

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

95. Jahrgang

1. Februar 1940

Heft 3

Lauf von Eisenbahnfahrzeugen mit zwei ohne Spiel gelagerten Radsätzen beliebiger Belastung in der Geraden.

Von Prof. Dr.-Ing. Heumann, Aachen.

Hierzu Tafel 3.

Aufgabe der Untersuchung.

In einer früheren Arbeit*) habe ich den Lauf von Eisenbahnfahrzeugen mit zwei ohne Spiel in ihrem gemeinsamen Rahmen gelagerten Radsätzen im geraden Gleis bei üblichem Spurspiel betrachtet, und zwar unter einer Reihe von Voraussetzungen, darunter auch der, daß die vier Raddrücke Q des Fahrzeugs im Ruhezustand gleich groß seien. Diese Voraussetzung trifft in Wirklichkeit oft nicht zu. Hier soll daher der Lauf der gleichen Fahrzeuge im geraden Gleis betrachtet werden bei Ungleichheit der Raddrücke, im übrigen unter den gleichen Voraussetzungen wie bei der ersten Arbeit.

Allgemeine Bewegungsgesetze.

Über die allgemeine Bewegung des Fahrzeugs und seiner Radsätze im Gleis hat die frühere Arbeit folgendes ergeben, das hier kurz wiederholt sei, siehe die schematische Textabb. 1, die das Fahrzeug im Grundriß und links und rechts daneben die nach links und rechts umgeklappten senkrechten Meridianschnitte der beiden Radsätze darstellt.

Bezeichnet

O den Momentanpol der beliebigen Bewegung des Fahrzeugs als Ganzen im Gleis,

ω_Z die augenblickliche Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs in allen seinen Teilen, damit auch beider Radsätze, um eine senkrechte durch O gehende Achse,

ω_{yV}, ω_{yH} die augenblickliche Winkelgeschwindigkeit jedes Radsatzes um seine eigene, waagrecht angenommene Achse,

p den Abstand des vorderen (V) und $a - p$ den Abstand des hinteren (H) Radsatzes vom augenblicklichen „Hauptradius“,

$\overline{OD} = P$ das Lot vom augenblicklichen Pol O auf die Fahrzeuglängsachse,

dann können wir hinreichend genau die augenblickliche Gesamtbewegung jedes Radsatzes ansehen als zusammengesetzt aus der Querverschiebung**) $p \cdot \omega_Z$, $(a - p) \cdot \omega_Z$ und einer Drehung mit der aus ω_Z und ω_{yV} , ω_{yH} zusammengesetzten Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_V = \sqrt{\omega_Z^2 + \omega_{yV}^2}, \quad \omega_H = \sqrt{\omega_Z^2 + \omega_{yH}^2}$$

um die sogenannte u_V -, u_H -Achse jedes Radsatzes. Diese Achse liegt in der senkrechten Meridianebene des zugehörigen Radsatzes, schneidet dessen Eigendrehachse im Abstand $\overline{OD} = P$ von der Fahrzeuglängsachse unter einem sehr kleinen Winkel ε_V , ε_H und durchdringt den die beiden augenblicklichen Laufkreise des Radsatzes einhüllenden Kegel in einem Punkt E_V , E_H . Dieser Punkt muß aus Gleichgewichtsgründen

*) Heumann: Lauf von Eisenbahnfahrzeugen mit zwei ohne Spiel gelagerten Radsätzen in der Geraden, Glas. Annalen 1. Februar und 15. Februar 1938.

**) Quer und längs bezieht sich stets auf das Fahrzeug, nicht auf das Gleis. Der Unterschied ist aber äußerst gering.

stets zwischen den beiden Laufkreisebenen eines Radsatzes liegen, und kann höchstens in einer von diesen liegen. Da der Polabstand P stets sehr groß ist gegenüber der Entfernung $2s$ der beiden Laufkreise eines Radsatzes voneinander und die beiden Laufradhalbmesser eines Radsatzes r_1 , r_a stets sehr groß sind gegenüber ihrem Unterschied $r_a - r_1$, so können die Winkel ε_V , ε_H bei bestimmtem P auch bei stärkster Verlagerung der Punkte E_V , E_H , gegeneinander nur sehr wenig schwanken und sehr wenig voneinander abweichen; d. h. sie können bei bestimmtem P als konstant und einander gleich angesehen werden. Das gilt dann auch für ω_{yV} , ω_{yH} und ω_V und ω_H . Die Gesamtbewegung jedes Radsatzes ist somit gekennzeichnet erstens durch das beiden Radsätzen gemeinsame bzw. gleiche ω_Z , ω_y und P oder durch das gemeinsame bzw. gleiche ε und P , und zweitens durch das ihm zukommende p , $a - p$ und seine Laufkreishalbmesser r_{aV} , r_{iV} , r_{aH} , r_{iH} .

Diese Gesamtbewegung jedes Radsatzes setzt sich zusammen aus Rollen und aus Gleiten in seinen beiden augenblicklichen Aufstandspunkten A und A' bzw. B und B' , die angenähert in der senkrechten Meridianebene des Radsatzes liegen. Das Rollen interessiert hier nicht, wohl aber das Gleiten, denn es legt den Momentanpol O fest. Für das Gleiten gilt folgendes: Der Vorderradsatz mit der Radreifenkegelneigung β soll um y_V aus der Gleismitte seitwärts verschoben sein und demgemäß die ein wenig verschieden großen Laufkreishalbmesser $r + \beta \cdot y_V$ und $r - \beta \cdot y_V$ haben. Die unter dem Winkel ε gegen die Radsatz-Eigendrehachse geneigte u_V -Achse soll den die beiden Laufkreise umhüllenden Kegel in einem Punkt E_V in beliebiger Lage zwischen den beiden Laufkreisebenen durchdringen, s. Textabb. 1, rechts. Zieht man in der senkrechten Meridianebene durch die Punkte A und A' Parallelen zur Radsatz-Eigendrehachse bis zu deren Schnittpunkten N_A und $N_{A'}$, mit der u_V -Achse, und fällt in der waagerechten Ebene von diesen Punkten Lote auf den augenblicklichen Hauptradius OD , so sind deren Fußpunkte M_A und $M_{A'}$ die sogenannten „Reibungsmittelpunkte“ des Radsatzes, und es kann augenblickliches Gleiten in A und A' angesehen werden als augenblickliche Drehung dieser beiden Punkte um senkrechte Achsen durch M_A und $M_{A'}$ mit der Winkelgeschwindigkeit ω_Z ; d. h. die augenblickliche Gleitgeschwindigkeit in A ist $g_A = \omega_Z \cdot \overline{AM_A}$, die in $A' = g_{A'} = \omega_Z \cdot \overline{A'M_{A'}}$ und beide liegen angenähert in der waagerechten Gleisebene. Das Gesamtgleiten g_A in A kann zerlegt werden in ein Quergleiten $q_A = p \cdot \omega_Z$ und ein Längsgleiten $l_A = \overline{N_A A} \cdot \omega_Z$. Das Entsprechende gilt für das Gleiten in A' . Das Quergleiten ist in beiden Punkten A und A' des Radsatzes gleichgroß und gleichgerichtet und macht die Gesamtquerbewegung des Radsatzes aus, da dessen Rollen rein längs vor sich geht, keine Querkomponente hat.

Das Quergleiten des Radsatzes ist verhältnissgleich dem Abstand p des Hauptradius von der senkrechten Meridianebene des Radsatzes oder kurz von ihm selber, am größten bei Lage des Hauptradius im anderen Radsatz, denn weiter kann

auf die senkrechte Meridianebene des Radsatzes oder auch verhältnissgleich dem Abstand des Punktes N_A oder $N_{A'}$ vom Aufstandspunkt. Aus Gleichgewichtsgründen (s. unten) müssen die beiden Räder eines Radsatzes in ent-

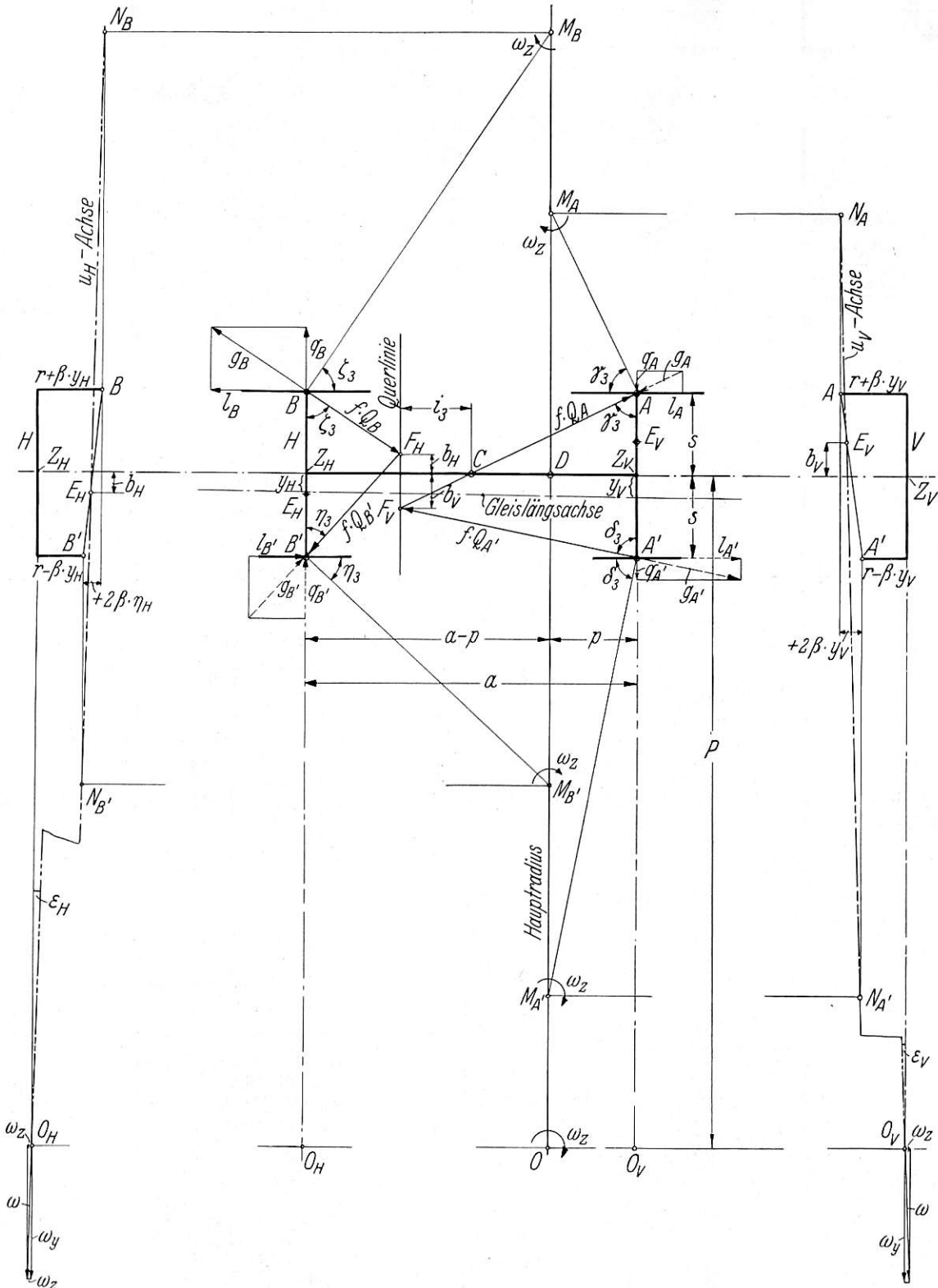


Abb. 1.

aus Gleichgewichtsgründen der Hauptradius sich nicht entfernen (s. unten). Das Längsgleiten eines Rades ist verhältnissgleich dem Abstand des Durchstoßpunktes der u_V -Achse durch die Laufkreisebene des Rades von seinem Aufstandspunkt, genauer von der Projektion des Aufstandspunktes

gegengesetzter Richtung längsgleiten oder die beiden Durchstoßpunkte der u_V -Achse durch die beiden Laufkreisebenen eines Radsatzes auf verschiedenen Seiten der beiden Aufstandspunkte liegen, also entweder der eine darüber und der andere darunter oder umgekehrt. Demgemäß müssen die

beiden Punkte $N_{A, A'}$ entweder beide außerhalb oder beide innerhalb des Laufkreisebenenpaares liegen. Geht die u_V -Achse durch einen Aufstandspunkt oder fällt ein Punkt $N_A, N_{A'}$ mit ihm zusammen, so kann das betreffende Rad nur quer gleiten; liegt auch der Hauptradius im zugehörigen Radsatz, so muß dies Rad rollen. Geht die u_V -Achse durch beide Aufstandspunkte oder fallen beide N mit ihnen zusammen und liegt außerdem der Hauptradius im Radsatz, so muß dieser mit beiden Rädern rollen. Das Gleiche gilt natürlich für den Hinterradsatz, der in Textabb. 1 um y_H nach der gleichen Seite aus der Gleismitte verschoben ist wie der Vorderradsatz.

Zwischen den seitlichen Auslenkungen der beiden Radsätze y_V und y_H , der Richtung des Gleitens an den vier Aufstandspunkten und den Polabständen $p, a - p$ und P bestehen nach Textabb. 1 folgende Beziehungen. Die Gleitrichtungen seien gekennzeichnet durch die Winkel $\gamma_3, \delta_3, \zeta_3$ und η_3 gegen die Querrichtung. Dann lesen wir aus der Abbildung folgende geometrischen Beziehungen ab:

a) Aus dem senkrechten Meridianschnitt des Vorderradsatzes:

$$\text{ctg } \varepsilon_V = \frac{p (\text{tg } \delta_3 + \text{tg } \gamma_3) + 2s}{2 \cdot y_V \cdot \beta}$$

b) aus dem senkrechten Meridianschnitt des Hinterradsatzes:

$$\text{ctg } \varepsilon_H = \frac{(a - p) (\text{tg } \zeta_3 + \text{tg } \eta_3) + 2s}{2 \cdot y_H \cdot \beta}$$

oder, da $\text{ctg } \varepsilon_V \approx \text{ctg } \varepsilon_H$ ist,

$$\frac{p (\text{tg } \gamma_3 + \text{tg } \delta_3) + 2s}{2 \cdot y_V \cdot \beta} = \frac{(a - p) (\text{tg } \zeta_3 + \text{tg } \eta_3) + 2s}{2 \cdot y_H \cdot \beta}$$

und

$$\frac{y_V}{y_H} = \frac{p (\text{tg } \gamma_3 + \text{tg } \delta_3) + 2s}{(a - p) (\text{tg } \zeta_3 + \text{tg } \eta_3) + 2s} \dots 1)$$

Sind also außer den Gleitrichtungen, $2s$ und a noch von den drei Größen y_V, y_H und p zwei bekannt, so ist damit die dritte festgelegt, ist nur p bekannt, so ist dadurch das Verhältnis der beiden Auslenkungen $\frac{y_V}{y_H}$ festgelegt. Da $\text{ctg } \varepsilon = \frac{P}{r}$ ist, ist durch die Gleitrichtungen, p und y_V oder y_H auch P festgelegt.

y_V und y_H sind die Ordinaten der Bahnen der Mittelpunkt Z_V und Z_H der Vorder- und Hinterachse; sie legen diese und damit auch die gesuchte Bahn des Fahrzeugmittelpunktes C fest. Wie ist es nun zunächst mit den Gleitrichtungen?

Gleitrichtungen. Gleit- und Rollbereich.

Diese hängen in folgender Weise von den Raddrücken ab. Mit allen vier Rädern rollen*) kann das Fahrzeug unter den gemachten Voraussetzungen nur, wenn seine Längsachse genau in der Gleislängsachse liegt. Das kommt praktisch fast nie vor. Bei der kleinsten Abweichung hiervon muß das Fahrzeug — von einer augenblicklichen Durchgangsstellung abgesehen — mindestens in zwei Aufstandspunkten gleiten. Das Gleiten ruft entgegengesetzt gerichtete Gleitreibungswiderstände wach, deren jeder nahezu gleich dem Produkt von Raddruck $Q_A, Q_{A'}, Q_B, Q_{B'}$ und der Gleitreibungsziffer f ist. f soll an allen vier Aufstandspunkten gleich groß sein.

*) Unter „Rollen“ ist verstanden eine Bewegung der Räder auf den Schienen ohne Quer- und Längsgleiten der ganzen Berührungsf lächen; dabei ist nicht ausgeschlossen ein Drehgleiten oder „Bohren“ der einzelnen Druckflächenteilchen um den Druckmittelpunkt, wie bei einem Spurzapfen.

Rollt ein Radsatz in einem oder beiden Aufstandspunkten, so treten an diesen Stellen Haftreibungswiderstände auf, deren Größe zwischen 0 und $f \cdot Q$ liegt und deren Richtung zunächst unbestimmt ist. Diese Gleit- und Haftreibungswiderstände liegen ebenfalls angenähert waagrecht und sind nach unserer Voraussetzung die einzigen nennenswerten äußeren waagerechten Kräfte, die am Fahrzeug angreifen. Im Beharrungszustand müssen sie daher einander das Gleichgewicht halten. Aus dieser Bedingung und daraus, daß die Gleitrichtungen den Gleitwiderständen entgegengesetzt gerichtet sind, erhalten wir die Gleitrichtungen.

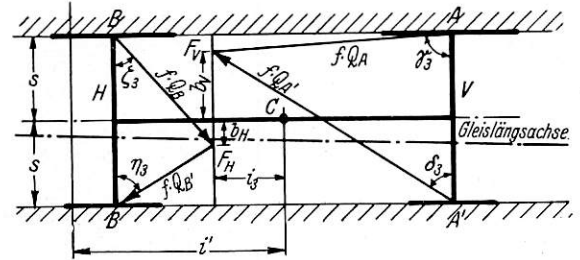


Abb. 2.

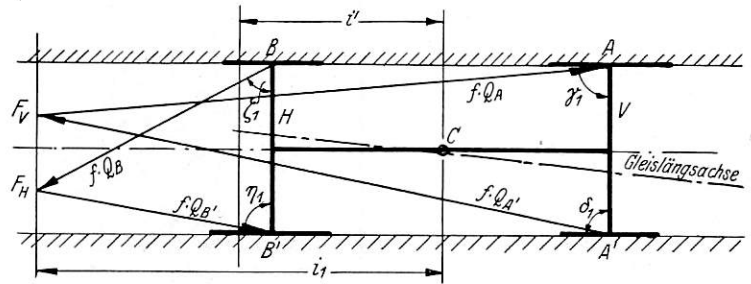


Abb. 3a.

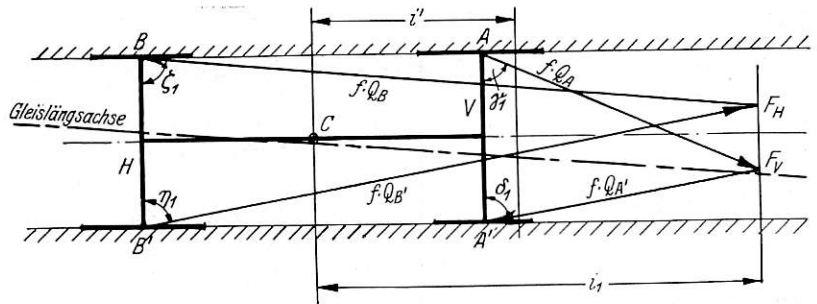


Abb. 3b.

Die Richtungsfreiheit der Reibungswiderstände wird durch die Gleichgewichtsbedingungen in folgender Weise eingeschränkt, siehe die schematische Textabb. 2 und 3a, 3b mit den vier Reibungswiderständen $f \cdot Q_A, f \cdot Q_{A'}, f \cdot Q_B, f \cdot Q_{B'}$ an den vier Aufstandspunkten:

1. Die an jedem Radsatz angreifenden beiden Längsreibungswiderstände müssen nahezu gleich groß und entgegengesetzt gerichtet sein: $f \cdot Q_A \cdot \sin \gamma \approx f \cdot Q_{A'} \cdot \sin \delta$; $f \cdot Q_B \cdot \sin \zeta \approx f \cdot Q_{B'} \cdot \sin \eta$.

2. Die Summe der Längsreibungswiderstände an den beiden Aufstandspunkten einer Fahrzeugseite muß gleich groß und entgegengesetzt gerichtet der Summe der beiden anderen Längswiderstände sein: $f \cdot Q_A \sin \gamma + f \cdot Q_B \sin \zeta = f \cdot Q_{A'} \cdot \sin \delta + f \cdot Q_{B'} \cdot \sin \eta$.

Die beiden Längswiderstände einer Fahrzeugseite können dabei gleich oder entgegengesetzt gerichtet sein (Textabb. 2 und 3a, b).

3. Die Summe der an einem Radsatz angreifenden Querverwiderstände muß gleich groß und entgegengesetzt der Summe der beiden am anderen Radsatz angreifenden Querverwiderstände sein: $f \cdot Q_A \cos \gamma + f \cdot Q_{A'} \cdot \cos \delta = f \cdot Q_B \cdot \cos \zeta + f \cdot Q_{B'} \cdot \cos \eta$.

Da die beiden Räder eines Radsatzes sich nicht gegeneinander quer verschieben können, müssen bei Gleiten die beiden Quergleitwiderstände eines Radsatzes gleichgerichtet sein.

4. Das Moment der Längswiderstände um irgend eine senkrechte Achse muß gleichgroß und entgegengesetzt gerichtet dem Moment der Querwiderstände um die gleiche Achse sein.

Aus Bedingung 3 folgt, daß der Hauptradius nicht über die Vorderachse hinaus nach vorne und nicht über die Hinterachse hinaus nach hinten liegen kann. Weiter ergibt sich aus diesen vier Bedingungen folgendes: Die Resultierende der an jedem Radsatz angreifenden beiden Reibungswiderstände liegt senkrecht zur Fahrzeuglängsachse. Beide Resultierenden sind gleichgroß und entgegengesetzt gerichtet. Sie greifen an an den Schnittpunkten F_V , F_H ihrer erzeugenden Reibungswiderstände und dürfen nicht gegeneinander versetzt sein, müssen vielmehr auf einer gemeinsamen Querlinie $F - F$ liegen. Diese Querlinie kann ganz beliebige Lagen haben, zwischen den beiden Radsätzen, vor Radsatz V oder hinter Radsatz H (Textabb. 2 und 3a, b). Lage von $F - F$ zwischen den beiden Radsätzen bedeutet Längsgleiten der beiden Räder einer Fahrzeugseite in gleicher Richtung. Lage der Querlinie $F - F$ außerhalb der beiden Radsätze bedeutet Längsgleiten der beiden Räder einer Fahrzeugseite in entgegengesetzter Richtung. Die Schnittpunkte F_V , F_H können über die in Textabb. 2, 3a und b schraffierten Verbindungsgeraden \overline{AB} und $\overline{A'B'}$ von innen nach außen nicht heraustreten, weil dann die beiden Räder eines Radsatzes in entgegengesetzter Richtung quergleiten würden, was unmöglich, durch Bedingung 3) ausgeschlossen ist. Wählt man für die zeichnerische Darstellung der Reibungswiderstände einen solchen Maßstab, daß die Summe der beiden Querreibungswiderstände jedes Radsatzes gleich dem Abstand $2s$ der beiden Laufkreisebenen ist, so ergeben sich als mögliche Formen der Kräftebilder die der Textabb. 2, 3a und b.

Ist der Achsdruck des Vorderradsatzes V größer als der des Hinterradsatzes H, so liegt die Querlinie $F - F$ hinter der Fahrzeugmitte C, ist der Achsdruck der Hinterachse größer als der der Vorderachse, so liegt $F - F$ vor C. Läßt man den Vorderachsdruk und seinen Gleitwiderstand allmählich größer werden als den Hinterachsdruk und dessen Gleitwiderstand, so wandert $F - F$ von C nach hinten, mit Änderung der Winkel γ_3 bis η_3 und Zunahme des Abstandes i_3 der $F - F$ -Linie von C, wandert bei großem Überwiegen des Vorderachsdrukess sogar über die Hinterachse hinaus und schließlich bis in einen Abstand i' von C, bei dem das Verhältnis des Vorderzum Hinterachsgleitwiderstand seinen möglichen Höchstwert hat. Noch weiterem Wandern von $F - F$ nach hinten ($i = i_1$) entspricht eine Wiederabnahme des Verhältnisses der Achsgleitwiderstände und dies Verhältnis wird wieder = 1 bei der Lage von $F - F$ im Unendlichen hinter dem Fahrzeug, bei $i_1 = \infty$. Wenn man den Hinterachsdruk allmählich immer stärker über den Vorderachsdruk hinauswachsen läßt, wandert in genau entsprechender Weise $F - F$ von C nach vorne, über die Vorderachse hinaus bis in den Abstand i' von C und gleichzeitig aus dem Unendlichen vor dem Fahrzeug zurück bis in diesen Abstand i' . Jedem Verhältnis der Achsgleitwiderstände von 1 bis zu einem Höchstwert gehören also zwei ganz bestimmte Lagen von $F - F$, zwei Kräfte- und Gleitbewegungsbilder zu, eine „Innen“-*) und eine „Außen“-Lage von $F - F$.

Sind die beiden Raddrücke jedes Radsatzes gleichgroß, ist mithin $f Q_A = f Q_{A'}$ und $f Q_B = f Q_{B'}$, so ergeben sich für i_3 , i_1 und i' und für das zugehörige Verhältnis $f Q_A / f Q_B$ folgende

*) Die Bezeichnung „Innen“-Lage ist nicht streng richtig, da die $F - F$ -Linie dabei ein wenig hinter der Hinterachse oder vor der Vorderachse liegen kann.

einfachen Ausdrücke. Aus Abb. 4 mit den beiden zusammengehörigen Lagen von $F - F$ lesen wir ab

$$\frac{f Q_B}{f Q_A} = \frac{Q_B}{Q_A} = \sqrt{\frac{s^2 + \left(\frac{a}{2} - i_3\right)^2}{s^2 + \left(\frac{a}{2} + i_3\right)^2}}$$

woraus folgt

$$i_3 = \frac{a}{2} \frac{1 + \left(\frac{Q_B}{Q_A}\right)^2}{1 - \left(\frac{Q_B}{Q_A}\right)^2} - \sqrt{a^2 \cdot \left\{1 - \left(\frac{Q_B}{Q_A}\right)^2\right\}^2 - s^2 \dots 2)}$$

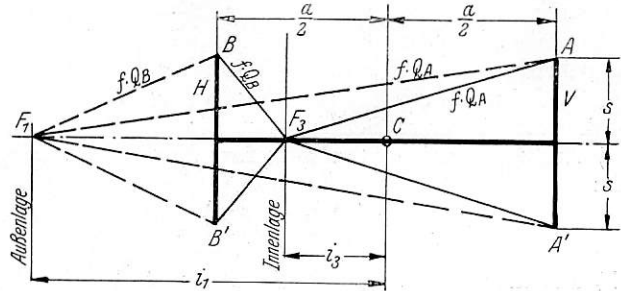


Abb. 4.

Weiter lesen wir aus Textabb. 4 ab

$$\frac{s^2 + \left(\frac{a}{2} + i_3\right)^2}{s^2 + \left(\frac{a}{2} - i_3\right)^2} = \frac{s^2 + \left(\frac{a}{2} + i_1\right)^2}{s^2 + \left(\frac{a}{2} - i_1\right)^2}$$

woraus sich ergibt

$$i_1 = \frac{s^2 + \frac{a^2}{4}}{i_3} \dots \dots \dots 3)$$

Weiter erhalten wir $i = i'$ aus

$$d \frac{\frac{Q_B}{Q_A}}{d i} = \frac{\sqrt{s^2 + \left(\frac{a}{2} - i_3\right)^2}}{\sqrt{s^2 + \left(\frac{a}{2} + i_3\right)^2}} = 0$$

zu

$$i' = \sqrt{s^2 + \frac{a^2}{4}} \dots \dots \dots 4),$$

wie sich auch unmittelbar aus 2) durch Gleichsetzung von i_1 und i_3 ergibt. i' ist also die mittlere Proportionale zwischen i_3 und i_1 . Schließlich erhalten wir:

$$\left(\frac{f Q_A}{f Q_B}\right)_{\max} = \sqrt{\frac{s^2 + \left(\frac{a}{2} + i'\right)^2}{s^2 + \left(\frac{a}{2} - i'\right)^2}} = \sqrt{\frac{\sqrt{s^2 + \frac{a^2}{4}} + \frac{a}{2}}{\sqrt{s^2 + \frac{a^2}{4}} - \frac{a}{2}}} \dots 5),$$

meist viel größer, als es in Wirklichkeit vorkommt. Ist aber doch einmal $\frac{Q_A}{Q_B}$ größer als dieses $\left(\frac{Q_A}{Q_B}\right)_{\max}$, so kann, da das

Gleichgewicht der Kräfte kein größeres Verhältnis $\frac{Q_A}{Q_B}$ als das nach Gl. 5) zuläßt, die Haftreibung am Punkt A nicht mehr voll ausgenutzt werden, das stärker belastete Rad A muß rollen. Im vorliegenden Fall gleicher Raddrücke jeden Radsatzes gilt das gleiche für Rad A'. Auch dies muß rollen, somit der ganze stärker belastete Radsatz. Allgemein muß dasjenige Rad

rollen, dessen fQ bei Gleichgewicht der Kräfte nicht voll ausgenutzt werden kann. Rollt einer der beiden Radsätze mit beiden Rädern, so kann die $F-F$ -Linie an beliebiger Stelle zwischen der „Innen“- und der „Außen“-Gleitgleichgewichtslage liegen.

Ist der eine Raddruck eines Radsatzes größer als der andere, so verschiebt sich der Schnittpunkt F seiner beiden Reibungswiderstände aus der Fahrzeugmitte heraus nach der Seite des schwächer belasteten Rades hin, in Textabb. 2 beim Vorderradsatz mit dem stärker belasteten Rad A' um b_V auf A zu, beim Hinterradsatz mit dem stärker belasteten Rad B um b_H auf B' zu, und es ändern sich demgemäß die Winkel δ , γ , ζ und η . b_V und b_H können wie gesagt höchstens gleich s werden. Ist z. B. $b_V = s$, $\gamma = 90^\circ$, liegt F_V in der Verbindungsgeraden \overline{AB} , d. h. fQ_A genau längs, so gleitet Rad A nur noch längs, gar nicht mehr quer; mithin kann auch Rad A' nicht

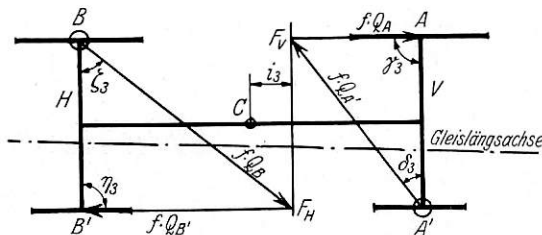


Abb. 5.

mehr quer gleiten. Da aber sein fQ schräg liegt, kann es nicht mehr diesem entgegengesetzt gleiten, sondern muß gerade eben beginnen zu rollen. Das gleiche gilt für Rad B , sobald $b_H = s$ ist, F_H in der Verbindungsgeraden $A'B'$ liegt, und gilt natürlich auch für die gegenüberliegenden Räder. Würde bei Gleichgewicht der fQ -Punkt F_V oder F_H außerhalb des Streifens $\overline{AB} - A'B'$ liegen, so muß tatsächlich F_V oder F_H in der Begrenzungslinie des Streifens liegen; und die Haftreibung desjenigen Rades, das diesem F gegenüberliegt, wird nicht ausgenutzt, dieses Rad rollt. Würden bei Gleichgewicht

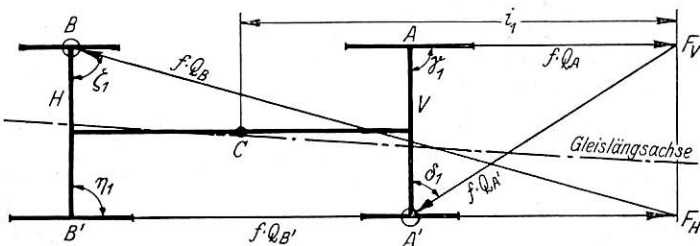


Abb. 5a.

der fQ beide F , sowohl F_V als F_H , außerhalb des Streifens $\overline{AB} - A'B'$ liegen, liegen also tatsächlich beide in der Begrenzungslinie des Streifens, so rollt von jedem Radsatz ein Rad. Allgemein rollt dasjenige Rad, dessen fQ in unserer bildlichen Darstellung schräg von einer Begrenzungsgerechten zur anderen reicht, in Textabb. 5 und 5a Rad A' und B , durch kleine Kreise um die gleichnamigen Aufstandspunkte gekennzeichnet.

Sind die Raddrücke einer oder beider Achsen so stark voneinander verschieden, daß ein oder zwei fQ in der Begrenzungsgerechten liegen, so fallen die zugehörigen schräg von einer Begrenzungsgerechten zur andern reichenden fQ und die zugehörigen Q aus dem gegebenen Verhältnis der Raddrücke heraus, in Textabb. 5 und 5a $fQ_{A'}$ und fQ_B oder $Q_{A'}$ und Q_B . Bei Herausfallen von zwei Raddrücken wird, wie die Textabb. 5 und 5a erkennen lassen, die geometrische Beziehung zwischen den übrigen Raddrücken und der Lage von $F-F$ so einfach, daß sie hier nicht entwickelt zu werden braucht.

Sind die Raddruckunterschiede kleiner, aber > 0 , so ist die geometrische Beziehung zwischen den vier Raddrücken oder den vier Gleitwiderständen einerseits und i_3, i_1, b_V, b_H , oder den Winkeln $\gamma_3, \delta_3, \zeta_3, \eta_3, \gamma_1, \delta_1, \zeta_1, \eta_1$ andererseits ziemlich verwickelt. Dann ist es im allgemeinen zweckmäßiger, durch Probieren das den vier Raddrücken oder Gleitwiderständen entsprechende Paar der Kräftebilder zu ermitteln. Dieses Verfahren wird erleichtert durch folgende der Lage von F_V und F_H gezogenen Grenzen. Die eine Grenze bildet der Streifen $\overline{AB} - A'B'$. Eine zweite ist gegeben durch die vorliegenden festen Verhältnisse: $\frac{fQ_A}{fQ_{A'}}$ und $\frac{fQ_B}{fQ_{B'}}$. F_V muß im

Kräftebild bei dem gewählten Maßstab stets auf der Spitze eines Dreiecks liegen, dessen Grundlinie gebildet wird durch die Verbindungsgerade der beiden Aufstandspunkte A und A' von der Länge $2s$, und dessen beide andere Seiten gebildet werden durch die Geraden der Widerstände fQ_A und $fQ_{A'}$, die bei festliegenden Raddrücken in diesem Bild wohl ihre absolute Größe, aber nicht ihr Verhältnis zueinander ändern dürfen. Das Entsprechende gilt für F_H, fQ_B und $fQ_{B'}$ am Hinterradsatz.

Die geometrischen Orte von F_V und F_H sind nun Kreise, deren Mittelpunkte in der Geraden $\overline{AA'}$ bzw. $\overline{BB'}$ liegen. Wir prüfen diese Behauptung an Hand der Textabb. 6 nach. Der hier gezeichnete Kreis vom Halbmesser r sei der geometrische Ort von F_V der Vorderachse. Sein Mittelpunkt C_V liege in der verlängerten Geraden $\overline{AA'}$ um c außerhalb A' . Der Kreis schneide die Linie $\overline{AA'}$ in E und G , die um e und g aus der Fahrzeugmitte liegen. F_V soll beliebige Lagen auf diesem Kreise einnehmen können, außer E und G z. B. auch die beliebige Lage F_V mit den Ordinaten x und z gegenüber Punkt A' . Wenn dieser Kreis tatsächlich der gesuchte geometrische Ort ist, muß sein:

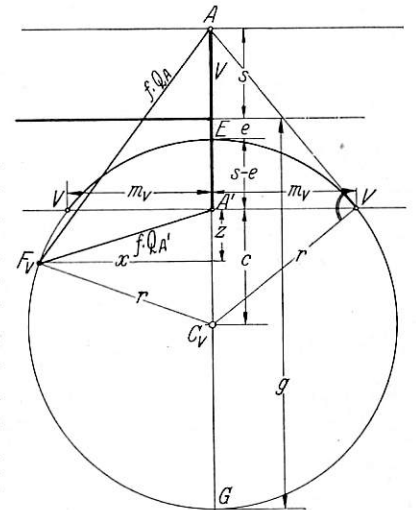


Abb. 6.

$$\frac{fQ_A}{fQ_{A'}} = \frac{Q_A}{Q_{A'}} = \frac{s+e}{s-e} = \frac{g+s}{g-s} = \sqrt{\frac{(2s+z)^2 + x^2}{z^2 + x^2}}$$

Aus $\frac{s+e}{s-e} = \frac{g+s}{g-s}$ erhalten wir zunächst zwischen e und g

die Beziehung:

$$e \cdot g = s^2 \dots \dots \dots 6a)$$

oder s als mittlere Proportionale von e und g . Den Abstand c des Kreismittelpunktes C_V von A' erhalten wir aus:

$$r = c + s - e = \frac{g-e}{2} \dots \dots \dots 7a)$$

zu:

$$c = \frac{g+e}{2} - s$$

oder unter Beachtung von Gl. 6a):

$$c = \frac{(s-e)^2}{2e} \dots \dots \dots 8a).$$

Zur Nachprüfung, ob tatsächlich $\sqrt{\frac{(2s+z)^2 + x^2}{z^2 + x^2}} = \frac{s+e}{s-e}$

ist, müssen wir x und z aus der Wurzel ausscheiden. Das gelingt mit Hilfe der aus Textabb. 6 ablesbaren Beziehung:

$$x^2 + (c - z)^2 = r^2 = (c + s - e)^2,$$

in der wir c durch den Ausdruck der Gl. 8a) ersetzen. Setzen wir diese Werte von x und c ein, so nimmt die Wurzel den Ausdruck $\frac{s+e}{s-e}$ an. Unsere Behauptung ist also richtig.

Für eine bequeme Konstruktion des Kreises müssen bekannt sein r und e in ihrer Abhängigkeit von $\frac{Q_A}{Q_{A'}}$. Aus

$$\frac{Q_A}{Q_{A'}} = \frac{s+e}{s-e} \text{ erhalten wir}$$

$$e = s \cdot \frac{\left(\frac{Q_A}{Q_{A'}}\right) - 1}{\left(\frac{Q_A}{Q_{A'}}\right) + 1} \dots \dots \dots 6b)$$

und durch Einsetzen dieses Ausdruckes in Gl. 8a) und 7a)

$$c = \frac{2s}{\left(\frac{Q_A}{Q_{A'}}\right)^2 - 1} \dots \dots \dots 8b)$$

und

$$r = 2s \frac{\frac{Q_A}{Q_{A'}}}{\left(\frac{Q_A}{Q_{A'}}\right)^2 - 1} \dots \dots \dots 7b).$$

Für die Sehnenlänge $2m_V$, die der Kreis aus der Begrenzungsgeraden AA' herauschneidet, besteht die Beziehung $m_V^2 = r^2 - c^2$, woraus sich ergibt:

$$m_V = \frac{2s}{\sqrt{\left(\frac{Q_A}{Q_{A'}}\right)^2 - 1}} \dots \dots \dots 7b).$$

Bei $Q_A/Q_{A'} = 1$ ist $e = 0$, $c = \infty$, $r = \infty$, $m_V = \infty$, der Kreis eine Gerade in der Fahrzeuglängsachse. Wächst $Q_A/Q_{A'}$ über 1 hinaus, so wächst e , sinken r , c und m_V , wird der Kreis immer kleiner, rückt sein Mittelpunkt von außen immer näher an den Radaufstandspunkt heran, sein Schnittpunkt E mit der Achse immer weiter von der Fahrzeuglängsachse weg, schneidet er eine immer kleinere Sehne der Begrenzungsstrecke heraus. Praktische Bedeutung hat natürlich nur derjenige Teil der Kreislinie, der innerhalb des Streifens $AB - A'B'$ liegt, in Textabb. 6 der Bogen VEV . AV stellt also das bei dem vorliegenden Raddruckverhältnis größtmögliche $f Q_A$ dar. Diese $f Q_A$ -Linie AV berührt den Kreis in V , woraus sich ebenfalls eine bequeme Konstruktion des Kreises ergibt. Das Entsprechende gilt für $Q_A/Q_{A'} < 1$.

Der Kreis liegt immer auf der Seite des geringeren Raddruckes, s. Abb. 1, Taf. 3, in der $Q_{A'}/Q_A = 1,1$, $Q_B/Q_{B'} = 1,4$ ist. Hier liegen die Kreise einander gegenüber, da am Vorderrad das rechte, am Hinterrad das linke Rad stärker belastet ist. Liegen die beiden stärker belasteten Räder auf der gleichen Seite, so liegen auch die beiden Kreise, diesen gegenüber, auf der gleichen Seite.

Die Punkte F_F und F_H müssen somit liegen: entweder auf den beiden $Q_A/Q_{A'}$ - und $Q_B/Q_{B'}$ -Kreisbögen, die in den Streifen $AB - A'B'$ hineinragen oder auf den beiden Begrenzungsgeraden dieses Streifens, natürlich F_V auf derjenigen Begrenzungsgeraden, die vom Vorderachskreisbogen geschnitten wird, F_H auf der vom Hinterachskreisbogen geschnittenen Geraden. Nur bei solcher Lage der Querlinie $F - F$, bei der diese beide Kreisbögen schneidet, gleiten alle vier Räder. Schneidet $F - F$ nur einen Kreisbogen, so rollt ein Rad. Schneidet $F - F$ gar keinen Kreisbogen, sondern nur die beiden Begrenzungsgeraden, so rollt ein Vorderrad und ein

Hinterrad. In Abb. 1, Taf. 3 gleiten alle vier Räder bei Lage von $F - F$ im Bereich I, rollt bei Lage von $F - F$ im Bereich IIa Rad A' ; bei Lage von $F - F$ im Bereich IIb rollt Rad B ; bei Lage von $F - F$ im Bereich IIIa und IIIb rollen A' und B . Aus den Bildern geht hervor, daß der Rollbereich gegenüber dem Gleitbereich um so größer wird, je kürzer die Sehnenlänge $2m_V$, $2m_H$ und je kleiner die Überschneidung der beiden Kreisbögen wird, d. h. je stärker die beiden Raddrücke je eines Radsatzes voneinander abweichen und je größer der Radstand des Fahrzeugs ist. Bei „Innenlage“ von $F - F$, die, wie sich später zeigen wird, von besonders großer Bedeutung für die Fahrzeugbahn ist, kann ein Vorder- und ein Hinterrad rollen, wenn $m_V + m_H < a$ oder nach Gl. 9):

$$\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{Q_A}{Q_{A'}}\right)^2 - 1}} + \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{Q_B}{Q_{B'}}\right)^2 - 1}} < \frac{a}{2s} \dots \dots 10)$$

ist. Ist $Q_A/Q_{A'} = Q_B/Q_{B'}$ oder $= Q_{B'}/Q_B$, so kann dieser Fall auftreten bei

$$\frac{Q_A}{Q_{A'}} > \sqrt{\frac{16s^2}{a^2} + 1} \dots \dots \dots 10a),$$

mit $s = 0,75$ m, $a = 3$ m z. B. bei $Q_A, B'/Q_{A'}, B > 1,41$, was in Wirklichkeit sehr wohl vorkommen kann. Ob er tatsächlich auftritt, hängt von der genauen Lage von $F - F$, also dem Achsdruckverhältnis, ab.

Diese Konstruktion der Kräftebilder mit Hilfe der fQ -Verhältniskreise setzt voraus, daß das Verhältnis der Raddrücke und der zugehörigen Gleitwiderstände sich während der Bewegung des Fahrzeugs nicht ändert. Das ist nicht streng richtig. Auch abgesehen von Massenwirkungen sind die wirklichen Raddrücke Q der Bewegung nicht gleich den Raddrücken Q_0 der Ruhe und auf den verschiedenen Abschnitten der Bewegung verschieden, bei Außenlage der Querlinie $F - F$ etwas anders wie bei Innenlage. Das kommt daher, daß an jedem Radsatz die Querkraft H , die zur Überwindung der gleichgroßen entgegengesetzt gerichteten Querkomponente der beiden Widerstände fQ vom Fahrzeugrahmen auf den Radsatz ausgeübt wird, den einen Raddruck vergrößert, den anderen ebensoviel verkleinert, diese Kraft oder dieser Widerstand H aber im Ruhezustand $= 0$ und auf den verschiedenen Bewegungsabschnitten verschieden ist. H hat den Ausdruck:

$$H = f Q_A \cdot \cos \gamma_{1,3} + f Q_{A'} \cdot \cos \delta_{1,3} = f Q_B \cdot \cos \zeta_{1,3} + f Q_{B'} \cdot \cos \eta_{1,3}$$

mit verschiedenen großen Winkeln $\gamma_{1,3} \div \eta_{1,3}$, auf den verschiedenen Bewegungsabschnitten bei Außen- und Innenlage von $F - F$. Die Raddruckvergrößerung oder -verkleinerung $\pm \Delta Q$ hat nach meiner früheren Arbeit den Ausdruck:

$$\pm \Delta Q = m \frac{r}{2s} \cdot H.$$

Darin ist m ein Maß der Verkleinerung von ΔQ durch die Elastizität der Tragfedern und Schienen in senkrechter Richtung. Verhalten sich deren Federstärken etwa wie 1:10 zueinander und hat das Fahrzeug Außenfederung, so ist m etwa 0,85. ΔQ ist also verhältnismäßig H und ändert sich wie dieses. Da H bei den beiden Radsätzen gleich groß ist, ist das ΔQ bei allen vier Rädern gleich groß. Die durch $\pm \Delta Q$ zusätzlich be- und entlasteten Räder liegen einander diagonal gegenüber. Die Ausdrücke der Gleitwiderstände der Ruhe: $f Q_{0A} \div B'$ gehen bei Bewegung über in $f Q_A \div B' = f Q_{0A} \div B' \pm f \Delta Q$ mit veränderlichem ΔQ .

In unserer Kräftebildardarstellung mit Hilfe der fQ -Verhältniskreise als geometrischer Orte der F_V, F_H ist die absolute Größe der fQ veränderlich für die verschiedenen Punkte dieser Kreise, H dagegen konstant $= 2s$; mithin erscheint auch $\pm f \Delta Q$ konstant in der Länge

$$\pm f \Delta Q = 2s \cdot m \cdot f \cdot \frac{r}{2s} = m \cdot f \cdot r \dots \dots 11).$$

Hieraus ergibt sich folgende einfache Konstruktion von Kurven des Verhältnisses der wirklichen veränderlichen Radgleitwiderstände der Bewegung an Stelle der Kreise des Verhältnisses der unveränderlichen Radgleitwiderstände der Ruhe, unserer bisherigen fQ -Verhältniskreise. Die Konstruktion ist dargestellt in Abb. 2, Taf. 3. Die beiden gestrichelten Kreise sind die Verhältniskreise für $\frac{fQ_{0A}}{fQ_{0A'}}$ und $\frac{fQ_{0B}}{fQ_{0B'}}$; und zwar ist in der Abb. 2, Taf. 3 $Q_{0A}/Q_{0A'} = 1,26$, $Q_{0B}/Q_{0B'} = 1,14$; F_V und F_H seien irgendwelche Punkte auf diesen Kreisen, dann stellen die Geraden $\overline{AF_V}$, $\overline{A'F_V}$, $\overline{BF_H}$, $\overline{B'F_H}$ die zugehörigen fQ_{0A} , $fQ_{0A'}$, fQ_{0B} , $fQ_{0B'}$ für diese Lage von F_V und F_H dar. Nun schlagen wir um F_V und F_H je einen Kreis mit dem Halbmesser $m \cdot f \cdot r = \Delta Q$. Diese Kreise schneiden auf den Geraden $\overline{AF_V}$, $\overline{A'F_V}$, $\overline{BF_H}$, $\overline{B'F_H}$ die Strecken $m \cdot f \cdot r = \pm \Delta Q$ ab, so daß \overline{Aa} , $\overline{A'a'}$, \overline{Bb} , $\overline{B'b'}$ die Längen der wirklichen fQ bei zusätzlicher Belastung von A und B', \overline{Aa} , $\overline{A'a'}$, \overline{Bb} , $\overline{B'b'}$ die Längen der wirklichen fQ bei zusätzlicher Belastung von A' und B darstellen. Schlagen wir nun Kreise mit \overline{Aa} um A und mit $\overline{A'a'}$ um A', so ist deren Schnittpunkt J_V ein Punkt der gesuchten fQ -Verhältniskurve für die Vorderachse, denn die Längen $\overline{AJ_V}$ und $\overline{A'J_V}$ stehen im Verhältnis $\frac{fQ_{0A} + f\Delta Q}{fQ_{0A'} - f\Delta Q}$ zueinander; ebenso ist der Schnittpunkt J_H der zwei Kreise mit \overline{Bb} um B und mit $\overline{B'b'}$ um B ein Punkt der gesuchten Kurve für die Hinterachse, beide bei zusätzlicher Belastung von A und B'. Ebenso erhalten wir die Punkte K_V und K_H der fQ -Verhältniskurve für die Vorder- und Hinterachse bei zusätzlicher Belastung von A' und B. So können wir diese vier Kurven aus den zwei Kreisen schnell punktweise konstruieren. Sie treten bei Bewegung des Fahrzeugs an die Stelle dieser Kreise des Ruhezustandes, haben die gleiche Bedeutung wie diese für die Konstruktion der Kräftebilder. Die beiden äußeren Kurven der Abb. 2, Taf. 3 gelten für zusätzliche Belastung von A und B', die beiden inneren für zusätzliche Belastung von A' und B. Bei Gleichheit der Raddrücke im Ruhezustand liegen die Kurven symmetrisch zur Fahrzeuglängsachse, s. Abb. 3, Taf. 3. Sind die Raddrücke jeder Achse im Ruhezustand verschieden groß, so kann bei Bewegung diese Verschiedenheit größer oder kleiner werden. Ist z. B. im Ruhezustand nach Abb. 2, Taf. 3 Rad A stärker belastet als A' und B' stärker als B, so wird bei Bewegung dieser Unterschied im allgemeinen größer, wenn A und B' zusätzlich belastet werden und im allgemeinen kleiner, wenn A' und B zusätzlich belastet werden. Sind die Raddrücke im Ruhezustand gleichgroß, s. Abb. 3, Taf. 3, so treten bei Bewegung an beiden Achsen gleiche Raddruckunterschiede auf. Bei „Außenlage“ der Querlinie F — F ist der Einfluß der Veränderlichkeit von ΔQ auf das Kräftebild meist so klein, daß er vernachlässigt werden kann; etwas größer ist er im allgemeinen bei „Innenlage“, doch auch hier nur klein. Das Achsdruckverhältnis wird durch die Veränderlichkeit von ΔQ nicht verändert, denn von beiden Achsen wird das eine Rad genau so viel belastet wie das andere entlastet. Nur das Raddruckverhältnis wird geändert. Die Querlinie F — F wird deshalb nur wenig verschoben.

Fahrzeug-Bahn.

Nunmehr können wir die Bahn des Mittelpunktes C des Fahrzeugs bestimmen. Sie sei bezogen auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem, dessen X-Achse in der Gleislängsrichtung, dessen Y-Achse in der Gleisquerrichtung liege, beide in der

waagerechten Gleisebene. Die stets äußerst geringe Abweichung der Fahrzeuglängsrichtung von der Gleislängsrichtung können wir vernachlässigen. Wir ermitteln die y-Ordinaten der Bahn von C nicht unmittelbar, sondern als arithmetisches Mittel der Auslenkungen y_V der Mitte Z_V des Vorderradsatzes und der Auslenkungen y_H der Mitte Z_H des Hinterradsatzes. y_V , y_H und y sollen positiv gerechnet werden bei Bahnpunkten, die in der Fahrtrichtung links von der Gleislängsachse liegen; die Fahrtrichtung sei stets von links nach rechts, dann sind in den Abbildungen die positiven Auslenkungen nach oben gerichtet. Die Bahn besteht, wie wir sehen werden, aus Halbwellen, jede Halbwellen aus mehreren Abschnitten. x soll vom Beginn jedes Abschnitts gerechnet werden. Es ist für C, Z_V und Z_H nahezu gleich. Wir betrachten zunächst den Teil der Bahn von einem Durchgang durch die Gleislängsachse — in der Fahrtrichtung von der rechten zur linken Seite, in den Abbildungen von unten nach oben — bis zum nächsten entgegengesetzt gerichteten Durchgang, also eine Halbwellen der Bahn und dann die Fortsetzung der Bahn in den weiteren Halbwellen. Zur Ermittlung der y_V , y_H und x der verschiedenen Abschnitte verwenden wir das oben entwickelte Kräfte- und Bewegungsbild. In ihm ist der augenblickliche Bewegungszustand festgelegt: Erstens durch die Lage des Hauptradius, die irgendwo zwischen den Radsätzen sein kann, zweitens durch die Lage der F — F-Querlinie, die ganz beliebig sein kann und für ein bestimmtes Verhältnis der vier wirklichen Raddrücke eine „Innen“- und eine „Außen“-Gleit-Gleichgewichtslage hat und drittens durch die Lage der beiden u-Achsen. Diese Achsen sind um nahezu den gleichen Winkel ε gegen die Radsatz-Eigendrehachse geneigt, schneiden im gleichen Abstand P von der Fahrzeuglängsachse die Radsatz-Eigenachsen und dürfen nie außerhalb oder innerhalb beider Aufstandspunkte ihrer Radsätze liegen. Im Lauf der Bewegung ändern sich bei gegebenen Raddruckverhältnissen die Lage des Hauptradius, die Lage der F — F-Linie, ε und P der u-Achsen, entsprechend den augenblicklichen Werten von y_V und y_H .

In der Nähe des Durchgangs von C durch die Gleislängsachse gleiten die beiden Räder der gleichen Fahrzeugseite in entgegengesetzter Richtung längs und die F — F-Linie hat ihre Außenlage, um i_1 von C entfernt. Wir wollen zuerst diesen Teil der Bewegung bei Gleiten und Rollen der Räder als

Abschnitt I

betrachten. Bei Gleiten von allen vier Rädern liegen die Punkte F_V und F_H auf den $\frac{fQ_A}{fQ_{A'}}$ und $\frac{fQ_B}{fQ_{B'}}$ -Kurven oder -Kreisen. Diese Lage erfordert um so kleinere Raddruckunterschiede, also um so größere Verhältniskreis-Sehnenlängen $2m_{V,H}$, je kleiner der Achsdruckunterschied also je größer i_1 ist, s. Abb. 1, Taf. 3 oben. Bei Achsdruckgleichheit, also $i_1 = \infty$, müssen auch die Raddrücke gleich sein, damit alle vier Räder gleiten; je mehr die beiden Achsdrücke sich voneinander unterscheiden, je kleiner also i_1 ist, desto größer kann auch der Raddruckunterschied, desto kleiner können die Sehnen $2m_{V,H}$ der fQ -Verhältniskreise oder -Kurven sein, damit alle vier Räder gleiten. Schon bei nicht sehr großem Achsdruck- und größerem Raddruckunterschied sind die Sehnen der fQ -Verhältniskreise oder -Kurven so klein und ist i_1 so groß, daß die Punkte F_V und F_H beide oder mindestens einer von ihnen nicht auf den fQ -Verhältniskurven sondern auf den „Begrenzungsgeraden“ liegen. Liegt einer darauf, rollt also ein Rad, so beschreibt das Fahrzeug eine Bahn, die anders sein muß wie die bei Gleiten aller vier Räder und deshalb besonders zu ermitteln ist. Liegen beide darauf, rollt also ein Vorder- und ein Hinterrad, so fährt das Fahrzeug geradeaus. Dieser Geradeauslauf ist keineswegs die anzustrebende Idealform der Fahrzeugbahn,

denn bei jeder auchnoch so kleinen Abweichung der Fahrzeuglängsachse von der Gleislängsachse muß bei Geradeauslauf das Fahrzeug mit einem Spurkranz an einer Schiene anlaufen, was fast immer mit Stoß geschieht. Und diese kleinen Abweichungen sind unvermeidlich. Es muß vielmehr angestrebt werden, daß ein schräg unter einer kleinen Winkelabweichung auf eine Schiene zulaufendes Fahrzeug sich selbsttätig von dieser wieder abwendet, aber nicht scharf, sondern allmählich und daß diese Winkelabweichung und der Ausschlag im weiteren Lauf allmählich abklingen, d. h. es muß eine selbsttätige Wendefähigkeit und vor allem ein allmähliches Absinken der Wellenhöhe und der Winkelabweichung, etwa nach Art einer gedämpften Schwingung, angestrebt werden. Und dieses Ideal läßt sich, wie aus der weiteren Untersuchung vorweggenommen sei, erreichen durch eine, wenn auch nur geringe, Mehrbelastung der Hinterachse gegenüber der Vorderachse bei einigermaßen gleichmäßiger Belastung der beiden Räder jeder Achse.

Bei Rollen eines Vorder- und eines Hinterrades ist also die Fahrzeugbahn bekannt. Bei Gleiten von allen vier oder von drei Rädern muß sie dagegen ermittelt werden, sowohl für den Fall der stärker belasteten Vorder- als auch für den der stärker belasteten Hinterachse. Ob die beiden stärker belasteten Räder auf der gleichen Seite oder auf der entgegengesetzten Seite des Fahrzeugs liegen, macht für die Fahrzeugbahn nichts aus. Der Grund dafür wird sich aus der weiteren Betrachtung ergeben.

Vorderachse stärker belastet.

Wir wollen hier zunächst den Fall betrachten, daß die Vorderachse stärker belastet sei und alle vier Räder gleiten. Die beiden stärker belasteten Räder beider Achsen können auf der gleichen oder auf der entgegengesetzten Seite des Fahrzeugs liegen. Diesem Fall gehört das Kräfte- und Gleitbewegungsbild der Textabb. 7 zu. Durch die Außenlage von F — F und die gegebenen Raddruckverhältnisse

sind die Gleitrichtungen d. h. die Winkel γ_1 , δ_1 , ζ_1 , η_1 und der Abstand i_1 der F — F-Querlinie von C festgelegt. Der Hauptradius kann sich zwischen den beiden Radsätzen bewegen. Er liege in irgendeinem Abstand p vom Vorderradsatz. Da die Vorderachse stärker belastet ist und je zwei Räder der gleichen Fahrzeugseite in entgegengesetzter Richtung gleiten, muß die F — F-Linie hinter der Hinterachse liegen, müssen die beiden u-Achsen die beiden Radlaufebenen der gleichen Fahrzeugseite auf verschiedenen Seiten der Radaufstandspunkte durchdringen, und zwar bei Rückwärtsgleiten des linken nach links ausgelenkten Vorderrades die u_V -Achse über A, die u_H -Achse unter B, müssen, von der Fahrzeuglängsachse aus gesehen, N_A und $N_{A'}$ über A

und A' hinaus, N_B und $N_{B'}$ aber entgegengesetzt zu B und B' liegen. Der gezeichneten Lage der Gleitrichtungen, des Hauptradius, der F — F-Linie und der u-Achsen entspricht ein ganz bestimmtes $+y_V$ und $-y_H$. Aus Textabb. 7 lesen wir ab, wie oben aus Textabb. 1:

$$\text{ctg } \varepsilon_V = \frac{p (\text{tg } \delta_1 + \text{tg } \gamma_1) + 2s}{2 y_V \beta}$$

$$\text{ctg } \varepsilon_H = \frac{(a - p) (\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s}{-2 y_H \beta}$$

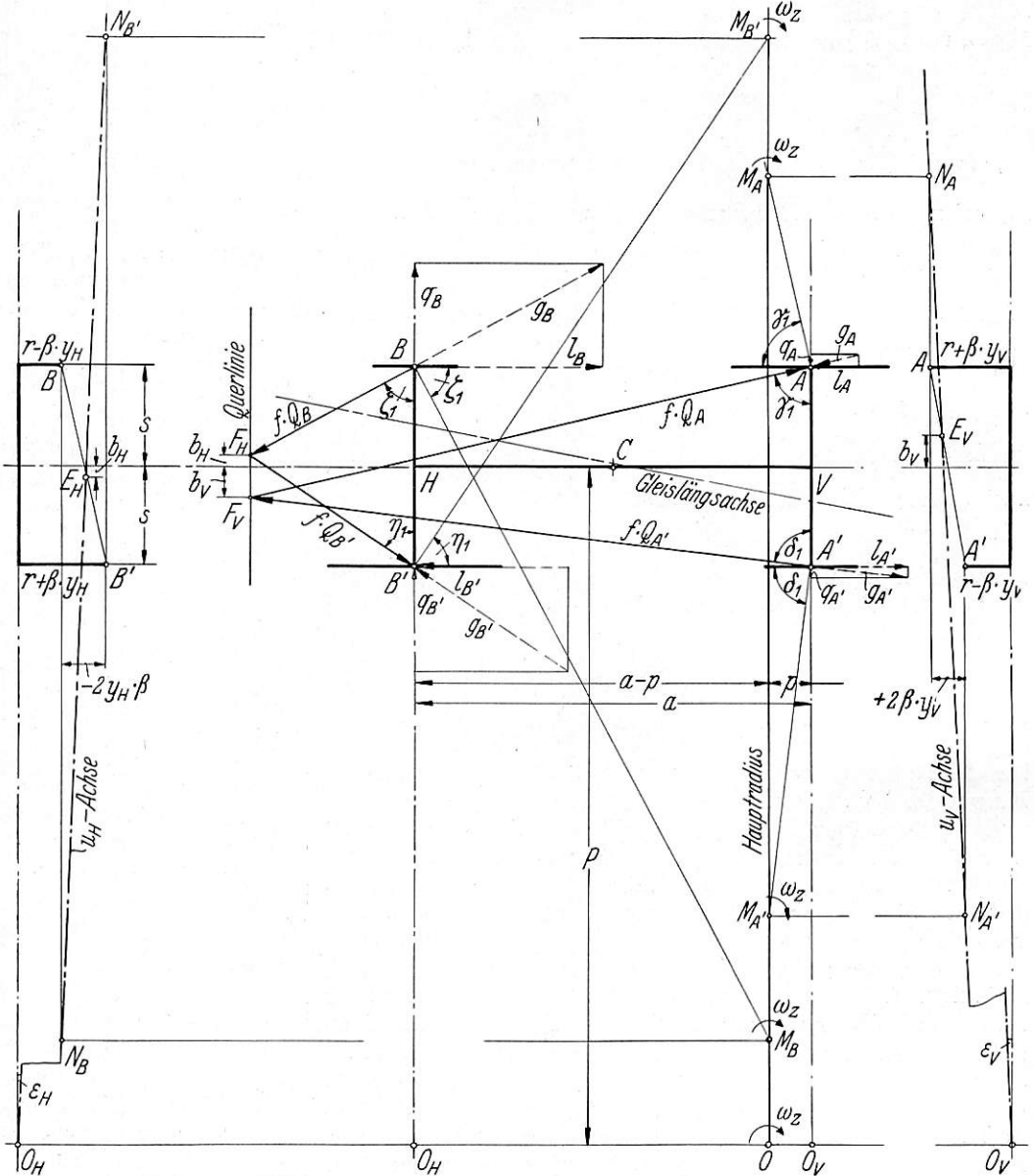


Abb. 7.

woraus sich durch Gleichsetzen der beiden Ausdrücke ergibt

$$\frac{+y_V}{-y_H} = \frac{p (\text{tg } \delta_1 + \text{tg } \gamma_1) + 2s}{(a - p) (\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s} \dots \dots 12),$$

$$p = \frac{2s (y_V - y_H) - y_V a (\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1)}{y_H (\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1) - y_V (\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1)},$$

$$a - p = \frac{2s (y_V - y_H) - y_H \cdot a (\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1)}{+ y_V (\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - y_H (\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1)}$$

und $P = r \cdot \text{ctg } \varepsilon$

$$P = \frac{r}{2\beta} \cdot \frac{a(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1)(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) - 2s[(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1) - (\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1)]}{y_V(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) - y_H(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1)}$$

oder bei Bezeichnung des konstanten Zählers durch K_1 :

$$P = \frac{r}{2\beta} \cdot \frac{K_1}{y_V(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) - y_H(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1)}$$

Nun bestehen zwischen y_V , y_H p und P und den momentanen Bewegungsrichtungen der Punkte Z_V und Z_H oder den Berührenden an die Bahnen dieser Punkte folgende Beziehungen. In Textabb. 8 ist die Fahrzeuglängsachse $Z_V Z_H$ in irgendeinem Augenblick des Abschnitts I dargestellt, mit dem Momentanpol der Bewegung des ganzen Fahrzeugs O, seinen Abständen P und p, und mit den momentanen Bewegungsrichtungen der Punkte Z_V , Z_H und D, die senkrecht stehen auf den Strahlen $\overline{OZ_V}$, $\overline{OZ_H}$ und \overline{OD} . Die Bewegungsrichtungen sind unter α_V , α_H und α_D gegeben

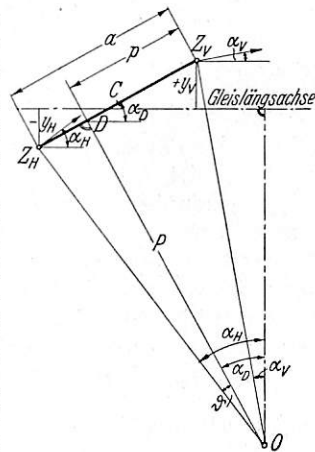


Abb. 8.

die Gleislängsachse geneigt, die Strahlen um die gleichen Winkel gegen die Gleisquerrichtung. Diese Winkel sind der Deutlichkeit wegen viel zu groß dargestellt. Sie sind in Wirklichkeit stets so klein, daß man $\operatorname{tg} \alpha_D$, $\operatorname{tg} \alpha_V$, $\operatorname{tg} \alpha_H = \sin \alpha_D$, $\sin \alpha_V$, $\sin \alpha_H = \alpha_D$, α_V und α_H setzen kann. Mit dieser Annäherung ist:

$$a) \frac{a}{P} = \operatorname{tg} \alpha_H - \operatorname{tg} \alpha_V = \frac{dy_H}{dx} - \frac{dy_V}{dx}$$

und

$$b) \frac{y_V - y_H}{a} = \sin \alpha_D = \sin(\alpha_H - \vartheta) = \operatorname{tg} \alpha_H - \operatorname{tg} \vartheta = \frac{dy_H}{dx} - \frac{a-p}{P}$$

Die Bedeutung von ϑ geht aus Textabb. 8 hervor. Setzt man in a) und b) die oben gewonnenen Ausdrücke für p, a — p und P ein, so erhält man:

$$\frac{dy_H}{dx} - \frac{dy_V}{dx} = \frac{2\beta}{r} \cdot a \frac{y_V(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) - y_H(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1)}{K_1}$$

und

$$\frac{y_V - y_H}{a} = \frac{dy_H}{dx} - \frac{2\beta}{r} \cdot 2s(y_V - y_H) - \frac{y_H \cdot a(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1)}{K_1}$$

oder nach einigen Umformungen:

$$1. \frac{dy_H}{dx} = y_V \left[\frac{1}{a} + \frac{4\beta s}{rK_1} \right] - y_H \left\{ \frac{1}{a} + \frac{2\beta}{r \cdot K_1} \left[+ a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s \right] \right\}$$

$$2. \frac{dy_V}{dx} = y_V \left\{ \frac{1}{a} - \frac{2\beta}{rK_1} \left[+ a(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) - 2s \right] \right\} - y_H \left[\frac{1}{a} + \frac{4\beta s}{rK_1} \right]$$

Aus 1. und 2. ist die Differentialgleichung für y_V und die für y_H zu bilden. Die für y_V erhalten wir, indem wir 2. nach y_H auflösen, von diesem Ausdruck von y_H die erste Ableitung nach x bilden

und diese beiden Ausdrücke für y_H und $\frac{dy_H}{dx}$ in 1. einsetzen. So ergibt sich:

$$\frac{d^2 y_V}{dx^2} + \frac{dy_V}{dx} \frac{2\beta}{r \cdot K_1} \cdot a(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) = y_V \frac{2\beta}{rK_1} \left\{ [(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1) - (\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1)] \left[1 + \frac{4sa\beta}{r \cdot K_1} \right] - \frac{2\beta a^2}{r \cdot K_1} [(\operatorname{tg} \gamma_1 + \operatorname{tg} \delta_1) \cdot (\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1)] \right\} \dots \dots \dots 13)$$

oder mit zusammenfassender Bezeichnung:

$\frac{d^2 y_V}{dx^2} + A_1 \frac{dy_V}{dx} = B_1 \cdot y_V$ als Differentialgleichung der Bahn von Z_V . Die Konstanten K_1 , A_1 und B_1 sind stets positiv. Die „charakteristische“ Gleichung dieser linearen homogenen Differentialgleichung zweiter Ordnung lautet: $\lambda^2 + A_1 \cdot \lambda = B_1$, woraus sich ergibt

$$\lambda_1 = -\frac{A_1}{2} + \sqrt{\frac{A_1^2}{4} + B_1},$$

stets positiv, und

$$\lambda_2 = -\frac{A_1}{2} - \sqrt{\frac{A_1^2}{4} + B_1},$$

stets negativ, und die allgemeine Lösung:

$$y_V = C_1 \cdot e^{\lambda_1 x} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 x}.$$

Die Wurzel ist stets reell. Die Konstanten C_1 und C_2 ergeben sich aus den Anfangsbedingungen des Abschnitts I, die unten näher bestimmt werden. An seinem Anfang sei

$$y_V = y_{V0}, \quad \frac{dy_V}{dx} = \alpha_{V0};$$

dann erhalten wir

$$C_1 = \frac{\alpha_{V0} - y_{V0} \cdot \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2}, \quad C_2 = \frac{y_{V0} \lambda_1 - \alpha_{V0}}{\lambda_1 - \lambda_2}$$

und die Lösung

$$y_V = \frac{1}{\lambda_1 - \lambda_2} [(\alpha_{V0} - y_{V0} \cdot \lambda_2) \cdot e^{+\lambda_1 x} + (y_{V0} \cdot \lambda_1 - \alpha_{V0}) \cdot e^{+\lambda_2 x}] \dots 14)$$

mit den oben angegebenen Werten der Konstanten λ_1 und λ_2 .

Für y_H erhalten wir auf die gleiche Weise die Differentialgleichung:

$$\frac{d^2 y_H}{dx^2} + A_1 \frac{dy_H}{dx} = B_1 \cdot y_H, \text{ mithin, wenn zu Beginn des Abschnitts I } y_H = y_{H0} \text{ und } \frac{dy_H}{dx} = \alpha_{H0} \text{ sind, die Lösung:}$$

$$y_H = \frac{1}{\lambda_1 - \lambda_2} [(\alpha_{H0} - y_{H0} \cdot \lambda_2) \cdot e^{+\lambda_1 x} + (y_{H0} \cdot \lambda_1 - \alpha_{H0}) \cdot e^{+\lambda_2 x}] \dots 15)$$

Die Anfangswerte y_{V0} , y_{H0} , α_{V0} , α_{H0} erhalten wir auf folgende Weise. Der Hauptradius \overline{OD} muß wie gesagt stets innerhalb der beiden Radsätze liegen. Er bewegt sich bei der Fortbewegung des Fahrzeugs und der entsprechenden Änderung

von $\frac{y_V}{y_H}$ während des Abschnitts I stetig in einer Richtung; zu Beginn des Abschnitts muß daher p entweder gleich Null oder gleich a sein und bis zum Ende desselben entweder auf a zu- oder auf 0 abnehmen. Nun muß bei der zugrunde gelegten Bewegungsrichtung während des ganzen Abschnitts das Verhältnis $\frac{+y_V}{-y_H}$ stetig zunehmen, weil dabei $+y_V$ stetig zu-, $-y_H$ stetig abnimmt. Nach Gl. 12) erfordert im vorliegenden Fall schwächer belasteter Hinterachse ein stetiges

Anwachsen von $\frac{+y_V}{-y_H}$ eine stetige Zunahme des Abstandes p; mithin ist zu Beginn des Abschnitts p = 0, an seinem Ende p = a, bewegt sich der Hauptradius rückwärts vom Vorder- zum Hinterradsatz, ist zu Beginn des Abschnitts (Zeiger 0):

$$\frac{+y_V}{-y_H} = \frac{+y_{V_0}}{-y_{H_0}} = \frac{2s}{a(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1) - 2s} \dots 12a),$$

an seinem Ende (Zeiger I):

$$\frac{+y_V}{-y_H} = \frac{+y_{V_I}}{-y_{H_I}} = \frac{a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s}{-2s} \dots 12b).$$

Daß eine stetige Zunahme von $+y_V/-y_H$ und ein stetiges Wandern des Hauptradius vom Vorder- zum Hinterradsatz zusammen gehören, geht auch aus Textabb. 7 hervor. Verschiebt man darin bei unveränderter Lage von F—F den Hauptradius im Sinn einer Vergrößerung von p von rechts nach links, ohne P zu vergrößern, so verschieben sich die Punkte N_A und N_{A'} der Vorderachse nach außen von A und A' weg, nimmt +y_V zu und verschieben sich die Punkte N_B und N_{B'} der Hinterachse nach innen auf B und B' zu, wird -y_H immer kleiner und schließlich positiv. Zu Beginn des Abschnitts fallen N_A und N_{A'} mit A und A' zusammen, geht die u_V-Achse durch diese beiden Punkte, sind die beiden Vorderräder an der Grenze zwischen Rollen und Gleiten. An seinem Ende fallen N_B und N_{B'} mit B und B' zusammen, geht die u_H-Achse durch diese beiden Punkte, beginnen die beiden Hinterräder zu rollen.

Zu Beginn des Abschnitts geben mithin y_{V0}, y_{H0}, α_{V0}, α_{H0} die Textabb. 9, aus der wir ablesen:

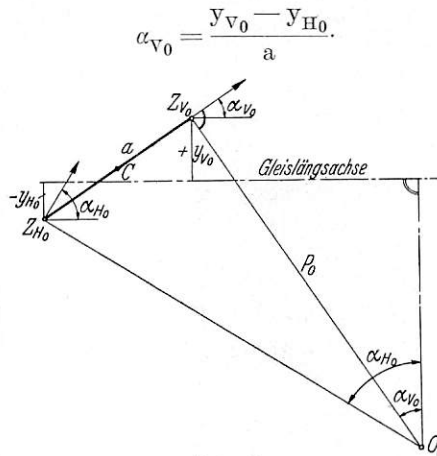


Abb. 9.

Setzen wir diesen Ausdruck in 12) ein, so erhalten wir

$$y_{V_0} = \alpha_{V_0} \frac{2s}{\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1} \dots 16),$$

$$y_{H_0} = \alpha_{V_0} \left(\frac{2s}{\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1} - a \right) \dots 17).$$

$$x_I = \frac{2,3}{\lambda_1 - \lambda_2} \operatorname{Ig} \frac{[a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s] [\alpha_{H_0} - y_{H_0} \lambda_1] - 2s(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \lambda_1)}{[a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s] [\alpha_{H_0} - y_{H_0} \lambda_2] - 2s(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \lambda_2)} \dots 19).$$

x_I ist unabhängig von α_{V0} und nimmt ab mit zunehmendem Achsdruckunterschied, und zwar von x_I = a bei gleichen Achsdrücken und gleichem Raddruckunterschied beider Achsen bis auf x_I = 0 bei einem Achsdruckverhältnis nach Gl. 5), das praktisch wohl nie erreicht wird.

Liegt F_V auf einer der Begrenzungsgeraden AB oder A'B' (s. Textabb. 10), was meistens der Fall sein dürfte, so rollt das stärker belastete Vorderrad, in Textabb. 10 Rad A,

Weiter erhalten wir nach Textabb. 9 $\alpha_{H_0} \approx \alpha_{V_0} + \frac{a}{P}$ und nach den obigen Gleichungen für p = 0:

$$\operatorname{ctg} \varepsilon_{V_0} = \frac{s}{y_{V_0} \cdot \beta}, P_0 = r \cdot \operatorname{ctg} \varepsilon_{V_0} = \frac{rs}{y_{V_0} \cdot \beta}, \frac{a}{P_0} = \frac{a \cdot \beta}{r \cdot s} \cdot y_{V_0},$$

mithin

$$\alpha_{H_0} \approx \alpha_{V_0} \left\{ 1 + \frac{2a\beta}{r(\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1)} \right\} \dots 18).$$

Hierdurch sind y_{V0}, y_{H0}, α_{H0} in ihrer Abhängigkeit von α_{V0} ausgedrückt und als α_{V0} verhältnisgleich erwiesen. α_{V0} der Winkel der Bewegungsrichtung des Vorderradsatzes zu Beginn des Abschnitts I, beim Durchgang von Z_V durch die Gleislängsachse, gegenüber dieser, sei Festpunkt und Vergleichsgrundlage der Untersuchung und wird als gegeben angesehen. — Wie die weitere Betrachtung ergeben wird, sind alle Querbewegungsgrößen ihm verhältnisgleich. — Setzt man die Ausdrücke 16), 17), 18) in die Gl. 14) und 15) ein, so sieht man, daß y_V und y_H verhältnisgleich α_{V0} sind.

Diese beiden Bahngleichungen 14) und 15) und demnach auch die Bahngleichung von C: $y = \frac{y_H + y_V}{2}$ stellen schwach

gekrümmte nicht periodische Kurven dar, deren Krümmung zunimmt mit wachsendem Achsdruckunterschied und abnimmt mit zunehmendem Raddruckunterschied. Die Kurven sind auf die Gleislängsachse zu gekrümmt, also in dem Sinn, in dem der voranlaufende etwas nach links ausgelenkte stärker belastete Radsatz das Fahrzeug zu drehen sucht. Bei gleichen Achsdrücken und gleichen Raddruckunterschieden beider Achsen, dem in der früheren Arbeit behandelten Fall, fallen alle drei Bahnen zu einer einzigen unter α_{V0} gegen die Gleislängsachse geneigten Geraden zusammen. Dann wird α_{H0} = α_{V0}, α_{V1} = α_{H1} = α_{V0}, y_{V0} = 0, y_{H0} = -a · α_{V0}, y_{V1} = +a · α_{V0}, y_{H1} = 0. Da die Ausdrücke K₁, A₁ und B₁ der Differentialgleichung des Bahnabschnitts nur von der Summe der tg der Gleitrichtungen jeder Achse, also von (tg γ₁ + tg δ₁) und (tg ζ₁ + tg η₁) abhängen, aber nicht von den einzelnen tg, ist es bei bestimmtem Raddruckverhältnis ganz gleich, ob das stärker belastete Rad links oder rechts liegt.

Der Fortschrittsweg oder die Länge x_I dieses Abschnitts ergibt sich aus der Überlegung, daß für x = x_I das

Verhältnis $\frac{+y_V}{-y_H}$ der Gl. 12b) für p = a genügen muß, d. h.

es muß sein

$$\frac{+y_{V_I}}{+y_{H_I}} = \frac{a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s}{+2s}$$

$$= \frac{(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \cdot \lambda_2) e^{+\lambda_1 x_I} + (y_{V_0} \cdot \lambda_1 - \alpha_{V_0}) e^{+\lambda_2 x_I}}{(\alpha_{H_0} - y_{H_0} \cdot \lambda_2) e^{+\lambda_1 x_I} + (y_{H_0} \cdot \lambda_1 - \alpha_{H_0}) e^{+\lambda_2 x_I}},$$

woraus sich ergibt:

$$x_I = \frac{2,3}{\lambda_1 - \lambda_2} \operatorname{Ig} \frac{[a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s] [\alpha_{H_0} - y_{H_0} \lambda_1] - 2s(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \lambda_1)}{[a(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \gamma_1) + 2s] [\alpha_{H_0} - y_{H_0} \lambda_2] - 2s(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \lambda_2)} \dots 19).$$

liegt der Hauptradius fest im Vorderradsatz mit p = 0, geht die u_V-Achse durch A und dreht sich von A' weg*), gleitet das schwächer belastete Vorderrad A' rein längs, ist tg γ₁ + tg δ₁ = ∞. Aus p = 0, a - p = a,

*) Daß trotz Lage des Hauptradius in der Vorderachse die u_V-Achse nicht durch A' geht, N_{A'} nicht mit A' zusammenfällt, wird dadurch erreicht, daß f_{QA'} genau längs liegt, der Schnittpunkt eines in A' auf ihm errichteten Lotes mit dem Hauptradius unbestimmt ist.

$$P = r \cdot \text{ctg } \epsilon_H = r \frac{a(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s}{-2y_H \cdot \beta}, \quad \dot{P} = \frac{dy_H}{dx} - \frac{dy_V}{dx},$$

$\frac{y_V - y_H}{a} = \frac{dy_V}{dx}$ erhalten wir in der gleichen Weise wie oben

$$\frac{d^2 y_{V,H}}{dx^2} + \frac{dy_{V,H}}{dx} \cdot \frac{2\beta}{r} \frac{a}{a(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s} = + y_{V,H} \cdot \frac{2\beta}{r} \frac{1}{a(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s} \dots 20),$$

also für A_1 und B_1 jetzt die einfachen Ausdrücke:

$$A_1 = \frac{2\beta}{r} \frac{a}{a(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s}, \quad B_1 = \frac{A_1}{a} \dots 21).$$

Die Ausdrücke für $\lambda_1, \lambda_2, y_V, y_H, y_{V_0}, y_{H_0}, \alpha_{V_0}, \alpha_{H_0}$ ändern sich nicht.

Die Länge x_I ist hier nicht mit Hilfe der Gl. 12) zu ermitteln, da diese Gleichung jetzt einen unbestimmten Ausdruck $0 \cdot \infty$ enthält. Wir bekommen x_I aus der Überlegung, daß der Abschnitt enden muß mit $y_H = y_{H_I} = 0$, weil nämlich am Abschnittsende die beiden Hinterräder zum Rollen kommen, was bei außerdem rollendem Vorderrad nur möglich ist, wenn die beiden Hinterräder gleichen Laufkreishalbmesser haben, d. h. bei $y_H = 0$. $y_{H_I} = 0$ ergibt sich auch aus Gl. 12b) mit $\text{tg } \delta_1 + \text{tg } \gamma_1 = \infty$. Somit erhalten wir aus der Bahngleichung 15) mit $y_H = 0$ und $x = x_I$

$$x_I = \frac{2,3}{\lambda_1 - \lambda_2} \lg \frac{\alpha_{H_0} - y_{H_0} \cdot \lambda_1}{\alpha_{H_0} - y_{H_0} \cdot \lambda_2}.$$

Auch dies x_I ist unabhängig von α_{V_0} . Es ist etwas größer und die Bahn des Fahrzeugs ist etwas gestreckter als bei Gleiten aller vier Räder. Zwischen den übrigen Bewegungsgrößen am Ende des Abschnitts I bestehen jetzt folgende Beziehungen:

$$y_{H_I} = 0, \quad P_I = r \cdot \frac{a(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s}{-2 \cdot y_{H_I} \cdot \beta} = \infty$$

$$\frac{a}{P_1} = 0 = \frac{dy_{H_I}}{dx} - \frac{dy_{V_I}}{dx}, \quad \text{mithin} \quad \frac{dy_{V_I}}{dx} = \frac{dy_{H_I}}{dx}.$$

$$\text{ctg } \epsilon_V = \frac{p(\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1) - 2s}{+ 2 y_V \beta}, \quad \text{ctg } \epsilon_H = \frac{(a-p)(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) + 2s}{- 2 y_H \beta}, \quad \frac{y_V}{-y_H} = \frac{p(\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1) - 2s}{(a-p)(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) + 2s} \dots 22),$$

$$K_1 = a(\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1)(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - 2s [(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - (\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1)],$$

$$\frac{d^2 y_{V,H}}{dx^2} - A_1 \cdot \frac{dy_{V,H}}{dx} = B_1 \cdot y_{V,H}$$

mit unverändertem Ausdruck für A_1 und

$$B_1 = \frac{2\beta}{r K_1} \left\{ [(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) - (\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1)] \left[1 + \frac{4s a \beta}{r K_1} \right] - \frac{2\beta a^2}{r K_1} [(\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1) \cdot (\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1)] \right\} \dots 23),$$

K_1, A_1 und B_1 stets positiv,

$$\lambda_1 = + \frac{A_1}{2} + \sqrt{\frac{A_1^2}{4} + B}, \quad \lambda_2 = + \frac{A_1}{2} - \sqrt{\frac{A_1^2}{4} + B} \dots 24),$$

die gleichen Ausdrücke für y_V und y_H , weiter die Anfangswerte:

$$y_{V_0} = - \alpha_{V_0} \frac{2s}{\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1} \dots 25),$$

$$x_I = \frac{2,3}{\lambda_1 - \lambda_2} \lg \frac{[a(\text{tg } \delta_1 + \text{tg } \gamma_1) - 2s][\alpha_{H_0} - y_{H_0} \cdot \lambda_1] + 2s(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \cdot \lambda_1)}{[a(\text{tg } \delta_1 + \text{tg } \gamma_1) - 2s][\alpha_{H_0} - y_{H_0} \cdot \lambda_2] + 2s(\alpha_{V_0} - y_{V_0} \cdot \lambda_2)} \dots 28),$$

unabhängig von α_{V_0} .

b) Bei Rollen des stärker belasteten Hinterrades, Gleiten der übrigen Räder, Festliegen des Hauptradius während

Z_V, Z_H und C haben bei Abschnittsende mit unendlich großem P die gleiche Bewegungsrichtung, der Hauptradius kann sich in diesem Augenblick über die ganze Länge a verschieben ohne Änderung der Bewegungsrichtung der drei Punkte, ohne Knick in der Bahn. Schließlich ist

$$\frac{y_{V_I} - y_{H_I}}{a} = \frac{dy_{V_I}}{dx} \quad \text{oder} \quad \frac{dy_{V_I}}{dx} = \frac{dy_{H_I}}{dx} = \frac{y_{V_I}}{a} \quad \text{und} \quad \frac{d^2 y_{V_I}}{dx^2} = 0,$$

d. h., hat die Bahn von Z_V am Abschnittsende einen Wendepunkt. Die Anfangswerte errechnen sich genau wie diejenigen bei Gleiten von allen vier Rädern.

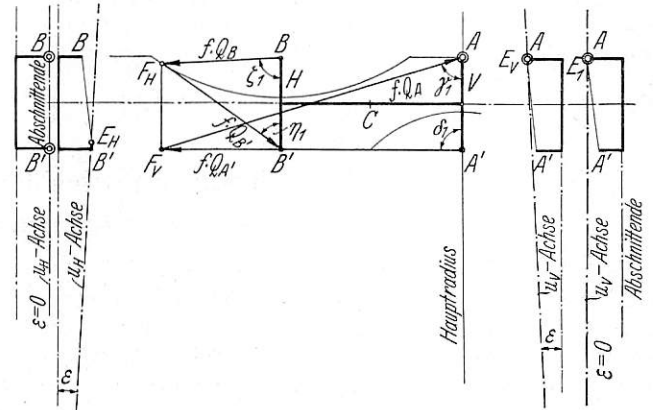


Abb. 10.

Liegt sowohl F_V als F_H auf einer Begrenzungsgeraden, rollt ein Vorderrad und ein Hinterrad, so läuft das Fahrzeug geradeaus unter α_{V_0} , mit $y_{V_0} = 0, y_{H_0} = -\alpha_{V_0} \cdot a, y_{V_I} = +a \alpha_0, y_{H_I} = 0, x_I = a, \alpha_{H_0} = \alpha_{V_I} = \alpha_{H_I} = \alpha_{V_0}$.

Hinterachse stärker belastet.

Ist die Vorderachse schwächer belastet, $(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1) > (\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1)$, so zwingt die stärker belastete, noch nach rechts aus der Gleislängsachse ausgelenkte, Hinterachse dem Fahrzeug eine von der Gleislängsachse weggekrümmte Bahn auf — auch wenn die Achsen gleiten — und es ergeben sich in der gleichen Weise wie oben folgende Beziehungen:

a) Bei Gleiten von allen vier Rädern:

$$y_{H_0} = - \alpha_{V_0} \left[\frac{2s}{\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1} + a \right] \dots 26),$$

$$\alpha_{H_0} = \alpha_{V_0} \left[1 - \frac{2a\beta}{r(\text{tg } \zeta_1 + \text{tg } \eta_1)} \right] \dots 27),$$

und die Fortschrittslänge

$$\frac{d^2 y_{V,H}}{dx^2} - \frac{dy_{V,H}}{dx} \cdot \frac{2\beta}{r} \frac{a}{a(\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1) - 2s} = y_{V,H} \cdot \frac{2\beta}{r} \frac{1}{a(\text{tg } \gamma_1 + \text{tg } \delta_1) - 2s} \dots 29),$$

$$\frac{d^2 y_{V, H}}{dx^2} - A_1 \frac{dy_{V, H}}{dx} = B_1 \cdot y_{V, H}$$

λ_1 und λ_2 wie in Fall a), x_1 nach Gl. 28),

y_{V_0} nach Gl. 12a) = 0, da $\operatorname{tg} \zeta_1 + \operatorname{tg} \eta_1 = \infty$,

$y_{H_0} = -\alpha_{V_0} a$, $\alpha_{H_0} = \alpha_{V_0}$.

c) Bei Rollen eines Vorder- und eines Hinterrades Geradeauslauf genau wie bei stärker belasteter Vorderachse.

Allgemein ist auf diesem Abschnitt die Bahnkrümmung am kleinsten, = 0, und der Fortschrittsweg am größten, = a, bei Achsdruckgleichheit oder so großem Raddruckunterschied, daß ein Vorder- und ein Hinterrad rollen, das Fahrzeug also geradeaus läuft. Auch das größte $x_I = a$ ist ziemlich klein gegenüber der Länge einer halben Welle der Fahrzeugbahn $\frac{L}{2}$.

Die — immer schwache — Krümmung wird um so größer und der Fortschrittsweg wird um so kleiner, bis hinab auf O, je größer der Achsdruckunterschied, also je kleiner i_1 bei kleinem Raddruckunterschied oder großer Sehnenlänge $2 m_{V, H}$ ist. Ist die Vorderachse stärker belastet, so ist die Bahn zur Gleislängsachse hin, ist die Hinterachse stärker belastet, ist sie von ihr weggekrümmt. Im ersten Fall liegt der Momentanpol O rechts, im zweiten links von der Fahrzeuglängsachse. Bei stärker belasteter Vorderachse beginnt der Abschnitt mit positivem y_{V_0} , negativem y_{H_0} und endet mit positivem y_{V_I} und y_{H_I} . Bei stärker belasteter Hinterachse dagegen beginnt der Abschnitt mit negativem y_{V_0} und y_{H_0} und endet mit negativem y_{H_I} und positivem y_{V_I} . (Schluß folgt.)

Treibgasantrieb im Verbrennungstriebwagen.

Von Reichsbahnrat **F. Drechsler** und techn. Reichsbahninspektor **B. Köppel**.

Mit der synthetischen Benzinherstellung tauchte zugleich die Frage der Treibgasverwendung in der Verbrennungskraftmaschine auf. Je mehr Benzinanlagen, die in den letzten Jahren in Verwirklichung des Vierjahresplanes gebaut wurden, nunmehr in Betrieb genommen werden, um so mehr wird die Treibgasverwertung zu einer volkswirtschaftlichen Forderung. Wenn schon die sprunghafte Zunahme der Straßenkraftfahrzeuge seit 1933 der Eigenerzeugung an Kraftstoff, vor allem an Benzin, zunächst vorausgeeilt ist, so mußte die anfallende ständig wachsende Treibgasmenge geradezu zu einer außerordentlichen Steigerung des Treibgasbetriebes in Kraftfahrzeugen zwingen. Entsprechende staatliche Anordnungen haben dieser Entwicklung selbstverständlich besonderen Auftrieb verliehen, der leicht aus der Steigerung der zugelassenen Treibgasfahrzeuge zu entnehmen ist. Dieser volkswirtschaftlichen Verpflichtung der Treibgasverwertung hat sich auch die Deutsche Reichsbahn angeschlossen. Straßenkraftfahrzeuge mit Treibgasantrieb laufen seit längerer Zeit. Einer Anregung der Reichsbahndirektion Nürnberg zufolge hat sich nunmehr auch der Triebwagenbetrieb in diese Reihe eingeschaltet. Der erste Verbrennungstriebwagen ist bereits im Reichsbahnausbesserungswerk Nürnberg umgebaut worden, hat die ersten Probefahrten mit Erfolg durchgeführt und erfüllt seit einiger Zeit auch im Betrieb die an ihn gestellten Anforderungen.

Treibgas.

Wie bereits angegeben, fällt Treibgas bei der synthetischen Benzinherstellung an und zwar als Nebenprodukt. Es ist dabei gleichgültig, ob die Benzinsynthese nach dem I.G.-Bergius-Verfahren (Hochdruckverfahren) oder nach dem Fischer-Tropsch-Verfahren (Niederdruckverfahren) arbeitet. Mengemäßig macht das Treibgas 10 bis 15% der Benzinerzeugung aus. Es setzt sich etwa zu gleichen Teilen aus Propan ($C_3 H_8$) und Butan ($C_4 H_{10}$) zusammen, ist also ein gesättigter Kohlenwasserstoff der Paraffin-Reihe. Da es bei geringem Druck flüssig wird (etwa 5 bis 6 at bei $15^\circ C$), kann es in verhältnismäßig dünnwandigen und damit leichten Flaschen mitgeführt werden. Der Heizwert ist 11000 WE/kg gegenüber Benzin 10600 WE/kg (Markenbenzin 10000 WE/kg) und Benzol 9600 WE/kg. Für die Verbrennung im Motor liegt der Siedeverlauf sehr günstig, d. h. flüssiges Treibgas verdunstet leicht und schnell. Als besonderer Vorteil muß in diesem Zusammenhang auch die vollkommene Verbrennung als Folge der Flüchtigkeit angegeben werden, sodaß eine Schmierölverdünnung vollkommen ausfällt. Die Zündfähigkeit liegt ähnlich wie bei Benzin und ist für das Gas-Luftgemisch mit etwa 3 bis 15% Treibgasanteil anzugeben; innerhalb von 3 bis 8% ist noch eine schlagartige Durchbrennung möglich. Große Überlegenheit

weist Treibgas gegenüber Benzin in bezug auf die Klopfestigkeit auf. Während für Benzin die Oktanzahl 36 bis 65 (Markenbenzin: Oktanzahl rund 73) gilt, hat Treibgas eine ähnlich hohe Oktanzahl wie Benzol (Oktanzahl 105) nämlich 100 bis 110. Ein entsprechend ruhiger Motorlauf und eine Schonung der Triebwerksteile ist damit verbunden.

Der Motor (Abb. 1).

Für die erste Umstellung auf Treibgasbetrieb wurde ein vierachsiger Verbrennungstriebwagen der alten Schwerbauart,

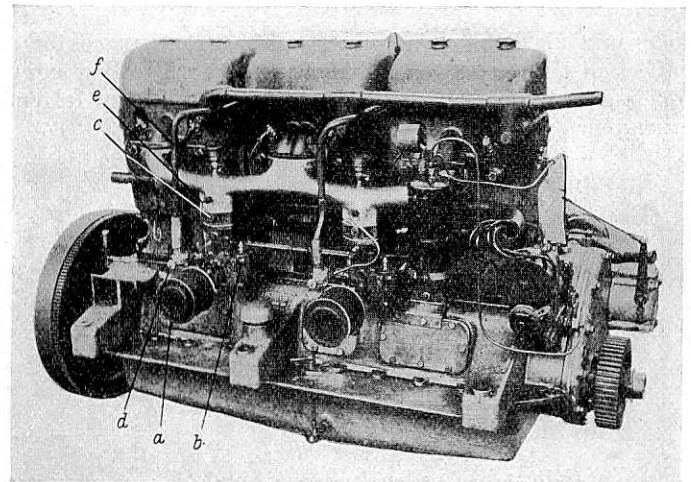


Abb. 1. Motor (Vergaserseite).

- | | |
|---|---|
| a = Ansaugfilter. | d = Düsenstock für Treibgas. |
| b = Schwimmergehäuse des Zenithvergasers. | e = Leerlaufleitung für Treibgas. |
| c = Drosselklappe. | f = Treibgaszufuhrleitung vom Vergasungstopf. |

Reihe 757 bis 765, Betriebsgewicht 43,5 t, mit zwei Büssing-Vergasermaschinen und mechanischer Kraftübertragung (Mylius-Vierganggetriebe) gewählt. Der Motor ist eine Sechszylindermaschine und hat folgende Kenndaten:

Bohrung 125 mm
Hub 160 mm

Nennleistung: 100 PS bei 1200 u/min Höchstdrehzahl
Verdichtungsverhältnis: 5,6.

Jeder Motor ist mit zwei Zenithvergäsern ausgerüstet.

Als Forderung des Betriebes war bei der Umstellung des Motors zu erfüllen, daß durch eine einfache Umschaltung der Brennstoffzufuhr neben Treibgas auch mit Benzin wie bisher gefahren werden kann. Es mußte daher neben den Treibgas-

flaschen im Triebwagen auch noch ein Benzinbehälter verbleiben, der einen Wechselbetrieb ermöglicht.

Nun ist je nach dem Bau des Vergasers darauf zu achten, daß der Schwimmer mit Zubehör, der bei Treibgasbetrieb leer ist, durch die Fahrerschütterungen nicht beschädigt wird; z. B. kann eine Korkscheibe untergelegt werden. Für den Anschluß des Treibgases ist der Lufttrichter im Vergaser angebohrt worden. Das Treibgas wird also an der engsten Stelle des Luftstromes zugeführt. Um eine gute Verteilung des Treibgases beim Austritt zu bekommen, müssen den Treibgasstrom störende Düsentteile im Vergaser entsprechend geändert werden. Im vorliegenden Fall z. B. wurde die Benzinmischdüse auf der Treibgaszufuhrseite etwas ausgebrochen, um so das Ausströmen des Treibgases nicht zu behindern. Neben dieser Haupttreibgaszufuhr, die durch eine eingesetzte Düse entsprechend dosiert wird, ist auch noch ein Treibgasleerlaufanschluß mit Leerlaufdüse über der Drosselklappe vorgesehen. Die Treibgaszufuhr selbst wird durch einen Druckregler der verlangten Motorleistung entsprechend und damit je nach Öffnung der Drosselklappe des Vergasers eingestellt.

Der Druckregler (Abb. 2).

Für den Umbau der beschriebenen Motoranlagen wurde der in Abb. 2 im Schnitt dargestellte einstufige B-V-Regler Type K mit Gleichdruckautomat verwendet. Mit einer federbelasteten Membrane ist über ein Hebelwerk ein Nadelventil verbunden. Bei stehendem Motor ist das Ventil geschlossen und das zugeführte flüssige Gas kann nicht ausströmen. Beim Anlassen des Motors wird durch den beim Ansaugen entstehenden Unterdruck, der an der Membrane vorhandene Gleichgewichtszustand gestört, die Membrane geht nach unten und über das mit der Membrane verbundene Hebelwerk wird der Sitz des Nadelventils freigegeben, das Gas strömt in den Raum unter der Membrane ein, entspannt sich, vergast und wird durch die Kolben des Motors abgesaugt. Je größer der Unterdruck, desto mehr Gas strömt ein. Man kann das Reglerventil in seiner

Arbeitsweise vergleichen mit dem Schwimmerventil beim Vergaser. Ähnlich wie dort durch das Schwimmerventil ein bestimmter Flüssigkeitsstand an den Düsen gehalten wird, wird durch das Reglerventil ein möglichst konstanter Druckunterschied zwischen dem Gasdruck vor dem Ventil und dem Unterdruck an der Düse eingestellt und dadurch eine jeweils dem Bedarf des Motors entsprechende Gasabgabe ermöglicht.

Unterschiede im Gasdruck, die durch die Gaszusammensetzung und die Außentemperatur hervorgerufen werden, werden durch den auf den Regler aufgebauten Gleichdruckautomaten ausgeglichen. Dieser besteht im wesentlichen aus einem kleinen, federbelasteten Kolben, der vom Gasdruck gesteuert wird und die Membranfeder beeinflusst. Auf diese Weise wird die Spannung der Membranfeder selbsttätig so verändert, daß die Empfindlichkeit des Reglers dem jeweiligen Gasdruck vor dem Reglerventil entspricht.

Das Mischungsverhältnis von Luft und Gas kann durch Düsen und Lufttrichter verändert werden. Das günstigste Verhältnis wurde durch Prüfstandsversuche bestimmt. Während beim Benzinvergaser, da Luft und Flüssigkeit nicht den gleichen Strömungsgesetzen folgen, durch Zusatzluft und Zusatztreibstoff je nach der Drehzahl des Motors das Mischungsverhältnis korrigiert werden muß, kann bei Betrieb mit Gas auf diese Zusatzeinrichtungen verzichtet werden, da hier Gas und Luft gemischt werden, die den gleichen Strömungsgesetzen gehorchen.

Der Vergasungstopf.

Die Vergasung des Flüssiggases im Druckregler benötigt eine starke Wärmezufuhr und zwar je kg etwa 83 bis 86 kcal. Das sind bei den vorliegenden Motoren, die einen stündlichen Verbrauch von 20 kg Treibgas im Durchschnitt haben, 1700 kcal/Std. Die bei dieser großen Wärmeaufnahme aus der Umgebung auftretende Abkühlung (Vereisung) würde das Arbeiten des Reglers stören. Während des Betriebes muß diese für die Vergasung geforderte Wärme gedeckt und die Vereisung des Reglers, die bei großer Leistungsanforderung stark ist, hintangehalten werden. Zu diesem Zweck wurde ein besonderer Vergasungstopf (Anwärmekasten) an eine Abzweigung des Auspuffs angeschlossen. In ihm wird auch zugleich der Rest des nach der Entspannung noch flüssigen Treibgases vergast und dem Motor damit nur Brenngas zugeführt.

Prüfstandsergebnisse.

Für die hier zu beschreibende Umstellung wurde B.V.-Treibgas (Benzol-Verband, Bochum) mit den zugehörigen Einrichtungen gewählt. Für Leuna-Treibgas gelten ähnliche Vorgänge und Einrichtungen. Bei der Motorprüfung auf dem Prüfstand wurde das Treibgas den gleichen Flaschen entnommen, wie sie später im Triebwagen einzubauen waren. Irgendwelche Änderungen am Verbrennungsmotor selbst wurden

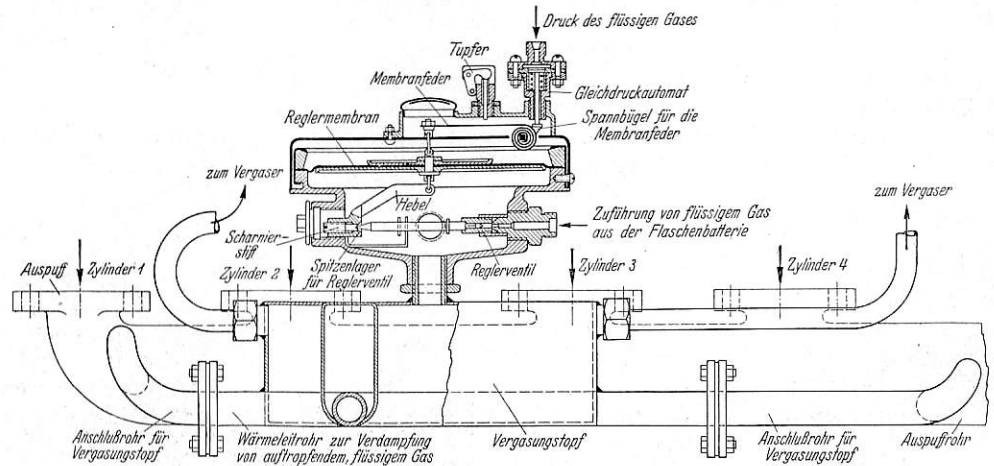


Abb. 2. Druckregler mit Vergasungstopf.

außer den angegebenen der Treibgaszufuhr nicht vorgenommen, da ja immer der Grundsatz des Umstellens auf Benzinbetrieb maßgebend war. Leistungs- und Brennstoffverbrauchs-messungen sowie ergänzende Prüfstandsmessungen und -beobachtungen liefen für Treibgas und Benzin beim gleichen Motor immer nebeneinander oder besser nacheinander her. Es galten dabei immer die gleichen Voraussetzungen.

Mit Treibgas konnte eine etwas höhere Leistung erzielt werden. Dies ist einerseits auf den etwas größeren Wärmewert (Heizwert) des Treibgases gegenüber Benzin zurückzuführen, andererseits spielt aber auch der Aggregatzustand des Treibgases und die damit verbundenen besseren Vermischungsverhältnisse mit Luft eine Rolle. Der gewichtsmäßige Brennstoffverbrauch wird für den vorliegenden Motor demzufolge auch geringer und kann mit rund 220 g/PS.h gegenüber 250 bis 260 g/PS.h Benzin bei Vollast angegeben werden. Dies entspricht also auch einem etwas geringeren Verbrauch an kcal/PS.h. Zu beobachten waren außerdem um rund 50° C höhere Abgastemperaturen bei Treibgas als Folge einer vollkommeneren Verbrennung. Wegen der höheren Wärmebelastung mußten hitzebeständigere Zündkerzen gewählt werden, die für den Wechselbetrieb dann vollauf befriedigten. Die vorhandene Motor-Kühlwasserpumpe reichte aus.

Das Verdichtungsverhältnis und die Brennstoffzufuhr ist bei dem vorliegenden Motor so gewählt worden, daß er im

Benzinbetrieb bei niedriger Umdrehungszahl und Vollast gerade nicht klopft, der Motor also an sich etwas „hart läuft“. Bei der Umschaltung auf Treibgasbetrieb stellt sich dann sofort ein wesentlich „weicherer“ Gang ein. Bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses könnte zufolge der günstigen Oktanzahl für Treibgas die Motorleistung heraufgesetzt werden. Mit Rücksicht auf den geforderten Wechselbetrieb (Treibgas-Benzin) war jedoch darauf zu verzichten.

Anlaß-Schwierigkeiten, die hauptsächlich in der „Überfettung“ des Treibgas-Luftgemisches zu suchen wären, sind durch die Leerlaufdüse behoben. Wird irrtümlich mit Treibgas und Benzin gefahren, dann springt der Motor wegen „Überfettung“ nicht an oder stirbt ab.

Einbau der Treibgasanlage (Abb 3).

Für den Betrieb mußte der bei Benzinbetrieb vorhandene Reichweitenradius von 600 km erhalten, wenn möglich vergrößert werden. Zur Erhöhung der Einsatzbereitschaft wurde außerdem der Wechselbetrieb gefordert. So verblieben zunächst im Triebwagen zwei Benzintanks mit je 150 l Inhalt (Aktionsradius bei normalen Betriebsverhältnissen etwa 300 km). Dazu kommen acht Treibgasflaschen mit je 46 kg Inhalt.

Die Unterbringung der Benzinbehälter.

Die Benzinbehälter des umgebauten Wagens sind als Reservebehälter beibehalten und an ihrem alten Platz belassen worden. In den beiden Drehstellen des Wagens ist in der Nähe des Verbrennungsmotors je ein Behälter untergebracht. Die Behälter liegen höher als die Vergaser, sodaß der Treibstoff den Vergasern ohne Zwischenschaltung einer Fördereinrichtung von selbst zuläuft. Zur Vergrößerung des Aktionsradius wurden

Die Reichweite wurde damit durch den Umbau gegen früher um etwa 43% vergrößert.

Bei der Flaschenunterbringung waren folgende grundsätzliche Gesichtspunkte zu berücksichtigen:

- a) Möglichst leichte Konstruktion, um das durch den Umbau bedingte Mehrgewicht nicht unnötig zu vergrößern.
- b) Rasche Auswechslung der Treibgasflaschen, die ohne besondere Einrichtung wenn nötig auf jedem Unterwegsbahnhof möglich sein muß.
- c) Verhinderung von Eigenbewegungen der Flaschen während der Fahrt.
- d) Schutz der Flaschen und ihrer Ventile gegen Schmutz im Sommer und gegen Flugschnee und Vereisung im Winter; Schutz der Flaschenventile gegen den Zugriff Unbefugter.
- e) Einhaltung der Profilverfreiheit.

Durch den Umbau ergab sich für den Wagen ein Mehrgewicht von 1100 kg, das sich wie folgt errechnet:

Gewicht von acht Flaschen mit Füllung	= 8 · 100 kg = 870 kg
„ der Rohrleitungen und Armaturen	= 200 „
„ der Flaschenaufhängung	= 390 „
	Sa. 1390 kg

davon gehen ab:

Gewicht des Kastens für die Unterbringung der Benzinreservekanister	= 70 kg
Gewicht von vier Reservekanistern mit 200 kg Benzin	= 220 „
	Sa. 290 kg

Das durch den Betrieb mit Treibgas bedingte Mehrgewicht ist damit 1100 kg.

Das sind rund 2,5% vom Dienstgewicht des Wagens vor dem Umbau. Die für den Umbau verwendeten Flaschen sind 1685 mm lang und haben einen Durchmesser von 320 mm. Die Unterbringung sämtlicher acht Flaschen auf einer Wagenseite war trotz Verlegung von Luftbehältern und Bremssteuerapparaten nicht möglich. Es wurden deshalb sechs Flaschen kurz hinter dem Drehgestell auf der einen (Abb. 3) und zwei Flaschen neben dem Batteriekasten auf der anderen

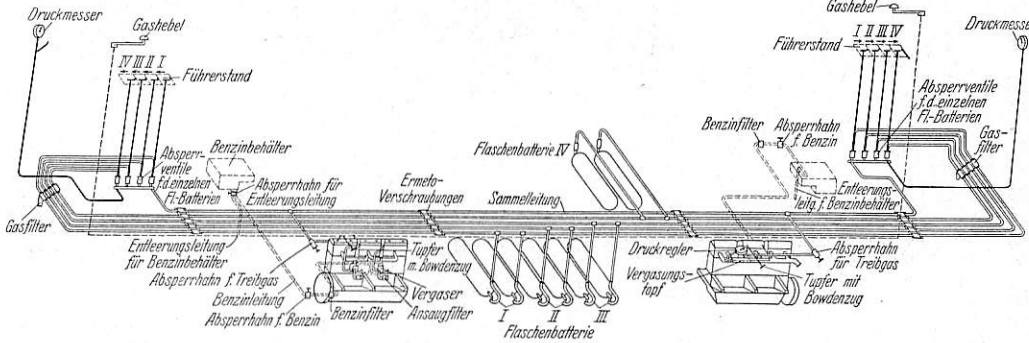


Abb. 3.

Übersichtsplan für den Wechselbetrieb mit Treibgas-Benzin bei einem Verbrennungstriebwagen.

Wagenseite untergebracht. Ursprünglich war beabsichtigt, einen allseitig geschlossenen, eisenarmierten, mit eisernen Laufschienen versehenen Kasten unter dem Wagenfußboden aufzuhängen. In diesen Kasten sollten immer zwei auf einem besonders konstruierten Flaschenwagen festgehaltene Flaschen eingefahren werden. Da sich für diese Konstruktion ein Gesamtgewicht von über 600 kg errechnete, wurde sie verlassen und die Aufgabe wie folgt gelöst:

Die Unterbringung der Treibgasflaschen.

Quer unter dem Wagenfußboden wurden drei U-Eisen 65 x 42 x 5,5 x 7,5 mm eingezogen und seitlich an den Längsträgern des Wagenuntergestells festgeschweißt. In diese U-Träger wurden aus Winkeleisen U-förmig gebogene Tragbügel eingehängt und festgeschweißt. Auf den Tragbügeln wurden zwei Tragrahmen — einer für die Aufnahme von sechs und einer für die Aufnahme von zwei Flaschen gebaut — festgeschraubt. Die besonders beim Bremsen durch das Beharrungsvermögen in der Wagenlängsrichtung auftretenden Schubkräfte wurden durch Eckversteifungen an den Tragbügeln abgefangen (Abb. 4).

Die Tragrahmen wurden aus Winkeleisen 50 x 50 x 6 mm und T-Eisen 50 x 50 x 6 mm gefertigt. Dabei wurden die T-Eisen im Abstand der Rollen an den Flaschenwagen in den

- a) Reichweite mit Gas = 8 x 70 km = 560 km
- b) „ „ Benzin = 300 x 1 km = 300 km
- c) „ „ Gas und Benzin = 860 km.

vor dem Umbau vier Reservekanister mitgeführt, sodaß der Führer bei Unterwegsaufhalten jederzeit Treibstoff nachfüllen konnte. Durch den Umbau auf Treibgas ist die Mitführung dieser Kanister überflüssig geworden; sie wurden deshalb ausgebaut.

Neben der Bedingung der Erhaltung der Reichweite sollte die mitgeführte Treibgasmenge so groß sein, daß die durchschnittliche dienstplanmäßige Tagesleistung des Triebwagens ohne Inanspruchnahme der Benzinvorräte mit Treibgas durchgeführt werden kann.

Zur Erfüllung der gestellten Bedingungen wurde der Einbau von acht großen Treibgasflaschen mit je 46 kg flüssiger Gasfüllung errechnet. Dieser Flascheninhalt entspricht verbrauchsmäßig etwa 70 l Benzin-Benzolgemisch. Bei einem durchschnittlichen Treibstoffverbrauch des Wagens von 1 l Benzin je km ergibt dies folgende Reichweiten:

Rahmen eingeschweißt, sodaß sie beim Einschieben der Flaschen als Laufschiene benutzt werden können.

Vor dem Einbringen werden die Flaschen auf kleinen leichten Flaschenwagen befestigt (Abb. 5).

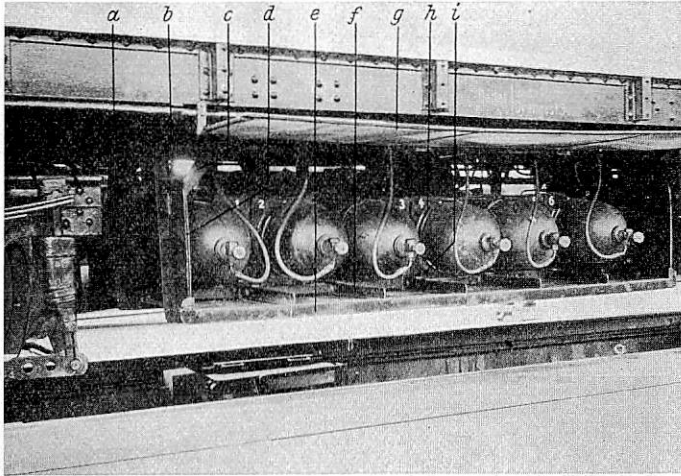


Abb. 4. Unterbringung der Treibgasflaschen.

- | | |
|--|---|
| a = Zwischen den Langträgern eingeschweißtes U-Eisen. | e = Tragrahmen. |
| b = Tragbügel aus Winkeleisen. | f = Laufschiene für Flaschenwagen. |
| c = Eckversteifung. | g = Klappgitter. |
| d = Verkleidung zum Schutz gegen Schmutz und Flugschnee. | h = Vorderer Flaschenhalter des Flaschenwagens. |
| | i = Gefederte Klinke. |

Zu ihrer Anfertigung wurden die von den Treibgasfirmen entwickelten, üblichen Flaschenhalter verwendet. Die aus Blech zusammenschweißten, bereits mit Spannbändern und Auflagehölzern versehenen Halter wurden auf U-Eisen, deren Länge etwa gleich dem Flaschendurchmesser ist, festgeschweißt.

Da der Flaschenboden, um eine vollständige Entleerung der Flasche zu gewährleisten, etwa 6 cm höher liegen muß als der Ventilanschluß, wurde der Flaschenhalter beim Ventilanschluß in die offene Seite des U-Eisens, der Halter beim Flaschenboden dagegen auf den Seitensteg des hochkant gestellten U-Eisens geschweißt und damit der gewünschte Höhen-

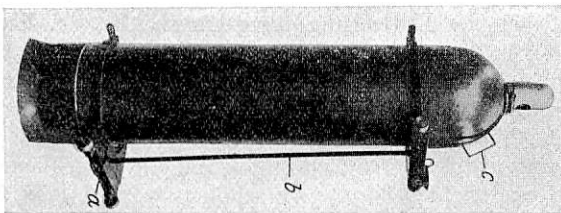


Abb. 5. Flaschenwagen.

- a = Flaschenhalter. b = Flaschenwagen. c = Abstandslehre.

unterschied erreicht, die Flaschen liegen also schräg. Durch ein zwischen den beiden U-Eisen eingeschweißtes Rohr sind die beiden Flaschenhalter miteinander verbunden, zur Erleichterung des Flaschenwechsels sind sie auf Rollen gesetzt worden. Mit einer eigens angefertigten, einfachen Abstandslehre kann der Anbau der auf die vorbeschriebene Weise entstandenen Flaschenwagen so vorgenommen werden, daß nach dem Einfahren alle Flaschenanschlüsse auf gleicher Höhe liegen.

An dem vorderen Flaschenwagen ist eine gefederte Klinke befestigt, die beim Einfahren der Flaschen selbsttätig in eine Raste einschnappt. Zwischen dieser Klinke und einem am Tragrahmen befestigten Federpuffer wird der Flaschenwagen festgehalten (Abb. 6). Der Abstand zwischen der Klinkenraste

und dem Stößel des Federpuffers ist dabei so gehalten, daß nach dem Einrasten der Klinke der Federpuffer vorgespannt wird und auf den hinteren Flaschenhalter drückt. Bewegungen in der Flaschenlängsrichtung werden damit verhindert oder zumindest bereits bei ihrer Entstehung gedämpft. Um beim Überfahren von Schienenstößen und Weichen ein Springen der Flaschen zu verhindern, wurden auf den Hochkantstegen der Winkel- und T-Schienen des Tragrahmens Flacheisen festgeschweißt, die dachförmig über die Rollen der Flaschenwagen greifen. Seitenbewegungen der Flaschenwagen sind wegen der Hochkantstege der Laufschiene an sich bereits unmöglich. Eigenbewegungen der Flaschen während der Fahrt sind also in jeder Beziehung ausgeschlossen.

Durch Klappgitter werden die Flaschenaufhängungen nach außen abgeschlossen und die Flaschenventile vor unberechtigtem Zugriff geschützt. Außerdem bietet das Gitter eine zusätzliche Sicherheit gegen das Herausrollen der Flaschen für den Fall, daß beim Einschieben nicht sorgfältig darauf geachtet wurde, daß die Klinke am Flaschenwagen einrastete.

Zum Schutz gegen Schmutz und vor allem gegen Flugschnee und der damit drohenden Vereisung der Flaschenwagen

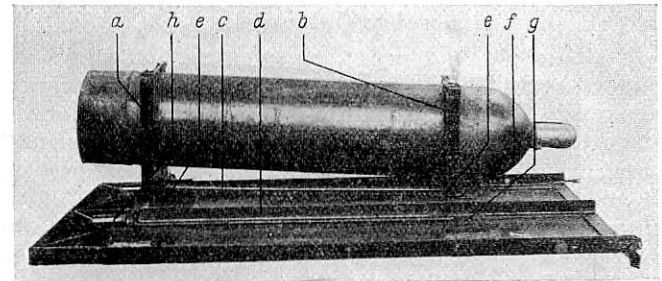


Abb. 6. Tragrahmen mit Flaschenwagen.

- | |
|--|
| a, b = Hinterer und vorderer Flaschenhalter. |
| c = Abstandsrohr zwischen den Flaschenhaltern. |
| d = Laufschiene für den Flaschenwagen. |
| e = Anschläge, die das Springen des Flaschenwagens verhindern. |
| f = Gefederte Klinke. |
| g = Raste für die Klinke. |
| h = Federpuffer. |

und Flaschenventile im Winter wurde die Flaschenaufhängung seitlich und unten mit 1 mm starkem Blech verkleidet.

Zur Verminderung der Brandgefahr wurde der Wagenfußboden über den Flaschen mit Blech-Asbest-Blech belegt.

Flaschenwechsel.

Bei Vorhaltung eines zweiten Satzes Flaschenwagen können die vollen Flaschen bereits vor Ankunft des Wagens für den Wechsel vorbereitet werden. Der Austausch sämtlicher Flaschen dauert dann einschließlich ab- und anschließen etwa 15 bis 20 Min. Da die vollen Flaschen rund 100 kg wiegen, kann der Wechsel ohne besondere Hilfsmittel von zwei Männern an jeder beliebigen Stelle ohne Schwierigkeiten vorgenommen werden. Durch Auflaufschiene, besondere Ladewagen oder besondere Ladebrücken kann der Wechsel so erleichtert werden, daß er unter Umständen von einem Mann vorgenommen werden kann.

Leitungsverlegung und Betrieb der Anlage.

Für die Leitungsverlegung und den Betrieb wurden folgende grundsätzliche Forderungen aufgestellt:

- a) Aus Sicherheitsgründen ist die gesamte Treibgas-einrichtung einschließlich Rohrleitungen, Absperrventile und Überwachungseinrichtungen außerhalb des Wagens unterzubringen.

b) Die Umschaltung von dem Betrieb mit Treibgas auf den Betrieb mit Benzin muß ohne Schwierigkeiten sofort möglich sein.

c) Jede Motoranlage muß für sich umgestellt werden können, damit im Bedarfsfalle eine Anlage mit Treibgas und die andere mit Benzin gefahren werden kann.

d) Es ist eine Einrichtung vorzusehen, die verhindert, daß das Absperrventil einer vollen Flaschenbatterie geöffnet wird, bevor das Ventil der leeren Batterie geschlossen ist.

e) Die gesamte Einrichtung muß für beide Motoren von jedem Führerstand aus bedient und überwacht werden können.

f) Eine Leistungsminderung der Motoren darf mit dem Betrieb von Treibgas nicht verbunden sein.

Ausführung

(siehe Übersichtsplan für die Leitungsführung) (Abb. 3).

Benzinleitungen.

Jeder Motor hat seinen eigenen Benzinbehälter. Die Behälter stehen über eine Zuführungsleitung mit den Schwimmern der Vergaser unmittelbar in Verbindung. In jeder Zuführungsleitung sitzt ein Vorfilter und ein Absperrhahn, mit dem die Benzinzufuhr abgestellt werden kann.

Treibgasleitungen.

Zur Beschränkung der Absperrventile und zur Vereinfachung der Bedienung und Überwachung wurden von den acht Treibgasflaschen immer je zwei zu einer Batterie zusammengefaßt. Jede Flaschenbatterie hat eine gemeinsame Leitung, die unter dem Wagen von Führerstand zu Führerstand läuft und an den Absperrventilen I bis IV endigt. Alle vier Absperrventile eines Führerstandes sitzen jeweils auf einem gemeinsamen Sammelrohr. Diese Sammelrohre sind durch eine ebenfalls von Führerstand zu Führerstand laufende Sammelleitung verbunden. Von dieser gemeinsamen Sammelleitung sind die Zuführungsleitungen zu den Motoren abzweigend. In jeder dieser Abzweigungen ist ein Absperrhahn eingebaut, sodaß die Gaszufuhr im Bedarfsfall, z. B. beim Schadhafwerden des Druckreglers, für jeden Motor besonders unterbrochen werden kann.

Um Unreinigkeiten, die durch das flüssige Gas von den Rohrwandungen abgelöst werden, z. B. Zunder, von den Absperrventilen fernzuhalten, ist vor jedem Absperrventil ein Gasfilter eingebaut. Ein weiteres Filter sitzt unmittelbar in der Gaseinführung zum Regler. Zur Überwachung des Gasbetriebes ist auf jedem Führerstand vor dem Führerstandsfenster ein an die Sammelleitung angeschlossener Druckmesser eingebaut. Solange Flüssiggas in den Leitungen steht, zeigt der Druckmesser konstanten Druck, der je nach der Außentemperatur (Winter und Sommer) zwischen 3 bis 15 atü schwankt. Ist das Flüssiggas einer Flasche aufgebraucht, dann fällt der Druckmesser ab. Das ist das Zeichen für den Triebwagenführer, die nächste volle Batterie einzuschalten.

Um bei Undichtheiten das Aufspeichern von Gas im Wageninnern zu vermeiden, sind alle Leitungen und Ventile außerhalb verlegt. Die Absperrventile für die Flaschenbatterien sitzen unter dem Wagenfußboden. Auf die Ventilschrauben sind Verlängerungsstangen aufgesetzt, sodaß die Betätigung der Ventile vom Führerstandstisch aus möglich ist. Alle Bodendurchbrüche im Führerstand sind durch Blechabdeckungen so gut als möglich abgedichtet.

Sicherung gegen Gasübertritt von vollen in leere Gasflaschen.

Irgendwelche Einrichtungen zur unmittelbaren Feststellung des Flascheninhaltes während des Betriebes fehlen. Da wir es mit flüssigem Gas zu tun haben, kann auch nicht mittelbar über den Druckmesser auf den Flascheninhalt ge-

schlossen werden, denn wie bereits erwähnt, zeigt dieser so lange konstanten Druck (Dampfdruck der Flüssigkeit), bis das flüssige Gas vollständig aufgebraucht ist und fällt dann plötzlich ab. Der tatsächliche Flascheninhalt kann nur, nach Ausbau der Flaschen, durch Abwiegen festgestellt werden. Wenn nun nach der Entleerung einer Flaschenbatterie das Absperrventil der nächsten vollen Batterie geöffnet wird, bevor das Ventil der entleerten Batterie geschlossen wurde, so strömt flüssiges Gas aus der vollen in die leere Flaschenbatterie über. Später wird das Ventil der vermeintlich leeren Batterie geschlossen und die Flaschen als leer ausgewechselt. Um diesen unwirtschaftlichen Vorgang zwangsläufig zu verhindern, wurde auf dem Führerstandstisch (Abb. 7) eine Verriegelung für die Absperrventile mit vier Schiebern — für jedes Absperrventil ein Schieber — mit folgenden Abhängigkeiten eingebaut:

a) Es kann immer nur ein Schieber geöffnet und damit nur ein Absperrventil bedient werden.

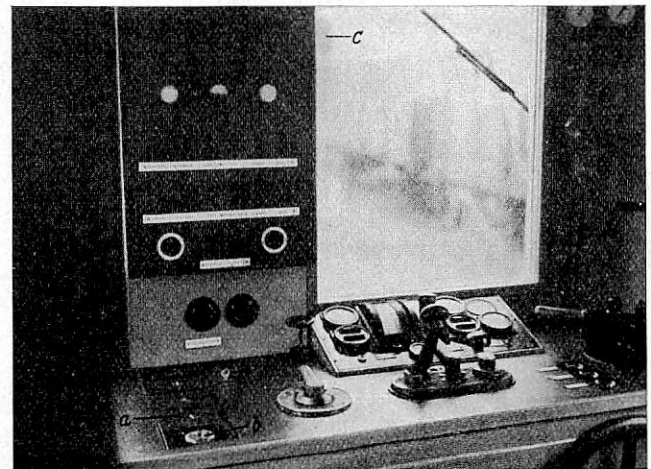


Abb. 7. Führerstand.

a = Schiebereinrichtung.

b = Absperrventil für eine Flaschenbatterie.

c = Druckmesser zur Überwachung der Treibgasanlage.

Sämtliche Schieber können unter Verschluss genommen werden, sodaß die Ventile nach dem Verlassen des Wagens durch den Triebwagenführer durch Unbefugte nicht betätigt werden können.

b) Nach der Entleerung einer Flaschenbatterie kann der Schieber für das Absperrventil der nächsten vollen Batterie erst geöffnet werden, wenn das Ventil der entleerten Batterie geschlossen ist.

Die Abhängigkeit unter a) wurde dadurch erreicht, daß die gesamten Schieber durch entsprechende Anschläge immer nur um eine Schieberbreite verschoben werden können.

Die Bedingung unter b) wurde dadurch erfüllt, daß die Verlängerungsstangen für die Ventilschrauben so genau abgelängt wurden, daß nur bei geschlossenem Ventil der Schieber über das Handrad des Ventils hinweggeführt werden kann.

Damit bei Personalwechsel der nachfolgende Triebwagenführer sich sofort überzeugen kann, welche Gasflaschen leer sind und welche noch Füllung enthalten, wurden neben den Absperrventilen auf dem Führerstand kleine rote Merkschieber mit einem weißen „L“ (= leer) eingebaut. Ist eine Flaschenbatterie leergefahren, dann wird nach dem Schließen des Absperrventils der Merkschieber gezogen. Das ist für den nachfolgenden Triebwagenführer das Zeichen, daß die Batterie leergefahren ist.

Unfallverhütung.

Wie bereits früher angegeben, hat Treibgas eine dem Benzin ähnliche Zündfähigkeit bei 2 bis 15% Treibgas in Luft.

Der Flammpunkt liegt gleichfalls sehr tief, sodaß Treibgas zur Gefahrenklasse I zählt. Mit Selbstentzündung ist unter normalen Umständen nicht zu rechnen. Für Lagerung, Beförderung usf. ist die Druckgas-Verordnung maßgebend. Eine übertriebene Ängstlichkeit ist nicht am Platze, sondern wie beim Umgang mit Benzin die gleiche Vorsicht zu beachten.

Für den Einbau, den Betrieb und die Unterhaltung der Fahrzeug-Treibgasanlage ist eine gute Abdichtung notwendig. Anschlußschläuche, Verbindungsstücke, Ventile erfordern die gleiche Sorgfalt wie beim Benzinbetrieb. Soweit die Leitungen und Schläuche in der Nähe des Auspuffs liegen, sind sie am besten mit Asbestblech abzuschirmen, wie dies bei dem vorliegenden Umbau vorgesehen wurde. Die Schläuche sind aus druckfesten und gasdichten (Diffusion!) Werkstoffen zu wählen; dabei ist zugleich auf die Altersbeständigkeit zu achten. Ob Buna dem Naturkautschuk in diesem Fall wie bei anderen flüssigen Brennstoffen (Aufquellen) überlegen ist, muß erprobt werden.

Eine Ansammlung von Treibgas in toten Räumen im oder am Triebwagen ist kaum zu befürchten. Die Leitungen, Vorratsflaschen, Regler, auch der Druckmesser, liegen außerhalb des Wageninnern. Entweichendes Treibgas aber fällt, da es entschieden schwerer wie Luft ist, sofort zu Boden, sodaß — vor allem während der Fahrt — keine Gefahr besteht. Außerdem wird das Wageninnere einschließlich Führerstand bei allen Durchbrüchen für Bremsleitungen, Ventilbestätigungen usf. möglichst gut nach außen abgeschirmt. Sollte in den Leitungen Überdruck herrschen, so zählen die Verbindungsschläuche zugleich als Sicherheitsventile. Die Flaschen entleeren sich dabei sehr rasch. Damit ist also auch hier Unfallvorsorge getroffen. Für den Einbau der Treibgasanlage sind allgemein „die Richtlinien für die Abnahme von Kraftfahrzeugen mit Antrieb durch gasförmige Kraftstoffe“ zu beachten, wobei Fahrzeuge mit Personenbeförderung verschärft zu behandeln sind.

Sicherung und Kosten der Betriebsführung.

Wenn man den anteilmäßigen Anfall von Treibgas bei der synthetischen Benzinherstellung betrachtet, der 10 bis 15% beträgt, so ist mit Schwierigkeiten bei der Treibgaslieferung nicht zu rechnen. Es wird notwendig sein, in den Bahnbetriebswerken ein größeres Zwischenlager von gefüllten Treibgasflaschen vorrätig zu halten, um die volle Einsatzfähigkeit des Triebwagens aufrecht zu erhalten. Desgleichen müssen mit Rücksicht auf die „Tankzeiten“, die vorerst verhältnismäßig lang sind durch das „Tanken“ im Betriebswerk statt im Abfahrbahnhof unmittelbar, Vorrichtungen zum schnellen Auswechseln der Treibgasflaschen geschaffen werden. Es kann dabei entweder an einen Lagerbock, auf dem die zum Auswechseln vorbereiteten Flaschen liegen, mit dem Triebwagen

herangefahren werden oder es werden die Flaschen auf einem in der Höhe verstellbaren Wagen an den Triebwagen herangebracht. Besitzt der Wagen ein seitlich gegen den Triebwagen hin verschiebbares Führungsgestell, ähnlich dem im Triebwagen eingebauten, so ist das Auswechseln der Flaschen durch Ein- und Auschieben und entsprechendes Vorrücken des Flaschenwagens leicht möglich.

Die durchschnittliche Jahresleistung dieser Triebwagen war laut der km-Meldung für 1938 rund 94000 km. Die Treibstoffkosten für Benzinbetrieb sind dabei 34.— *RM* je 100 km bei einem Benzinverbrauch von 100 l = 70 kg je 100 km. Für den Treibgasbetrieb werden die Kosten etwa 29.50 *RM* je 100 km sein, wenn man einen Verbrauch von 70 kg Treibgas je 100 km annimmt und für 100 kg Treibgas 42.— *RM* zu verrechnen sind. Diese Ersparnis von 4.50 *RM* je 100 km Laufleistung ergäbe damit allein jährlich um 4230.— *RM* geringere Treibstoffkosten. Dabei ist aber nicht berücksichtigt, daß der Treibstoffverbrauch bei Treibgasbetrieb wegen des größeren Wärmewertes des Treibgases gegenüber Benzin noch kleiner sein wird als bei Benzinbetrieb. Außerdem ist anzunehmen, daß der Schmierölwechsel nicht mehr so oft wie bei Benzinbetrieb vorgenommen werden muß. Für die Erhaltung bzw. Unterhaltung des Motors wird in der Kostenfrage keine wesentliche Änderung eintreten. Zusammen gesehen werden damit die direkten Betriebskosten bei Betrieb mit Treibgas geringer sein.

Zusammenfassung.

Die durchgeführten Probefahrten sowie die bisherige Betriebszeit dieses für Treibgasantrieb umgebauten Triebwagens haben keinerlei Betriebsschwierigkeiten gezeigt. Der Betrieb kann vielmehr eine etwas größere Beschleunigung und eine etwas höhere Endgeschwindigkeit als Gewinn buchen. Diese Bewährung hat inzwischen die Veranlassung zum weiteren Umbau von Triebwagen für Treibgasantrieb gegeben.

Wenn auch der Dieselmotor für den Antrieb von Verbrennungstriebwagen das Feld behaupten wird, so kann für eine Anzahl von Triebwagen dennoch an eine Treibgasverwertung gedacht werden. Allerdings müssen dann auch die Eigenschaften des neuen Kraftstoffes voll ausgenützt werden. So gestattet vor allem die hohe Oktanzahl eine höhere Verdichtung des Motors und damit eine wesentliche Leistungssteigerung. Wird dabei die Forderung für den Wechselbetrieb Treibgas-Benzin aufrecht erhalten, so kann für den Otto-Motor an eine Änderung des Verdichtungsverhältnisses im Betrieb ähnlich einem Luftspeicher-Dieselmotor gedacht werden. Der mögliche Leistungsgewinn bei Treibgasbetrieb wird dann voll verwertet, während der Motor im Benzinbetrieb (durch Herabsetzen der Verdichtung) nicht klopft.

Persönliches.

Reichsbahndirektionspräsident a. D. Wulff †

ist am letzten Tag des alten Jahres zur ewigen Ruhe eingegangen. Die „Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen“ widmet ihm in ihrer Nr. 2 aus der Feder des Reichsbahnpräsidenten Moeller einen warmempfundenen Nachruf, der jedem, der Präsident Wulff kannte und mit ihm zu tun hatte, aufrichtig beipflichten wird. Der Nachruf schildert die erfolgreiche Tätigkeit in den verschiedensten Stellungen und die glänzende Laufbahn, die als Endziel Wulff im Jahre 1917 an die Spitze der Eisenbahndirektion Berlin führte. Damit übernahm W. gleichzeitig auch die Leitung der Verwaltungsgeschäfte des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, da ja die Direktion Berlin die Geschäftsführende Verwaltung des Vereins ist. In dieser Tätigkeit, der sich W. mit besonderer Liebe widmete, fiel ihm die Aufgabe zu, das Vereinsleben, das durch den Weltkrieg stark zurückgegangen war, wieder in Gang zu bringen. Es gelang ihm dies in kurzer Zeit,

wie die von ihm einberufenen und geleiteten Vereinsversammlungen in den Jahren 1921 und 1923 in Berlin und Dresden bewiesen. Er förderte weiterhin die Ausdehnung des Vereins, indem er die grundlegenden Verhandlungen mit den schweizerischen Bundesbahnen und den nordischen Eisenbahnverwaltungen über ihren Beitritt zum Verein führte, der bekanntlich daraufhin seinen Namen „Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen“ in „Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen“ umänderte. Besonders rege beteiligte sich Präsident W. an den Arbeiten im Verwaltungsausschuß des Vereins, an dessen Sitzungen er regelmäßig teilnahm. Auch nachdem Präsident W. infolge der allgemeinen Abbauperiode des Jahres 1924 vorzeitig in den Ruhestand getreten war, widmete er seine Arbeitskraft noch dem Vereinsinteresse. Er übernahm die Leitung der Zeitung des Vereins und gestaltete sie während seiner fast 12-jährigen Tätigkeit so aus, daß sie nicht nur ein vielseitiges Nachrichtenblatt wurde, sondern

auch die mannigfaltigsten Probleme des Verkehrs unter der Mitarbeit angesehenen Fachleute des In- und Auslandes in förderlichster Weise praktisch und wissenschaftlich behandelte.

Bücherschau.

Hundert Jahre Deutsche Eisenbahnen. Zweite neubearbeitete und ergänzte Aufl. Herausgegeben vom Reichsverkehrsministerium.

Im Jahre 1935 feierten die deutschen Eisenbahnen die Feier der Vollendung eines hundertjährigen Zeitraumes seit ihrer Entstehung in einer nicht nur in Deutschland sondern in der ganzen Welt beachteten eindrucksvollen und würdigen Weise, mit einer glänzenden Ausstellung des gegenwärtigen Standes, einer ergänzenden Darstellung des Werdens in den historischen Museen, mit der Vorführung einer Nachbildung des ersten auf einer deutschen Bahn in Betrieb gesetzten Eisenbahnzuges und in Festakten von besonderer Weihe. Diese Feiern gehören der Vergangenheit an. Als eine besondere Zugabe zu der Jahrhundertfeier, bei dem Feste selbst vielleicht zurücktretend, war die Ausgabe eines Gedenkwertes „Hundert Jahre Deutsche Eisenbahnen“, die die hundertjährige Entwicklung in den wesentlichsten Zügen auf allen Teilgebieten für die Nachwelt festhalten sollte. In großer Auflage hergestellt, war dieses Werk nicht nur für die Eisenbahner bestimmt, sondern es sollte dem ganzen Deutschen Volke seine für das Kulturleben so wichtige Eisenbahn näher bringen. Ist doch, wie der Führer damals bei der Feier aussprach, Kraftwagen und Flugzeug allenfalls aus dem Leben der Gegenwart wegzudenken, nie aber die Eisenbahn. — Vier Jahre sind seitdem verflossen, die Bücher sind in unzähligen Händen und erfüllen ihre Aufgabe, Verständnis für die Bedeutung und die Leistungen der Eisenbahn, Bewunderung für die Männer, die am Werden dieser technischen Großtat mitwirkten, Achtung vor dem verantwortungsvollen Dienst des Eisenbahners zu wecken. Nun machte sich das Bedürfnis einer neuen Auflage geltend, nicht nur um der Nachfrage nach dem Buch, das stets einen wertvollen Besitz darstellt, gerecht zu werden, sondern vor allem auch um die Erweiterung, die die Deutschen Bahnen, schon vorher das größte wirtschaftliche Unternehmen der Welt, durch die großen politischen Erfolge des Führers erfahren, berücksichtigen zu können. Die Österreichischen Bundesbahnen, wie die Bahnen des Sudetengaus wurden ja „Deutsche Reichsbahn“. Das Werk konnte nicht eine gesonderte geschichtliche Darstellung der selbständigen und in mancher Beziehung anders verlaufenden Entwicklung dieser Bahnen bringen; es hat die Berücksichtigung in glücklicher Weise so durchgeführt, daß es der führenden Männer gedachte, die wie in Deutschland, so auch dort die Entwicklung bestimmten. — Ein Ritter von Gerstner, Xaver Riepl, v. Etzel u. a. wurden nun in die Reihe der „Vorkämpfer der Deutschen Eisenbahnentwicklung“ aufgenommen. — Daß der übrige Inhalt des Buches durchgesehen und Änderungen und Fortschritte, die die letzten Jahre brachten, ergänzt wurden, ist selbstverständlich. Auch die äußere Ausstattung hat, obwohl die der 1. Auflage schon glänzend zu nennen war, noch eine Steigerung erfahren. So ist eine stärker hervortretende Schrift gewählt worden, die Bildtafeln sind statt getönt, in der für das Auge angenehmeren Schwarz-weiß-Ausführung gehalten. Das Inhaltsverzeichnis ist richtigerweise dem Buchinhalt vorangestellt worden. So kündigt auch die neue Auflage den Ruhm der Deutschen Eisenbahnen und trägt ihn hinaus in die weitesten Kreise unseres Volkes, vor allem wird sich auch die Deutsche Jugend an dem Werk begeistern.

Dr. Ue.

Verschiedenes.

Dr. Ing. e. h. Julius Rónai, Oberbaurat a. D. der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen, der sich bei den Mitarbeitern im Technischen Ausschuß des VMEV viele Freunde erworben hat und in Eisenbahnkreisen durch seine exakten theoretischen Untersuchungen auf maschinentechnischem Gebiet rühmlichst bekannt ist, hat sich auch jetzt bei der Firma Ganz & Co. in Budapest, wo er als beratender Ingenieur seine reichen Erfahrungen zur Verfügung stellt, besondere Verdienste bei der Modernisierung jugoslawischer Schmalspurbahnen durch Unter-

Wir schließen uns der im Schlußabsatz des Nachrufes ausgesprochenen Zuversicht, daß Wulffs Name in dem Kreise des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen unvergessen bleiben wird, in aufrichtiger Überzeugung an. Dr. Ue.

„Stahl wird Kraft.“ Ein Bildwerk vom Bau der Lokomotive Klasse 23 der Südafrikanischen Staatsbahnen.

Die Lokomotivfabrik Henschel & Sohn hat aus Anlaß der Fertigstellung und Ablieferung von 99 schwersten 2 D 1-Lokomotiven für die Südafrikanischen Eisenbahnen ein Bildwerk von der Herstellung dieser Lokomotive ausgegeben. Ein derartig großer Auftrag einer ausländischen Eisenbahn, der innerhalb eines Jahres, vom Juni 1938 bis Mai 1939 ausgeführt wurde, stellt etwas Einmaliges dar und rechtfertigt daher, daß er durch ein Gedenkwerk festgehalten wird. Es stellt in einer großen Anzahl in großem Format gehaltener teils einfarbiger Bilder, teils farbiger Kunst-drucktafeln den Werdegang dieser Lokomotiven in der Werkstätte dar. Abgesehen davon, daß die Bilder Aufschluß über die Bauart der Lokomotive vermitteln, geht aus ihnen die Genauigkeit in der Bearbeitung und die Sorgfalt der Prüfungen und Proben hervor, die dafür bürgen, daß die Lokomotiven die geforderte Qualität besitzen und ihren Dienst auf den schwierigen Strecken zur Zufriedenheit ihrer Besteller ausführen werden. Eine nähere Beschreibung der interessanten Lokomotive, deren Entwurf bei der geforderten hohen Leistung einerseits und der zugrundegelegten geringen Spurweite (Kapspur) andererseits an das Geschick des Konstrukteurs besondere Anforderungen stellte, ist im Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1939 veröffentlicht.

Dr. Ue.

Kalender der Technik 1940. Herausgegeben im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure vom VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin 1939. Bearbeitet von Dr. M. Conzelmann. DIN A 5, Hochformat, 157 Blatt, davon 52 Sonntagsblätter auf Karton. 1939. Preis 2,50 *R.M.*, für VDI-Mitglieder 2,25 *R.M.*

Den für 1939 erstmalig erschienenen und nicht nur in den Kreisen der Technik, sondern auch darüber hinaus so freundlich aufgenommenen Kalender der Technik hat der Verein deutscher Ingenieure im NSBDT auch für 1940 herausgegeben. Er ist wieder als Abreißkalender ausgestattet (Hochformat DIN A 5) und enthält 157 Blätter, davon die Sonntage als Einzelblätter auf Karton, deren obere Hälfte als Postkarte abtrennbar ist. Die übrigen Blätter umfassen je drei Wochentage.

In dem Kalender sind nach Möglichkeit alle wichtigen Zweige der Technik im Dritten Reich (Vierjahresplan) berücksichtigt, angefangen mit dem Bauwesen, das ja im Zeichen der Straßen des Führers, im Zeichen des Neuaufbaues von Berlin und der anderen großen Städte des Reiches zu neuer Blüte gekommen ist, über den Maschinenbau und die Elektrotechnik bis zur Chemie, zum Verkehrswesen usw. Besonderes Gewicht wird darauf gelegt, den Menschen bei der Arbeit in der Technik zu zeigen. Auch der Humor kommt zu seinem Recht.

Die die Bilder begleitenden Aussprüche und Zitate sind keine Kalenderverse der früher üblichen Art, sondern Äußerungen und Gedanken großer Männer aus Politik, Geschichte, Technik und Wirtschaft.

Der Kalender der Technik 1940 ist ein geeigneter Wand-schmuck für Werkstatt und Büro, für technische Verwaltungen usw.

suchungen der Laufsicherheit der Schmalspurfahrzeuge gegen Kippen erworben.

Der jugoslawische Prinzregent Paul hat Dr. Ing. e. h. Rónai in Anerkennung seiner Verdienste mit dem Commandeurkreuz des heiligen Sava-Ordens ausgezeichnet.

Wir beglückwünschen Herrn Dr. Rónai zu dieser Auszeichnung und sind überzeugt, daß sich seine ehemaligen Mitarbeiter und Freunde hierüber mit ihm freuen werden.

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.