durch das Anlaufen gespannten Teile dem statischen Führungsdruck Y_{stat} entspricht. Bei elastischer Ausbiegung ist in diesem Augenblick $e = \frac{Y_{stat}}{p_A}$, wenn p_A die Federkonstante für die gesamten obengenannten gespannten Drehgestell- und Oberbauteile ist.

Bei den heute bei der Deutschen Reichsbahn gebräuchlichen Weichen ist der Kreisbogen der äußeren Schiene nicht ganz bis zur Anschlußgeraden fortgeführt. An der Weichenspitze sind kurze gerade oder gekrümmte Stücke eingeschaltet. Jedoch sind diese auf den Lauf der Fahrzeuge ohne Einfluß, wenn diese, wie hier angenommen, aus der Mittelstellung im geraden Gleis mit dem üblichen Spurspiel σ_0 in die Weiche

¹⁾ Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 165.

einlaufen, weil dann die Ablenkung der Fahrzeuge aus der Zulaufrichtung erst beginnt, wenn die führende Achse sich schon hinter dem geraden oder gekrümmten Zwischenstück auf dem kreisförmigen Schienenstück befindet. In der schematischen Abb. 1 ist der Punkt E eingezeichnet, in dem sich A im Augenblick des Ablenkbeginns befindet. Der Anlaufwinkel des führenden Rades ist zu diesem Zeitpunkt $\alpha = \frac{z}{R}$ und $z = \sqrt{\left(\frac{\sigma_0}{2} + e\right) \cdot 2R}$.

Von diesem Augenblick an wirkt auf die vordere Achse des voranlaufenden Drehgestells eine Kraft Y_T zur Überwindung der dynamischen Widerstände von Drehgestell und Wagenkasten. Diese Kraft ist im Augenblick des Ablenkungsbeginns Null und wächst dann schnell an. Durch Y_T wird die Masse des Drehgestells entgegen seinen Trägheitswiderständen in den Bogen eingeschwenkt. Außerdem wird durch die Wiegenpendel des Drehgestells eine Kraft P_{D_v} vom Drehgestell auf den Wagenkasten im Querschnitt von dessen vorderem Drehzapfen D_v übertragen. Da die Pendel zunächst noch senkrecht hängen, ist die quergerichtete Kraft, die sie übertragen, im Augenblick des Schwenkbeginns höchstens so groß wie die durch den Reibungswiderstand in den Pendelgelenken erzeugte Kraft. Bezeichnet Q_w das Gewicht des ganzen Wagenkastens, das zur Hälfte auf das betrachtete Drehgestell entfällt, und μ den Reibungskoeffizienten in den Pendelgelenken, so ist mit den Bezeichnungen der Abb. 2 die durch Reibung in den oberen und unteren Gelenken zusammen übertragene Kraft:

$$P_{D_v} = Q_w \frac{r}{l} \mu.$$

Dieser Kraft widersetzt sich der Trägheitswiderstand des Wagenkastens.

Dieser erfährt eine Winkelbeschleunigung um eine senkrechte Achse, die in seiner senkrechten Mittellängsebene liegt. Wäre der Wagenkasten im übrigen seitlich frei beweglich, könnte also der andere Drehzapfen keine seitlichen Kräfte auf ihn ausüben, dann läge diese senkrechte Beschleunigungsachse um das Maß $q + i$ hinter dem vorderen Drehzapfen. Dabei ist q der halbe Drehzapfenabstand und

$i = \frac{J_z}{M \cdot q}$, worin M die Masse und J_z das Trägheitsmoment des

Wagenkastens um seine senkrechte Mittelachse bedeutet, die gleichzeitig die senkrechte Schwerachse ist, da die Masse des Wagenkastens gleichmäßig über seine Länge und Breite verteilt angenommen ist. Bei der Zahlenrechnung mit der obigen Annahme, daß der Wagenkasten im übrigen seitlich frei beweglich ist, findet man, daß diese senkrechte Beschleunigungsachse ziemlich nahe bei dem hinteren Drehzapfen liegt, d. h., daß dieser am hinteren Drehzapfen nur sehr kleine Beschleunigungen erfahren würde. Sieht man von diesen kleinen Beschleunigungen ab, dann würde eine bei dem vorderen Drehzapfen D_v wirkende Querbeschleunigung b_{D_v} auf den hinteren Drehzapfen D_h keinen Einfluß ausüben. In Wirklichkeit ist der Wagenkasten aber an keinem Drehzapfen seitlich frei beweglich, sondern er ist durch die Wiegenpendel mit jedem Drehgestell verbunden. Die Wiegenpendel bremsen die Querbewegung des Drehzapfens, so daß die senkrechte Beschleunigungsachse noch näher als $q - i$ an demjenigen Drehzapfen liegen dürfte, der von seinem Drehgestell nicht querbeschleunigt wird. Weil also die Einwirkung der Querbeschleunigung des einen Drehzapfens auf den anderen praktisch vernachlässigt werden kann, wird im folgenden von diesem Einfluß abgesehen.

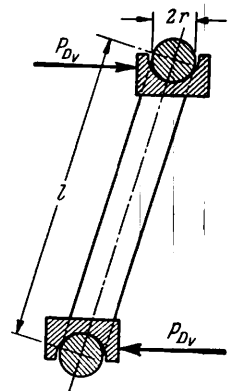


Abb. 2.

Da die im vorderen Drehzapfenquerschnitt auf den Wagenkasten übertragene Kraft von Null aus anwächst, beginnt die beschriebene Bewegung des Wagenkastens auch mit der Winkelbeschleunigung Null. Der vordere Drehzapfenquerschnitt des Wagenkastens wird wie die Mitte des Drehgestellrahmens querbeschleunigt, solange der Trägheitswiderstand des Wagenkastens kleiner als die Reibungskraft in den Pendelgelenken ist. Wird die Mitte des Drehgestells so stark querbeschleunigt, daß der dieser Beschleunigung zugehörige Trägheitswiderstand des Wagenkastens im Drehzapfenquerschnitt größer als die Reibungskraft in der Wiegenaufhängung ist, dann bleibt der Drehzapfenquerschnitt des Wagenkastens seitlich hinter der Bewegung der Drehstellmitte zurück und die Wiegenpendel bewegen sich aus ihrer Ruhelage.

Das tritt schon sehr kurze Zeit nach dem Ablenkbeginn des vorderen Drehgestells ein. Eine hier nicht wiedergegebene Rechnung zeigt, daß beim Einfahren von Schnellzugwagen in Gleisbögen die Zeit zwischen dem Ablenkbeginn des vorderen Drehgestells und dem Beginn des Pendelausschlags fast immer nur 0,01 s oder noch kürzer ist. Das liegt daran, daß die Reibungskraft $Q_w \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu$ gegenüber den Trägheitskräften

sehr klein ist. Diese Rechnung wurde mit den weiter unten angegebenen Zahlenwerten der Rechenbeispiele durchgeführt. Weil die vorderen Wiegenpendel schon so kurze Zeit nach dem Ablenkbeginn des vorderen Drehgestells ihre Ruhelage verlassen, kann man genau genug auch für den Augenblick des Ausschwingbeginns $t=0$ annehmen. Bezeichnet b_{D_v} die Querbeschleunigung des Wagenkastens im Querschnitt des vorderen Drehzapfens, s den seitlichen Pendelausschlag der Wiege, so ist die Querbeschleunigung der Drehgestellmitte:

$$b_B = b_{D_v} + \frac{d^2 s}{dt^2}$$

Im folgenden soll mit y_A die Abweichung der Bahn des Drehgestellquerschnitts A von der Kreisbahn der nur um e nach außen gerückten, sonst nicht deformierten, Außenschiene nach außen hin bezeichnet werden, während y_a die Abweichung der Bahn des Querschnitts A von der geraden Zulaufrichtung nach der Kurveninnenseite hin bedeuten soll. Die Querbeschleunigung der Drehgestellmitte b_B kann auch ausgedrückt werden durch $\frac{d^2 y_a}{dt^2} \cdot \frac{f-d}{f}$, wenn f der Abstand der senkrechten Achse, um die das Drehgestell winkelbeschleunigt wird, vom A-Querschnitt und d der halbe Drehgestellradstand ist.

Diese senkrechte Beschleunigungsachse verändert, wie oben gesagt, ständig ihre Lage in der senkrechten Mittellängsebene des Drehgestells, sie soll aber für die ganze Dauer des Einfahrens im konstanten Abstand $f=3d$, gleich dem dreifachen des halben Drehgestellradstandes hinter A angenommen werden. Denkt man sich die Masse M des Wagenkastens auf den vorderen Drehzapfenquerschnitt reduziert, so ist der Trägheitswiderstand des Wagenkastens, der auf das Drehgestell zurückwirkt $b_{D_v} M_{D_v}$, wenn M_{D_v} die reduzierte Masse des Wagenkastens ist. Diese Kraft verteilt sich nach den Hebelgesetzen auf den Reibungsmittelpunkt und die führende Achse des Drehgestells. Bezeichnet m den Abstand des Reibungsmittelpunkts des Drehgestells vom A-Querschnitt, so gilt:

$$b_{D_v} \cdot M_{D_v} = y_A \cdot p_A \cdot \frac{m}{m-d} \dots \dots \dots a)$$

Hier wird von den Massenwirkungen der Drehgestelle selbst abgesehen, weil diese von verhältnismäßig geringem Einfluß auf die hier untersuchten Bewegungen und Kräfte sind und weil bei ihrer Berücksichtigung sich die Rechnung unnötig verwickelt gestalten würde.

Da s die seitliche Auslenkung des unteren Pendelendes aus seiner Lage senkrecht unter dem oberen Aufhängepunkt bedeutet, ist die Rückstellkraft, die das Pendel der Wiege in seine senkrechte Stellung zurückzutreiben sucht, abgesehen von der Reibung in den Gelenken, $\frac{s}{l} \cdot \frac{Q_w}{2}$. Dieses gilt nur für kleine Pendelausschläge genau. Da es sich hier um ziemlich kleine Ausschläge handelt, kann man genau genug mit diesem Ausdruck rechnen.

Die Kraft, die im Drehzapfenquerschnitt auf den Wagenkasten übertragen wird, ist:

$$\frac{Q_w}{2} \cdot \frac{s}{l} = y_A \cdot p_A \frac{m}{m-d} \pm Q_w \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu \dots \dots \dots b)$$

Durch zweifache Differentiation ergibt sich:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{d^2 y_A}{dt^2} \cdot \frac{p_A \cdot 2l}{Q_w} \cdot \frac{m}{m-d} \dots \dots \dots b')$$

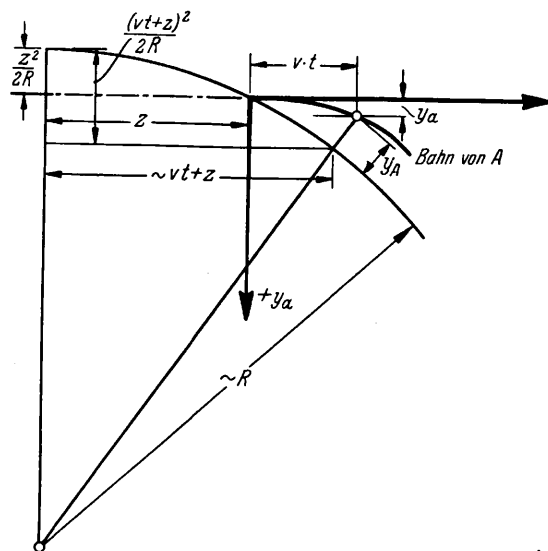


Abb. 3.

Setzt man die Ausdrücke für b_{D_v} und $\frac{d^2 s}{dt^2}$ aus Gl. a) und b) in die Gleichung für die Querbeschleunigung der Drehgestellmitte:

$$b_B = b_{D_v} + \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{d^2 y_a}{dt^2} \cdot \frac{f-d}{f}$$

ein, so erhält man:

$$y_A \cdot \frac{p_A}{M_{D_v}} \frac{m}{m-d} + \frac{d^2 y_A}{dt^2} \cdot \frac{p_A \cdot 2l}{Q_w} \cdot \frac{m}{m-d} = \frac{d^2 y_a}{dt^2} \cdot \frac{f-d}{f} \dots \dots \dots c)$$

Aus der schematischen Abb. 3 läßt sich die Beziehung zwischen y_A und y_a ablesen. Da sich die gekrümmte Außenschiene und die Richtung der Zulaufgeraden im Anfang des Gleisbogens in einem sehr spitzen Winkel schneiden, kann man den vom Wagen zurückgelegten Weg vt auch in Richtung dieser Zulaufgeraden rechnen, es ist dann

$$y_a = \frac{(vt+z)^2}{2R} - \frac{z^2}{2R} - y_A \dots \dots \dots d)$$

und

$$\frac{d^2 y_a}{dt^2} = \frac{v^2}{R} - \frac{d^2 y_A}{dt^2} \dots \dots \dots e)$$

Wie schon oben gesagt wurde, bezeichnet y_A die Abweichung der Bahn von A von einer Kreisbahn. Daher ist die absolute Querbeschleunigung $\frac{d^2 y_a}{dt^2}$ gleich der Querbeschleunigung $\frac{v^2}{R}$, die der Kreisbahn entspricht, abzüglich der „relativen“ Querbeschleunigung zwischen der Bahn von A und der Kreisbahn.

Setzt man den Ausdruck e) in die Differentialgl. c) ein, so ergibt sich:

$$\frac{d^2 y_A}{dt^2} \left(\frac{p_A \cdot 2l}{Q_w} \cdot \frac{m}{m-d} + \frac{f-d}{f} \right) + y_A \cdot \frac{p_A}{M_{D_v}} \cdot \frac{m}{m-d} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{f-d}{f}$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung hat die Form:

$$y_A = c_1 \cdot \sin \omega_1 t + c_2 \cdot \cos \omega_1 t + c_3 \dots \dots \dots 1);$$

dabei ist:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{\frac{M_{D_v} \cdot 2l}{Q_w} + \frac{M_{D_v}}{p_A} \cdot \frac{f-d}{f} \cdot \frac{m-d}{m}}} = \sqrt{\frac{p_A}{M_{D_v}} \cdot \frac{1}{\frac{f-d}{f} \cdot \frac{m-d}{m} + \frac{2l p_A}{Q_w}}}$$

und

$$c_3 = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{f-d}{f} \cdot \frac{m-d}{m} \cdot \frac{M_{D_v}}{p_A}$$

Die Konstanten c_1 und c_2 bestimmen sich aus den Anfangsbedingungen für den Verlauf von y_A . Es muß bei $t = 0$ $y_A = 0$ sein. Da der Reibungsmittelpunkt der Drehgestelle stets die Quergeschwindigkeit Null hat, ist die Quergeschwindigkeit der Drehgestellmitte $\frac{d y_A}{dt} \cdot \frac{m-d}{m}$. Die Quergeschwindigkeit des Wagenkastens im Drehzapfenquerschnitt ist also:

$$\frac{d y_A}{dt} \cdot \frac{m-d}{m} - \frac{ds}{dt}$$

Diese Quergeschwindigkeit muß für $t = 0$ Null sein. Differenziert man Gl. b) und Gl. d) nach der Zeit und setzt die so gewonnenen Ausdrücke für $\frac{ds}{dt}$ und $\frac{dy_A}{dt}$ in diesen Ausdruck ein, so erhält man:

$$c_1 = \frac{\sqrt{\frac{M_{D_v} \cdot 2l}{Q_w} + \frac{M_{D_v}}{p_A} \cdot \frac{f-d}{f} \cdot \frac{m-d}{m}} \cdot \frac{v \cdot z}{R}}{1 + \frac{p_A \cdot 2l}{Q_w} \left(\frac{m}{m-d} \right)^2}$$

$$c_2 = - \frac{v^2 M_{D_v}}{R p_A} \cdot \frac{f-d}{f} \cdot \frac{m-d}{m}$$

Für die Gleichungen von y_A sind noch p_A und M_{D_v} zu bestimmen. Die Federkonstante p_A setzt sich aus den einzelnen der hintereinandergeschalteten Teile zusammen. Heumann hat diese in seiner Arbeit für Lokomotiven und Oberbau vorläufig geschätzt, da Versuche, durch die allein sie festgestellt werden können, noch nicht gemacht worden sind. Diese Federkonstanten werden hier zum größten Teil übernommen, jedoch für den Rahmen der Drehgestelle besonders angenähert berechnet. Es stellt sich heraus, daß dieser Rahmen der nachgiebigste Teil ist und daher seine Federkonstante den größten Einfluß auf p_A hat.

Durch die Wankbewegung des gefederten Teils gegenüber dem ungedephten wird der quergerichtete Trägheitswiderstand des gefederten Teils verändert. Dieser kann durch das Wanken den Querbeschleunigungen, die durch die Führung der Radsätze im Gleis oder durch andere Einflüsse entstehen, mit seinem oberen Teil ausweichen. Bei diesem Ausweichen wird der Trägheitswiderstand gegen die an seinem unteren Teil angreifenden Querbeschleunigungen verkleinert, beim Zurückschwingen vergrößert. Infolgedessen ändert sich bei der Wankbewegung die reduzierte Masse mit der Zeit. M_{D_v} ändert sich außerdem noch wegen der Verschiebung des Drehbeschleunigungspols für die waagerechten Winkelbeschleunigungen. Da es sich hier aber um die Ermittlung eines Mittelwerts von M_{D_v} handelt, wird von diesen Einflüssen für die Bestimmung von M_{D_v} abgesehen.

Der Wagenkasten werde an einem Drehzapfen mit der Querbeschleunigung b_D , am anderen Drehzapfen nicht querbeschleunigt, wie es der Fall ist, wenn das vordere Drehgestell in einen Bogen einfährt und das hintere noch in der Zulaufgeraden läuft, und sich die Pendel der hinteren Wiege nicht

aus ihrer Mittellage herausbewegen. Die quergerichteten Beschleunigungen verteilen sich dann über der Länge des Wagenkastens nach einer Geraden, wenn man den Wagenkasten als in sich starr ansieht, also von den kleinen seitlichen Formänderungen, die beim Auftreten waagrecht quer gerichteter Kräfte entstehen, absieht. Diese Gerade muß für den Querschnitt des hinteren Drehzapfens durch Null gehen, da dessen Querbeschleunigung Null ist und für den Querschnitt des vorderen Drehzapfens die Ordinate b_{D_v} haben. Nimmt man die Masse M des Wagenkastens über seiner Länge gleichmäßig verteilt an, so sind die auf die Längeneinheit entfallenden quergerichteten Trägheitskräfte gleich der an dieser Stelle wirkenden Querbeschleunigung multipliziert mit $\frac{M}{2 \cdot l}$, wenn $2l$ die Länge des Wagenkastens bedeutet. In Abb. 4 gibt die

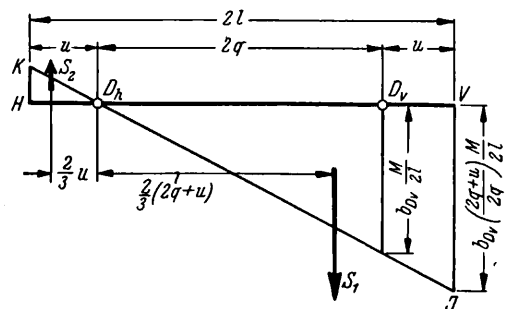


Abb. 4.

Gerade JK über der Wagenkastenlänge VH die in den einzelnen Querschnitten auf der Längeneinheit wirkenden quergerichteten Massenwiderstände an. Die gesamten Massenwiderstände entsprechen den Flächen der beiden Dreiecke $D_h VJ$ und $D_h HK$. Diese Massenwiderstände kann man sich ersetzt denken durch die beiden Einzelkräfte S_1 und S_2 , die in den Schwerpunkten der Dreiecke angreifen. S_1 und S_2 verteilen sich nach den Hebelgesetzen auf die beiden Drehzapfen als Führungspunkte des Wagenkastens D_v und D_h . Die auf den vorderen Drehzapfen entfallende Trägheitskraft ist $M_{D_v} \cdot b_{D_v}$, also lautet die Gleichung der Momente um D_h :

$$M_{D_v} \cdot b_{D_v} \cdot 2q = S_1 \cdot \frac{2}{3} (2q + u) + S_2 \cdot \frac{2}{3} \cdot u$$

Mit

$$S_1 = b_{D_v} \cdot \frac{M}{2l} \cdot \frac{2q + u}{2q} \cdot \frac{2q + u}{2} \dots \dots \dots 2)$$

und

$$S_2 = b_{D_v} \cdot \frac{M}{2l} \cdot \frac{u}{2q} \cdot \frac{u}{2} \dots \dots \dots 3)$$

wird

$$M_{D_v} = \frac{M}{24 l q^2} [(2q + u)^3 + u^3] \dots \dots \dots 4).$$

Dieser Ausdruck gilt wie gesagt nur, wenn nur ein Drehzapfen, in diesem Fall der vordere, querbeschleunigt wird. Erfährt der andere durch sein Drehgestell auch eine Querbeschleunigung, dann muß mit einem anderen Ausdruck für

M_D gerechnet werden. Z. B. beim Einfahren des hinteren Drehgestells in einen Gleisbogen wirkt am Wagenkasten im Querschnitt des hinteren Drehzapfens die Querbesehleunigung b_{D_h} , die wegen der Pendelaufhängung der Wiege nicht gleich den Querbesehleunigungen der Mitte des hinteren Drehgestells zu sein braucht, während der vordere Drehzapfen des Wagenkastens sich im Gleisbogen befindet und die Querbesehleunigung b_{D_v} erfährt. In diesem Fall verteilen sich die Massenwiderstände nach Abb. 5 auf D_v und D_h . Sie sind hier dargestellt durch eine Rechteckfläche S_3 und eine Dreieckfläche S_4 .

$$S_3 = \frac{M}{2l} \left[b_{D_h} - (b_{D_v} - b_{D_h}) \frac{u}{2q} \right] \cdot 2l \dots 5)$$

$$S_4 = \frac{M}{2l} \left[b_{D_v} - b_{D_h} \right] \frac{2l}{2q} \frac{2l}{2} \dots \dots \dots 6).$$

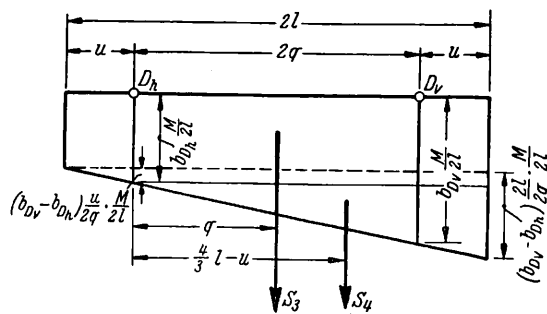


Abb. 5.

Die Gleichung der Momente um Punkt D_h lautet also:

$$M_{D_v} \cdot b_{D_v} \cdot 2q = S_3 \cdot q + S_4 \left(\frac{4l}{3} - u \right).$$

Setzt man $l - u = q$, so wird in diesem Fall:

$$M_{D_v} = M \left(\frac{1}{4} + \frac{l^2}{12q^2} \right) + M \frac{b_{D_h}}{b_{D_v}} \left(\frac{1}{4} - \frac{l^2}{12q^2} \right) \dots 7a).$$

In ähnlicher Weise ergibt sich für M_{D_h} :

$$M_{D_h} = M \left(\frac{1}{4} + \frac{l^2}{12q^2} \right) + M \frac{b_{D_v}}{b_{D_h}} \left(\frac{1}{4} - \frac{l^2}{12q^2} \right) \dots 7b).$$

Wie schon oben gesagt, bezeichnet y_A die Abweichung der Bahn von A von einer Kreisbahn. Mit Hilfe der Beziehung d) kann man diese Bahn auch auf ein rechtwinkeliges Koordinatensystem beziehen. Es wird dann

$$y_a = \frac{v^2}{2R} \cdot t^2 + \frac{z \cdot v}{R} \cdot t - c_1 \cdot \sin \omega_1 t - c_2 \cdot \cos \omega_1 t - c_3 \dots 8).$$

B. Bahn des Reibungsmittelpunkts des vorderen Drehgestells.

Es soll nun die Bahn des Reibungsmittelpunkts M des Drehgestells ermittelt werden, gekennzeichnet durch x und y als Koordinaten gegenüber der Lage von M bei Schwenkbeginn und der Richtung der Zulaufgeraden. In einer noch

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{1}{m} \cdot \frac{dy}{dx} = \frac{1}{m \cdot R} \cdot x + \frac{z}{m \cdot R} - \frac{c_1 \cdot \omega_1}{m \cdot v} \cdot \cos \left\{ \frac{\omega_1}{v} \cdot x \right\} + \frac{c_2 \cdot \omega_1}{m \cdot v} \sin \left\{ \frac{\omega_1}{v} \cdot x \right\}.$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung hat die Form:

$$y = A x^2 + B x + C \cdot \sin \left\{ \frac{\omega_1}{v} \cdot x \right\} + D \cdot \cos \left\{ \frac{\omega_1}{v} \cdot x \right\} + E e^{-\frac{x}{m}} + F \dots \dots \dots 9)$$

Dabei ist

$$A = \frac{1}{2R}; \quad B = \frac{z - m}{R};$$

$$C = \frac{-c_1 - \frac{\omega_1}{v} c_2 m}{m^2 \frac{\omega_1^2}{v^2} + 1}; \quad D = \frac{c_1 m \frac{\omega_1}{v} - c_2}{m^2 \frac{\omega_1^2}{v^2} + 1}.$$

Die Konstanten E und F bestimmen sich aus der Bedingung, daß bei $x = 0$ $y = 0$ und $\frac{dy}{dx} = 0$ sein muß zu:

nicht veröffentlichten Arbeit hat Heumann diese Bahn für den Fall bestimmt, daß ein hinten frei laufendes Fahrzeug aus einem Kreisbogen in eine Gerade ausfährt. Hier soll in ganz ähnlicher Weise die Bahn von M ermittelt werden für den Fall, daß der Führungspunkt A die Bahn y_a des Einfahrens in einen Bogen beschreibt. M liege um das konstante Maß m hinter A auf der Fahrzeuglängsachse. In Abb. 6 ist das Drehgestell in zwei unendlich nahe beieinanderliegenden Stellungen AM und A'M' schematisch durch einen Strich dargestellt. Das Drehgestell bewegt sich in der unendlich kurzen Zeit dt aus der Stellung AM in die Stellung A'M' und legt dabei den Weg ds zurück. In der ersten Stellung schließt seine Längsachse mit der Richtung der Zulaufgeraden oder x-Richtung den Winkel β ein. Der „Anlaufwinkel“ bei A sei mit α bezeichnet. AG ist das Lot von A auf A'M'. Aus der

Abb. 6 kann man ablesen $d\beta = \frac{AG}{m}$. Da die beiden gezeichneten Stellungen unendlich nahe zusammenliegen sollen, kann man sich den Bogen AA' durch eine Tangente in A ersetzt denken. Dann gilt annähernd: $AG = ds \cdot \text{tg } \alpha$. Weiter kann man ablesen: $\alpha = \frac{dy_a}{dx} - \beta$.

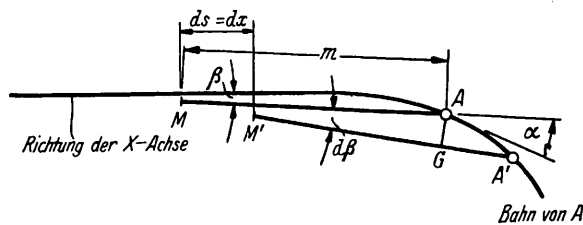


Abb. 6.

Wegen der Kleinheit der Winkeldifferenz kann man α statt $\text{tg } \alpha$ setzen. Also ist $AG = ds \left(\frac{dy_a}{dx} - \beta \right)$ und mit diesem

Ausdruck $d\beta = \frac{ds}{m} \left(\frac{dy_a}{dx} - \beta \right)$. Weil die Richtung der Bahn des Reibungsmittelpunkts momentan stets mit der Drehgestelllängsachse zusammenfällt, ist $\beta = \frac{dy}{dx}$. Setzt man nun noch $ds = dx$, was zulässig ist, da die Bahn von M sehr wenig gekrümmt ist und von der x-Richtung sehr wenig abweicht, und $\frac{d\beta}{dx} = \frac{d^2 y}{dx^2}$, so wird

$$\frac{d\beta}{dx} = \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{1}{m} \left(\frac{dy_a}{dx} - \frac{dy}{dx} \right) \text{ oder } \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{1}{m} \frac{dy}{dx} = \frac{1}{m} \frac{dy_a}{dx};$$

mit $t = \frac{x}{v}$ und Beachtung von Gl. 8) lautet die Differentialgleichung für die Bahn des Reibungsmittelpunkts also:

$$E = m \frac{z - m}{R} - \frac{\frac{v}{m} \omega_1 c_1 + \omega_1^2 c_2}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_1^2};$$

$$F = m \frac{m - z}{R} - \frac{c_2 + \left(\frac{m}{v} \right)^2 \omega_1^2 c_2}{\left(\frac{m}{v} \right)^2 \omega_1^2 + 1}.$$

C. Bahn der Mitte des vorderen Drehgestells.

Nun ist für das betrachtete Drehgestell die Bahn des vorderen Führungsquerschnitts A und die des Reibungsmittelpunkts M bekannt. Aus diesen läßt sich die Bahn, welche die Drehgestellmitte beschreibt, bestimmen. Diese sei auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem bezogen, dessen Nullpunkt um den halben Drehgestellradstand d gegen das Koordinatenkreuz von y_A nach hinten verschoben ist, dessen Achsen aber gleichgerichtet mit jenen des anderen Systems sind. Die Drehgestellmitte sei durch den Index B gekennzeichnet, die Ordinaten ihrer Bahn seien y_B . Es ist: $y_B = y_A \left(1 - \frac{d}{m}\right) + y \frac{d}{m}$ mit y_A nach Gl. 8) und y nach Gl. 9).

$$b_B = \frac{v^2}{R} + G \cdot \sin \omega_1 t + H \cdot \cos \omega_1 t + J \cdot e^{-\frac{v}{m} \cdot t} \dots \dots \dots 10a)$$

mit

$$G = c_1 \cdot \omega_1^2 \left(1 - \frac{d}{m}\right) - \frac{d}{m} \cdot C \cdot \omega_1^2 = \frac{\left(1 - \frac{d}{m}\right) \left(\frac{m}{v}\right)^2 \cdot \alpha_0 \cdot \omega_1 + \frac{v \alpha_0}{\omega_1} - \frac{d \cdot v}{\omega_1 \cdot R}}{\left(\frac{m}{v}\right)^2 + \frac{1}{\omega_1^2}}$$

$$H = c_2 \cdot \omega_1^2 \left(1 - \frac{d}{m}\right) - \frac{d}{m} \cdot D \cdot \omega_1^2 = - \frac{\frac{m^2}{R} \left(1 - \frac{d}{m}\right) + \frac{v^2}{R} \frac{1}{\omega_1^2} + d \cdot \alpha_0}{\left(\frac{m}{v}\right)^2 + \frac{1}{\omega_1^2}}$$

$$J = \frac{d}{m} \left(\frac{v}{m}\right)^2 \cdot E = d \left(\frac{v}{m}\right)^2 \frac{z - m}{R} + \frac{\frac{v^2}{R} \frac{d}{m} - \left(\frac{v}{m}\right)^2 \cdot \alpha_0 \cdot d}{\left(\frac{m}{v}\right)^2 \cdot \omega_1^2 + 1}$$

Wie man aus der Gl. 10a) erkennt, setzt sich die Querschleunigung b_B zusammen aus einem konstanten Betrag, welcher der genauen Kreisbogenfahrt entspricht, einem Anteil, welcher sich nach einer Sinusfunktion mit der Kreisfrequenz ω_1 mit der Zeit ändert und einem rasch abklingenden Betrag, welcher auch schon zu Beginn des Einfahrens von geringem

Da die Punkte A, B und der Reibungsmittelpunkt M sich im gleichen Zeitpunkt, nämlich bei $t = 0$, im Anfangspunkt ihrer Bahn ($x = 0$) befinden, y_A , y_B und y also alle gleiches x haben, kann man die Bahnordinaten y_B leicht statt in Abhängigkeit vom Fortschrittweg x als Funktionen der Zeit t ausrechnen, indem man $x = v \cdot t$ einsetzt. Differenziert man obigen Ausdruck für y_B zweimal nach der Zeit, so erhält man die Querschleunigung b_B der Drehgestellmitte $\frac{d^2 y_B}{dt^2}$. Sie ist positiv, wenn sie zum Krümmungsmittelpunkt hin gerichtet ist.

$$b_B' = \frac{v^2}{R} + G \cdot e^{-\lambda t} \cdot \sin \omega_1 t + H \cdot e^{-\lambda t} \cdot \cos \omega_1 t + J \cdot e^{-\lambda t} \cdot e^{-\frac{v}{m} \cdot t} \dots \dots \dots 10b).$$

D. Querbewegung des Wagenkastens im Querschnitt des vorderen Drehzapfens.

Mit dieser fluktuierenden Querschleunigung b_B' der Erregerschwingung werden die oberen Enden der Wiegenpendel, an denen der Wagenkasten hängt, querschleunigt. Dadurch wird eine Sekundärschwingung des Wagenkastens um eine hinten liegende senkrechte Achse und Wankschwingungen des gefederten gegenüber dem ungefederten Teil des Wagens erregt. Auch diese Sekundärschwingung des Wagenkastens wird gedämpft, und zwar durch die in den unteren und oberen Gelenken der Pendelauf tretenden Reibungswiderstände. Die Trägheitskraft der auf den vorderen Drehzapfenquerschnitt reduzierten, pendelnden Wagenkastenmasse M_{D_v} ist $M_{D_v} \cdot b_{D_v}$ mit $b_{D_v} = b_B' - \frac{d^2 s}{dt^2} s$. oben.

Die Gleichung für das Gleichgewicht der am Pendel auf der Wagenkastenseite wirkenden waagerechten Querkräfte heißt demnach (vergl. Abb. 7):

$$\left(b_B' - \frac{d^2 s}{dt^2}\right) \cdot M_{D_v} - \frac{Q_w}{2} \cdot \frac{s}{l} \pm Q_w \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu = 0.$$

Die Reibung wirkt der sekundären Pendelbewegung der Wiege

$$\frac{d^2 s}{dt^2} + \frac{Q_w}{2 \cdot M_{D_v} \cdot l} \cdot s = \frac{v^2}{R} + G \cdot e^{-\lambda t} \cdot \sin \omega_1 t + H \cdot e^{-\lambda t} \cdot \cos \omega_1 t + J \cdot e^{-\left(\lambda + \frac{v}{m}\right) \cdot t} \pm \frac{Q_w}{M_{D_v}} \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu.$$

Die Lösung dieser Gleichung hat die Form:

$$s = a \cdot \sin \omega_2 t + b \cdot \cos \omega_2 t \pm 2 \mu r + K \cdot e^{-\lambda t} \cdot \sin \omega_1 t + L \cdot e^{-\lambda t} \cdot \cos \omega_1 t + M \cdot e^{-\left(\lambda + \frac{v}{m}\right) \cdot t} + N \dots \dots \dots 11a).$$

Einfluß auf b_B ist. Diese Erregerschwingung klingt, wie Versuche gezeigt haben, bei denen diese Bewegung aufgenommen wurde, schnell ab. Nur die erste Halbschwingung kommt voll zur Geltung. Deshalb soll hier ein entsprechend geschätzter Dämpfungsfaktor von der Form $e^{-\lambda t}$ eingeführt werden. Die gedämpfte Querschleunigung b_B' ist dann

und des Wagenkastens stets entgegen und daher muß je nach der Bewegungsrichtung das Vorzeichen von dem Ausdruck für die Reibungskraft gewählt werden. Dividiert man die

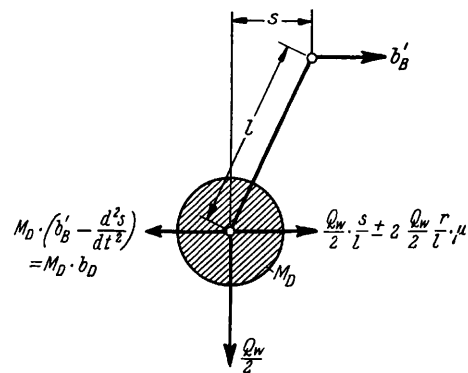


Abb. 7.

Gleichung durch die pendelnde, reduzierte Sekundärmasse M_{D_v} und setzt man für b_B' den Ausdruck 10b) ein, so ergibt sich die Differentialgleichung für den Relativweg der Wiege mit Wagenkasten gegen Drehgestellmitte s :

Dabei ist:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{Q_w}{2 \cdot M_{D_V} \cdot l}}$$

$$K = \frac{-2 \cdot \lambda \cdot \omega_1 \cdot H - (\omega_1^2 - \lambda^2 - \omega_2^2) \cdot G}{(\omega_1^2 - \lambda^2 - \omega_2^2)^2 + 4 \cdot \lambda^2 \cdot \omega_1^2}$$

$$L = \frac{2 \cdot \lambda \cdot \omega_1 \cdot G - (\omega_1^2 - \lambda^2 - \omega_2^2) \cdot H}{(\omega_1^2 - \lambda^2 - \omega_2^2)^2 + 4 \cdot \lambda^2 \cdot \omega_1^2}$$

$$M = \frac{J}{\left(\lambda + \frac{v}{m}\right)^2 + \omega_2^2}$$

$$N = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{1}{\omega_2^2}$$

Der zeitliche Verlauf des seitlichen Pendelausschlags s setzt sich also zusammen aus einer Sinusschwingung mit der Eigenkreisfrequenz der Wiegenpendel ω_2 , einem konstanten Beitrag, welcher durch die Reibung in den Pendelgelenken bedingt ist, einer abklingenden Sinusfunktion mit der Kreisfrequenz ω_1 , einem kleinen rasch abklingenden Beitrag und einem durch die Fliehkraft bei Kreisbogenfahrt bedingten konstanten Glied.

Die Konstanten a und b lassen sich aus den Anfangsbedingungen der Schwingung bestimmen. Diese Anfangsbedingungen sind für das Einfahren in Gleisbögen und für das Ausfahren aus Gleisbögen verschieden. Beim hier betrachteten Einfahren kann man meist annehmen, daß sich die Wiege zu Beginn der Schwingung in Mittelstellung, in Ruhe gegenüber dem Drehgestell, befindet, d. h. daß zu Beginn des Einfahrens $s = 0$ und $\frac{ds}{dt} = 0$ ist. s und $\frac{ds}{dt}$ bleiben so lange gleich Null,

bis die Drehgestell-Querbeschleunigung b_B' so stark angewachsen ist, daß die Reibungskräfte in den Gelenken der Wiege überwunden werden. In diesem Augenblick muß $b_B' = \frac{Q_w}{M_{D_V}} \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu$ sein.

Da b_B' sehr rasch ansteigt, ist es wie schon oben gesagt meist in weniger als 0,01 Sek. so groß wie $\frac{Q_w}{M_{D_V}} \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu$. Daher kann man praktisch genau genug annehmen, daß die Wiege schon bei $t = 0$ auszuschwingen beginnt, daß also zur Bestimmung von a und b $s = 0$ und $\frac{ds}{dt} = 0$ gesetzt werden für $t = 0$. Für das erste Ausschwingen von s beim Einfahren aus einer Geraden in einen Bogen muß der Ausdruck $\frac{Q_w}{M_{D_V}} \cdot \frac{r}{l} \cdot \mu$ mit negativem Vorzeichen in die Differentialgleichung für s eingesetzt werden, weil die Reibungskraft der Trägheitskraft, die durch b_B' erzeugt wird, entgegenwirkt und daher mit anderem Vorzeichen als b_B' eingeführt werden muß. Die Konstanten a und b sind daher in diesem Fall:

$$a = \frac{1}{\omega_2} \left[L \cdot \lambda + M \left(\lambda + \frac{v}{m} \right) - K \cdot \omega_1 \right]$$

$$b = -L - M - N + 2 \mu r.$$

Hat die Wiege mit Wagenkasten ihre größte seitliche Auslenkung gegenüber dem Drehgestell erreicht, so kehrt sie ihre Bewegungsrichtung um und schwingt zurück. Da die Reibung jeweils der Bewegung entgegenwirkt, haben die Reibungskräfte jetzt auch die umgekehrte Richtung. Das Glied $2 \mu r$ ändert in der Gleichung für s sein Vorzeichen. Deshalb müssen die Konstanten a und b nach jeder Änderung der Bewegungsrichtung der Pendel neu bestimmt werden mit Einsetzung der entsprechenden Anfangsbedingungen. Dies führt zu einem sehr umständlichen Verfahren. Auf der Gleichung von s bauen sich noch eine Reihe von Ausdrücken auf, die dann auch

$$s = \left(\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{4 \mu r}{\pi} \cdot \omega_2 \cdot t \right) \sin \left\{ \omega_2 t + \arctg \frac{b}{a} \right\} + K \cdot e^{-\lambda t} \sin \omega_1 t + L e^{-\lambda t} \cos \omega_1 t + M \cdot e^{-\left(\lambda + \frac{v}{m}\right) \cdot t} + N \dots 11b).$$

bei jeder Bewegungsumkehr der Pendelschwingung neu zu bestimmen wären. Daher soll hier ein Näherungsausdruck für s angegeben werden, welcher für die ganze Dauer der Schwingbewegung gilt, und der sich nur durch sehr kleine Abweichungen von dem genauen Ausdruck für s unterscheidet.

Wenn eine Sinusschwingung durch Reibung gedämpft wird, dann nimmt die Amplitude bei jeder Halbschwingung um den gleichen Betrag ab. In Abb. 8 ist als Beispiel eine Schwingung nach der Gleichung $y = a \cos \omega t \pm \eta$ aufgezeichnet mit der Anfangsamplitude A und η als Maß für die Reibungsdämpfung. Die erste Halbschwingung verläuft nach dem Ausdruck $y = a_1 \cdot \cos \omega t + \eta$. Dabei ist $a_1 = A - \eta$. Am Ende der ersten Halbschwingung ist die Amplitude nur noch $A - 2 \eta$. Für das Zurückschwingen gilt $(A - 3 \eta) \cos \omega t - \eta$, so daß nach einer vollen Schwingung die Amplitude nur

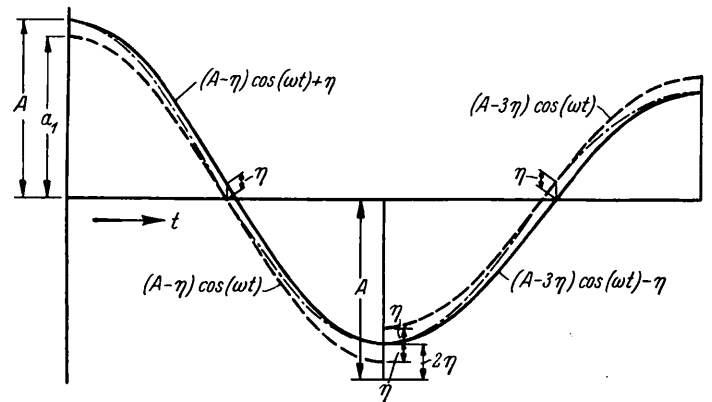


Abb. 8.

noch $A - 4 \eta$ beträgt, also um 4η kleiner als die Anfangsamplitude A geworden ist. Diese Funktion kann angenähert ausgedrückt werden durch $y = (A - c \cdot t) \cos \omega t$. Dabei ist, wenn T die Schwingungsdauer bedeutet, $c \cdot t = 4 \eta \frac{t}{T}$,

also $= 0$ für $t = 0$, $= 2 \eta$ für $t = \frac{T}{2}$ und $= 4 \eta$ für $t = T$ und

$c = \frac{4 \cdot \eta \cdot \omega}{2 \pi}$. Der Ausdruck $y = \left(A - \frac{4 \eta \omega}{2 \pi} \cdot t \right) \cdot \cos \omega t$ ist strichpunktiert in Abb. 8 eingetragen. Man erkennt, daß diese Funktion in ihren Extremwerten genau, aber auch im übrigen Verlauf ziemlich gut mit den genauen Werten übereinstimmt, wenn das Verhältnis $\frac{\eta}{A}$ klein ist. Wie schon oben

erwähnt wurde, ist die Reibungskraft gegenüber den Trägheitskräften ziemlich klein. Dadurch wird auch das Verhältnis $\frac{\eta}{A}$ klein. Die Rechnung in der angegebenen Weise ist also zulässig.

Ähnlich soll jetzt auch der Ausdruck für s umgeformt werden. Zunächst werden die Konstanten a und b der Gl. 11a) in der angegebenen Weise bestimmt, wobei die Reibung nicht berücksichtigt wird. Dann wird der Ausdruck $a \sin \omega_2 t + b \cdot \cos \omega_2 t$ zusammengefaßt zu $\sqrt{a^2 + b^2} \sin \left\{ \omega_2 t + \arctg \frac{b}{a} \right\}$. Wenn diese Schwingung durch Reibung gedämpft wird, nimmt ihre Amplitude nach jeder vollen Schwingung um $4 \cdot 2 \mu r$ ab. Deshalb heißt der Näherungsausdruck für diese abklingende Sinusschwingung:

$$\left(\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{8 \mu r}{2 \pi} \omega_2 t \right) \sin \left\{ \omega_2 t + \arctg \frac{b}{a} \right\}.$$

Dieser Ausdruck wird in die Gleichung für s eingesetzt und man erhält:

Differenziert man diese Gleichung zweimal nach der Zeit, so ergibt sich $\frac{d^2 s}{dt^2}$ als die relative Querschleunigung, welche die Wiege mit Wagenkasten im Drehzapfenquerschnitt gegenüber dem Drehgestellrahmen erfährt. Die absoluten Querschleunigungen b_{D_v} der Wiege mit Wagenkasten erhält

man, wie schon oben gesagt wurde, wenn man von den absoluten Beschleunigungen $b_{B'}$ die relativen $\frac{d^2 s}{dt^2}$ abzieht.

$$b_{D_v} = b_{B'} - \frac{d^2 s}{dt^2}$$

Setzt man die Ausdrücke für $b_{B'}$ und $\frac{d^2 s}{dt^2}$ ein, so ergibt sich:

$$b_{D_v} = \frac{v^2}{R} + \omega_2^2 \left(\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{4\mu r}{\pi} \omega_2 t \right) \sin \left\{ \omega_2 t + \arctan \frac{b}{a} \right\} + \left[G + K(\omega_1^2 - \lambda^2) - L \cdot 2\lambda \cdot \omega_1 \right] \cdot e^{-\lambda t} \sin \omega_1 t + \left[H + L(\omega_1^2 - \lambda^2) + K \cdot 2\lambda \cdot \omega_1 \right] \cdot e^{-\lambda t} \cdot \cos \omega_1 t + \left[M \left(\lambda + \frac{v}{m} \right)^2 + J \right] \cdot e^{-\left(\lambda + \frac{v}{m} \right) t} \dots \dots \dots 12a$$

oder zusammenfassend bezeichnet:

$$b_{D_v} = \frac{v^2}{R} + U \sin \left(\omega_2 t + \arctan \frac{b}{a} \right) + V e^{-\lambda t} \sin (\omega_1 t + \varphi) + W \cdot e^{-\left(\lambda + \frac{v}{m} \right) t} \dots \dots \dots 12b$$

Der Ausdruck für den zeitlichen Verlauf von b_{D_v} setzt sich also zusammen in einem konstanten Beitrag $\frac{v^2}{R}$, einer abklingenden Sinusschwingung mit der Kreisfrequenz ω_2 , einer abklingenden Sinusschwingung mit der Kreisfrequenz ω_1 und einem Beitrag, der rasch mit der Zeit abnimmt und schon zu Beginn des Einfahrens vernachlässigbar klein ist.

der mittleren Querschleunigungen $\frac{b_{D_v}}{b_{D_h}}$ auch hier näherungsweise gleich 1 gesetzt werden. M_{D_h} ist dann $= \frac{M}{2}$. Mit diesem M_{D_h} können mit Hilfe der angegebenen Gleichungen die Querschleunigungen b_{D_h} in gleicher Weise ermittelt werden wie b_{D_v} .

F. Wankbewegung des Wagenkastens.

Diese Gleichung wurde für das Einfahren des voranlaufenden Drehgestells aufgestellt. Sie gilt so lange, wie das hintere Drehgestell noch geradeaus läuft. Nach dem Einfahrbeginn des hinteren Drehgestells wird der hintere Drehzapfen des Wagenkastens ähnlich wie vorher der vordere stark veränderlich querschleunigt mit b_{B_h} , das um den Mittelwert $\frac{v^2}{R}$ schwankt. Der Mittelwert für M_{D_v} bei diesem Fahrtabschnitt kann nach Gl. 7a) bestimmt werden. Dabei kann man näherungsweise das Verhältnis $\frac{b_{D_h}}{b_{D_v}} = 1$ setzen, weil beide Querschleunigungen um diesen Mittelwert $\frac{v^2}{R}$ schwanken.

Wird der Wagenkasten nur vorne beim vorderen Drehzapfen D_v querschleunigt mit b_{D_v} , so liegt die senkrechte Beschleunigungsachse angenähert bei D_h und der Wagenkasten wird in den verschiedenen Querschnitten querschleunigt entsprechend der Entfernung von dieser Achse durch D_h .

Dieser Querschleunigung ist unmittelbar ausgesetzt der untere Teil des Wagenkastens unterhalb von dessen Schwerpunkt. Infolge der Trägheit dreht sich daher der gefederte Teil des Wagens gegenüber dem ungedephten um eine waagerechte Längsachse, d. h. tritt ein „Wanken“ des gefederten Teils auf. Hierbei werden abwechselnd die Tragfedern einer Fahrzeugseite zusätzlich belastet, während die Federn auf der anderen Seite entlastet werden. Der Wagenkasten wird also um eine senkrechte und eine waagerechte Achse gleichzeitig winkelbeschleunigt. Im ganzen erfährt er eine Winkelbeschleunigung um eine schräge Achse, die durch den Schnittpunkt der senkrechten mit der waagerechten Achse geht und die ihre Schräglage dauernd verändert.

In Wirklichkeit ändert sich beim Einfahren des hinteren Drehgestells die reduzierte Masse M_{D_v} nicht sprunghaft, sondern stetig. Nur zur Bestimmung von b_{D_v} soll hier mit konstanten Mittelwerten von M_{D_v} gerechnet werden, die bei den einzelnen Fahrtabschnitten verschieden groß sind. Oft sind die Querschwingungen des vorderen Drehzapfens beim Einfahren des hinteren Drehgestells schon so stark abgeklungen, daß die durch das Einfahren des hinteren Drehgestells erzeugte ziemlich kleine Änderung von M_{D_v} die Querschleunigung b_{D_v} nur wenig beeinflußt. Etwas größer als auf b_{D_v} ist der Einfluß der reduzierten Masse M_{D_v} auf die auftretende Trägheitskräfte. Bei der Bestimmung dieser Kräfte wird, wie später gezeigt wird, die Veränderlichkeit von M_{D_v} genau berücksichtigt.

Im folgenden soll die gesamte zusätzliche Federzusammendrückung einer Wagenseite, die gleich der Federdehnung der anderen Seite angenommen sei, mit z bezeichnet werden. p sei die gemeinsame Federkonstante für die teils hintereinander, teils parallel geschalteten Federn einer Drehgestellseite. o bedeute den Abstand des Federsystems einer Fahrzeugseite von der Mitte des Fahrzeugs. Die Wiegefedern und die Tragfedern haben nicht genau den gleichen Abstand von der Fahrzeuglängsmittle. Diese Abstände unterscheiden sich um einige Zentimeter. Zur einfacheren Rechnung wird ein mittleres o eingeführt. Der Schwerpunkt des gefederten Teils liege um das Maß h über den Radsatzmitten, J_x bedeute das Trägheitsmoment des gefederten Teils in bezug auf die durch seinen Schwerpunkt gehende Längsachse, Q sei das auf ein Rad entfallende, gefederte Gewicht des Fahrzeugs und η der Reibungs-

E. Einfahren des hinteren Drehgestells in den ersten Gleisbogen.

Beim Einfahren des hinteren Drehgestells treten grundsätzlich die gleichen Bewegungen auf, wie beim vorderen Drehgestell. Da sich bei diesem Fahrtabschnitt das vordere Drehgestell schon im Gleisbogen befindet, wirkt auf den vorderen Drehzapfen eine Querschleunigung, deren zeitlicher Mittelwert $\frac{v^2}{R}$ ist. Zur Ermittlung von M_{D_h} kann das Verhältnis

beiwert für die innere Reibung der Tragfedern und der Achslagerführungen. Mit diesen Bezeichnungen läßt sich

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{4 \sigma^2 p - 8 Q h}{M h^2 + J_x} \cdot z = b_{D_v} \frac{q}{2q} \cdot \frac{\sigma}{h} \cdot \frac{M h^2}{M h^2 + J_x} \mp \frac{8 \sigma^2 Q}{M h^2 + J_x} \cdot \eta \dots \dots \dots 13a)$$

oder, wenn man die Konstanten zusammenfaßt:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \varrho \cdot z = \tau \cdot b_{D_v} \mp \vartheta \dots \dots \dots 13b).$$

Darin ist $b_{D_v} \frac{q}{2q}$ die Quereschleunigung der Wagenkastenmitte oder seines Schwerpunktquerschnitts. In diese

$$z = \frac{v^2}{R} \frac{\tau}{\varrho} + \gamma \cdot \sin(\sqrt{\varrho} \cdot t) + \delta \cos(\sqrt{\varrho} t) \mp \frac{\vartheta}{\varrho} - \frac{\tau U}{\omega_2^2 - \varrho} \cdot \sin\left(\omega_2 t + \arctg \frac{b}{a}\right) - \frac{\tau \cdot V}{\omega_1^2 - \varrho} e^{-\lambda t} \sin(\omega_1 t + \varphi) \dots 14).$$

Der Ausdruck für den zeitlichen Verlauf von z setzt sich also zusammen aus einem konstanten Beitrag, welcher durch die Quereschleunigung $\frac{v^2}{R}$ und durch die Reibung in den

Tragfedern und Achslagerführungen bedingt ist, einer Sinusschwingung mit der Eigenkreisfrequenz $\sqrt{\varrho}$ des gefederten Teils, aus einer abklingenden Sinusschwingung mit der Kreisfrequenz ω_2 und einer gedämpften Sinusschwingung mit der Kreisfrequenz ω_1 . Der Ausdruck $\frac{\vartheta}{\varrho}$, welcher die Federreibung

berücksichtigt, ist je nach der Bewegungsrichtung des gefederten Teils mit negativen oder positiven Vorzeichen einzuführen. Die Konstanten γ und δ lassen sich aus den Anfangsbedingungen für diese Schwingung bestimmen. Die Kreisfrequenz $\sqrt{\varrho}$ ist viel kleiner als ω_1 und ω_2 . Die Schwingung mit der Eigenfrequenz $\sqrt{\varrho}$ des gefederten Teils verläuft also viel langsamer als die mit der Frequenz ω_1 und ω_2 , hat aber beträchtlich größere Amplitude als diese. Der zeitliche Verlauf von z wird am meisten durch die Sinusschwingung mit der Eigenfrequenz $\sqrt{\varrho}$ beeinflusst, während sich die Schwingungen mit der Kreisfrequenz ω_1 und ω_2 auf den zeitlichen Verlauf der Federdurchbiegung z in viel schwächerem Maße auswirken. Vergleiche auch Abb. 2 und 4, Taf. 15 weiter unten.

Beim Einfahrbeginn in den ersten Gleisbogen ist der gefederte Teil zunächst in seiner Mittellage in Ruhe. Er bewegt sich infolge der Reibung der Tragfedern und Achslagerführungen nicht gegenüber dem ungefederten, bis nach Gl. 13b) $\tau \cdot b_{D_v} = \vartheta$ geworden ist. Bis zu diesem Zeitpunkt bleiben $\frac{d^2 z}{dt^2}$ und z gleich Null. Trägt man b_{D_v} als Funktion der Zeit auf, so kann man aus diesem Diagramm leicht den Zeitpunkt t_z ablesen, in welchem $\tau \cdot b_{D_v} = \vartheta$ wird. Setzt man die Gleichung für z und für $\frac{dz}{dt}$ gleich Null und führt das ermittelte t_z ein, so lassen sich die Konstanten γ und δ bestimmen.

Damit kennt man den Verlauf des ersten Ausschwingens. Ist der größte Ausschlag erreicht, so kann der gefederte Teil sofort wieder zurückschwingen oder vorübergehend in der erreichten Lage verharren. Für das Zurückschwingen muß ϑ sein Vorzeichen ändern. Die Konstanten γ und δ sind mit den Anfangsbedingungen für das Zurückschwingen neu zu bestimmen. Diese Bestimmung muß bei jeder Umkehr der Bewegungsrichtung des gefederten Teils und, wenn seine Bewegung vorübergehend zum Stillstand gekommen war, vorgenommen werden.

Kommt der gefederte Teil schon nach dem ersten Ausschwingen oder erst nach dem ersten Zurückschwingen bis in die Nähe seiner Mittellage infolge der Reibung in den Tragfedern und Achslagerführungen zur Ruhe, so ist

nach Heumann die folgende Differentialgleichung für z aufstellen:

Differentialgleichung wird b_{D_v} nach Gl. 12b) eingeführt. Dabei kann das Glied mit der reinen e-Funktion $W \cdot e^{-\left(\lambda + \frac{v}{m}\right)t}$ fortgelassen werden, weil dessen Einfluß auf z praktisch gleich Null ist. Die Lösung der Differentialgleichung ergibt die Gleichung für z in Abhängigkeit von der Zeit

$$\tau \cdot b_{D_v} < \pm \frac{\vartheta}{\varrho} - \varrho \cdot z,$$

wie sich aus der Gl. 13b) mit $\frac{d^2 z}{dt^2} = 0$ ergibt. Erst wenn die Quereschleunigung stark genug geworden ist, die Federreibung und den positiven oder negativen Widerstand, der durch die Tragfederzusammendrückung und -dehnung entstanden ist, zu überwinden, wird die Schwingbewegung fortgesetzt.

Wird der Wagenkasten gleichzeitig vorn mit b_{D_v} und hinten mit b_{D_h} quereschleunigt, so wird sein mittlerer Schwerpunktsquerschnitt mit $\frac{b_{D_v} + b_{D_h}}{2}$ quereschleunigt. In diesem Fall ist daher einfach statt b_{D_v} der Ausdruck $b_{D_v} + b_{D_h}$ in die Differentialgl. 13) für z einzuführen.

II. Ausfahren aus einem Gleisbogen in sich unmittelbar anschließende Gerade.

Ähnlich wie für das Einfahren in einen Gleisbogen sollen nun noch die Vorgänge beim Ausfahren in ein gerades Anschlußgleis untersucht werden. Beim Befahren der Einheitsweichen der Deutschen Reichsbahn mit den höchst zulässigen Geschwindigkeiten ist die Zeit für das Durchfahren der Gleisbögen stets so lang, daß, wie die Zahlenrechnung zeigt, im Augenblick des Ausfahrbeginns aus diesen Weichenbögen die beim Einfahren eingeleiteten Erregerschwingungen der Drehgestelle von der Kreisfrequenz ω_1 und die Sekundärschwingungen der Wiege mit Wagenkasten um eine senkrechte Achse mit der Kreisfrequenz ω_2 ganz oder fast ganz abgeklungen sind, so daß sich der Drehzapfenquerschnitt des Wagenkastens über dem ausfahrenden Drehgestell am Schlusse des Durchfahrens des Weichenbogens auf einem Kreisbogen bewegt. Dies trifft sowohl für die vordere als auch für die hintere Wiege und den zugehörigen Wagenkastenquerschnitt zu. Vom Augenblick des Ausfahrbeginns beschreibt der Führungsquerschnitt A nahezu eine Gerade und die Drehgestellmitte B, wie Heumann gezeigt hat, die Bahn:

$$y_B = \frac{m}{R} \left[e^{-\frac{x}{m}} - 1 + \frac{x}{d} \right] \cdot d \dots \dots \dots 15).$$

Dabei fällt die x-Achse der Koordinaten dieser Gleichung zusammen mit der Drehgestell-Längsachse bei Ausfahrbeginn und wird y_B senkrecht hierzu zur Bogeninnenseite hin positiv gerechnet. Da der Schnittpunkt der x- und y_B -Achse mit dem Mittelpunkt des Drehgestells im Augenblick des Ausfahrbeginns zusammenfällt, und die Auslaufbahn von B sehr flach liegt, ist x auch mit großer Annäherung der vom Ausfahrbeginn an zurückgelegte Weg des Drehgestells und $x \approx v \cdot t$. Die Quereschleunigung b_B der Drehgestellmitte ist dann:

$$b_B = \frac{d^2 y_B}{dt^2} = \frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m} \cdot e^{-\frac{v}{m} \cdot t} \dots \dots \dots 16).$$

Dabei ist die Zeit vom Ausfahrbeginn dieses Drehgestells an gerechnet. Die Differentialgleichung für das relative Ausschlagen der Wiege mit Wagenkasten gegenüber der Drehgestellmitte um eine senkrechte Achse lautet hier demnach analog derjenigen für das Einfahren:

$$\frac{d^2s}{dt^2} + \frac{Q_w}{2 \cdot M_D \cdot l} \cdot s = \frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m} \cdot e^{-\frac{v}{m} \cdot t} \pm \frac{Q_w}{M_D} \cdot \frac{r}{l} \mu.$$

M_D wird auch hier nach Gl. 7a) oder 7b) bestimmt. Dabei ist wieder für $\frac{b_{Dv}}{b_{Dh}}$ das Verhältnis der mittleren Querschleunigungen einzusetzen. Die Zahlenrechnung ergab, daß man zur Bestimmung von M_{Dv} und M_{Dh} als Mittelwert für

$$s = \left(\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{4 \cdot \mu \cdot r}{\pi} \omega_2 t \right) \sin \left(\omega_2 t + \arctan \frac{b}{a} \right) + \frac{\frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m}}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2} e^{-\frac{v}{m} t} \dots \dots \dots 17b).$$

Da, wie gesagt, angenommen wird, daß die Querschwingungen der Wiege mit Wagenkasten im Drehzapfenquerschnitt vor dem Ausfahren abgeklungen sind, wird dieser im Augenblick des Ausfahrbeginns querbeschleunigt mit $\frac{v^2}{R}$. Die Wiegenpendel können infolge dieser Querbeschleunigung nicht senkrecht hängen, sondern sie sind ausgelenkt um $s = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{2 \cdot M_D \cdot l}{Q_w}$, wenn die Reibung in den Pendelgelenken unberücksichtigt bleibt. Von dieser kann man absehen, weil die Wiege sich durch die Erschütterung der Fahrt nach einiger Zeit so einstellt, wie es bei $\mu = 0$ der Fall wäre. Unter diesen Umständen

$$b_D = \omega_2^2 \left[\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{4 \mu r}{\pi} \omega_2 t \right] \sin \left(\omega_2 t + \arctan \frac{b}{a} \right) + \left[\frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m} \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2} \right) \right] e^{-\frac{v}{m} t} \dots \dots \dots 18)$$

Auch hier enthält der Ausdruck für b_D eine abklingende Sinusschwingung der Eigenfrequenz ω_2 der Pendel. Das zweite Glied dieses Ausdrucks nimmt rasch ab und ist schon nach kurzer Zeit praktisch ohne Einfluß auf b_D . Diese Querbeschleunigung beeinflusst wieder die Schwingung des gefederten Teils um eine waagerechte Achse in Fahrzeughängsrichtung oder das „Wanken“. Setzt man in die Gl. 13a) statt b_{Dv} $b_{Dv} + b_{Dh}$, d. h. die Summe der am vorderen und hinteren Drehzapfen wirkenden Querbeschleunigungen ein, so erhält man eine Differentialgleichung, deren Lösung ähnlich wie Gl. 14) lautet. Die Funktion z setzt sich zusammen aus einer Sinusschwingung mit der Eigenfrequenz des gefederten Teils \sqrt{g} und Gliedern, die den Querbeschleunigungen an den beiden Drehzapfen entsprechen. Da beim Ausfahren eines Drehgestells b_D nach Gl. 18) durch eine abklingende Sinusfunktion der Kreisfrequenz ω_2 und durch eine e-Funktion mit dem Exponenten $-\frac{v}{m} \cdot t$ dargestellt wird, erscheinen auch in der Gleichung für z eine solche Sinusfunktion und e-Funktion.

Ist beim Ausfahrbeginn des vorderen Drehgestells die durch das Einfahren des hinteren Drehgestells erzeugte Querschwingung des Wagenkastens im hinteren Drehzapfenquerschnitt noch nicht abgeklungen, so ergeben sich in der Gleichung für z außerdem noch Ausdrücke entsprechend Gl. 14). Hat aber bei Ausfahrbeginn des vorderen Drehgestells diese Querschwingung des hinteren Drehzapfens schon aufgehört, so erscheint in der Gleichung für z außer der Schwingung mit der Eigenfrequenz des gefederten Teils und den durch das vordere Drehgestell erzeugten Schwingungen nur noch ein

das Ausfahren des vorderen Drehgestells $\frac{b_{Dv}}{b_{Dh}} = \frac{1}{3}$ und für

das Ausfahren des hinteren Drehgestells $\frac{b_{Dv}}{b_{Dh}} = 0$ annehmen

kann. Die Lösung ist:

$$s = a \cdot \sin \omega_2 t + b \cdot \cos \omega_2 t + \frac{\frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m}}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2} e^{-\frac{v}{m} t} \pm 2\mu r \dots \dots \dots 17a).$$

Damit die Gleichung für s unter Berücksichtigung der Reibung in den Pendelgelenken für die ganze Zeit des Ausfahrens Geltung hat, soll diese entsprechend der Gleichung für s für das Einfahren abgeändert werden. Dann ist:

$$s = \left(\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{4 \cdot \mu \cdot r}{\pi} \omega_2 t \right) \sin \left(\omega_2 t + \arctan \frac{b}{a} \right) + \frac{\frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m}}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2} e^{-\frac{v}{m} t} \dots \dots \dots 17b).$$

ergeben sich die Konstanten a und b aus den Anfangsbedingungen

$$s = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{2 \cdot M_D \cdot l}{Q_w} \text{ und } \frac{ds}{dt} = 0 \text{ zu:}$$

$$a = \frac{\frac{d}{R} \cdot \frac{v^3}{m^2}}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2} \frac{1}{\omega_2} \text{ und } b = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{2 \cdot M_D \cdot l}{Q_w} - \frac{\frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m}}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2}.$$

Bildet man die zweite Ableitung von s nach der Zeit $\frac{d^2s}{dt^2}$ und zieht diese von b_B ab, so erhält man die absolute Querbeschleunigung des Drehzapfenquerschnitts des Wagenkastens für das Ausfahren:

$$b_D = \omega_2^2 \left[\sqrt{a^2 + b^2} - \frac{4 \mu r}{\pi} \omega_2 t \right] \sin \left(\omega_2 t + \arctan \frac{b}{a} \right) + \left[\frac{d}{R} \cdot \frac{v^2}{m} \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{v}{m} \right)^2 + \omega_2^2} \right) \right] e^{-\frac{v}{m} t} \dots \dots \dots 18)$$

konstantes Glied, durch das der Einfluß der konstanten Querbeschleunigung $\frac{v^2}{R}$ des hinteren Drehzapfens ausgedrückt wird.

III. Einfahren in den Gegenbögen.

Beim Einfahren in den Gegenbogen gelten für das vordere und das hintere Drehgestell dieselben Gleichungen, wie beim Einfahren in den ersten Gleisbogen. Nur ist bei Bestimmung von M_D darauf zu achten, welche Querbeschleunigung der andere Drehzapfen bei diesem Fahrtabschnitt erfährt.

IV. Kräfte zwischen Rad und Schiene.

Mit den angegebenen Gleichungen lassen sich die Bewegungen des Wagens ermitteln. Nun soll noch gezeigt werden, wie man aus diesen wieder die zwischen Rad und Schiene auftretenden Kräfte bestimmt. Durch die Querbeschleunigungen b_{Dv} und b_{Dh} des Wagenkastens in den Drehzapfenquerschnitten wirken zwischen Drehgestell und Wagenkasten die Trägheitskräfte $b_{Dv} \cdot M_{Dv}$ und $b_{Dh} \cdot M_{Dh}$. Da nunmehr b_{Dv} und b_{Dh} über dem ganzen zeitlichen Verlauf für ein geschätztes M_{Dv} und M_{Dh} bekannt sind, lassen sich M_{Dv} und M_{Dh} nach Gl. 7a) und 7b) für jeden Augenblick genauer bestimmen. Damit läßt sich die zunächst gemachte Annahme von M_{Dv} und M_{Dh} kontrollieren.

Wie schon oben gesagt, entstehen bei den beschriebenen Querbewegungen des Wagenkastens in den Drehzapfenquerschnitten Trägheitswiderstände, die mit S_1 , S_2 oder S_3 , S_4 be-

zeichnet wurden. Die auf die Drehzapfen entfallenden Teile dieser Kräfte sind S_{D_v} und S_{D_h} . Es ist

$$S_{D_v} = b_{D_v} \cdot M_{D_v} \dots \dots \dots 19)$$

und

$$S_{D_h} = b_{D_h} \cdot M_{D_h} \dots \dots \dots 20).$$

Durch seine Sonderbewegung auf den Tragfedern um eine waagerechte Längsachse oder das „Wanken“ kann der Wagenkasten den Querschleunigungen b_D ausweichen. Durch dieses Ausweichen wird der Massenwiderstand des Wagenkastens zunächst vermindert, wie Heumann gezeigt hat, um $S_x = \epsilon_x \cdot M \cdot h$, wenn ϵ_x die Winkelbeschleunigung um eine waagerechte Längsachse ist, die sich entsprechend der Tragfederzusammendrückung und -dehnung einstellt. Da

$\epsilon_x = \frac{d^2 z}{dt^2}$ ist, wird:

$$S_x = \frac{1}{o} \cdot M \cdot h \frac{d^2 z}{dt^2} \dots \dots \dots 21).$$

Diese Kraft kann man sich im mittleren oder Schwerpunktquerschnitt des Wagens angreifend denken. Auf jeden Drehzapfen entfällt $\frac{S_x}{2}$. Führt man die in der Mitte des Dreh-

gestells wirkenden Kräfte $S_v = S_{D_v} - \frac{S_x}{2}$ oder $S_h = S_{D_h} - \frac{S_x}{2}$

in das Heumann-Diagramm ein, so ergeben sich die Richtkräfte und Führungsdrücke in bekannter Weise. Von der Massenwirkung der Drehgestelle selbst kann dabei abgesehen werden, weil diese relativ klein ist.

V. Zahlenbeispiel.

A. Daten.

Nun sollen die entwickelten Formeln angewandt werden, um das Verhalten von Drehgestellwagen in Gegenbögen zahlenmäßig zu verfolgen.

Es wird ein Drehgestellwagen der Einheitsbauart 1928 mit folgenden Daten untersucht: $l = 10,25$ m, $q = 7,2$ m, $d = 1,8$ m, $p = 35000$ kg/m, η nach Marié bestimmt $= 0,035$, $o = 0,94$ m, $M = 3400$ kg s² m⁻¹, $h = 1,35$ m, $Q = 4625$ kg, $J_x = 7500$ kg m s². Die Federkonstanten von Radsatz und Oberbau bei Beanspruchung durch statische und dynamische Führungsdrücke wurden von Heumann übernommen, die des seitlich ziemlich nachgiebigen Drehgestellrahmens zu 135000 kg/m überschlägig berechnet, so daß sich $p_A = 100000$ kg/m ergab.

Die Untersuchung wird zunächst durchgeführt für eine Fahrgeschwindigkeit $V = 40$ km/h. Dabei wird ein Gegenbogen angenommen, der aus zwei Einheitsweichen 49 1:9 von $R = 190$ m Krümmungshalbmesser mit einer Zwischengeraden von 8,827 m Länge besteht. Dieser Gegenbogen bildet die Verbindung zweier gerade durchlaufender Gleise von 4,5 m Gleisabstand, wie er heute in Bahnhofsgleisen vorherrscht. Es sei angenommen, daß der erste Bogen eine Rechtskurve und der zweite Bogen eine Linkskurve ist.

B. Verhalten in Gegenbogenverbindung I S. 49/190/1: 9.

Auf Abb. 1, Taf. 15 ist der zeitliche Verlauf der Beschleunigungen b_{D_v} und b_{D_h} sowie der Rucke ψ_{D_v} und ψ_{D_h} aufgetragen. Auch sind die Glieder, aus denen sich b_D zusammensetzt, eingezeichnet. Die Schwingung mit der Kreisfrequenz ω_1 ist mit a , die mit der Kreisfrequenz ω_2 mit w bezeichnet. a' gibt den beim Ausfahren entstehenden Beitrag zu b_D an. Abb. 2, Taf. 15 zeigt den zeitlichen Verlauf der Tragfederzusammendrückung bzw. -dehnung z nebst den Beiträgen zu diesem z aus der Schwingung a mit der Kreisfrequenz ω_1 , der Schwingung w mit der Kreisfrequenz ω_2 , der Schwingung e mit der Eigenfrequenz des ge-

federten Teils \sqrt{q} , einem konstanten Beitrag und beim Ausfahren aus einem rasch abklingenden Glied a' . Man erkennt, daß der gefederte Teil des vorderen Drehgestells zunächst nur wenig, nach links ausschwingt, dann aber beim Einfahren des hinteren Drehgestells sich stärker zur Seite bewegt bis $z_{max} = 0,0345$ m, in der äußersten Schräglage verharnt, bis beim Einfahren des vorderen Drehgestells in den Gegenbogen der Wagenkasten zurückzuschwingen beginnt, nach einigen Schwankungen die äußerste Schräglage nach rechts bei $-z_{max} = 0,037$ m erreicht, zurückschwingt und erst 1,6 s nach dem Ausfahren des hinteren Drehgestells aus dem Gegenbogen zur Ruhe kommt.

C. Verhalten in Gegenbogenverbindung S. 49/1200/1: 18,5.

Zum Vergleich wird der gleiche Wagen bei einer Fahrgeschwindigkeit $V = 100$ km/h in einem Gegenbogen mit $R = 1200$ m, 1:18,5 untersucht. Abb. 3, Taf. 15 zeigt den zeitlichen Verlauf der Beschleunigungen b_{D_v} und b_{D_h} sowie der Rucke ψ_{D_v} und ψ_{D_h} . Auf Abb. 4, Taf. 15 ist der zeitliche Verlauf der Tragfederbewegung dargestellt. Im ersten Gleisbogen erreicht z_{max} den beträchtlichen Wert 0,0595 m. Der Wagenkasten schwingt zunächst wenig nach rechts zurück, kommt für kurze Zeit zur Ruhe, bewegt sich dann durch das Einfahren beider Drehgestelle in den Gegenbogen begünstigt nach rechts hinüber und erreicht $-z_{max} = 0,084$ m. Von dieser Stellung schwingt er zurück über die Mittellage hinaus nach links hinüber und kommt dann erst nach dem Zurückschwingen bis in die Nähe der Mittellage zur Ruhe.

D. Vergleich.

Vergleicht man den Verlauf von z bei $V = 40$ und $V = 100$, so erkennt man, daß die Ausschläge bei $V = 100$ viel größer sind, obgleich die den Kreisbögen entsprechenden Querschleunigungen $\frac{v^2}{R}$ in beiden Fällen ungefähr gleich groß sind.

Da die Kreisbögen und die Zwischengeraden im zweiten Fall viel länger sind als im ersten und die Geschwindigkeiten etwa im gleichen Verhältnis im zweiten Fall größer sind als im ersten, ist die Zeit für das Durchfahren aller drei Teile der Gegenbogenverbindung auch fast gleich für beide Fälle. Aber bei höheren Geschwindigkeiten folgt das hintere Drehgestell schneller dem vorderen über eine bestimmte Gleisstelle. Daher wird z. B. beim Einfahren mit $V = 100$ das hintere Drehgestell schon nach viel kürzerer Zeit im gleichen Sinne querschleunigt wie das voranlaufende und b_{D_v} und b_{D_h} wirken längere Zeit im gleichen Sinne als bei $V = 40$. Dadurch entstehen bei höheren Geschwindigkeiten die größeren Ausschläge von z . Es leuchtet auch ein, daß aus diesem Grund ein möglichst großer Abstand der Drehzapfen erwünscht ist, denn je größer dieser ist, um so längere Zeit vergeht, bis das hintere Drehgestell dem vorderen über eine bestimmte Gleisstelle folgt, um so kleiner wird z . Weil bei $V = 40$ die Amplituden von z verhältnismäßig klein sind, sind die Tragfederkräfte, welche den gefederten Teil in seine Mittellage zurückzutreiben suchen, ebenfalls klein, so daß der gefederte Teil nach Erreichen eines größten Ausschlages z_{max} oder z_{min} nicht sofort zurückschwingt, sondern mehrmals zur Ruhe kommt. Daher wird hier der Verlauf von z etwas unregelmäßig. Bei $V = 100$ schwingt der Wagenkasten mit größeren Ausschlägen z zur Seite, z ändert sich daher stetiger. In beiden Fällen ist der Ausschlag z im Gegenbogen größer als im ersten Bogen. Das erklärt sich daraus, daß der gefederte Teil unmittelbar vor dem Einfahren des vorderen und oft auch des hinteren Drehgestells in den Gegenbogen nach links, also in bezug auf den Gegenbogen nach innen, ausgeschwenkt ist. Die hierdurch erzeugte Federspannkraft begünstigt das Schwingen zur anderen Seite hinüber. Bei $V = 100$ hat der Wagenkasten beim Einfahren

in den Gegenbogen eine gewisse Schwinggeschwindigkeit $\frac{dz}{dt}$.

Die Masse des Wagenkastens besitzt eine bestimmte kinetische Energie, durch die das Schwingen des Wagenkastens von links nach rechts begünstigt wird. Wäre die Zwischengerade so lang, daß der gefederte Teil während des Befahrens der Zwischengeraden zur Ruhe käme, so würde dies bei $V = 40 \text{ km/h}$ in der Nähe der Mittellage des gefederten Teils noch mit kleinem positivem z der Fall sein, also links von der Mittellage, während bei $V = 100 \text{ km/h}$ der Wagenkasten erst bei stark negativem z , rechts von der Mittellage zur Ruhe käme. Wenn das Einfahren in den Linksgegenbogen mit diesem negativen z erfolgen würde, dann wäre das Ausschlagen des Wagenkastens im Gegenbogen nach rechts hinüber kleiner als im ersten Gleisbogen nach links. Aber um dies zu erreichen, müßte die Zwischengeraden mindestens 38 m lang sein. Da sich bei den Gleisverbindungen eine so lange Zwischengerade meist nicht ausführen läßt, wäre es hier in bezug auf die Wankbewegung des gefederten Teils fast ebenso zweckmäßig, die Zwischengerade ganz wegzulassen. Dann würde das Einfahren in den Gegenbogen schon erfolgen, wenn der gefederte Teil eine noch nicht so große Schwinggeschwindigkeit $\frac{dz}{dt}$ erreicht hat, der

Ausschlag $+z$ aber größer ist. Bei $V = 100$ würde der größere Ausschlag des gefederten Teils nach links ein Zurückschwingen über die Mittellage hinaus bewirken und der gefederte Teil käme bei einem stark negativen z zur Ruhe. Beim Fortfall der Zwischengeraden wäre theoretisch eine Vergrößerung der Krümmungshalbmesser möglich.

Aus den Gl. 19) und 20) lassen sich die Trägheitskräfte S_{D_v} und S_{D_h} bestimmen. Durch zweimaliges Differenzieren von z nach der Zeit erhält man die Beschleunigungen bei der Tragfederzusammendrückung bzw. -dehnung. Nach Gl. 21) erhält man hieraus S_x . Subtrahiert man von S_{D_v} und S_{D_h} die Kräfte $\frac{S_x}{2}$, so ergeben sich die auf die Drehgestelle an den Drehzapfen zurückwirkenden Trägheitskräfte S_v und S_h . In Abb. 1 und 2, Taf. 16 ist der Verlauf von S_{D_v} und S_{D_h} , $\frac{S_x}{2}$, S_v und S_h eingetragen. Man erkennt, wie zu jedem Zeitpunkt die Schwingbewegung des Wagenkastens auf den Tragfedern oder seine Wankbewegung die Seitenkräfte S_v und S_h vergrößert oder verkleinert. Ermittelt man nun noch nach dem zeichnerischen Minimumverfahren die Richtkräfte zwischen Rad und Schiene, so lassen sich daraus die Führungsdrücke Y_{1_v} und Y_{1_h} der voranlaufenden Drehgestellachsen beider Drehgestelle bestimmen. Auch diese Kräfte sind in Abb. 1 und 2, Taf. 16 eingetragen. Die Führungsdrücke schwanken etwas entsprechend dem Verlauf von S_v und S_h . Sie werden in keinem Fall gefährlich groß.

Der Einfluß der Kräfte S_{D_v} oder S_{D_h} auf den Führungsdruck Y_1 eines Drehgestells ist größer als der von $\frac{S_x}{2}$. Die Kräfte S_{D_v} und S_{D_h} ändern sich nur wenig bei Veränderung der Länge der Zwischengeraden. Da $\frac{S_x}{2}$ durchweg kleiner als S_{D_v} oder S_{D_h} ist, ist der Einfluß der Wankbewegung des Wagenkastens auf die Führungsdrücke beider Drehgestelle nicht sehr groß. In beiden hier untersuchten Fällen werden durch die Wankbewegung des gefederten Teils die Führungsdrücke Y_1 der voranlaufenden Drehgestelle beim Einfahren in den Gegenbogen etwas vermindert, die Führungsdrücke Y_1 der hinteren Drehgestelle nur zu Beginn des Einfahrens in den Gleisbogen.

Gegenbögen, die mit sehr kurzen oder ganz ohne Zwischengerade verlegt werden, erzeugen ziemlich hohe Führungsdrücke des in den Gegenbogen einfahrenden Drehgestells, weil dessen Mitte schon im Sinne des Gegenbogens querbeschleunigt wird, während seine Wiegenpendel noch nicht in die Ruhelage zurückgekehrt sind, sondern noch entsprechend der Zentripetalbeschleunigung des ersten Bogens ausgelenkt sind. Hierdurch werden die Beschleunigungen b_D und dadurch die Trägheitskräfte S_D und Y_1 größer. Um diese ungünstige Wirkung zu vermeiden, genügt es jedoch, die Länge der Zwischengeraden so zu bemessen, daß die Wiegenpendel des in den Gegenbogen einfahrenden Drehgestells in ihre Ruhelage zurückgekehrt sind, bevor die Drehgestellmitte im Sinne des Gegenbogens querbeschleunigt wird, wozu eine Zeit zum Durchfahren der Zwischengeraden von etwa 0,2 bis 0,3 s erforderlich ist. Vorteile von längeren Zwischengeraden sind mit Rücksicht auf den Führungsdruck nicht erkennbar, es sei denn, daß man die Zwischengeraden sehr lang ausführt, so daß die Wankschwingung des gefederten Teils während des Befahrens der Zwischengeraden in der Nähe der Mittellage oder bei negativem z zur Ruhe kommen kann (s. oben).

E. Wirkung der Bewegungen auf den Fahrgast, Ruck.

Wie schon zu Beginn dieser Arbeit gesagt wurde, sind für die Annehmlichkeit der Fahrt die auftretenden Beschleunigungen und Rucke maßgebend. Im folgenden soll zunächst von der Wankbewegung des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten abgesehen werden. Der Wagenkasten erfährt an seinen Drehzapfen Querbeschleunigungen, die sich auf die einzelnen Querschnitte des Wagenkastens entsprechend der Entfernung dieser Querschnitte von den Drehzapfen vergrößert oder verkleinert übertragen. Wenn z. B. beim Einfahren der hintere Drehzapfen noch nicht querbeschleunigt wird, der vordere aber mit b_{D_v} , so entstehen hierdurch in den Querschnitten, die vor dem vorderen Drehzapfen liegen, Querbeschleunigungen, die größer sind als b_{D_v} . Die zwischen den Drehzapfen liegenden Querschnitte werden mit weniger als b_{D_v} querbeschleunigt und die hinter D_h liegenden werden in umgekehrter Richtung wie b_{D_v} beschleunigt. Die einzelnen Querschnitte des Wagenkastens erfahren also durch b_{D_v} sehr verschiedene Querbeschleunigungen. Es würde zu weit führen, wollte man die Beschleunigungen aller Querschnitte genau verfolgen. Deshalb sollen hier nur die an den Drehzapfenquerschnitten des Wagenkastens auftretenden b_D untersucht werden. b_D für $V = 40$ und $V = 100$ sind auf Abb. 1 und 3, Taf. 15 dargestellt, ebenfalls deren zeitliche Änderung, die Rucke $\psi_D = \frac{db_D}{dt}$.

Man erkennt, daß in beiden Fällen die auftretenden größten Beschleunigungen b_D und auch die größten Rucke ψ_D fast gleich sind. Die größten Beschleunigungen betragen $1,5 \div 2 \text{ m s}^{-2}$ und die größten Rucke $5 \div 7 \text{ m s}^{-3}$. Es ist interessant, daß die Rucke zu Beginn des Einfahrens in die Gleisbögen nicht die größten sind. Dies erklärt sich daraus, daß die Erregerschwingung mit der Kreisfrequenz ω_1 (a) und die Wiegeschwingung mit der Kreisfrequenz ω_2 (w) sich entgegenwirken. Die Drehzapfenquerschnitte des Wagenkastens werden fast genau mit der Eigenfrequenz der Wagenkastenmasse auf den Wiegenpendeln hin und her bewegt. Die sich überlagernde Erreger-Sinusschwingung der Kreisfrequenz ω_1 ist nur im Anfang von Bedeutung. Sieht man einmal vorübergehend von der elastischen Wirkung der gespannten Fahrzeug- und Oberbauteile ab und nimmt man einmal an, die Drehgestelle müßten genau der Gleisachse folgen, so würden die Rucke beim Einfahren und Ausfahren unendlich groß, denn die Quer-

beschleunigung müßte dann in der Zeit Null sich zwischen Null und $\frac{v^2}{R}$ ändern²⁾.

Tatsächlich ist diese Elastizität von ausschlaggebender Bedeutung.

Oben wurde gezeigt, daß die absoluten Querschleunigungen b_D der Drehzapfenquerschnitte des Wagenkastens die Differenz darstellen aus den absoluten Querschleunigungen der Erregerschwingung des Drehgestells b_B und aus den relativen der Wiege mit Wagenkasten $\frac{d^2s}{dt^2}$. Den größeren Einfluß auf b_D übt die Schwingung der Wiege mit Wagenkasten mit der Kreisfrequenz ω_2 aus: ω_2 ist $= \sqrt{\frac{Q_w}{2 \cdot l \cdot M_D}}$.

Man hat es also in der Hand durch geeignete Bemessung der Wiegenpendel den Verlauf von b_D günstig zu beeinflussen. Macht man die Pendel lang, also l groß, so wird ihre Eigenkreisfrequenz ω_2 klein, die Zeit für das Anwachsen von b_D wird größer. Gleichzeitig nimmt der größte Pendelausschlag s_{\max} mit $\frac{1}{\omega_2}$ zu. Der Ruck $\frac{d^3s}{dt^3}$ der Pendelbewegung ändert sich daher im Verhältnis $\omega_2^3 \cdot \frac{1}{\omega_2}$, wird also bei größerer Pendellänge kleiner.

Man sollte also die Wiegenpendel möglichst lang machen. Allerdings darf man hierbei nicht zu weit gehen, weil dann die seitlichen Bewegungen des Wagenkastens zu groß werden. Zu große seitliche Bewegungen werden oft unangenehm empfunden. Schon bei einer Pendellänge von 250 mm erreicht, wie die Zahlenbeispiele ergeben, der relative Seitenausschlag der Wiege gegenüber dem Drehgestell beim Durchfahren von Gegenbögen mehrerer Male 25 mm. Das seitliche Spiel in der Wiege beträgt 25 oder meist 30 mm nach jeder Seite hin. Wenn dieses Spiel erschöpft wird, entsteht durch Anschlag des Wiegebalkens am Drehgestell ein Stoß, der sich durch das Drehgestell und den Wagenkasten fortpflanzt. Hierdurch wird die Unruhe des Laufs vergrößert.

Über den Einfluß der verschiedenen Gleisverbindungen auf das Empfinden des Reisenden hat Vogel²⁾ interessante Beobachtungen angestellt, die allerdings in seiner Untersuchung über den Ruck noch nicht restlos geklärt werden konnten. Es ist nicht so, daß in einem Fall die Querschleunigung $\frac{v^2}{R}$, im anderen dagegen der Ruck ausschlaggebend ist, sondern der Ruck allein ist maßgebend. Die Erfahrung zeigt nämlich, daß die größte für den Fahrgast noch gut erträgliche Querschleunigung ziemlich hoch liegen kann.

²⁾ Grundsätzlich falsch ist es, für das Anwachsen der Querschleunigung irgend eines Fahrzeugquerschnitts beim Einfahren von Null auf $\frac{v^2}{R}$ oder für das Abnehmen beim Ausfahren von $\frac{v^2}{R}$ auf Null die Zeit anzunehmen, die zwischen dem Ein- oder Ausfahren des vorderen und dem des hinteren Drehgestells verstreicht und, um den Ruck zu erhalten, einfach die Beschleunigungsänderung beim Ein- oder Ausfahren durch diese Zeit zu dividieren. Auch als Näherungsrechnung ist diese Methode nicht zu gebrauchen, denn die wirkliche Zeit des Anwachsens der Querschleunigung eines Fahrzeugquerschnitts hat nichts zu tun mit der Zeit $\frac{2 \cdot q}{v}$ zwischen Ein- und Ausfahren der beiden Drehgestelle und die Zahlenrechnung zeigt demgemäß auch, daß die Zeiten für das Anwachsen der Beschleunigung viel kleiner sind, als die Zeit $\frac{2 \cdot q}{v}$, daß die wirklichen Rucke viel größer sind, als nach dieser Rechnung. Vergl. Vogel, „Die Bewertung der Gleisverbindungen nach dem Ruck“, Org. Fortschr. Eisenbahnes, 1936, S. 413.

Zum Beispiel wird beim Durchfahren von gutliegenden Gleisbögen eine überschüssige Querschleunigung von 0,5 bis 0,6 m/s² vom Reisenden fast überhaupt nicht wahrgenommen. Unter überschüssiger Querschleunigung soll hier die Differenz aus der Zentripetalbeschleunigung $\frac{v^2}{R}$ und der durch die

Gleisüberhöhung erzeugten in gleicher Richtung mit der Zentripetalbeschleunigung wirkenden Komponente der Erdbeschleunigung verstanden werden. Nur diese überschüssige Querschleunigung wird nämlich vom Fahrgast wahrgenommen. Im Kraftwagen mutet man den Insassen noch weit aus größere überschüssige Querschleunigungen zu. Läßt man diese durch langsame Bewegung der Steuerung allmählich auf ihren Höchstwert anwachsen, so werden auch diese, selbst wenn sie über 3 m/s² betragen, nicht unangenehm empfunden. Diese liegen aber schon weit über denen, die in den hier betrachteten Fällen der Eisenbahnfahrt auftreten. Ändern sich aber die auf den Fahrgast wirkenden Querschleunigungen rasch, d. h. treten große Rucke auf, so wird die Bewegung unangenehm empfunden.

Wenn auch für das Empfinden des Reisenden die Rucke maßgebend sind, so sind die Querschleunigungen doch wenigstens von indirekter Bedeutung, weil sie die Querrucke beeinflussen. Beim Einfahren in Gleisbögen werden die Rucke um so größer, je größer die Beschleunigung $\frac{v^2}{R}$ beim Durch-

fahren des Bogens ist. $\frac{v^2}{R}$ stellt den Mittelwert der Querschleunigungen für die Fahrabschnitte des Einfahrens und Durchfahrens von Gleisbögen dar. Ist er groß, so sind auch die maximalen Beschleunigungen zu Beginn des Einfahrens groß. Führt z. B. derselbe Wagen einmal mit $V = 65$ km/h, ein anderes Mal mit $V = 70$ km/h in einen Weichenbogen mit $R = 500$ m Halbmesser ein, so ändert sich dabei $\frac{v^2}{R}$ schon

von 0,65 auf 0,76 m/s². Weil die maßgebenden Kreisfrequenzen ω_1 und ω_2 in beiden Fällen gleich sind, bleibt die Zeit für das Anwachsen der Beschleunigung auf den Maximalwert in beiden Fällen ungefähr gleich, die Rucke verhalten sich also etwa im Verhältnis 0,65:0,76. Dabei wird der Ruck der Drehzapfenquerschnitte größer als $\approx 7 \text{ m s}^{-3}$ und damit übersteigt er anscheinend die Grenze des gut Erträglichen. So erklärt sich die Beobachtung Vogels, daß beim Einfahren in eine Einheitsweiche mit $R = 500$ m die Bewegungen des Wagenkastens bei $V = 65$ km/h gut erträglich waren, während bei einer Steigerung der Geschwindigkeit auf 70 km/h und mehr die Bewegung sehr unangenehm empfunden wurde. Daher ist auch das Einfahren in eine Weiche mit $R = 1200$ m mit 100 km/h Geschwindigkeit für den Fahrgast angenehmer, als die Einfahrt in eine Weiche mit $R = 500$ bei 70 km/h. Bei $V = 100$ und $R = 1200$ dürften nämlich wegen des viel kleineren $\frac{v^2}{R}$ die

Beschleunigungen und damit auch die Rucke erheblich niedriger liegen. Die Grenze der gut erträglichen Rucke scheint bei $\psi_D \approx 7 \text{ m s}^{-3}$ zu liegen. Ist zwischen der Zulaufgeraden und dem Kreisbogen ein Übergangsbogen vorhanden, so erfolgt das Einfahren in den Bogen nach anderen Gesetzen als hier abgeleitet. Meist wächst hier die Beschleunigung b_D in längerer Zeit ohne starke Schwankungen von Null auf $\frac{v^2}{R}$ an. Ist aber der Übergangsbogen zu kurz, so können ähnliche Schwankungen der Querschleunigung auftreten, wie bei Weicheneinfahrten.

Die Rucke ψ_D beim Einfahren in den Gegenbogen werden, wenn die Zwischengerade sehr kurz ist oder ganz fehlt, größer als beim Einfahren in den ersten Bogen, da die

Bewegungen der Wiege ungünstiger sind. Wenn diese nämlich entsprechend der Querschleunigung des ersten Bogens nach außen ausgelenkt ist und sie aus dieser Stellung zur anderen Seite hin querschleunigt wird, werden wie schon oben gesagt, die Ausschläge, Beschleunigungen und damit auch die Rucke größer als wenn die Wiege aus ihrer Mittelstellung abgelenkt worden wäre. Die Zwischengerade muß so lang sein, daß die Zeit ihres Durchfahrens ausreicht, um die stark seitlich ausgeschwungene Wiege in ihre Mittelstellung zurückzuführen. Dazu ist eine Länge von ungefähr 2 bis 8 m erforderlich entsprechend einer Fahrzeit von 0,2 bis 0,3 s. Auch in bezug auf die Größe der Rucke ist also eine kurze Zwischengerade erwünscht.

Bisher war bei der Betrachtung der Rucke von der Sonderbewegung des gefederten Teils abgesehen worden. Jetzt soll diese betrachtet werden.

Der Wagenkasten wird einmal durch die an seinen Drehzapfen angreifenden b_D querschleunigt, jeder Querschnitt in beliebiger Höhe gleichmäßig. Außerdem entstehen bei der Wankbewegung Winkelbeschleunigungen um eine waagerechte etwa in Höhe der Radsatzdrehachsen liegende Längsachse. Durch diese Winkelbeschleunigungen erfahren die einzelnen Punkte des Wagenkastens zusätzliche Querschleunigungen entsprechend ihrer Höhenlage über dieser Achse, z. B. wird der Wagenkasten in Höhe seines Schwerpunkts durch diese Winkelbeschleunigung um $\frac{h}{o} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}$ zusätzlich querschleunigt.

Höher gelegene Punkte erfahren stärkere, zusätzliche Querschleunigungen, tiefer gelegene Punkte geringere. Die von den Drehzapfenquerschleunigungen b_{D_v} und b_{D_h} herrührenden Querschleunigungen jedes Querschnitts und die durch die Winkelbeschleunigung des Wagenkastens erzeugten, zusätzlichen setzen sich an jedem Punkt des Wagenkastens

zusammen und beschleunigen ihn um eine stark geneigte und ihre Neigung stark verändernde Achse.

Die Rucke verteilen sich in gleicher Weise auf die einzelnen Punkte des Wagenkastens. Auch bei ihnen soll der Einfluß der beiden Bewegungsursachen getrennt betrachtet werden.

Die durch die Wankbewegung erzeugten zusätzlichen Rucke haben in Höhe des Wagenkastenschwerpunkts die Größe $\frac{h}{o} \frac{d^3 z}{dt^3}$ und betragen höchstens 0,3 bis 0,9 $m s^{-3}$. Die Höchstwerte der von den b_D herrührenden Rucke ψ_D betragen an den Drehzapfenquerschnitten dagegen etwa 7 $m s^{-3}$. Beide zusammen ergeben den Ruck über einem Drehzapfen in Höhe des Wagenkastenschwerpunkts. Man erkennt, daß die Teilrucke, welche durch die Querschleunigung des Wagenkastens mit b_{D_v} und b_{D_h} entstehen, viel größer sind als die, welche durch die Bewegung der Tragfedern entstehen. Die Bewegung infolge der Durchbiegung der Tragfedern verläuft gegenüber den anderen Bewegungen viel sanfter. Allerdings treten dabei, wie die Rechnung zeigt, ganz erhebliche Seitenbewegungen auf.

Schrifttum.

- Heumann, Zum Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1928, S. 481.
 Heumann, Bogenlauf vierachsiger Eisenbahnwagen, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 337.
 Heumann, Das Einfahren der Lokomotiven in Gleisbögen, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 165.
 Heumann, Das Ausfahren von Eisenbahnfahrzeugen aus nicht überhöhten Gleisbögen, noch nicht veröffentlicht.
 Vogel, Die Bewertung der Gleisverbindungen nach dem Ruck, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, S. 413.
 Untersuchungen über das Kräftespiel zwischen Fahrzeug und Oberbau, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, S. 349.
 Merkbuch für die Fahrzeuge der Reichsbahn.

Liechty's Studien und Messungen der Bogenläufigkeit von Eisenbahnfahrzeugen.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Hierzu Tafel 17.

In dem Aufsatz: „Studie über die Spurführung von Eisenbahnfahrzeugen*)“ baut Dipl.-Ing. Roman Liechty auf seinen früherern hier besprochenen Arbeiten: „Das bogenläufige Eisenbahnfahrzeug**)“ von 1934 und „Messungen über die Spurführung bogenläufiger Eisenbahnfahrzeuge**)“ von 1936 auf. Er leitet seinen Aufsatz ein durch eine die Arbeit von 1934 ergänzende geschichtliche Übersicht über die bogenläufigen Achsanordnungen: Sonderanordnungen, freie Lenkachsen und zwei- und mehrachsige Drehgestelle, und er schließt ihn durch ein Literaturverzeichnis, das das in der Arbeit von 1934 gegebene sehr ausführliche bis 1937 fortführt und einige ältere Arbeiten nachträgt. Der Text der geschichtlichen Übersicht ist kritisch gehalten und durch eine Reihe von Abbildungen unterstützt. Er gipfelt in der Beschreibung des vom Verfasser erfundenen zweiachsigen Drehgestells SIG-VRL. mit vom Wagenkasten aus gesteuerten Achsen. Dies Gestell gestattet große Radstände mit ihren sehr guten Laufeigenschaften ohne die Nachteile großer Anlaufwinkel und hat sich bereits in einer Reihe von Ausführungen in längerem Betrieb recht gut bewährt. In diesem aufschlußreichen Abschnitt leidet die Klarheit etwas durch zu große Knappheit des Textes und der Abbildungen.

Im Hauptteil der Arbeit berichtet der Verfasser über Bogenlaufmessungen und deren Auswertung an einem zwei-

achsigen Wagen der SBB. mit freien Lenkachsen von 9 m Radstand und einem vierachsigen Drehgestellwagen der SBB. von 14,8 m Drehzapfenabstand und 2,6 m Drehgestellradstand. Beide Wagen wurden mit Radreifen verschiedener Umrißformen untersucht, der Lenkachswagen mit dem Regelumriß der SBB. neu (s. Abb. 1) und abgenutzt und einem Umriß nach Abb. 2, sehr ähnlich dem 1934 vom VMEV. vorgeschlagenen Umriß RZÄ.*) neu, der sich vom Regelumriß vor allem durch einen ein wenig kleineren Spurkranzkegelwinkel unterscheidet, der Drehgestellwagen mit dem Regelumriß der SBB. und einem im Spurkranzteil gleichen Umriß mit einer Laufflächenkegelneigung 1:40 statt 1:20, beide neu. Alle Meßfahrten wurden gemacht auf der 1200 m langen zweigleisigen Strecke Flamatt—Schmitzen, deren eines Gleis fast neue und deren anderes ältere ziemlich stark abgenutzte Schienen des gleichen, in Abb. 1 und 2 in neuem Zustand durch ausgezogene Linien dargestellten Umrisses aufwies. Die Strecken hatten außer Geraden Krümmungen von 450 und 600 m Halbmesser mit Überhöhungen von 110 bis 120 mm; der Bogen von 600 m Halbmesser wurde nur vom Drehgestellwagen durchfahren. Im übrigen befuhr jeder Wagen die gleiche Strecke mit den verschiedenen Radreifenformen in kurzen Zeitabständen mit Geschwindigkeiten bis zu 30 km/h. Die Messungen wurden vorgenommen vor allem mit Hilfe einer vom Verfasser erdachten

*) Schweizer Arch. f. angew. Wissensch. u. Techn. 1937, Heft 4, S. 81 bis 99.

**) Erschienen in eigenem Verlag und besprochen im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, Heft 13, S. 238.

*) Siehe die Veröffentlichung des VMEV. im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, Heft 7, S. 121: „Theoretische Untersuchungen zur Entwicklung einer verbesserten Umrißlinie für Radreifen“ und meine Stellungnahme dazu in der gleichen Zeitschrift 1934, Heft 18, S. 336: „Zur Frage des Radreifenumrisses.“

bei seinen früheren Messungen erprobten und bewährten mechanischen Meßeinrichtung*).

Am Lenkachswagen wurde mit Hilfe dieser Einrichtung gemessen und über dem Fahrzeugweg aufgeschrieben: Die Stellung beider Radsätze längs und quer zum Wagenkasten, der Abstand je eines Spurkranzes jedes Radsatzes von der benachbarten Schienenflanke, die Winkelstellung jedes Radsatzes zum Gleis oder seine Abweichung von der Radialstellung (der „Anlaufwinkel“) und die Spurweite des Gleises unter dem Fahrzeug.

Ein Abschnitt aus diesen fortlaufenden Aufschreibungen — die im Versuchsbericht nicht veröffentlicht sind — ist in Taf. 17 wiedergegeben, und zwar für die Vorderachse des Wagens, erstens mit neuem SBB.-Regelreifen, zweitens mit neuem dem RZÄ.-Umriß ähnlichem Reifen und drittens mit

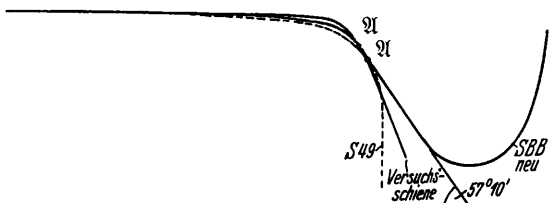


Abb. 1.

auf Abnutzungsform abgedrehtem SBB.-Reifen, alle auf neuem Gleis laufend. Die Spurerweiterung in den 450 m-Bögen ist ziemlich groß. Die Geschwindigkeit war so klein, daß der Wagen in den außen mit 110 bis 120 mm überhöhten Bögen nach innen hing, was aus den Querverschiebungen der Radsätze gegen den Wagenkasten deutlich zu erkennen ist. Die Querverschiebungen sind in allen drei Fällen ziemlich regelmäßig, gleichförmig und gleich groß. Die Längsverschiebungen der Achsbuchsen gegenüber dem Wagenkasten und die ihrem Unterschied entsprechenden Verdrehungen der Radsätze gegen ihre Mittelstellung sind ein Maß des Lenkvermögens oder der Bogenläufigkeit der Radsätze und stehen in fester Beziehung zum Anlaufwinkel. Diese Längsverschiebungen

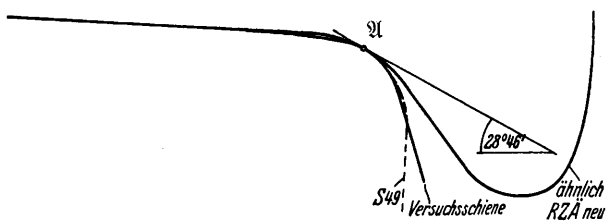


Abb. 2.

sind in den drei Fällen verschieden. Beim neuen SBB.-Umriß sind sie sehr klein, wirkt also die Achse fast gar nicht als Lenkachse, sondern verhält sich nahezu wie eine steif gelagerte, ist ihr Anlaufwinkel nahezu gleich dem halben Radstand geteilt durch den Bogenhalbmesser, wie auch die Linie des Anlaufwinkels zeigt. Beim Umriß „ähnlich RZÄ.“ sind dagegen Längsverschiebungen im Sinne einer Annäherung der Achsen an die Radialstellung deutlich zu erkennen, wirkt die Achse als Lenkachse, besonders im zweiten Bogen, wird demgemäß der Anlaufwinkel kleiner. Beim Umriß SBB. der Abnutzungsform stellt sich die Achse im Mittel noch besser ein, ist ihr Anlaufwinkel noch kleiner, wird auf seinen ziemlich starken Schwankungen sogar stellenweise negativ. In den beiden ersten Fällen schwankt α weniger stark und liegt das Außenrad in den Bögen ziemlich gleichmäßig an, wie die Linien des Spurkranzabstandes von der benachbarten Schiene, die hier

*) Beschrieben in der oben erwähnten Arbeit von Liechty von 1936 und deren Besprechung im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, Heft 13, S. 238.

nicht wiedergegeben sind, zeigen. Im dritten Fall dagegen liegt das Außenrad nicht fest an, sondern pendelt, entsprechend den Schwankungen des Anlaufwinkels, ziemlich stark, wie die hier gezeichnete Spurkranzabstandslinie zeigt. Im übrigen dürften die Schwankungen von α zum großen Teil von Gleisunregelmäßigkeiten herrühren, da sie bei allen drei Messungsgruppen fast immer an der gleichen Gleisstelle in gleicher Art auftreten.

Aus der Querverschiebung der Radsätze gegenüber dem Wagenkasten in den Bögen nach außen wurde der Überschub H der Schwerkraft-Seitenkraft über die sehr kleine Fliehkraft berechnet, mit dem die Radsätze in den Bögen nach innen gezogen wurden, aus H der Raddruck der Außen- und Innenräder in den Bögen. Weiter wurde das Längsgleiten der Radsätze in der Krümmung ermittelt durch Messen der Wege, die ihr Außen- und Innenrad von genau bekannten Laufkreisdurchmessern unter dem Wagen in den Bögen der Versuchsstrecke von genau bekanntem Halbmesser, bei bestimmtem während einer Messung unveränderlichem Anlaufwinkel, auf einer bestimmten Zahl von Umdrehungen, etwa zehn, machten. Schließlich wurden die Messungen des Abstandes des Spurkranzes von der benachbarten Schienenflanke dadurch nachgeprüft und wurde die Lage der Radaufstandspunkte und Spurkranzdruckpunkte dadurch bestimmt, daß die Radreifen auf einem Teil ihres Umfangs mit in Alkohol gelöstem Kreidemehl bestrichen wurden und die beim Durchlaufen des Bogengleises sich ergebenden Abdrücke der Aufstands- und Berührungslinien auf den bestrichenen Radreifenteilen in ihrer Lage auf dem Reifen abgemessen wurden.

Aus den so gemessenen Werten des Anlaufwinkels α , des Längsgleitens, der Seitenverschiebung der Radsätze gegenüber dem Wagenkasten, des Flankenberührungswinkels β , der Lage der Berührungspunkte der Räder mit den Schienen und aus den bekannten Maßen der Radsätze des Fahrzeugs und der Gleisbögen läßt sich nach den von mir in meinen Arbeiten über die freien Lenkachsen im Gleisbogen*) entwickelten Beziehungen die Gleitreibungsziffer f und der Krümmungswiderstand W des Fahrzeugs errechnen. Das hat der Verfasser unter Benutzung zeichnerischer Darstellung wichtiger Beziehungen und von Rechentafeln in geschickter Weise getan. Da aber die Messung des Längsgleitens auf die angegebene Weise ziemlich ungenau ist, hat er die Messung der Längsverschiebung der Achsbuchsen gegenüber dem Wagenkasten zur Nachprüfung herangezogen, indem er einmal eine einfache statische Beziehung zwischen dieser Längsverschiebung und f , α und dem Längsgleiten entwickelt und verwendet und indem er zweitens die sehr einfache geometrische Beziehung* zwischen der Längsverschiebung und α dazu verwendet. Auf diese Weise erhält er für die Umrisse SBB.-Regel neu und „ähnlich RZÄ.“ neu in den Bögen von 450 m Halbmesser auf neuen und alten Schienen bei trockenem Wetter die Reibungsziffer $f = 0,2$ und den Krümmungswiderstand in kg/t nach folgender Zusammenstellung:

	Umriß SBB.		Umriß ähnlich RZÄ.	
	neu	alt	neu	alt
Gleis				
Vorderachse	2,32	2,51	1,33	1,08
Hinterachse	0,53	0,58	0,38	0,29
Fahrzeug	1,43	1,55	0,86	0,69
β	57° 10'	58° 40'	28° 40'	28° 40'

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933 und 1934.

Der Reifen „ähnlich RZÄ“ ergab danach einen viel kleineren Krümmungswiderstand als der SBB., in Übereinstimmung mit den α -Linien der Taf. 17. Das dürfte daher rühren, daß der bei den Versuchen verwendete Umriß „ähnlich RZÄ.“ einen ungewöhnlich großen Hohlkehlenabrundungshalbmesser hatte, nach den Zeichnungen des Versuchsberichtes einen solchen von etwa 22 mm, gegenüber 15 mm beim wirklichen Umriß RZÄ. und auch beim Umriß SBB., daß infolgedessen der Flankenberührungswinkel β nur $28^\circ 40'$ betrug (s. Abb. 2). gegenüber 54° beim wirklichen Umriß RZÄ. (s. Abb. 3) und $57^\circ 10'$ bzw. $58^\circ 40'$ beim Umriß SBB. auf der gleichen Schiene (s. Abb. 1). Infolge dieses kleiner β übernahm der Spurkranzdruckpunkt einen sehr großen Teil der Radlast, wurde der Rollkreis des Außenrades so groß, daß er bis dicht an diesen Punkt herabreichte, lenkte sich der Radsatz daher stark selbst, erreichte er einen kleinen Anlaufwinkel mit wenig Gleiten und mithin einen kleinen Krümmungswiderstand. Der wirkliche Umriß RZÄ. mit $\beta = 54^\circ$ auf der Versuchsschiene wie auch auf der bei der Reichsbahn üblichen Schiene (s. Abb. 3), dürfte daher einen Krümmungswiderstand ergeben, der nur etwa 10% kleiner als der des Umrisses SBB. ist. Das kleine β des Versuchsumrisses „ähnlich RZÄ.“ dürfte sich im Betriebe auch nicht lange halten, sondern durch Abnutzung

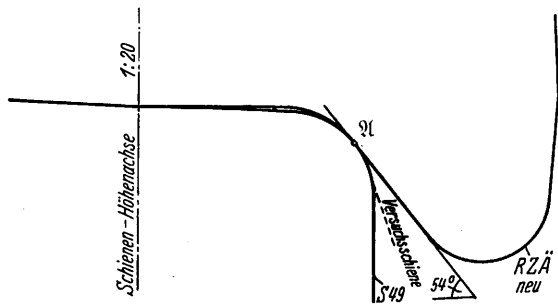


Abb. 3.

schnell wachsen, wie sich schon daraus ergibt, daß bei den Versuchen der Anteil des Spurkranzbogenwiderstandes am gesamten Bogenwiderstand beim Umriß „ähnlich RZÄ.“ merklich größer war als bei SBB. Der Einfluß der Schienenabnutzung erwies sich als gering.

Der Versuch mit dem auf Abnutzungsform abgedrehten Umriß SBB. fand bei Nebel und Tau statt, wodurch die Reibungsziffer f auf 0,1 herabgesetzt wurde. Infolgedessen bekam in den überhöhten Bögen bei den kleinen Geschwindigkeiten die Schwerkraft-Seitenkraft das Übergewicht nicht nur über die sehr kleine Fliehkraft sondern auch so weit über den kleinen Schwenkwiderstand der Radsätze, daß diese gar nicht mit ihren Spurkränzen außen anliefen, sondern nur mit ihren Reifenaufläichen die Schiene berührten und die Radsätze wohl zeitweise rollten (s. Taf. 17, oben). Es ergab sich demgemäß der sehr kleine Krümmungswiderstand von 0,19 kg/t auf neuem, von 0,24 kg/t auf altem Gleis.

Am Drehgestellwagen wurden im großen ganzen die gleichen Messungen und Feststellungen vorgenommen mit folgenden aus der anderen Wagenbauart sich ergebenden Abweichungen. Da die Radsätze ziemlich streng geführt waren im Drehgestellrahmen, konnten nicht ihre Längsauslenkungen und Querverschiebungen gegenüber diesem gemessen werden, dagegen die Querverschiebungen der beiden Wiegen gegenüber den beiden Drehgestellrahmen und die Winkel zwischen der Wagenkasten- und den Drehgestell-Längsachsen. Beide

Wiegen und mit ihnen der Wagenkasten waren in den überhöhten Bögen gegenüber den Drehgestellrahmen nach innen verschoben, weil auch hier der Fahrzeugkörper durch einen Überschuß der Schwerkraft-Seitenkraft über die sehr kleine Fliehkraft nach innen gezogen wurde. Aus dieser Verschiebung, der Überhöhung und bekannten Fahrzeugabmessungen konnten die Raddrücke in den Bögen und die Seitenkraft H berechnet werden. Die Reibungsziffer und der Krümmungswiderstand ist nun nicht nach dem beim Lenkachswagen angewandten Verfahren ermittelt, weil dies beim Fehlen der Längsausschläge der Radsätze gegen eine Rückstellkraft sehr umständlich geworden wäre. Es wurde vielmehr das zeichnerische Verfahren von Troitzsch*) angewandt, für die kegelförmigen Laufflächen der Räder erweitert durch das Verfahren von Pawelka**). Leider sind im Versuchsbericht die zugehörigen Abbildungen so klein, daß sie kaum zu entziffern sind. Dies Verfahren gestattet die Längsgleitwerte auszurechnen: durch Vergleich dieser mit den gemessenen konnte die Genauigkeit der Messungen nachgeprüft werden. Die Reibungsziffer f wurde zu 0,14 ermittelt, so niedrig, weil bei den Versuchen Schnee fiel. Für den Krümmungswiderstand in kg/t ergaben sich für ein Drehgestell in den Bögen von 450 und 600 m Halbmesser auf den neuen Schienen die Werte folgender Zusammenstellung:

	Umriß 1:20		Umriß 1:40	
	R = 450	R = 600	R = 450	R = 600
Vorderachse	1,06	0,84	1,16	0,96
Hinterachse	0,13	0,10	0,20	0,15
Drehgestell	0,60	0,47	0,68	0,55
β Vorderachse	45°	45°	$54^\circ 30'$	$54^\circ 30'$
β Hinterachse	—	—	—	—

also sehr niedrig. Der niedrige Wert erklärt sich wohl aus dem kleinen f und der nach innen ziehenden Seitenkraft H .

Der Lauf in der Geraden ergab beim Umriß 1:40 größere Wellenlängen der Sinuslinien der Drehgestelle als beim Umriß 1:20, bestätigte also Rechnung und Erfahrung. Vom Verfasser wird richtig darauf hingewiesen, daß diese Verbesserung nicht von langer Dauer sein kann, weil die Änderung des Radreifenumrisses durch den natürlichen Verschleiß im Betriebe so lange sehr groß bleibt, wie die Schienenneigung nicht der Radreifenneigung angepaßt wird.

Bei den Versuchen stieg allgemein der Krümmungswiderstand ziemlich genau verhältnismäßig dem Anlaufwinkel α an, und zwar war etwa für das zweiachsige Fahrzeug $w_{kg/t} = 240 \cdot \alpha$ im Bogenmaß bei $f = 0,2$.

Die Versuche des Verfassers sind zwar mit einfachen Mitteln, aber sorgfältig durchgeführt. Ihre Ergebnisse können wohl als zuverlässig angesehen werden und sind recht aufschlußreich. Was deren Auswertung anbetrifft, so ist mir noch keine Veröffentlichung bekannt geworden, die in so gründlicher und einwandfreier Art die Erkenntnisse der Wissenschaft vom Bogenlauf zur Auswertung verwendet hätte. Leider ist die Darstellung an einigen Stellen unklar.

*) Troitzsch: Graphisches Verfahren zur Ermittlung der beim Kurvenfahren auftretenden Reibungs- und Führungskräfte an Eisenbahnfahrzeugen. Dissertation an der T. H. Aachen von 1934.

**) Pawelka: Aus der Theorie des Krümmungslaufs. Verkehrstechn. 1936.

Besprechung

der Untersuchungen von G. Borgeaud über den Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen mit Treibachsen.

Von Professor Dr. Heumann, Aachen.

Der Verfasser hat sich in dieser seiner von der ETH. Zürich angenommenen Doktorarbeit, die in französischer Sprache abgefaßt ist und den Titel führt: *Le passage en courbes de véhicules de chemin de fer, dont les essieux fournissent un effort de traction continu**), die Aufgabe gestellt, das ganze Gebiet des Bogenlaufs einheitlich, so genau und gründlich wie möglich und in der allgemeinsten Form zu behandeln und so darzustellen, daß der praktische Ingenieur die ihm sich anbietenden Aufgaben an Hand dieses Buches lösen kann. Denn seiner Ansicht nach krankt das bisherige Schrifttum über Bogenlauf daran, daß immer nur Teilgebiete von verschiedenen Verfassern behandelt, daß diese Arbeiten ohne Zusammenhang miteinander, nach Verfahren und Auffassung verschieden sind und häufig nur Sonderfälle behandeln und Näherungslösungen geben. Dieser Ansicht muß man wohl beipflichten, aber eine völlige Lösung der vom Verfasser gestellten Aufgabe geht meines Erachtens weit über den Rahmen einer Doktorarbeit hinaus, wird auch tatsächlich von ihm nicht gegeben. Behandelt werden die geometrische und statische Seite des Bogenlaufs, nicht die dynamische, alle Fragen wohl einheitlich, aber nicht immer ganz streng, allgemein und durchaus nicht immer leicht verständlich. Das wirft kein schlechtes Licht auf die wissenschaftliche Leistung des Verfassers, ergab sich vielmehr notwendig aus dem Stoff und der Aufgabenstellung. Das vorherrschende Streben nach Einheitlichkeit, Strenge und Allgemeinheit steht dem nach Leichtverständlichkeit im Wege. Bei der selbständigen Behandlung aller Fragen kommt der Verfasser auf oft beschwerlichen Wegen oft zu Lösungen, die nicht so ganz genau, aber für die Praxis genau genug, bereits vorhanden und sehr viel einfacher und leichter verständlich hergeleitet worden sind. Nichtsdestoweniger hat der Verfasser mit diesem sehr gründlichen, exakten, keiner Schwierigkeit aus dem Wege gehenden Werk die Wissenschaft vom Bogenlauf ein gutes Stück vorwärts gebracht, wie das genauere Eingehen auf seinen Inhalt zeigen wird.

Im ersten Kapitel wird die Frage erörtert, ob und wann ein gegebenes mehrachsiges Fahrzeug durch ein gegebenes Bogengleis ohne Zwängen hindurchgeht. Nach genauer neuartiger Ermittlung des Seitenspiels eines beliebig im Bogen stehenden Radsatzes wird diese Frage nach den Verfahren von Roy, Vogel und Billet-Wantz beantwortet. Der Ermittlung des Seitenspiels wird die übliche Umrißform neuer Radreifen und Schienen mit Zweipunktberührung zugrunde gelegt. Die bei Abnutzung häufig vorkommende Einpunktberührung wird nicht berücksichtigt. Zur Erleichterung des Arbeitens mit dem Vogelschen Verfahren wird eine sehr umfangreiche Tafel der Zahlenwerte der senkrechten Ordinaten der verzerrten Gleiskurve für die Halbmesser von $8 \div 500$ m gegeben. Für die Halbmesser von etwa 160 m und mehr dürften sich diese Werte hinreichend genau sehr einfach und schnell errechnen lassen. Das in seiner Anwendung wohl elegante und einfache, aber in seinem Wesen nicht leicht verständliche, in Deutschland wohl weniger bekannte, Verfahren von Billet und Wantz wird nur in ganz großen Zügen beschrieben mit Hinweis auf die Originalarbeit der beiden Verfasser: Billet et Wantz: *Inscription des locomotives dans les courbes. Revue générale des chemins de fer 1919.*

Im zweiten Kapitel gibt der Verfasser eine ausführliche Geometrie der Berührung zwischen Rad und Schiene im Bogen

*) Erschienen bei Orell Füssli, Zürich 1937.

nach einem neuen sehr verwickelten rechnerischen Verfahren, das sich auch auf die gegen die Waagerechte geneigte Radsatzachse erstreckt, jedoch einen Radreifenumriß von einfacher geometrischer Gesetzmäßigkeit voraussetzt, also auf abgenutzte Umrisse nicht ohne weiteres anwendbar ist. Die sehr gründliche und strenge mit großem Aufwand von Mathematik arbeitende Untersuchung führt zu verschiedenen neuen Erkenntnissen, namentlich über die Form der Berührungslinie, doch dürfte für den meist vorliegenden Fall der waagerechten Radsatzachse das von mir entwickelte auf dem von Jahn fußende zeichnerisch-rechnerische Umhüllendenverfahren*) fast alle praktisch wichtigen Beziehungen zwar nicht ganz so genau, aber genau genug und sehr viel einfacher und durchsichtiger liefern und sehr viel einfacher und umfassender in der Anwendung sein. Namentlich in diesem Kapitel werden Unterscheidungen gemacht, die praktisch ziemlich belanglos sind.

Im dritten Kapitel wird die Bogenbewegung eines in einem Fahrzeugrahmen steif gelagerten Radsatzes mit gegen die Waagerechte geneigter Achse betrachtet, genauer die augenblickliche Rollbewegung der beiden Räder und die augenblickliche Gleitbewegung erstens der beiden Reifenaufstandspunkte in angenähert waagerechten Berührungsebenen, zweitens des Hohlkehlen- oder Spurkranzdruckpunkts in stark geneigter Berührungsebene. Die beiden Laufkreise des Radsatzes können verschieden groß sein. Die Roll- und erste Gleitbewegung wird folgendermaßen ermittelt. Die geometrische Summe der beiden gegebenen Drehungen des Radsatzes um seine eigene — auch ein wenig geneigte — Achse und um die senkrechte durch den Krümmungsmittelpunkt gehende Achse wird zerlegt in eine Drehung um die durch die beiden Radaufstandspunkte gehende, bei verschieden großen Laufkreisen schwach geneigte, Achse m — nicht zusammenfallend mit der Bäselersehen u -Achse! — und um eine senkrechte Achse durch einen „centre de ripage“ genannten Punkt M ; dann gibt die waagerechte Komponente der ersten Drehung um die schwach geneigte m -Achse in den beiden Aufstandspunkten die reine Rollbewegung der beiden Räder, die Summe je einer senkrechten Komponente der Drehung um die m -Achse und der Drehung um die senkrechte M -Achse dagegen die Gleitbewegung der beiden Aufstandspunkte, und zwar um senkrechte Achsen durch „centres instantanés de pivotement“ genannte Punkte C . Der Punkt M ist beiden Rädern gemeinsam, der Punkt C im allgemeinen für jedes Rad besonders. Die beiden C -Punkte liegen auf den Verbindungsgeraden von M mit den zugehörigen Aufstandspunkten. Nur bei gleich großen Laufkreisdurchmessern fallen alle drei Punkte zusammen in einem Punkt, dem von Uebelacker**) eingeführten „Reibungsmittelpunkt“. Dies Verfahren und die scharfe Herausarbeitung und Trennung der Begriffe „centre de ripage“ — den man wohl zweckmäßig mit „Gleitpol“ verdeutschte — und „centre de pivotement“, den man wohl zweckmäßig mit „Reibungsdrehpunkt“ bezeichnet, sind wichtig und in dieser Allgemeinheit und Bestimmtheit neu. Die augenblickliche Gleitbewegung des Hohlkehlen- oder Spurkranzdruckpunkts wird unmittelbar gewonnen als geometrische Summe der Komponenten der gegebenen beiden Drehungen.

*) Heumann, Spurkranz und Schienenkopf, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, Heft 23 und 24.

**) Uebelacker, Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1903, Beilage.

Die sich so ergebende absolute Geschwindigkeit des Punktes ist reine Gleitgeschwindigkeit, da dieser Punkt Berührungspunkt des bewegten Rades mit der ruhenden Schiene ist. Durch Berücksichtigung der Achsneigung wird diese Ableitung meines Erachtens unnötig verwickelt, da bei der späteren Anwendung von dieser Neigung abgesehen wird, damit die Rechnung nicht allzu umständlich wird. In ähnlicher Weise ist diese Aufgabe bereits durch Bäseler*) gelöst worden. Am Schluß dieses Kapitels gibt der Verfasser einen neuen sinnreichen Apparat zur zeichnerischen Auffindung des Punktes M an: im Kapite IV beschreibt er seinen Einbau in das Modell eines vierachsigen steifachsigen Wagens und die mit ihm erhaltenen Aufzeichnungen, die gut übereinstimmen mit den Ergebnissen der theoretischen Überlegungen.

In den folgenden Kapiteln IV und V betrachtet der Verfasser dann die Kräfte, die im Bogen an dem einzelnen ziehenden oder gebremsten Radsatz und dem ganzen Fahrzeug auftreten und seine dementsprechende Einstellung im Bogen. Zunächst behandelt er einen nicht führenden, nicht anlaufenden Radsatz, der mit seinen beiden Aufstandspunkten auf einer als waagrecht angesehenen Ebene der beiden Schienenkopfscheitel gleitet. Mit Hilfe des „centre de ripage“ M dieses Radsatzes werden die verschiedenen Gleitverhältnisse bestimmt. Dabei wird die Änderung der beiden „ursprünglichen“ Raddrücke — *pressions initiales* — durch die im Bogen durch den Radsatz zu übertragenden Seitenkräfte eingeführt, allerdings ohne Berücksichtigung der Wirkung der Tragfeder- und Schienenelastizität. Wegen dieser Änderung der Raddrücke durch die Bogenlaufkräfte wird die Kräfteermittlung nicht ganz einfach. Zu ihrer Vereinfachung zeichnet der Verfasser Kurven auf, die die Bahnen des centre de ripage M und den Verlauf des Widerstandes des Radsatzes gegen Querverschiebung und gegen „Wenden“ oder Drehen um seine senkrechte Achse darstellen bei Wandern des Punktes M in Längsrichtung, und zwar für bestimmte tatsächlich beim Bogenlauf vorhandene Raddruckverhältnisse — *pressions effectives* — und bestimmte Radsatzzugkräfte. Diese Kurven werden dann eingehend diskutiert. Dabei ist zu beachten, daß dem bestimmten unveränderlichen Verhältnis der tatsächlichen Raddrücke einer jeden solchen Kurve ein veränderliches Verhältnis der ursprünglichen gegebenen entspricht, daß also für einen gegebenen Radsatz diese Kurven erst auf diesen umgerechnet werden müssen. Solche umgerechneten Kurven will der Verfasser später aufstellen. Dies Verfahren ist neu, die Kurven werfen Licht auf manche bisher ziemlich dunkle Zusammenhänge, z. B. die sprunghafte Änderung des Quergleitwiderstandes beim Durchgang von M durch den Radsatz. Völlig klar wird der Wert und die Bedeutung dieser Kurven erst später bei ihrer Anwendung auf die Bogeneinstellung und das Kräftespiel des ganzen Fahrzeugs.

Für einen führenden Radsatz, der mit seiner Hohlkehle oder seinem Spurkranz anlauft, würde dies Verfahren zu umständlich werden. Der Verfasser behandelt einen solchen Treibradsatz mit genau waagerechter Drehachse, der eine gegebene beliebig große seitliche Führungskraft auf den Fahrzeugrahmen ausübt, wodurch seine Raddrücke geändert werden, in den beiden Fällen der Einpunkt- und der Zweipunktberührung. Die Behauptung, daß eine solche Seitenkraft mit ihrer Folgeerscheinung bisher nicht berücksichtigt sei, ist nicht richtig. Der Verfasser bringt zunächst seinen früher abgeleiteten Ausdruck für die absolute Geschwindigkeit des Hohlkehlen- oder Spurkranzdruckpunktes in eine günstige Form, die der Bäselerischen mit der u-Achse operierenden grundsätzlich ähnlich, aber noch ein wenig genauer ist, stellt

eine einfache geometrische Beziehungen zwischen Radsatz und Gleis auf und berechnet in grundsätzlich bekannter durch Bäseler zuerst angegebener Weise die verschiedenen Kräfte, bei Einpunktberührung auch den hier unbekanntem Neigungswinkel der Berührungsebene am Hohlkehlendruckpunkt. Bei Einpunktberührung wird diese Rechnung recht umständlich, ist aber vom Verfasser in geschickter Weise mit Hilfe von zeichnerischer Darstellung wichtiger Funktionen in Kurvenform etwas vereinfacht. Aus dieser Rechnung ergeben sich auch sehr einfach die statischen Bedingungen der Entgleisungssicherheit. An einem Zahlenbeispiel wird das Verfahren erläutert.

Auch der Wirkungsgrad des den Gleisbogen durchfahrenden Treibradsatzes, sowohl des führenden, wie des nicht führenden, wird betrachtet, d. h. das Verhältnis der von ihm an das Fahrzeug abgegebenen zu der ihm vom Motor zugeführten Zugleistung, gegeben durch das Treibmoment und seine Drehzahl.

Im Kapitel V weist der Verfasser zunächst nach, daß das von mir angegebene Minimumverfahren zur Ermittlung der Einstellung des Fahrzeugs im Bogen und seiner Richtkräfte bei Berücksichtigung der Raddruckänderung durch die Bogenlaufkräfte, bei Vorhandensein seitenverschieblicher Achsen und bei direkter Führung nicht streng, sondern nur angenähert richtig ist, verschweigt aber, daß ich bei Ableitung meines Verfahrens seine strenge Gültigkeit ausdrücklich nur für gleiche und unveränderliche Raddrücke und indirekte Führung von Fahrzeugen mit lauter unverschieblichen Achsen behauptet habe; und das wird durch den genannten Nachweis des Verfassers nicht in Frage gestellt, sondern bestätigt. Abgesehen von dem Fall großer Zugkräfte von Lokomotiven mit Einzelachs Antrieb dürfte das Minimumverfahren, mindestens für die Ermittlung der Bogeneinstellung von mehrachsigen Fahrzeugen, in allen praktisch vorkommenden Fällen hinreichend genau sein. Zur genauen Kräfteermittlung zieht man zweckmäßig das Bäselerische oder Troitzsche Verfahren*) heran. Gewiß läßt sich die Aufgabe für einen weiteren Bereich als oben angegeben strenger lösen, aber auf Kosten der Einfachheit und Durchsichtigkeit, wie auch das vom Verfasser entwickelte Verfahren sehr deutlich zeigt. Es sei hier etwas ausführlicher beschrieben, weil es wichtig und meines Erachtens vom Verfasser nicht ganz klar dargestellt ist. Gesucht wird die Einstellung eines mehrachsigen einrahmigen Fahrzeugs oder der Abstand x seiner führenden Vorderachse von der vom Krümmungsmittelpunkt auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Senkrechten — dem Hauptradius — bei gegebener Zugkraft und gegebenen äußeren Querkräften, wie Tender-Kupplungskraft oder Fliehkraft oder Schwerkraft-Seitenkraft. Die beiden Laufkreise jedes Radsatzes werden stillschweigend als gleichgroß vorausgesetzt. Das Verfahren beruht darauf, daß in der statischen Gleichgewichtsstellung die Summe aller am Fahrzeugrahmen angreifenden Querkräfte = 0 sein muß. Es werden vorläufig angenommen der gesuchte Abstand x, die unbekannt Summe der Quergleitwiderstände der geführten Achsen ΣS und eine unbekannt das Längsgleiten des führenden Radsatzes bestimmende Größe η_m . Zunächst werden bestimmt die wirklichen Raddrücke — *pressions effectives* — der geführten Achsen für die vorläufig angenommenen x und ΣS mit Hilfe der oben angegebenen Kurven der Quergleitwiderstände bei bestimmtem Raddruckverhältnis. Das geschieht in schrittweiser allmählicher Annäherung von den „ursprünglichen“ Raddrücken — *pressions initiales* — aus, die unter Umständen erst mit Hilfe der vorläufig angenommenen ΣS ermittelt werden müssen und erfordert unter Umständen eine

*) Bäseler, Spurkranzreibung, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1927, Heft 18 vom 30. Sept. und Geheimnis der freien Lenkachsen, ZVDEV. 1929, Heft 14 vom 4. April.

*) Troitzsch, Graphisches Verfahren zur Ermittlung der beim Kurvenfahren auftretenden Reibungs- und Führungskräfte an Eisenbahnfahrzeugen, Diss. 1934 an der T. H. Aachen Bäseler, s. oben.

große Zahl solcher Kurven. Hieraus wird der Beitrag der geführten Achsen zur Summe der Querkkräfte berechnet — immer für das vorläufig angenommene x —, dann mit Hilfe des vorläufig angenommenen η_n und der oben angegebenen Kräftegleichungen für den führenden Radsatz dessen Restbeitrag zur Summe der Querwiderstände und das Treibmoment der führenden Achse. Stimmt dieses Moment mit dem gegebenen überein, stimmt weiter die aus der Rechnung sich ergebende Summe der Quergleitwiderstände der geführten Achsen ΣS einigermaßen mit der vorläufig angenommenen überein und ist die Summe aller Querkkräfte $= 0$, so ist die Rechnung richtig, sonst muß sie so lange mit neuen Werten von x , η_n und ΣS wiederholt werden, bis diese Bedingungen erfüllt sind. Das ist natürlich außerordentlich mühsam und langwierig, auch wenn man nach Vorschlag des Verfassers Kurvenzüge wichtiger Funktionen zu Hilfe nimmt und obwohl die Kurve der Querkkräfte sich an den Radsätzen sprunghaft ändert. Das im Buch gegebene Beispiel ist nur deshalb noch einigermaßen einfach, weil es das einfachste Fahrzeug, ein zweiachsiges Laufdrehgestell, behandelt, das weder gezogen noch gebremst ist, und weil dies einfachste Fahrzeug im Beispiel einer solchen äußeren Zapfenkraft ausgesetzt wird, daß x von vornherein richtig gewählt werden kann. Sind die beiden Laufkreise je eines Radsatzes verschieden groß, so wird das Verfahren noch umständlicher. Die Behauptung des Verfassers am Schluß seines Buches, dies Verfahren sei „tout aussi simple“ kann wirklich nicht aufrecht erhalten werden.

Im Schlußkapitel VII geht der Verfasser kurz ein auf die Reibung zwischen den Rädern und den Schienen, die ja infolge der Elastizität und des ständigen Wechsels einander

berührender Teile tatsächlich nicht einfach dem Coulombschen Gesetz folgt, wie es gewöhnlich, so auch in der vorliegenden Arbeit, angenommen wird. Bei kleinem Anlaufwinkel dürfte diese Ungenauigkeit fühlbar werden. Diese wichtige Frage ist leider noch nicht gelöst. Der Verfasser beschränkt sich darauf auseinander zu setzen, worum es sich handelt und den jetzigen Stand unserer Kenntnis an Hand einiger vorhandener Vorarbeiten anderer Forscher kurz zu umreißen.

Die im Buch entwickelten, praktischen Aufgaben dienenden, Verfahren des Verfassers sind demnach zwar in manchen Punkten genauer, aber nicht für die Praxis besser als die vorhandenen. Doch hat der Verfasser verschiedentlich bisher dunkle Zusammenhänge aufgeklärt und neue Beziehungen aufgestellt, und er hat fast das ganze Gebiet des statischen Bogenlaufs wohl zum erstenmal methodisch in einheitlichen selbständigen Gedankengängen und sehr allgemein, sehr gründlich und begrifflich streng, behandelt, in meist klarer Form, wenn auch nicht immer leicht zu lesen. Das Französische liest sich leicht: nur hin und wieder bereiten Wortverbindungen Schwierigkeiten, weil sie etwas anderes bedeuten, wie ihre wörtliche Übersetzung, so z. B. bedeutet „roulement“ in Verbindung mit anderen Wörtern nicht „Rollen“, sondern „Laufen“, d. h. „Rollen nebst Längsgleiten“ und „pressions initiales des roues“ gegenüber „pressions effectives des roues“ nicht Raddrücke im ursprünglichen Ruhezustand, sondern schon im Bogenlauf, nur ohne Berücksichtigung der Wirkung der verschiedenen Höhenlage der Querkkräfte und Querwiderstände, die in „pressions effectives“ berücksichtigt sind. Wer tief eindringen will in die Wissenschaft vom Bogenlauf, darf an dem Buch nicht vorbeigehen.

Rundschau.

Allgemeines.

Behandlung der Postpakete bei der Paketverteilungsstelle der Belgischen Staatsbahnen in Brüssel.

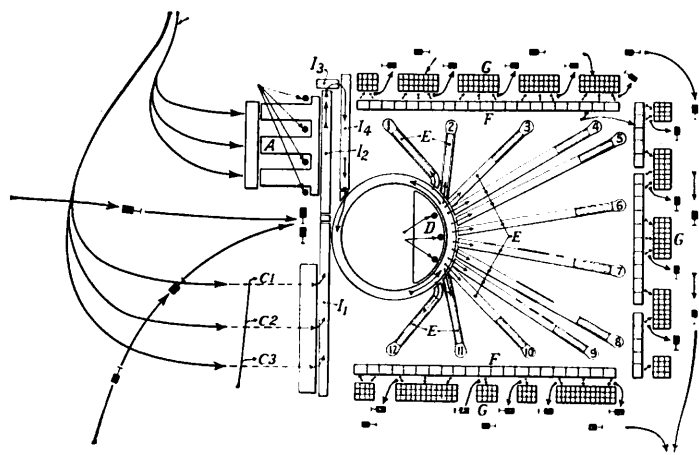
Die Belgischen Staatsbahnen haben bekanntlich wohl als einzige das Recht, den Postpaketverkehr in eigener Verwaltung zu betreiben. Postpakete werden in Belgien auf allen Eisenbahnstationen angenommen und behandelt. Die Eisenbahn holt aber auch die Pakete auf Anforderung in den Wohnungen ab und stellt sie natürlich auch zu. Hierbei werden häufig auch die Kraftwagenlinien der Post benutzt, wofür dann die Bahn bezahlen muß. Die Belgische Staatsbahn gibt sogar eigene Eisenbahn-Paketpostmarken heraus. Auch die Post nimmt Pakete zur Beförderung an, übergibt sie aber sofort der Eisenbahn zur selbständigen Weiterbehandlung.

Die Hauptverteilungs- und Sortierstelle für Postpakete der Belgischen Staatsbahnen befindet sich in Brüssel. Sie arbeitet mit einem Umschlag von etwa 20000 Postpaketen am Tage. Diese Arbeit kann nur wirtschaftlich mit weitgehender Verwendung des mechanischen Betriebes bewältigt werden.

Die Hauptverteilungsanlage in Brüssel besitzt ein großes kreisringförmiges Förderband, an das sich strahlenförmig weitere geradlinige Förderbänder anschließen, die die Postpakete weiter befördern. Die Abbildung gibt einen Grundriß dieser Anlage wieder. Das Arbeiten dieser Anlage soll in den folgenden Zeilen kurz geschildert werden.

Die ankommenden Pakete kommen entweder von den Annahmestellen oder auch von Zügen von auswärts an und müssen auf andere Züge oder auf die Abgabestellen in der Stadt verteilt werden. Sie sind schon entsprechend gekennzeichnet, wie sie laufen sollen. Die in der Stadt durch Paketwagen abgeholt Pakete dagegen müssen erst entsprechend gekennzeichnet werden. Nach diesen zwei Gruppen kommen die Pakete auf zwei Sammelstellen A oder C an. Bei A werden die in der Stadt eingesammelten Pakete mit ihrem Laufweg gekennzeichnet, während die anderen Pakete auf dem Sammelplatz C ankommen. Alle Pakete wandern dann über die Förderbänder J_1 , J_2 , J_3 und J_4 auf das große kreis-

ringförmige Verteilband. Dieses besteht aus einem Kreisring aus Stahlblech, der etwa 70 cm breit ist und einen Außendurchmesser von rund 19 m besitzt. Er ruht auf 16 Lagern und wird von einem 1,5 PS-Motor in langsamer Drehung gehalten. Die Pakete kommen bei der Drehung des Kreisringes zu drei Bedienstellen D, die sie je nach dem Bestimmungsort auf eines der zwölf strahlenförmig



angeordneten Förderbänder E stoßen. Von den Enden der Förderbänder werden die Pakete durch Bedienstete in entsprechende Fächer eingelagert. Hier entnehmen sie die Endverteiler und befördern sie in einen der 186 Versandsäcke G. Diese werden dann entweder in die Stadt ausgefahren oder zu den entsprechenden Zügen befördert.

Durch dieses Verteilungssystem ist es möglich geworden, die Verteilung der Postpakete in Brüssel zu zentralisieren und gleichzeitig die Beförderung zu beschleunigen.

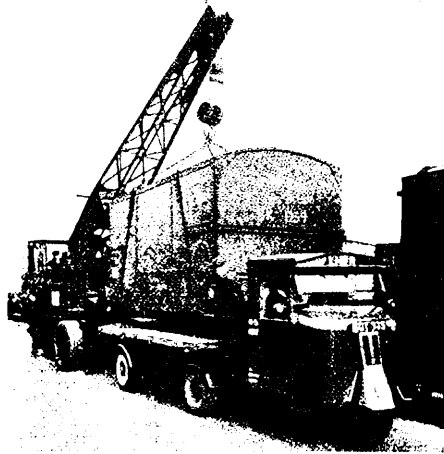
-dei.

Rly. Gaz. Okt. 1938.

Bahnhöfe nebst Ausstattung.

Erweiterung des Kings-Cross-Güterbahnhofs der London- und Nordost-Eisenbahn.

Die London und Nordost-Eisenbahn hat ihren größten Verladebahnhof in den beiden letzten Jahren einem durchgreifenden Umbau unterzogen und dabei seine Leistungsfähigkeit vervielfacht. Im Jahre 1937 wurden dort 900 000 t Ladungen behandelt, die in täglich 1100 Eisenbahnwagen (im Jahresdurchschnitt berechnet) ein- und ausgehen, wobei Ein- und Ausgang sich fast die Waage halten. Rund 32 000 Behälter sind dabei jährlich zu behandeln, von denen 7000 allein Fleisch enthalten. Im ganzen sind in diesem großen Verladebahnhof 2400 Menschen beschäftigt. Nach der großzügigen Erweiterung, die unter Aufrechterhaltung des vollen Betriebes in langsamem Baufortschritt vor sich ging, können jetzt 540 Güterwagen gleichzeitig be- und entladen werden, und die ganzen Gleisanlagen können bis zu 4000 Wagen aufnehmen. Die Hauptverkehrszeiten liegen zwischen 20.30 und 2.30 Uhr; in dieser Zeit verlassen den Bahnhof London-Kings-Cross-Goods-Station die Güterzüge in halbstündigen Zwischenräumen. Verderbliche Güter bilden einen großen Teil der Verlademengen, viele von ihnen in Behältern; hohe Leistungs-



6t-benzol-elektrischer Kraftwagenkran
auf Bhf. London-Kings-Cross für Behälterverladung.

fähigkeit der Gleis- und Schuppenanlagen ist dabei Bedingung. Die getrennt nebeneinander liegenden Anlagen für Empfang und Versand haben solche Leistungsfähigkeit erhalten, daß von einem ankommenden Zuge nach 30 Min. alle Wagen zum Entladen an der Ladekante bereitstehen und nach 40 Min. mit der Auslieferung auf die Straße begonnen werden kann. Neben den erwähnten jährlich 32 000 Behältern hat der Verladebahnhof Kings-Cross in der Zeit des Kartoffelversandes 100 000 t Kartoffeln zu behandeln, die in der Hauptzeit in bis zu 500 Güterwagen täglich ankommen; von Gemüsen treffen täglich ein in den entsprechenden Zeiten 100 Wagen grüne Erbsen, 23 Wagen Rhabarber und 35 Wagen Sellerie. Außerdem gehen täglich rund 200 Wagen Fisch und andere verderbliche Güter ein. Dazu kommen große Mengen Mauersteine.

Bei dem Umbau wurden sowohl für den Empfang wie für den Versand mehrere große neue Hallen erbaut, doch wurden neben diesen in der Breite der Karrwege, der Ausbildung der Dächer mit großen Glasflächen usw. allen neuzeitlichen Ansprüchen

genügenden Hallen in bekannt englischem Festhalten am Altüberkommenen auch die alten Hallen aus dem Jahre 1850 beibehalten. Sie haben einen hölzernen Dachstuhl, mit ebenfalls ehrwürdig alten hydraulischen Säulendrehkränen. In der neuen großen Versandhalle, die 14 Gleise enthält, sind am Ende der Verladerrampen zwei Wagenschiebeebenen eingebaut, die 22 t Tragfähigkeit haben und als ganz niedere Plattform-Schiebeebenen ausgebildet sind. Sie werden durch eine Druckknopfsteuerung bedient, die ähnlich der eines Aufzuges nur eine einfache Druckknopfschalttafel mit allen Gleisnummern enthält. Die Bewegung geschieht durch ein endloses Seil mit Geschwindigkeiten zwischen 14 und 35 m/min von zwei verschieden schnell laufenden Motoren auf gleicher Welle über ein Schneckengetriebe. In dem Hauptempfangsschuppen wurde ein neuer Einschienenlaufkran von 1,5 t Tragfähigkeit eingebaut. Zur Behandlung der Behälter wurden drei 6t-benzol-elektrische Kraftwagenkrane beschafft. Sie laufen auf vier vollgummibereiften Rädern, deren beide hintere eng zusammengedrückt sind, so daß der Kran außerordentlich kurz schwenken kann. Der Kran hebt bei kleinster Ausladung 6 t mit 7 m/min am viersträngigen Seil, also einen der üblichen vollbeladenen 6 t-Behälter, und fährt mit ihm bis 5 km/h. Bei größter Ausladung ist die zulässige Last 2,5 t und die Hubgeschwindigkeit 15 m/min. Leer fährt der Kran mit 8 km/h Geschwindigkeit. Dadurch, daß die Behandlungszeit eines Zuges vom Einlaufen bis zum Beginn der Entladung nur eine halbe Stunde beträgt, durch die Einführung neuer Ladehilfsmittel und den großzügigen Ausbau ist die Anlage nunmehr den Anforderungen des Londoner Verkehrs wieder auf längere Zeit gewachsen.

(Rly. Gaz. 1938.)

Günther-Gleiwitz.

Glaswände in Lokomotivschuppen.

Zur Erfüllung der Forderung, im Lokomotivschuppen für die Betriebspflege und Unterhaltung der Lokomotiven möglichst günstiges natürliches Licht zur Verfügung zu haben, stehen verschiedene Wege offen: die Herstellung der ganzen Außenwände in aufgelöster Glasbauweise ist darunter ein neuerdings in den Vereinigten Staaten an verschiedenen Stellen mit Erfolg versuchter. Auch in Deutschland wurde vor einer Reihe von Jahren viel mit Glasbausteinen gearbeitet. Große Fenster in den Lokomotivschuppenwänden verlangen regelmäßige Pflege und erhebliche Unterhaltung. Aus diesen Gründen hat die Pennsylvania-Eisenbahn in ihren Lokomotivschuppen in Columbus, Ohio und in Logansport, Indiana, einen neuen Versuch mit Glasbausteinen gemacht, die etwa 100 × 150 × 150 mm groß sind. Die kürzeste Seite gibt die Dicke der Glasbauwand an. Die Außenseiten der Glasbausteine sind glatt, die Innenfläche ist jedoch gerippt, um den Lichtdurchgang zu verbessern, der dadurch 86,5% des auffallenden Lichtes betragen soll. Die ganze Wandfläche zwischen den Pfeilern wird mit Glasbausteinen ausgefüllt, lediglich im Abstand von 1,5 m sind H-Profile als Fenstersäulen eingezogen. Andere größere Änderungen waren bei der Beseitigung der vorhandenen eisernen Fenster nicht erforderlich. Zur Lüftung wurden auf jedem Stand oben und unten je zwei Kippfensterflügel vorgesehen. Die Glasbausteine werden in Mörtel verlegt. Um jedem einzelnen Feld die erforderliche Ausdehnungsmöglichkeit zu geben, wurden verschiedene Lösungen versucht. Die Felder wurden seitlich und oben mit Spielraum zwischen Winkeleisen geführt, die Fugen mit Werg oder Glaswolle lose ausgefüllt. Um den Winddruck aufzunehmen, wurden in jeder vierten Reihe Spannbänder eingeführt. Zunächst machen die Lokomotivschuppen, die diese Glaswände erhalten haben, einen ausgezeichneten lichten Eindruck.

Rly. Age 1938.

Günther-Gleiwitz.

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

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