

### Zum Bogenlauf von Eisenbahnfahrzeugen.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Hierzu Tafel 25 und 26.

In der 1913 im „Organ“ erschienenen Arbeit „Zum Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen“, die hier in den Grundzügen als bekannt vorausgesetzt wird, habe ich ein einfaches zeichnerisches Verfahren zur Ermittlung der Richtkraft  $P$  entwickelt, d. h. derjenigen gedachten oder wirklich auftretenden äußeren Kraft, die entweder von der führenden Schiene — als Schienenrichtkraft — oder sonst von außen auf das einen Gleisbogen im Beharrungszustand durchlaufende Fahrzeug ausgeübt werden muß zur Überwindung aller sich diesem Bogenlauf widersetzenen Kräfte. Wie Uebelacker\*) zuerst nachgewiesen hat, muß diese Richtkraft das Fahrzeug im Gleisbogen um einen Punkt gleitend drehen oder schwenken, der auf dem vom Krümmungsmittelpunkt auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Lot liegt, um den sog. Reibungsmittelpunkt  $M$ . Seine Lage bestimmt die Stellung des Fahrzeuges im Bogen und auch die Größe von  $P$ . Das erwähnte zeichnerische Verfahren gründet sich, wie hier kurz wiederholt sei, auf das von mir gefundene Gesetz, daß ein steifachsiges Fahrzeug beliebiger Achsenzahl sich bei einer Zugkraft  $Z=0$  im Gleisbogen so einzustellen sucht, daß die aus der Gleichung der Momente aller äußeren Kräfte um  $M$  sich ergebende Richtkraft ihren Mindestwert annimmt. Diese Momentengleichung umfaßt nicht nur die Reibungswiderstände an den Radauflagerstellen, sondern beliebige äußere quergerichtete Kräfte, wie die Fliehkraft oder den seitlichen Winddruck  $H$  und die Tenderkupplungsseitenkraft  $T$ , aber, wie oben gesagt, noch nicht die längsgerichtete Zugkraft  $Z$ . Das Verfahren ist lediglich die zeichnerische Darstellung der erwähnten Momentengleichung für den Fall  $P=P_{\min}$ . Diese lautet für ein nur durch einen vorderen Zapfen bei  $D$ , also indirekt geführtes, nicht anlaufendes zweiachsiges Fahrzeug nach Abb. 1 für die gezeichneten Richtungen von  $H$  und  $T$  und mit den in der Abbildung gegebenen Bezeichnungen:

$$P \cdot x = \sum 2 Q f \sqrt{(x-d)^2 + s^2} + H(x-h) - T(t-x) \quad (1)$$

$$= \mathfrak{M} + \mathfrak{M}_h - \mathfrak{M}_t,$$

worin  $Q$  den Raddruck und  $f$  die Ziffer der gleitenden Reibung der Bewegung zwischen Rad und Schiene bedeuten. Allgemein seien die von außen nach innen gerichteten Kräfte positiv angesetzt, die von der Innenschiene ausgeübten Schienenrichtkräfte und Führungsdrücke mit dem Zeichen ' versehen. Rechtsdrehende Momente von  $P$  und den anderen äußeren Kräften seien bei Rechtsfahrt, die hier immer angenommen ist, von der Nulllinie aus nach oben abgetragen.

Die in Textabb. 1 skizzierte zeichnerische Darstellung für  $P=+P_{\min}$ ,  $T=-T$ ,  $H=-H$ ,  $Z=0$  ergibt den Abstand  $x$  des Angriffspunktes  $D$  der Kraft  $P$  von  $M$  und die Größe von  $P$  in entsprechendem Maßstab als  $\frac{BC}{x} = \frac{EF}{d_2}$ . Alle Kräfte sollen stets in Einheiten  $fQ$  gemessen sein, worin  $Q$  den am Fahrzeug meist vorkommenden Raddruck in kg bedeutet. Bei  $Z=0$  ist die Verteilung des Achsdruckes  $2Q$  auf die beiden Räder der Achse im allgemeinen nur von geringem Einfluß auf das Moment des Reibungswiderstandes der Achse, auf ihren

Beitrag zu  $\mathfrak{M}$ , also auch auf die Lage des Reibungsmittelpunktes  $M$ , wenigstens eines mehrachsigen Fahrzeuges. Deshalb ist z. B. die bei Schienenanlauf und Einpunktberührung auftretende Zusatzbelastung des anlaufenden Rades — bei genau gleicher Entlastung des anderen — zur Ermittlung von  $x$  und  $P$  hier allgemein nicht berücksichtigt.

$x$  wird durch das besprochene Verfahren nicht sehr genau gewonnen, weil die Lage des Tangentenberührungspunktes schwer genau zu bestimmen ist, dagegen  $P$  genau durch die genau bestimmbare Richtung der Tangente; und auf  $P$  kommt es in erster Linie an. Textabb. 1 zeigt deutlich den Einfluß der

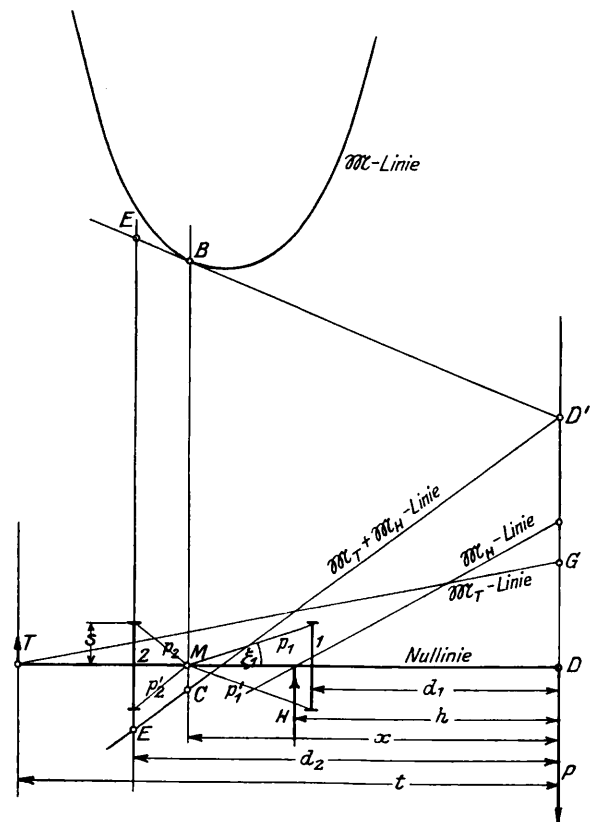


Abb. 1.

äußeren Kräfte  $H$  und  $T$  und den der Lage von  $D$  auf  $x$  und  $P$ : für  $H=0$  erhält man ein kleineres, für kleineres  $d_1$  ein größeres  $P$ .

Diese Ableitung weist die Gültigkeit des Verfahrens nach für steifachsige, durch beliebige quergerichtete äußere Kräfte belastete Fahrzeuge beliebiger Achsenzahl, die „indirekt“ durch eine wagrechte und senkrecht zur Fahrzeuglängsachse liegende, am Gestell angreifende, Kraft an einer Stelle geführt sind. Bei „direkter“ Führung des Fahrzeuges, d. h. durch eine oder mehrere Schienenrichtkräfte, die auch wagrecht und angenähert senkrecht zur Fahrzeuglängsachse liegen — in Wirklichkeit sind sie von dieser Lage um den sehr kleinen Anlaufwinkel  $\alpha$  verschieden — unter Anlauf eines oder mehrerer

\*) Organ 1903, Beilage.

Räder, treten besondere Kraftwirkungen an den anlaufenden Rädern auf. Eine solche Schienenrichtkraft  $P$  greift bei Einpunktberührung an dem in der Hohlkehle fast senkrecht unter dem Achsmittel gelegenen einzigen Berührungspunkt zwischen Rad und Schiene an und ist die wagrechte Seitenkraft des hier von der Schiene auf das Rad übertragenen Normal- oder Spurkranzdrucks  $N_1$ ; bei Zweipunktberührung greift sie an dem am Spurkranz vor dem Achsmittel gelegenen Berührungspunkt zwischen Rad und Schiene an und ist die wagrechte, fast senkrecht zur Fahrzeugachse liegende, Seitenkraft des hier auftretenden Spurkranzdruckes  $N_2$ . Die Kraft  $P$  und die in die Richtung von  $P$  fallende Komponente  $G$  der Reibung, die auf das anlaufende Rad bei der Gleitdrehung um  $M$  von der Schiene ausgeübt wird, setzen sich zusammen zum Führungsdruck oder -schub  $Y$ , der vom Rad auf die Schiene oder umgekehrt im ganzen ausgeübt wird.  $P$  ist nur gedacht, tritt nicht wirklich auf, bei Einpunktberührung, weil die Radreibung  $fN$  am gleichen Punkt wie  $N$  angreift und hier zwischen Rad und Schiene in wagrechter Richtung nur die Differenz bzw. Summe der wagrechten Seitenkräfte von  $N$  und  $fN$ , d. h.  $P \pm G$ , also der Führungsdruck  $Y$ , übertragen wird, aber nicht jene Seitenkräfte einzeln, s. Textabb. 3a auf nächster Seite.

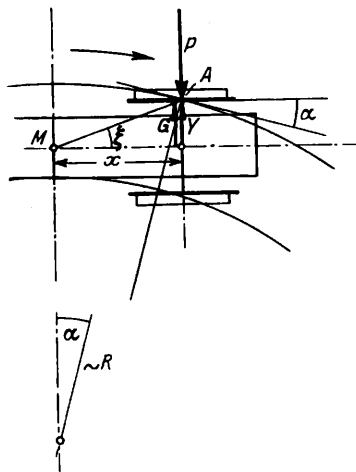


Abb. 2a.

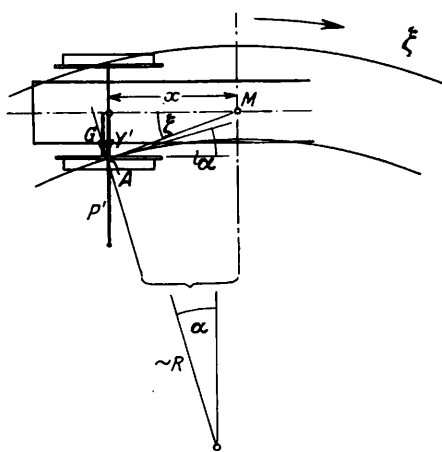


Abb. 2b.

Aus der schematischen Textabb. 2a und 2b, die streng nur für Einpunktberührung zwischen Rad und Schiene, aber sinngemäß auch für Zweipunktberührung gilt, ersieht man, daß bei vorne, vor  $M$ , außen anlaufendem Rad — dem gewöhnlichen Fall der direkten Führung —  $Y = P - G$  ist, und daß dieser Ausdruck auch gilt für den Fall des hinten, hinter  $M$ , innen anlaufenden Rades, eine Art der direkten Führung, die in engen Krümmungen außer der ersteren fast bei jedem Fahrzeug vorkommt. Außerdem kann ein Rad hinten, aber noch vor  $M$ , innen oder hinten, hinter  $M$ , außen anlaufen, mit Richtung von der Schiene weg; dann tritt an ihm keine Richtkraft, sondern ein Richtwiderstand oder eine „unechte“ Richtkraft auf, die durch eine „echte“ an anderer Stelle überwunden werden muß. Während die „echte“ Richtkraft im Sinne der Gleitdrehung um  $M$  auf das Fahrzeug einwirkt, wirkt die „unechte“ ihr entgegen. Bei Auftreten unechter Richtkraft hat  $Y$  den Ausdruck  $Y = P + G$ .

$P$  und  $G$  fallen bei Einpunktberührung in ihrer Richtung wie gesagt zusammen, bei Zweipunktberührung setzt sich  $G$  aus zwei Summanden zusammen, von denen einer mit  $P$  in der Richtung zusammenfällt, der andere gegen  $P$  versetzt ist. Beim nicht anlaufenden Rad ist stets  $P = 0$ , also  $Y = \pm G$  und  $G = fQ \cos \xi$  (s. Textabb. 1, 2) angenähert mit dem  $Q$  des Ruhezustandes; beim anlaufenden aber hat  $G$  einen anderen Ausdruck, der bei Einpunktberührung lautet:  $G' = f \cdot N'_s \cdot \cos \xi'$ ,

worin  $N'_s$  die senkrechte Komponente des Normaldrucks  $N'$  bei anlaufendem, mit  $Q' = Q + \Delta Q$  belastetem, Rade ist, s. Textabb. 3a. Da das nicht anlaufende Rad einer anlaufenden Achse mit  $Q - \Delta Q$  belastet wird, sinkt  $Y$  etwas, in Textabb. 3a auf  $Y'$ ; nach Textabb. 3a wäre also die Richtkraft genau durch  $P'$  dargestellt. An Stelle dieses  $P'$  gibt unser Verfahren  $P_0 = Y + fQ \cdot \cos \xi$ ; wie die Abbildung zeigt, ist der Fehler äußerst gering. Hierbei ist  $\xi = \xi'$  angenommen, was bei kleinem  $x$  nicht zutrifft, dann ist der Fehler ein wenig größer. Bei Zweipunktberührung setzt sich  $G$  zusammen aus  $fQ' \cos \xi$  und einer Komponente der Spurkranzreibung, wenn  $Q'$  den durch den schräg nach oben gerichteten Spurkranzdruck und dessen Reibung entlasteten senkrechten Anlaufdruck bedeutet; auch hier weicht also  $G$  etwas von  $fQ \cos \xi$  ab, Genaueres darüber s. Bäseler: „Spurkranzreibung“.

Das Verfahren liefert daher im allgemeinen die echte Richtkraft etwas zu groß. Die Ungenauigkeit ist stets klein und sinkt mit wachsender Achszahl. Bestimmt man den Führungsdruck  $Y$ , der bei Einpunktberührung von großer praktischer Bedeutung ist, als Differenz von echter Richtkraft und  $G_0$ , also  $Y = P_0 - fQ \cos \xi$ , so erhält man  $Y$  etwas zu groß, während man es ziemlich genau mit  $Q'$  statt  $Q$  in jenem Ausdruck erhält. Meistens ist  $Y = P_0 - fQ \cdot \cos \xi$  genau genug; dieser Ausdruck ist einfacher zu ermitteln: der etwas zu große Wert enthält einen Sicherheitsfaktor.

Für Fahrzeuge mit einer oder mehreren seitlich verschiebbaren Achsen gilt das oben genannte Gesetz über den Mindestwert der Richtkraft nicht streng, weil das Moment der durch  $P$  zu überwindenden Reibungswiderstände dieser verschiebbaren Achsen

gleich  $2fQ \frac{s^2}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$  (s. Textabb. 4) für  $Z = 0$  nicht, wie bei den im Rahmen festen Achsen, mit wachsendem  $x_v$  zu-, sondern mit ihm abnimmt. Die Abweichung der streng richtigen  $P$  und  $x$  von den durch das Minimumverfahren unter Einsetzen des Moments  $2fQ \frac{s^2}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$  für jede Verschubachse

gewonnenen ist aber praktisch stets so gering, daß dies Verfahren auch hier unbedenklich angewandt werden kann, denn auch der genauesten möglichen Ermittlung haften notwendig größere Ungenauigkeiten an infolge Unsicherheit der Reibungsziffer  $f$ . Die Genauigkeit ist um so größer, je größer die Zahl der festen zu der der verschiebbaren Achsen ist und je ferner der Reibungsmittelpunkt den Verschubachsen liegt. Das in meiner früheren Arbeit geübte umständlichere Verfahren,  $x$  zu bestimmen als arithmetisches Mittel derjenigen beiden  $x$ -Werte, deren einer  $P_{\min}$  zugehört für eine Achsanordnung mit nur festen Achsen, und deren anderer dem  $P_{\min}$  für die tatsächlich vorliegende Achsanordnung zugehört, ist meistens etwas ungenauer, das genannte einfachere ihm also vorzuziehen.

In der erwähnten Arbeit ist dieses einfache, rein zeichnerische Minimumverfahren zur Ermittlung von  $x$  und  $P$  angewandt worden auf Fahrzeuge mit folgender Achs- und Kräfteanordnung: lauter steife Achsen, steife und verschiebbare Achsen, zwei mehrachsige steifachsige Drehgestelle, ein mehrachsiges Hauptgestell mit einem vorderen mehr- und steifachsigen Drehgestell, ein mehrachsiges Hauptgestell mit einem vorderen Krauß-Drehgestell, alle Fahrzeuge bzw. Gestelle nur durch eine Richtkraft geführt, beliebige äußere quergerichtete Kräfte, aber Zugkraft  $Z = 0$ , entsprechend  $Y = Y_{\max}$ , wie bereits Uebelacker nachgewiesen hat. Hier soll gezeigt werden, daß das Verfahren, ergänzt durch ein-

fache Rechnungen, sich zweckmäßig viel weiter anwenden läßt\*).

Von einem gut bogenläufigen Fahrzeug verlangt man statisch: 1. große Entgleisungssicherheit. 2. geringe Abnutzung der anlaufenden Räder und des Gleises. 3. geringe Druck-, Verdrehungs- und Biegungsbeanspruchung der Räder, Achswellen und des Gleises in wagrechter und senkrechter Richtung.

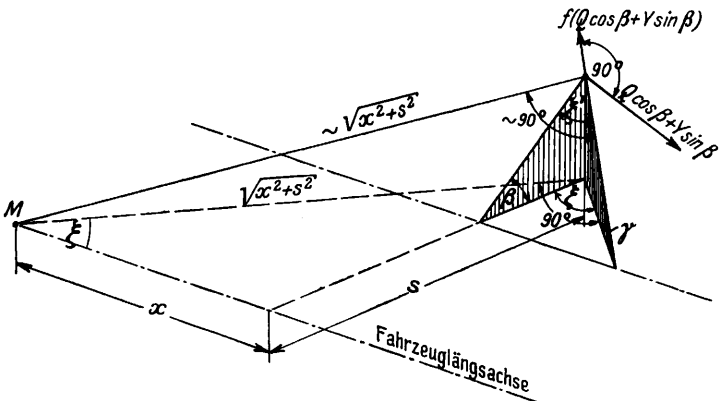


Abb. 3.

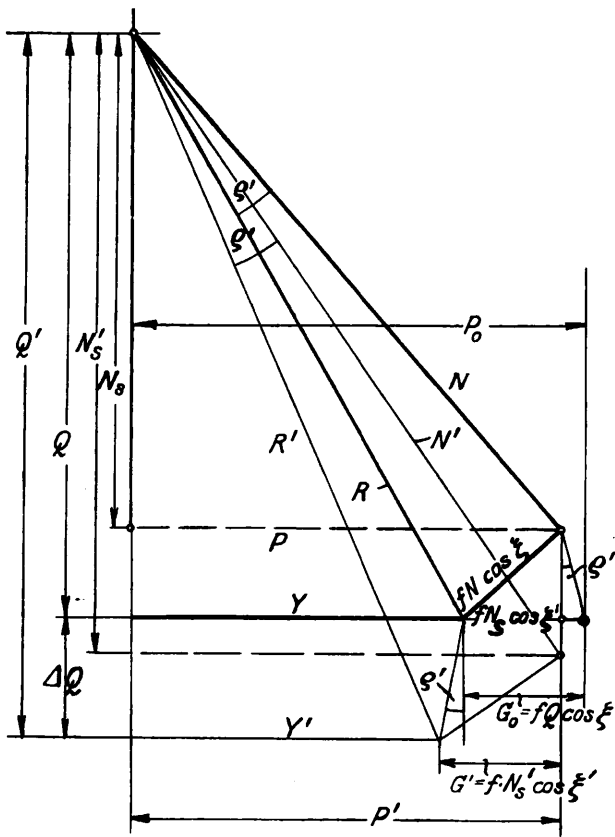


Abb. 3a.

\*) An dieser Stelle mögen zwei kleine Fehler meiner früheren Arbeit richtig gestellt werden.

1. Auf S. 108 Jahrgang 1913 des „Organs“ oben muß es heißen  $y_1 = \frac{2ax_1 - a^2}{2R}$ ,  $y_2 = \frac{2ax_2 - a^2}{2R}$  statt  $y_1 = \frac{(x_1^2 - a^2)}{2R}$ ,  $y_2 = \frac{(x_2^2 - a^2)}{2R}$ , wie sich aus Abb. 10 meiner früheren Arbeit ergibt;

demgemäß lauten (Gleichung 16) und 17) auf der gleichen Seite  $\frac{b}{2} + x = \frac{a}{b} (x_1 - x_2)$  statt  $\frac{b}{2} + x = \frac{x_1^2 - x_2^2}{2b}$ .

2. Auf S. 120, Abschnitt I d 1) muß h, bzw. p die Höhe des Angriffspunktes von S, bzw.  $K_d$  über demjenigen der Schienenrichtkraft und des Führungsdruckes bezeichnen statt über Achsmittel! Demgemäß ändern sich auch die darauf gegründeten Zahlenwerte vom Raddruck L etwas.

4. geringen Krümmungswiderstand. 5. Gute Anschmiegung an die Gleiskrümmung. Die erste Forderung wird für gleichen Raddurchmesser erfüllt bei Einpunktberührung durch geringes Y und kleinen Anlaufwinkel  $\alpha$ , bei Zweipunktberührung durch kleines P und  $\alpha$ . Die Punkte 2 und 3 erfordern kleines Y bzw. kleines P, der erstere der beiden außerdem geringe Abweichung der anlaufenden Achse von der Radialstellung, also kleines x. Der Krümmungswiderstand W ist gleich dem Verhältnis der Summe der Momente der an den Radauflagerstellen auftretenden Radreibungswiderstände um den Reibungsmittelpunkt zum Krümmungshalbmesser, also unter Absehung von den besonderen Verhältnissen am anlaufenden Rade (s. oben)

$$W = \frac{\sum 2fQ\sqrt{(x-d)^2+s^2}}{R} = \frac{\mathfrak{M}}{R}, \text{ entsprechend Textabb. 1 und}$$

Gleichung 1) In Wirklichkeit ist W etwas größer, bei Einpunktberührung, weil der Reibungswiderstand am anlaufenden Rad etwas größer als fQ ist, bei Zweipunktberührung deswegen, weil noch die Spurkranzreibung des anlaufenden Rades hinzukommt. Der Zuschlag, der bei Einpunktberührung zu machen ist, wird unten angenähert bestimmt. Kleines W erfordert also

kleines  $\frac{\mathfrak{M}}{R}$ , d. h. bei gleichem R möglichst kleines P und x.

Der Sinus des Anlaufwinkels  $\alpha$ , damit sehr angenähert auch  $\alpha$  selber, ist nach Abb. 2 gleich  $\frac{x}{R}$ . Die

Bedingungen 1., 2., 3., 5 sollen hier nicht mathematisch formuliert werden.

$\mathfrak{M}$  erhält man angenähert aus dem Minimumverfahren und zwar für das steifachsige Fahrzeug unmittelbar als Ordinate der  $\mathfrak{M}$ -Linie am Reibungsmittelpunkt, in Textabb. 1

also als MB. Bei Zusammensetzung des Fahrzeugs aus mehreren Gestellen sind deren  $\mathfrak{M}$  zu addieren. Bei Vorhandensein von Verschubachsen ist  $\mathfrak{M}$  die Ordinate der  $\mathfrak{M}$ -Linie des gleichen Fahrzeugs mit lauter steifen Achsen; denn für die

Summe  $\mathfrak{M}$  der Reibungsmomente ist es so gut wie gleichgültig, ob die reibende Achse aus der Mitte verschoben ist und sich teilweise selbst führt oder ob sie nicht verschoben ist und ganz durch den Rahmen geführt wird. Die Ordinate MB ergibt  $\mathfrak{M}$  in Einheiten fQ; man erhält

für den Bogenwiderstand in kg für eine t Fahrzeuggewicht dann den Ausdruck  $w_{kg/t} = \frac{\mathfrak{M}^m fQ_{kg}}{R^m \cdot n Q_{kg}} \cdot 1000$ , wenn nQ das

Gesamtgewicht des Fahrzeugs bedeutet, also

$$w = \frac{\mathfrak{M} f}{R \cdot n} \cdot 1000 \dots \dots \dots 2a)$$

Somit ergibt das Verfahren unmittelbar x, P,  $\mathfrak{M}$ , woraus man durch äußerst einfache Rechnungen Y,  $\alpha$  und W oder w angenähert erhält, damit also alle Kenngrößen der Bogenläufigkeit.

Der Zuschlag, der zu dem auf diese Weise ermittelten W bzw.  $\mathfrak{M}$  für jedes anlaufende Rad zu machen ist, läßt sich für Einpunktberührung in folgender Weise angenähert be-

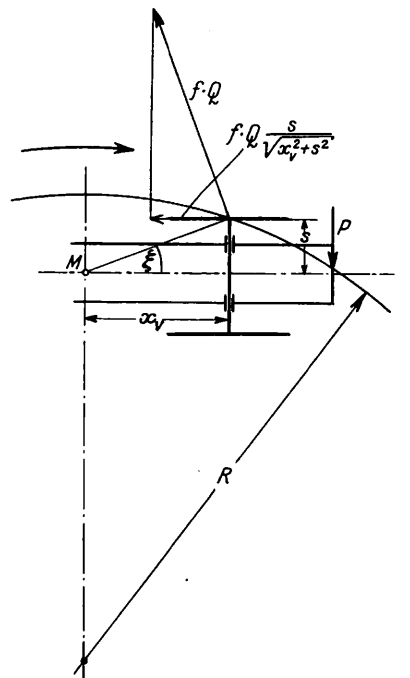


Abb. 4.

stimmen: Statt  $fQ$  — mit dem Ruhewert von  $Q$  — ist an der Radanlaufstelle, wie Uebelacker und Boedecker in ihren oben angezogenen Untersuchungen bereits gezeigt haben, zu überwinden der Reibungswiderstand  $f(Q \cos \beta + Y \sin \beta)$ , mit dem Anlaufwert von  $Q$ , worin  $\beta$  der Winkel ist, den die die Schiene im Radanlaufpunkt A berührende Ebene mit der Wagrechten einschließt. Mit Rücksicht auf die Entlastung des Innenrades der anlaufenden Achse kann hier für  $Q$  der Ruhewert eingesetzt werden. Dieser Widerstand muß statt über die Weglänge  $l$  auf der wagrechten hier nach Textabb. 3 über die Weglänge  $\frac{l}{\cos \gamma}$  auf der um  $\beta$  geneigten Ebene überwunden werden.

Das anlaufende Rad liefert also zum  $\mathcal{M}$  des Gesamtbogenwiderstandes  $W$  des Fahrzeugs nicht den Beitrag (in mkg)

$$\mathcal{M}_a = f Q \sqrt{x^2 + s^2}, \text{ sondern}$$

$$\mathcal{M}'_a = f \sqrt{x^2 + s^2} \cdot \frac{Q \cos \beta + Y \sin \beta}{\cos \gamma}, \text{ oder, da nach Abb. 3}$$

$$\frac{1}{\cos \gamma} = \frac{\cos \xi}{\cos \xi'} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \text{ ist,}$$

$$\begin{aligned} \mathcal{M}'_a &= f \sqrt{x^2 + s^2} \cdot (Q \cos \beta + Y \sin \beta) \cdot \frac{\cos \xi}{\cos \xi' \cos \beta} \\ &= f Q \sqrt{x^2 + s^2} \cdot \frac{\cos \xi}{\cos \xi'} \cdot \left(1 + \frac{Y}{Q} \cdot \operatorname{tg} \beta\right). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nun ist } \frac{\cos \xi}{\cos \xi'} &= \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi'}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi}}, \text{ oder, da nach Abb. 3 } \operatorname{tg} \xi' = \\ &= \operatorname{tg} \xi \cos \beta, \quad \frac{\cos \xi}{\cos \xi'} = \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi} \cdot \cos^2 \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi}}. \end{aligned}$$

Da ferner bei mehrachsigen Gestellen  $(\operatorname{tg} \xi)_{\max} \sim 0,3$  und  $\cos(\beta_{\max}) \sim 0,75$ , ist  $\frac{\cos \xi}{\cos \xi'}$  hier stets sehr angenähert gleich 1.

Somit ist

$$\mathcal{M}'_a \sim f Q \sqrt{x^2 + s^2} \left(1 + \frac{Y}{Q} \cdot \operatorname{tg} \beta\right). \text{ Wie schon Boedecker gezeigt hat, ist } \operatorname{tg} \beta = \frac{Y + \cos \xi}{1 - Y f \cos \xi}, \text{ grob angenähert } \operatorname{tg} \beta = 0,3 \frac{Y}{f},$$

wobei  $Y$  in Einheiten  $fQ$  ausgedrückt ist; damit erhält man:

$$\mathcal{M}'_a \sim f Q \sqrt{x^2 + s^2} \cdot \left(1 + \left[\frac{Y}{f Q}\right]^2 \cdot 0,3 f\right), \text{ also den Zuschlag in kg}$$

$$\Delta \mathcal{M}_a = \mathcal{M}_a - \mathcal{M}'_a \sim f Q \sqrt{x^2 + s^2} \left(\frac{Y}{f Q}\right)^2 \cdot 0,3 f \text{ oder in Ein-$$

heiten  $fQ$ :  $\Delta \mathcal{M}_a \sim 0,3 \sqrt{x^2 + s^2} \cdot Y^2 \cdot f$ . Dieser Zuschlag kann bei steifachsigen Fahrzeugen sehr hoch, bis zu 25% des Gesamtbogenwiderstandes werden, darf dann also nicht vernachlässigt werden. Bei Zweipunktberührung ist ein fast doppelt so großer Zuschlag zu machen. Genaueres darüber später.

Rechnerisch und genau, aber ziemlich umständlich haben bereits Uebelacker und Bäseler die genannten „Kenngrößen“ des Bogenlaufs ermittelt, jener für Einpunktberührung und die wichtigsten Achsanordnungen, Kräfte und Stellungen, dieser für Zweipunktberührung und zunächst für ein zweiachsiges Fahrzeug. Hier soll nun auf der Grundlage des Minimumverfahrens ein einfaches, zeichnerisch-rechnerisches Näherungsverfahren zur Ermittlung aller oben aufgeführten Kenngrößen des Bogenlaufs für den ganzen Krümmungsbereich  $R = \infty$  bis  $R = 180$  m unter Berücksichtigung aller vorkommenden Kräfte und aller möglichen Fahrzeugstellungen entwickelt und auf die systematisch geordneten, praktisch vorkommenden Lokomotiv-Achsanordnungen angewandt werden, ein Verfahren, das äußerst durchsichtig die Abhängigkeit dieser Kenn-

größen von ihren Bestimmungsgrößen zeigt und daher wichtige Erkenntnisse über die Bauart bogenläufiger Fahrzeuge überhaupt bietet.

Die Ordinaten der  $\mathcal{M}$ -Linien  $\Sigma 2 f Q \sqrt{(x-d)^2 + s^2}$  sind im folgenden stets, wenn nichts anderes bemerkt, durch Abgreifen aus den zugehörigen schematischen halben Fahrzeuggrundrissen gewonnen, stellen also  $\Sigma f Q \sqrt{(x-d)^2 + s^2}$  dar, sind mit 2 und der Maßstabziffer  $m$  zu multiplizieren, um die richtigen Zahlenwerte zu ergeben. Der Angriffspunkt der Schienenrichtkraft ist stets in das Achsmittel verlegt, was bei Einpunktberührung fast genau, bei Zweipunktberührung nicht genau zutrifft. Eine Verschiebung ist ohne weiteres möglich.

## A. Zugkraft $Z = 0$ .

### A. I. Fahrzeuge mit lauter steifen oder zum Teil verschieblichen Achsen.

Die Verschubachsen sollen soviel Spiel haben, daß sie stets anlaufen ohne Erschöpfung ihres Spiels, also lediglich sich selbst teilweise führen. Bei großen Krümmungshalbmessern  $R$  läuft das Fahrzeug außerdem lediglich mit der ersten festen Achse außen an mit der Schienenrichtkraft  $P_1$  (Periode I, „Freilauf“); dafür erhalten wir  $P_1$ ,  $x$  und  $W$  in bekannter oben angegebener Weise unmittelbar aus dem Minimumverfahren. Mit abnehmendem  $R$  nähern sich die Innenräder der steifen Hinterachsen der Innenschiene; bei

$$R = \frac{2x \cdot d - d^2}{2\sigma} \dots 4)$$

mit den aus der schematischen Textabb. 5 ersichtlichen Bezeichnungen läuft eine dieser Achsen an, und zwar diejenige, die dem

Reibungsmittelpunkt  $M$  am nächsten liegt. Von hier ab, bei noch kleinerem  $R$  (Periode II), wird  $x$  geometrisch nach Gl. 4) erzwungen, und tritt außer  $+P_1$  noch die „echte“ oder „unechte“ Schienenrichtkraft  $-P'_1$  an einer der Hinterachsen auf. Abnahme von  $R$  erzwingt Abnahme von  $x$ . Für ein so festgelegtes  $x$  lassen sich die beiden Schienenrichtkräfte, deren Angriffspunkte gegeben sind, leicht in folgender Weise durch das erweiterte Minimumverfahren ermitteln: Wir sehen das Fahrzeug ohne Änderung des festgelegten  $x$  als hinten freilaufend, also „zwanglos“ eingestellt, an und führen eine quer von innen nach außen gerichtete äußere Kraft am hinteren Anlaufpunkt ein, von solcher Größe, daß unter ihrer Wirkung sich nach dem Minimumverfahren das vorgeschriebene  $x$  und die vordere Richtkraft  $P_1$  ergeben. Für ein Fahrzeug mit vier steifen Achsen erhält man so die in Abb. 1, Taf. 25 dargestellte Konstruktion. Da  $M$  bei diesem  $x$  der dritten Achse am nächsten liegt, läuft diese mit  $-P'_3$  innen an. Man errichtet in  $M$  auf der Nulllinie eine Senkrechte bis zum Schnittpunkt  $B$  mit der  $\mathcal{M}$ -Linie, legt in  $B$  eine Berührende an diese bis zum Schnittpunkt  $A'_1$  mit der Senkrechten durch den Angriffspunkt  $A_1$  der Kraft  $P_1$  und verbindet  $A'_1$  mit  $A_3$ , dem Angriffspunkt von  $P_3$ , durch eine Gerade, deren Verlängerung  $MB$  in  $E$  schneidet. Dann ist  $BE = \frac{1}{2} P_1 x$  und  $ME = \frac{1}{2} P'_3 (x-d_3)$ , oder  $P_1 = 2 \cdot \frac{BE}{x} = 2 \cdot \frac{CA_3}{d_3}$  und  $P'_3 = 2 \cdot \frac{ME}{x-d_3} = 2 \cdot \frac{A'_1 A_1}{d_3}$ ,  $P'_3$  negativ. Die beiden Richtkräfte ergeben sich also als Streckenabschnitte

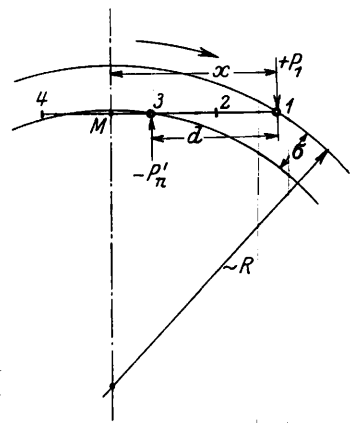


Abb. 5.

auf den Richtungen der Richtkräfte, von der Nulllinie bis zu der an die  $\mathfrak{M}$ -Linie gezogenen Berührenden, geteilt durch den Abstand der Richtkräfte voneinander, wobei der Abschnitt auf der Richtung der einen Richtkraft sich auf die andere bezieht. Für die Richtung der ermittelten Kräfte kann man sich merken, daß ihre Abschnitte bei gleicher Richtung auf verschiedenen Seiten der Nulllinie liegen. Die Momentenlinie  $A_3A_1'$  der Kraft  $P_3'$  braucht zur Ermittlung von  $P_1$  und  $P_3'$  nicht gezogen zu werden, sie dient nur zur Veranschaulichung. Bei hinterem Freilauf,

d. h. für  $P_3' = 0$ , würde sich  $P_1 = 2 \cdot \frac{C'A_3}{d_3}$  bei dem größeren  $x = x'$  ergeben. Infolge Innenanlaufens der dritten Achse mit der „unechten“, weil vor  $M$  liegenden, Richtkraft  $P_3'$  ist also  $P_1$  größer geworden als beim Freilauf mit dem größeren  $x$ . Es wächst mit abnehmendem  $x$  bis auf seinen Höchstwert bei  $x = d_3$ , der ohne weiteres aus Abb. 1, Taf. 25 zu entnehmen ist. Sobald  $x < d_3$  wird, wird  $P_3'$  „echt“, unterstützt  $P_1$  und bringt dies wieder zum Abnehmen. Dies sinkt langsam mit abnehmendem  $x$ . Tritt noch die Tenderseitenkraft  $+T$  im Abstand  $t$  von  $P_1$  auf, so kann man deren an die Nulllinie angesetzte Momentenlinie  $TKJ$  als neue Nulllinie ansehen, die auf der Richtung von  $P_3'$  in  $KC$  die Größe  $\frac{1}{2}P_1d_3$  und auf der Richtung von  $P_1$  in

$JA_1'$  die Größe  $\frac{1}{2}P_3'd_3$  abschneidet. Tritt statt  $+T$  eine Seitenkraft  $-H$  im Abstand  $h$  von  $P_1$  auf, so erhält man sinngemäß  $P_1 = 2 \cdot \frac{LC}{d_3}$  und  $P_3' = 2 \cdot \frac{GA_1'}{d_3}$ . Treten  $T$  und  $H$  gleichzeitig auf, so sind ihre Beiträge sinngemäß zu addieren. Bei  $T = 0$  und  $H = 0$  ist  $\mathfrak{M} = W \cdot R = 2 \cdot m \cdot BM$  für den Abstand  $x = x'$ ; für  $x = x'$ , den Wert bei  $P_3' = 0$  ist  $\mathfrak{M} = 2 \cdot m \cdot B'M'$ . Damit ist das der ganzen folgenden Untersuchung zugrunde liegende Verfahren entwickelt.

Trägt man nun über  $x$  als Abszisse die so gewonnenen Kenngrößen als Ordinaten auf und außerdem die nach der oben angegebenen geometrischen Beziehung 4) erhaltenen  $R$ -Werte, so hat man in diesen Linien, den „Kemlinien“, ein gutes Bild der Bogenläufigkeit des Fahrzeuges. Dies ist geschehen in Abb. 2, Taf. 25 für das in Abb. 1 dargestellte steifachsige Fahrzeug mit folgenden Daten:  $d_3 = 3\text{m}$ ,  $d_4 = 4.5\text{m}$ ,  $\sigma = 0.035\text{m}$  bei  $R \leq 300\text{m}$ , mit der vereinfachenden Annahme, daß  $R \cdot \sigma$  bei  $R < 300$  mit  $R$  stetig zunehme,  $Q = \text{konst.}$ ,  $H = 0$ ,  $T = 0$ . Für großes  $R$  besteht Freilauf mit  $x = 4.05\text{m}$ .

$P_1 = 4.42$ ,  $Y_1 = 3.46$ ,  $W = \frac{\mathfrak{M}}{R} = \frac{17.8}{R}$ ,  $w = \frac{\mathfrak{M} \cdot f}{8R} 1000$ ; mit  $f = 0.2$  ist  $w = 25 \mathfrak{M}$ . Es ist der Zuschlag  $\mathfrak{M}_a - \mathfrak{M}_a' = \Delta \mathfrak{M}_a = 0.3 \sqrt{4.05^2 + 0.75^2} \cdot 3.46^2 \cdot f$ ; mit  $f = 0.2$  ist  $\Delta \mathfrak{M}_a = 2.96$ .  $M$  liegt also der vierten Achse am nächsten; diese kommt nach Gleichung 4) zum Innenanlauf mit echter Richtkraft bei  $R = 232\text{m}$ . Für dieses  $R$  erhalten wir mithin einschliesslich des Zuschlags der anlaufenden Achse  $l$   $W = 0.0895$  und  $w = 2.24$ .

Während des Innenanlaufs von Achse 4 sinkt mit abnehmendem  $R$  das  $x$ , damit auch  $P_1$  und  $Y_1$ , durch das wachsende echte  $P_4'$  entlastet.  $R$  sinkt langsam,  $\alpha$  und  $W$  steigen langsam. Bei  $x = 3.75\text{m}$ , also Lage von  $M$  in der Mitte zwischen dritter und vierter Achse, beginnt die vor  $M$  liegende dritte Achse innen anzulaufen, die die vierte wieder von der Innenschiene abdrückt. Es tritt das unechte  $P_3'$  an die Stelle des echten  $P_4'$ . Im Augenblick des Achswechsels springt  $P_1$  von 4.33 auf 4.60, um bei weiter abnehmendem  $x$  zunächst noch etwas zu wachsen, bis  $x$  auf  $d_3 = 3.0\text{m}$  gesunken ist.  $P_3'$  zu echter Richtkraft wird.  $R$  sinkt linear mit  $x$  weiter,  $\alpha$  und  $W$  steigen, dieses etwas schneller als oben. Die Zuschläge, die  $Y_4$  und  $Y_3$  zu  $W$  liefern, sind hier so

klein, daß sie vernachlässigt werden können. Bei  $R = 180\text{m}$  ist einschliesslich des Zuschlages der ersten Achse  $\mathfrak{M} = 18.9$ ,  $W = 0.105$  und  $w = 2.62$ , recht hoch!  $\mathfrak{M}$  schwankt zwischen 20.8 für  $R = \infty$  bis  $R = 232\text{m}$  und 17.3 bei  $R = 132\text{m}$ ; es nimmt stetig ab.  $P_3'$  und  $Y_3'$  wachsen ziemlich schnell an, so daß bei kleinem  $R$   $Y_3' = Y_1$  bzw.  $P_3' = P_1$  werden kann. Hinten-Innenanlauf der vierten Achse mit echter Richtkraft ist nicht ungünstig; es dürfte sich empfehlen, ihn gegenüber dem Anlauf der dritten Achse zu verlängern durch künstliche Vergrößerung von  $\sigma$ , d. h. durch Schwächen der Spurkränze der dritten Achse.

Hinten-Innenanlauf erzwingt stets Verkleinerung von  $x$ ; Hinten-Außenanlauf ist nur möglich bei sehr großer, nach außen gerichteter Seitenkraft; dann fällt  $A_1'$  unter die Nulllinie, kehren  $P_3$  bzw.  $P_4$  ihre Richtungen um; im übrigen ist das Verfahren dem obigen gleich. Auch die Wirkung einer Änderung der Lage der Richt- und äußeren Kräfte sowie der Achsen läßt das Verfahren sehr klar und einfach erkennen.

**A. II. Fahrzeuge, bestehend aus einem Hauptgestell und einem mehrachsigen Drehgestell, das mit jenem schwenkbar oder schwenkbar und verschiebbar verbunden ist und die beide beliebig direkt, aber nur an einer Stelle indirekt geführt werden.**

Die Schwenkung oder Verschiebung kann gegen einen Widerstand (Rück- oder Mittelstellkraft) geschehen. Bei

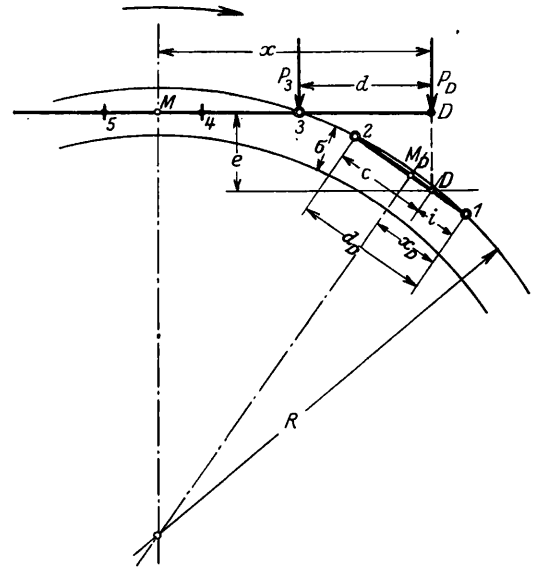


Abb. 6.

Verschiebbarkeit besteht keine feste geometrische Abhängigkeit zwischen Hauptgestell und Drehgestell.

**A. II. 1. Fahrzeuge, bestehend aus Hauptgestell und vorderem Kraufs-Gestell, dessen Drehzapfen gegen eine Mittelstellkraft  $P_a$  seitlich verschieblich ist. Die Schwenkung des Gestells soll frei erfolgen.**

Aus der schematischen Darstellung der Textabb. 6 ersieht man, daß, da beide Achsen des Drehgestells stets außen anlaufen,  $x_d = \text{const.} = \sim \frac{d_d}{2}$  ist, also  $x$  und  $x_d$  nicht voneinander abhängig sind.

Die Mittelstellkraft oder Zapfenrichtkraft  $P_a$  des Drehzapfens wachse linear mit der Verschiebung  $e$  und habe bei der Verschiebung 0 eine Vorspannkraft  $S_0$ ; dann hat  $P_a$  den Ausdruck:

$$P_a = S_0 + e \cdot p \dots \dots \dots 5)$$

worin  $p$  das Anwachsen der Kraft auf 1 m Verschiebung in  $fQ/m$  bedeutet,  $e$  in m und alle Kräfte in  $fQ$  gemessen sind. Weiter ist aus Textabb. 6 ablesbar die geometrische Beziehung für Außenanlauf einer Achse des Hauptgestells

$$e = \frac{2xd + d_d c - d^2 - c^2}{2R} \dots \dots \dots 6a)$$

ebenso für Innenanlauf

$$\sigma + e = \frac{2xd' + d_d c - d'^2 - c^2}{2R} \dots \dots \dots 6b)$$

mit  $x_d = \frac{d_d}{2}$ .

Aus 5) und 6a) 6b) erhält man folgende Beziehungen zwischen R, P<sub>d</sub> und x:

$$R = p \cdot \frac{2xd + d_d c - d^2 - c^2}{2(P_d - S_0)} \text{ für Außenanlauf } \dots \dots 7a)$$

$$R = p \cdot \frac{2xd' + d_d c - d'^2 - c^2}{2(P_d - S_0 + \sigma p)} \text{ für Innenanlauf } \dots \dots 7b)$$

Man ermittelt nun nach dem Minimumverfahren zunächst die Zapfenrichtkraft P<sub>d</sub> für Freilauf, d. h. Führung des Hauptgestells nur durch den Drehzapfen, ohne Anlauf einer Achse, indem man z. B. für ein Hauptgestell mit drei festen Achsen nach Abb. 3, Taf. 25 vom Angriffspunkt D der Zapfenrichtkraft eine Berührende DB an die M-Linie legt, deren Richtung P<sub>d</sub> und deren Subtangente n ergibt. In diesem Beispiel P<sub>d</sub> = 1.75, x = 5.25 m. Weiter bestimmt man diejenigen Achsen, die vom Freilauf aus zunächst zum Anlaufen kommen und zwar darnach, daß außen die dem Reibungsmittelpunkt M des Freilaufs fernste, innen die ihm nächste Achse zuerst anlaufen muß, im Beispiel also die dritte bzw. vierte Achse. Dann stellt man nach Gleichung 7a) und 7b) die Grenzwerte von R für Freilauf fest, erhält im vorliegenden Beispiel mit d<sub>3</sub> = 3,0 m, d<sub>4</sub> = 4,5 m, d<sub>d</sub> = 2,5 m, c = 1,5 m, σ = 0,035 m, S<sub>0</sub> = 0,3, p = 25, x = 5,25 m, P<sub>d</sub> = 1,75 die Grenzwerte R<sub>max</sub> = 207 m und R<sub>min</sub> = 154 m. Nun ermittelt man nach dem Minimumverfahren für verschiedenes x und Außen-, bzw. Innenanlauf die zugehörigen P<sub>d</sub>- und P-Werte, indem man beachtet, daß Außenanlauf x vergrößert, Innenanlauf x verkleinert. In Abb. 3, Tafel 25 ist das Verfahren für x' = 5,5 m, Außenanlauf der dritten Achse, und für x'' = 5,0 m, Innenanlauf der vierten Achse dargestellt; man errichtet in jenem Falle in M' die Senkrechte M'B' bis zum Schnittpunkt B' mit der M-Linie, zieht durch B' die Berührende B'C'D' und erhält in 2 ·  $\frac{A_3 C'}{d_3}$  die Kraft P<sub>d</sub>, in 2 ·  $\frac{DD'}{d_3}$  die Kraft P<sub>3</sub>.

In genau entsprechender Weise erhält man von M'' aus die zugehörigen P<sub>d</sub> und P<sub>4</sub>'. P<sub>d</sub> bestimmt nun, wie in meiner früheren Arbeit gezeigt, in folgender Weise die Richtkräfte und Führungsdrücke des Drehgestelles:

$$P_1 = P_d \cdot \frac{c}{d_d} + \frac{2}{d_d} \cdot \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{s^2 + \frac{d_d^2}{2}}{\sqrt{\left(\frac{d_d}{2}\right)^2 + s^2}} \dots \dots 8a)$$

$$P_2 = P_d \cdot \frac{d_d - c}{d_d} - \frac{2}{d_d} \cdot \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{s^2}{\sqrt{\left(\frac{d_d}{2}\right)^2 + s^2}} + 2 \frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \dots \dots 8b)$$

$$Y_1 = P_d \cdot \frac{c}{d_d} + 2 \cdot \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{\sqrt{s^2 + \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}}{d_d} \dots \dots 9a)$$

$$Y_2 = P_d \cdot \frac{d_d - c}{d_d} - \frac{2}{d_d} \cdot \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{s^2}{\sqrt{\left(\frac{d_d}{2}\right)^2 + s^2}} + \frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \dots \dots 9b)$$

worin Q<sub>1</sub> den Raddruck der Laufachse 1, x<sub>v</sub> die Entfernung der verschieblichen Achse 2 von M bezeichnet. Da  $\frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}$  fast konstant ist, so sind diese Kräfte fast nur von P<sub>d</sub> linear

abhängig und haben, da  $\frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} \sim 1$  ist, ziemlich große konstante Summanden.

Nun berechnet man für die verschiedenen x nach Gleichung 7a) und 7b) die zugehörigen R-Werte und erhält daraus  $\text{tg} \alpha = \frac{x}{R}$ . Schließlich ermittelt man W und w auf folgende Weise: Das M aller Achsen des Hauptgestelles einschließlich der Vershubachse des Drehgestells erhält man als Ordinate einer M-Linie des Hauptgestelles mit lauter festen Achsen, in Abb. 3, Taf. 25 als M'-Linie eingezeichnet; dazu kommt noch der Beitrag der Laufachse des Drehgestells mit  $M_d = 2 \cdot \frac{Q_1}{Q} \cdot \sqrt{s^2 + \frac{d_d^2}{4}}$  oder  $W_d = \frac{2}{R} \cdot \frac{Q_1}{Q} \sqrt{s^2 + \frac{d_d^2}{4}}$ , also unabhängig von x! Der unberichtigte Gesamtbogenwiderstand W' ist dann  $\frac{M' + M_d}{R}$ ; der Zuschlag und der spezifische Widerstand w werden wie oben ermittelt.

In Abb. 4, Taf. 25 sind nun wieder die so gewonnenen Kenngrößen und S<sub>0</sub> über x aufgetragen, für das vorliegende Beispiel mit s = 0,75 m,  $\frac{Q_1}{Q} = 0,8$ . Die Schienenrichtkraft P<sub>3</sub> wird bei großem R danach verhältnismäßig recht groß, P<sub>3max</sub> bei R ~ ∞ = 3,2, Y<sub>3max</sub> = 2,23, größer als die übrigen P, bzw. Y. Diese Kräfte P<sub>3max</sub> und Y<sub>3max</sub> lassen sich ermäßigen durch Vergrößern von S<sub>0</sub>, wie Abb. 4, Taf. 25 ohne weiteres zeigt, aber damit steigt nach Gleichung 7) R und können P'<sub>4</sub> und Y'<sub>4</sub> bei R<sub>min</sub> sehr hohe Werte annehmen. Durch Vergrößern von S<sub>0</sub> von 0,3 auf 0,38 würde man z. B., wie Abb. 4, Taf. 25 zeigt Y<sub>3max</sub> ermäßigen auf den Wert von Y<sub>1</sub> bei Freilauf. P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, Y<sub>1</sub>, Y<sub>2</sub> schwanken ziemlich wenig mit x und liegen einander ziemlich nahe; daß Y<sub>1</sub> etwas größer als Y<sub>2</sub> ist, dürfte zweckmäßig sein, da die kleineren Räder der Laufachse bessere Führungseigenschaften haben als die größeren der Kuppelachse 2 und da α<sub>1</sub> < α<sub>2</sub> ist. Y<sub>1</sub> und Y<sub>2</sub> können einander noch mehr genähert werden durch Änderung des Verhältnisses  $\frac{c}{d_d}$ .

Von den verschiedenen Anschneidwinkeln haben nur α<sub>1</sub> und α<sub>3</sub> praktische Bedeutung, da die anlaufenden Räder der zweiten und vierten Achse von der Schiene ablaufen. α<sub>1</sub> und α<sub>3</sub> werden so klein, daß sie in die Zusammenstellung gar nicht aufgenommen sind; sie wachsen etwas mit abnehmendem x, da R stärker abnimmt als x. Zu dem aus der M'-Linie gewonnenen M', schwankend zwischen 19,0 und 14,5, kommt zunächst hinzu der konstante Beitrag der Laufachse mit  $M_d = 2 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{0,75^2 + 1,25^2} = 2,33$ , sodann die Zuschläge für die verschiedenen anlaufenden Räder; von diesen sind die für die dritte und vierte Achse wegen des kleinen Momentenarms so gering, daß sie vernachlässigt werden können. Der für die erste und zweite Achse ist berechnet; er erhöht das W um höchstens 5%. Das so ermittelte ΣM schwankt zwischen 22,5 bei R = ∞ und 17,8 bei R = 110, nimmt also mit abnehmendem R etwas ab. Das aus dem berichtigten ΣM erhaltene W ist eingetragen; aus ihm erhält man  $w = \frac{0,2 \cdot 1000}{4,8 \cdot 2}$ , W = 20,8 W. Bei R = 180 ist w = 2,32. W bzw. w steigt erheblich mit abnehmendem x und R. Der Freilaufbereich ist in dem vorliegenden Beispiel klein; er wird maßgebend bestimmt durch die Abmessungen des Fahrzeugs und das Spiel im Gleis, könnte z. B. leicht vergrößert werden durch Schwächen der Spurkränze der vierten Achse; damit würde sich der Ast der R-Kurve für x ≤ 5,25 in Abb 10 senken, würden also auch die Höchstwerte von Y<sub>1</sub>, Y<sub>2</sub>, Y'<sub>4</sub>, P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P'<sub>4</sub> kleiner werden.

H und T lassen sich genau wie bei A I berücksichtigen.

Für einen seitlich unverschieblichen Drehzapfen wird  $e=0$  und bestimmt sich  $R$  bei Hinteninnenanlauf nach Gleichung 6b) mit  $e=0$ . Die dritte Achse läuft dann überhaupt nicht außen an, das  $x$  des Freilaufs ist dann dessen Höchstwert, gilt hinab bis zu dem  $R$ , bei dem eine Hinterachse anläuft.

Auch auf ein rückwärtsfahrendes Fahrzeug dieser Art läßt sich das Verfahren anwenden; da dann die Stellung des Drehgestells nicht geometrisch bestimmt ist, muß sie nach dem Minimumverfahren ermittelt werden, was in diesem Falle ziemlich umständlich wird, weil jeder Stellung des Hauptgestells eine andere  $\mathcal{M}$ -Linie des Drehgestells zugehört. Hier bietet deshalb das Verfahren kaum Vorteile vor dem rein rechnerischen.

*A. II. 2. Fahrzeuge, bestehend aus Hauptgestell und vorderem, mehrachsigen Drehgestell, das jenem gegenüber schwenkbar ist und verschiebbar sein kann.*

Die zunächst als vorhanden angesehene Verschiebung geschehe wieder gegen eine linear wachsende Mittelstellkraft des Drehzapfens  $P_d = S_0 + e \cdot p$ . Weiter ist aus der schematischen

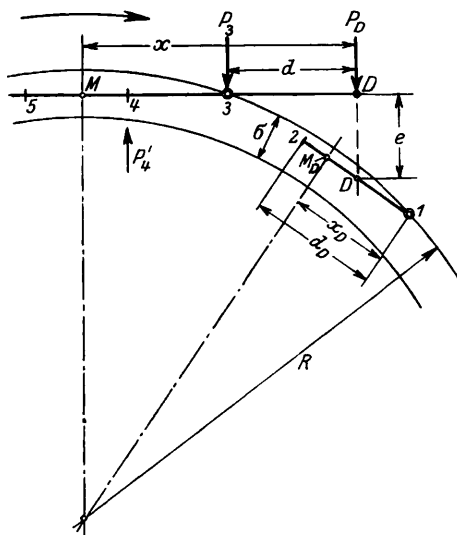


Abb. 7.

Textabb. 7. des Fahrzeugs ablesbar die bereits bekannte geometrische Beziehung für den Außenanlauf einer Achse des Hauptgestells

$$e = \frac{2 \times d + x_d d_d - d^2 - \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}{2 R} \dots \dots \dots 10a),$$

ebenso für Innenanlauf

$$\sigma + e = \frac{2 \times d' + x_d d_d - d'^2 - \frac{d_d^2}{4}}{2 R} \dots \dots \dots 10b)$$

Hierin ist  $x_d$  im Gegensatz zu A. II. 1) veränderlich. Man erhält in der gleichen Weise wie dort:

$$R = p \cdot \frac{2 \times d + x_d d_d - d^2 - \frac{d_d^2}{4}}{2 (P_d - S_0)} \text{ für Außenanlauf} \dots 11a)$$

und

$$R = p \cdot \frac{2 \times d' + x_d d_d - d'^2 - \frac{d_d^2}{4}}{2 (P_d - S_0 + \sigma p)} \text{ für Innenanlauf} \dots 11b).$$

Weiter verfährt man wie im Fall A. II. 1) zur Ermittlung von  $P_d$  und der Schienenrichtkräfte des Hauptgestells bei Frei-, Innen- und Außenanlauf für verschiedene  $x$ , ohne die zugehörigen  $R$  zu kennen, läßt dabei bei Außenanlauf  $x$  allmählich zu-, bei Innenanlauf allmählich abnehmen, setzt dann die  $P_d$  als äußere Kräfte in das Minimumverfahren des Drehgestells

ein und bestimmt so die zugehörigen  $P_1$  und  $x_d$ . Dann ermittelt man nach Gleichung 11a) und 11b) die den verschiedenen  $x$ ,  $x_d$  und  $P_d$  zugehörigen  $R$  und die übrigen Kenngrößen in bekannter Weise und trägt sie über  $x$  zu Kennlinien auf. Das ist für eine 2-C-Anordnung in den Abb. 5, Taf. 25 u. Abb. 6, Taf. 26 durchgeführt mit folgenden Daten:  $d_3=3,3$ ,  $d_4=5,3$ ,  $d_5=7,8$ ,  $d_d=2,2$ ,

$$\sigma=0,035 \text{ für } R < 300, p=28, S_0=0,7, \frac{Q_1}{Q} = \frac{Q_2}{Q} = 0,8.$$

Man erhält für Freilauf  $x=6,55$  und  $P_d=1,93$  in bekannter, in Abb. 5 dargestellter Weise. Außen läuft an die dritte als  $M$  fernste, innen zuerst die vierte als  $M$  nächste Achse. Die weitere Anwendung des Minimumverfahrens ist in Abb. 5 für  $x'=7,3$  — Außenanlauf der dritten Achse — und  $x''=6,0$  — Innenanlauf der vierten Achse — gezeigt. Zur bequemeren Einführung von  $P_d$  in das Verfahren des Drehgestells ist dessen  $\mathcal{M}_d$ -Linie — auch im Maßstabe von  $fQ$ , nicht von  $fQ_1$ ! — von der Nulllinie aus nach unten gezeichnet; dann fällt die  $P_d$ -Momentenlinie für Haupt- und Drehgestell zusammen. Man errichtet bei  $x'=7,3$  das Lot  $M'B'$ ,

zieht die Berührende  $B'C'D'$ , erhält  $P_3=2 \cdot \frac{DD'}{d_3}$ ,  $P_d=2 \cdot \frac{A_3C'}{d_3}$  und die Momentenlinie von  $P_d$  in der Verbindungslinie von  $C'$  mit  $D$ , also der Linie  $C'DE'$ . Von  $E'$  zieht man die Berührende  $E'G'F'$  an die  $\mathcal{M}_d$ -Linie und erhält  $P_1=2 \cdot \frac{DG'}{\frac{d_d}{2}}$

und  $x_d'=A_1M_d'$ . Freilauf besteht für  $R=285$  bis  $R=409$ .  $P_1'$  ist unecht, erhöht  $P_1$  ein wenig, bis  $x$  auf  $d_4=5,3$  gesunken ist. Bei dem hohen  $S_0$  bleiben  $P_{3max}$  und  $Y_{3max}$  weit unter  $P_1$  und  $Y_1$  bei Freilauf oder gar unter  $P_{1max}$  und  $Y_{1max}$  bei Innenanlauf der vierten Achse. Es empfiehlt sich,  $Y_{3max}$  und  $P_{3max}$  den  $Y_{1max}$  und  $P_{1max}$  etwas zu nähern durch Verkleinern von  $S_0$ , dann sinkt die ganze  $R$ -Linie, wird der  $R$ -Bereich des entlastenden Außenanlaufs der dritten Achse größer und treten  $P_{1max}$  und  $Y_{1max}$  bei kleineren  $R$ -Werten auf, die u. U. praktisch gar nicht mehr vorkommen.  $P_4'$  und  $Y_4'$  bleiben im Beispiel klein. Würde man die Spurkränze der vierten Achse schwächen, so würde vom Freilauf aus bei kleinerem  $R$  zunächst nicht die vierte Achse mit unechter, sondern die fünfte mit echter Richtkraft anlaufen, also  $P_1$  erniedrigen, dann würden  $P_1$  und  $Y_1$  ihre Höchstwerte schon beim Freilauf erreichen. Wie man durch Verlegen des Drehzapfens  $D$  aus der Mitte des Drehgestells heraus zum Hauptgestell hin  $P_1$  verringern kann, ist in Abschnitt C gezeigt. Für  $H$  und  $T$  gilt das oben Gesagte.

Die Anschneidwinkel  $\alpha_1$ ,  $\alpha_3$  und  $\alpha_4$  werden so klein, daß sie in die Zusammenstellung der Abb. 6, Taf. 26 nicht aufgenommen sind; sie wachsen etwas mit abnehmendem  $x$ , weil  $R$  dabei noch stärker abnimmt.  $\Sigma \mathcal{M}$  setzt sich hier zusammen aus dem  $\mathcal{M}$  des Hauptgestells, demjenigen des Drehgestells  $\mathcal{M}_d$  und den Zuschlägen für die anlaufenden Achsen 1, 3, 4; von letzteren hat nur der der Achse 1 einen, auch nur geringen, Einfluß von  $\sim 5\%$ , während die der beiden anderen Achsen vernachlässigt werden können.  $\Sigma \mathcal{M}$  einschließlich des Zuschlags schwankt zwischen 20,4 bei  $R = \infty$  und 16,6 bei  $R = 180$ ,

$$w = \frac{\Sigma \mathcal{M}}{R} = \frac{0,4 \cdot 1000}{2(3 + 0,8 \cdot 2)} = 21,7 \frac{\Sigma \mathcal{M}}{R}$$

demgemäß zwischen 0 und 2,0. Das aus dem berichtigten  $\Sigma \mathcal{M}$  erhaltene  $W = \frac{\Sigma \mathcal{M}}{R}$  ist eingetragen;  $w$  ist kleiner als bei den bisher behandelten Achsanordnungen.

Verändert sich die Mittelstellkraft  $P_d$  mit der Verschiebung nicht, sondern behält sie einen konstanten Wert  $S$ , wie etwa bei schrägen Auflaufflächen, so läuft bei jedem praktisch vorkommenden  $S$  die erste Achse des Hauptgestells stets außen an. Man ermittelt dann zunächst nach dem



Minimumverfahren deren  $P_3$ ,  $x$  sowie  $P_1$ , indem man ein konstantes  $P_d = S$  als äußere Kraft für das Haupt- und das Drehgestell einführt. Diese Werte bleiben unverändert bis hinab zu demjenigen  $R$ , bei dem außer der ersten Achse des Hauptgestells noch eine weitere, und zwar hinten innen, anläuft. Für dies  $R$  besteht die aus Textabb. 8 leicht ablesbare bekannte geometrische Beziehung:

$$R = \frac{2x'(d_n - d) + d^2 - d_n^2}{2\sigma} \dots \dots \dots 12)$$

mit dem  $S$  zugehörigen  $x = x'$ .  $x$  ist also jetzt geometrisch festgelegt. Man ermittelt nun für verschiedene  $x < x'$  nach dem Minimumverfahren mit  $P_d = S$  in der gleichen Weise wie oben  $P_3$  und  $P_5'$  bzw.  $P_4'$  und weiter nach Gleichung 12) das zugehörige  $R$ , das sich linear mit  $x$  ändert.  $P_1$  und  $x_d$  behalten dabei ihren oben ermittelten Wert, da  $P_d$  sich nicht ändert.

Mit  $S = P_d = 1,06$  erhält man für das oben behandelte Fahrzeug die in Abb. 7, Taf. 26 eingetragenen Kennlinien. Es ergibt sich  $x' = 7,3$  und  $Y_1 = 2,0$ ; von hinteren Achsen läuft also als  $M'$  nächstliegende zunächst die fünfte innen an mit echter Richtkraft bei  $R < 224$ , dann, bei  $x < 6,55$ , statt dieser die

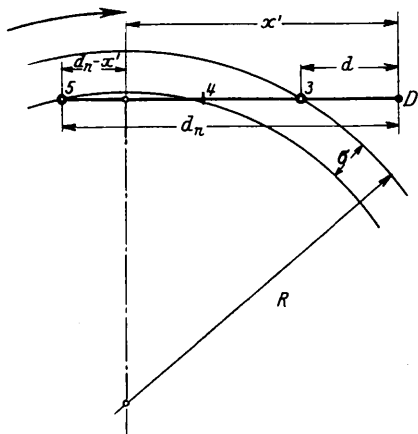


Abb. 8.

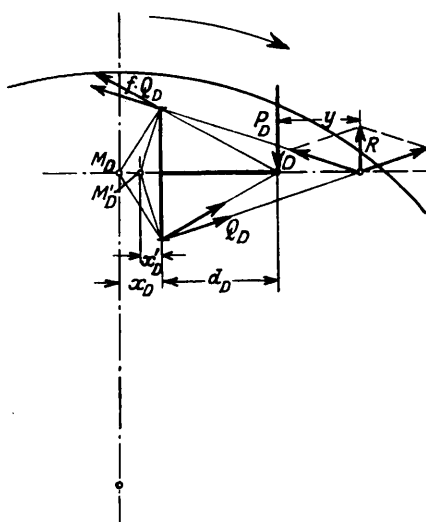


Abb. 9.

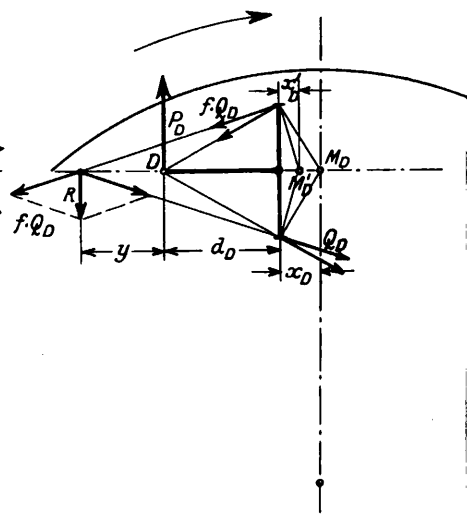


Abb. 10.

vierte mit unechter Richtkraft bei  $R \leq 130$ . Dieser ungünstige gleichzeitige Anlauf der dritten und vierten Achse liegt in diesem Beispiel also schon in einem praktisch nicht mehr vorkommenden Bereich von  $R$ . Wie sich die  $P$  und  $Y$  mit  $S$  ändern, sieht man aus dem Verlauf der  $P_d$ -Linie über  $x$  in Abb. 6, Taf. 25. Darnach nimmt mit wachsendem  $S$   $P_1$  zu,  $P_3$  ab, bei etwas wachsendem  $x$ . Es dürfte sich empfehlen, durch eine Verringerung von  $S$  unter 1,06 das  $P_1$  bzw.  $Y_1$  dem  $P_{3max}$  bzw.  $Y_{3max}$  etwas mehr anzugleichen, wobei zu beachten ist, daß  $R$  etwas steigt.

Von den Zuschlägen zu  $\Sigma M$  braucht auch hier nur der für die erste Achse berücksichtigt zu werden. Bei alleinigem Anlauf der dritten Achse ist  $M + M_d = 14,15 + 5,3$  und der Zuschlag für die erste Achse  $0,06 \sqrt{2,4^2 + 0,75^2} \cdot 2^2 = 0,605$ , also das berichtigte  $\Sigma M = 14,15 + 5,3 + 0,605 = \sim 20,1$ . Für Anlauf der dritten und fünften Achse ist das berichtigte  $W = \frac{\Sigma M}{R}$  in Abb. 7, Taf. 26 eingetragen.  $\Sigma M$  schwankt zwischen 20,1 bei  $R = 224$  und 19,0 bei  $R = 159$ ; bei  $R = 180$  ist  $w = 2,25$ . Der Krümmungswiderstand ist etwas größer als bei veränderlicher Mittelstellkraft.

Ist der Drehzapfen unverschieblich im Drehgestell gelagert, so kommt die dritte Achse nicht zum Anlauf, eine der hinteren dagegen — mit zugehörigem  $d'$  — zum Innenanlauf schon bei größerem  $R$ ; dafür besteht die neue geometrische Beziehung:

$$R = \frac{2xd' + x_d d_d - d'^2 - \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}{2\sigma} \dots \dots \dots 12a)$$

nach der sich  $R$  für ein zugrunde gelegtes  $x$  und dadurch über  $P_d$  festgelegtes  $x_d$  bestimmt. Im übrigen ist sinngemäß wie oben zu verfahren.

Bei Rückwärtsfahrt läuft stets das Hauptgestell mit seiner dann vorauslaufenden hintersten Achse außen an, im allgemeinen außerdem die dem Hauptgestell zugekehrte Achse des Drehgestells. Auch dieser Fall läßt sich sinngemäß wie der oben ausführlich erörterte behandeln.

**A. III. Fahrzeuge, bestehend aus mehreren Gestellen, die beliebig direkt und mehrfach indirekt geführt sind und deren Stellung zueinander geometrisch bestimmt ist.**

Hierunter fallen vor allem die Hauptgestelle mit Einzel-Schwenkachsen, wobei die Schwenkung baulich durch eine Deichsel oder durch Lenker oder durch eine Kurvenführung erzielt werden kann. Diese Schwenkachsen seien zunächst für sich betrachtet. In Abb. 8, Taf. 26 ist eine solche Achse mit zugehöriger  $M_d$ -Linie, die hier eine Hyperbel ist und deren

Ordinaten hier in der Größe  $2\sqrt{x_d^2 + s^2}$  aufgetragen sind, schematisch dargestellt.  $D$  ist der Mittelpunkt des im Hauptgestell liegenden wirklichen oder ideellen Drehzapfens. Die Achse laufe zunächst frei im Gleis, dann erhält man nach dem Minimumverfahren aus Abb. 8, Taf. 26 die erforderliche Zapfenrichtkraft  $P_d = \text{tg } \epsilon = \frac{BM}{d_d + x_d} = \frac{AC}{d_d}$ .  $x_d$  sei positiv gerechnet bei Lage von  $M_d$  über die Achse hinaus, von  $D$  aus gesehen. Bei dieser Größe von  $P_d$  und dieser Lage des Reibungsmittelpunktes ist also die Achse im Gleichgewicht, ohne führende Einwirkung der Schiene, lediglich indirekt durch den Zapfen geführt; hierin verhält sie sich genau wie ein System von mehreren Achsen.

Wird die Achse gezogen, ist ihr Gleichgewicht stabil, wird sie geschoben, ist es labil, wie sich aus folgender Überlegung ergibt: Das Gleichgewicht erheischt, daß sich die Richtungen aller äußeren Kräfte in einem Punkt schneiden, also hier die beiden  $fQ_d$  im Angriffspunkt  $D$  von  $P_d$ . Wird nun eine freilaufende gezogene Achse, in Textabb. 9 schematisch dargestellt, durch irgend eine Unregelmäßigkeit auf die äußere Schiene zugetrieben, d. h. rechts herum gedreht, also  $x_d$  verkleinert auf  $x_d'$ ,  $M_d$  mehr nach  $D$  zu gerückt, so schneiden sich die beiden Reibungswiderstände  $fQ_d$  rechts von  $D$  und setzen sich zu einer Kraft  $R$  zusammen, die die Achse links herum wieder in die Gleichgewichtslage hineindreht; diese ist also stabil.



Wird eine geschobene freilaufende Achse, dargestellt in Textabb. 10, durch eine Unregelmäßigkeit aus ihrer Gleichgewichtslage auf die äußere Schiene zugetrieben, d. h. links herum gedreht, also  $x_d$  auf  $x_d'$  verkleinert,  $M_d$  näher an die Achse herangerückt, so dreht die Resultierende  $R$  der Reibungswiderstände  $fQ_d$  die Achse ebenfalls links herum, es unterstützt ihr Moment also die Unregelmäßigkeit, die Achse dreht sich soweit links herum, bis sie zum Anliegen an die Außenschiene kommt; ihr Gleichgewicht ist labil.

Zwischen  $x_d$  und der Deichsellänge  $d_d$  besteht bei Freilauf, wenn man die Reibungswiderstände in Einheiten  $fQ_d$  ausdrückt, nach Abb. 8, Taf. 26 folgende Beziehung:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2\sqrt{x_d^2 + s^2}}{d_d + x_d} = \frac{dy}{dx} = \frac{d(2\sqrt{x_d^2 + s^2})}{d(d_d + x_d)} = \frac{2x_d}{\sqrt{s^2 + x_d^2}}$$

daraus  $s^2 + x_d^2 = d_d x_d + x_d^2$ , also

$$x_d = \frac{s^2}{d_d} \dots \dots \dots 13)$$

Bei kleinerem  $x_d$  läuft die geschobene Achse, wie oben gezeigt, außen an, bei größerem innen, wie sich genau so ergibt. Für irgend ein vom Freilauf- $x_d$  abweichendes  $x_d$  erhält man aus der Abb. 8 die erforderliche Schienenrichtkraft, für  $x_d'$  dieser

Abbildung z. B.  $P = \frac{DD'}{d_d}$  — in diesem Falle positiv von außen

nach innen gerichtet — wobei  $P_d$  auf  $\frac{AC'}{d_d}$  steigt; d. h.  $P$  ist

bei der vorliegenden Lage von  $M_d$  außerhalb des Achsstandes und bei Außenanlauf eine unechte Richtkraft, in Übereinstimmung mit den obigen Definitionen. Rechnerisch erhält man

$$P = 2 \cdot \frac{Q_d}{Q} \cdot \frac{s^2 - x_d d_d}{d_d \sqrt{s^2 + x_d^2}} \text{ in Einheiten } fQ \dots \dots 14)$$

durch Ansetzen der Momentengleichung um  $D$ , und

$$x_d = \pm s \sqrt{\left(\frac{2s}{d_d} \cdot \frac{Q_d}{Q} \cdot \frac{1}{P_d}\right)^2 - 1} \dots \dots \dots 15)$$

durch Ansetzen der Momentengleichung um  $A$ .

Die Anwendung auf eine gezogene Achse ergibt sich ohne weiteres. Diese Beziehungen sind zwar an sich, aus rein rechnerischer Ableitung von Jahn, bekannt, trotzdem habe ich hier diese neue zeichnerisch-rechnerische Entwicklung gebracht, weil sie mir durchsichtiger zu sein scheint und als Grundlage für weitere Aufschlüsse notwendig ist. Man kann nämlich aus Abb. 5, Taf. 25 und Abb. 8, Taf. 26 folgende weiteren Beziehungen zwischen  $x_d$ ,  $P_d$  und  $P$  für den Fall, dass die Achslast  $2Q_d$  einigermaßen gleichmäßig auf beide Räder verteilt ist und  $M_d$  in der Gestellängsachse liegt, ablesen, für ein- und mehrachsige Gestelle:

1. Bei der Einzel-Schwenkachse können von jedem zwischen  $A$  und  $B''$  der Abb. 8 Taf. 26 gelegenen Punkt der Richtung von  $P$  zwei Berührende an die  $M_d$ -Linie gezogen werden, von  $C'$  z. B. die beiden  $C'B'$  und  $C'B_1'$ , d. h. zu einem  $P_d$  gehören zwei verschiedene  $P$ , deren  $x_d$  gleich groß, aber von verschiedenem Vorzeichen sind, hier zu  $P_d = \frac{AC'}{d_d}$  die  $P$ -Werte

$\frac{DD'}{d_d}$  und  $\frac{DD_1'}{d_d}$ . Bei einem mehrachsigen System dagegen können bei Lage des Drehzapfens zwischen den Endachsen zu einer Schienenrichtkraft zwei verschiedene Zapfendrucke gehören.

2. Bei der Einzelachse muß das Moment der äußeren Kräfte in bezug auf die Achse, etwa von  $P_d$ , zwischen 0 und  $2fQ_d \cdot s = AB''$  liegen, während es beim mehrachsigen System beliebig groß sein kann.

$P = 0$  erhalten wir bei  $x_d = \frac{s^2}{d_d}$ ; dafür ist nach Abb. 8,

Taf. 26  $P_d = -\frac{2\sqrt{x_d^2 + s^2}}{d_d + x_d}$ , das mit  $x_d = \frac{s^2}{d_d}$  den Ausdruck annimmt  $P_d = \frac{-2s}{\sqrt{d_d^2 + s^2}}$ ; dies  $P_d$  hat bei verschiedenem  $d_d$  seinen

Höchstwert 2 für  $d_d = 0$  und seinen Kleinstwert 0 für  $d_d = \infty$ . Bei diesem  $x_d$  besteht bei geschobener Achse labiles Gleichgewicht. Bei kleinerem  $x_d$  ist  $P$  von außen nach innen gerichtet. Für  $x = \pm 0$ , also Radialstellung, erhalten wir aus Abb. 8:  $P_d = -P = -\frac{2s}{d_d}$ , indem wir an den tiefsten

Punkt der  $M_d$ -Linie die Berührende  $B''D''$  legen, die parallel zur Nulllinie verläuft. Die Richtkräfte sind also in dieser Achsstellung keineswegs gleich 0. In Abhängigkeit von  $d_d$  haben sie bei  $x_d = 0$  ihren Höchstwert  $\infty$  für  $d_d = 0$  und ihren Kleinstwert 0 für  $d_d = \infty$ . In Abhängigkeit von  $x_d$  hat  $P_d$  bei dieser Radialstellung seinen Höchstwert, um bei negativem  $x_d$  wieder abzunehmen. Für  $x_d = -d_d$  lesen wir aus Abb. 8 ab:  $-P = \frac{2\sqrt{d_d^2 + s^2}}{d_d}$ , den Höchstwert von  $P$

in Abhängigkeit von  $x_d$  und 
$$P_d = \frac{C''A}{d_d} = \frac{B'''D}{d_d} = \frac{B'''E}{d_d} = \frac{2\sqrt{d_d^2 + s^2}}{d_d} - \frac{2d_d}{\sqrt{d_d^2 + s^2}} = \frac{2s^2}{d_d} \cdot \frac{1}{\sqrt{d_d^2 + s^2}}$$
. In Abhängigkeit von  $d_d$  hat  $P$  bei diesem  $x_d$  seinen Höchstwert  $\infty$  für  $d_d = 0$ , seinen Kleinstwert  $-2$  für  $d_d = \infty$ . Bei noch größerem negativem  $x_d$  sinkt  $P_d$  und wächst  $P$ , um sich asymptotisch den Grenzwerten 0 bzw. 2 bei  $x_d = 0$  zu nähern. Diese Werte von  $x_d$ ,  $P_d$  und  $P$  seien der Übersicht wegen nochmals hier zusammengestellt:

$x_d$	$P_d$	$P$	Bemerkungen
$+\infty$	$+0$	$-2$	Theoretischer Grenzwert, ohne praktische Bedeutung
$+\frac{s^2}{d_d}$	$-\frac{2s}{\sqrt{d_d^2 + s^2}}$	$+0$	Labiles Gleichgewicht bei geschobener Achse
$+0$	$-\frac{2s}{d_d}$	$+\frac{2s}{d_d}$	Höchstwert von $-P_d$
$-d_d$	$-\frac{2s^2}{d_d \sqrt{d_d^2 + s^2}}$	$+\frac{2\sqrt{d_d^2 + s^2}}{d_d}$	Höchstwert von $+P$
$-\infty$	$+0$	$+2$	Theoretischer Grenzwert, ohne praktische Bedeutung

In Abb. 8a, Taf. 26 sind  $P_d$  und  $P$  über  $x_d$  bei dem vorliegenden  $d_d = 1,5$  m aufgetragen. Die Vorzeichen der Kräfte gelten für eine geschobene Achse; bei gezogener kehren die Kräfte ihre Richtung um.

Verteilt sich die Achslast  $2Q_d$  stark ungleichmäßig auf die beiden Räder, so werden die Verhältnisse bei kleinem  $x_d$  etwas anders, daher gelten die folgenden Untersuchungen von Achsanordnungen mit Einzelschwenkachsen (A III 1, 2, 3) nur angenähert.

A. III. 1. Fahrzeuge, bestehend aus einem mehrachsigen Hauptgestell und vorderer Schwenkachse.

Die Schwenkachse soll zunächst gegen eine linear mit dem Ausschlag  $e$  wachsende und in ihrer Höhe angreifende Rückstellkraft  $P_r$  aus der Mittellage ausschwenken können, so daß wieder die Beziehung besteht:

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

Weiter ist nach der schematischen Darstellung der Textabb. 11 auf folgender Seite:  $e = \frac{x + d_d + x_d}{R} \cdot d_d$ , also

$$R = p \cdot d_a \cdot \frac{x + d_a + x_d}{P_r - S_0} \dots \dots \dots 16)$$

Diese Beziehung gilt allgemein, ob Achsen des Hauptgestells anlaufen oder nicht. Bei Außenanlauf der ersten festen Achse des Hauptgestells ist nach Textabb. 11

$$y = \sqrt{x^2 + a^2} = \sqrt{(d_a + x_d)^2 + b^2} \text{ mit } a = R - \frac{(x - d)^2}{2R}$$

$$\text{und } b = R - \frac{x_d^2}{2R};$$

daraus erhält man:

$$R = \sqrt{\frac{x^4 - x_d^4 - 4 \cdot dx^3 + 6 d^2 x^2 - 4 d^3 x + d^4}{+ 8 x_d d_a - 8 \cdot x d + 4 d^2 + 4 d_a^2}} \dots \dots \dots 17)$$

einen etwas umständlichen Ausdruck. Für  $R = \infty$  ist darnach  $8 x_d d_a - 8 x d + 4 d^2 + 4 d_a^2 = 0$ , oder

$$x_d = x \frac{d}{d_a} - \frac{d^2 + d_a^2}{2 d_a} \dots \dots \dots 17a)$$

eine sehr einfache bekannte Beziehung, die näherungsweise für alle in unseren Betrachtungen vorkommenden R-Werte gilt; d. h. wir können näherungsweise von dem Einfluß von R

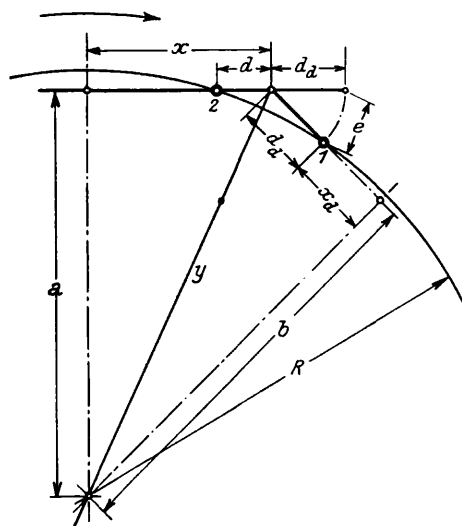


Abb. 11.

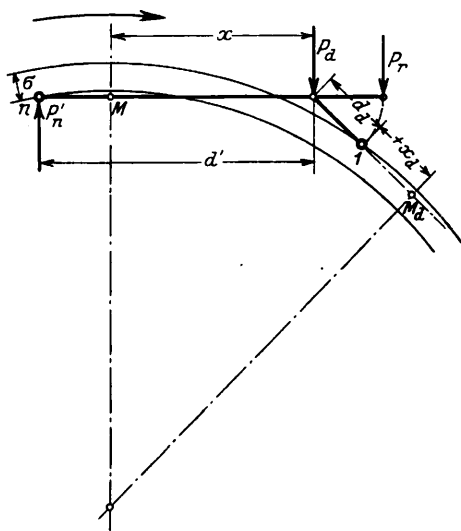


Abb. 12.

rührenden an dessen M-Linie  $P_2$  und  $P_r$  und erhält schließlich  $P_1$  als Summe oder Differenz von  $P_r$  und  $P$ . Das zugehörige  $R$  endlich gewinnt man aus Gleichung 16). Diese Ermittlung ergibt, daß mit abnehmendem  $x$  die Größen  $x_d$ ,  $R$ ,  $P_2$  abnehmen,  $P_r$  aber zunimmt,  $P_d$  im allgemeinen ein wenig abnimmt. Wie spielt sich dieser Vorgang anschaulich ab? Daß mit abnehmendem  $x$  auch  $x_d$  bei unverändertem  $R$  abnehmen muß, zeigt Textabb. 11, in der sich das System um Punkt 1 und 2 bei Änderung von  $x$  dreht. Sie zeigt auch, daß bei Abnahme von  $R$  schon bei unverändertem  $x$  und  $x_d$  das System stärker durchknicken, also  $P_r$  zunehmen muß, was noch stärker bei abnehmendem  $x$  der Fall sein muß. Nimmt die eine Richtkraft des Hauptgestells  $P_r$  zu, so muß bei ziemlich unveränderter zweiter Kraft ( $P_d$ ) die dritte ( $P_2$ ) abnehmen. Das zunehmende  $P_r$  verkleinert trotz abnehmendem  $P_2$  das  $x$ . Verkleinerung von  $x$  und  $x_d$  und stärkere Durchknickung des Systems müssen nach Textabb. 11 das  $R$  zu starkem Sinken bringen.

Bei  $P_2 = 0$  und dem zugehörigen  $x$  und  $R$  löst sich Achse 2 von der Außenschiene ab, beginnt der „Freilauf“ des Hauptgestells (Periode II), das von nun an nur durch  $P_d$  und  $P_r$  geführt wird, und dessen  $x$  nicht mehr die rein geometrische Beziehung 17a) zu  $x_d$  hat. Auch während des Freilaufs muß, wie Textabb. 11 zeigt, mit abnehmendem  $R$  das System stärker durchknicken, also  $P_r$  zu- und damit  $x$  abnehmen, womit auch hier notwendig eine Abnahme von  $x_d$  verbunden ist. Man gewinnt hier aus dem Minimumverfahren des Hauptgestells für nach und nach kleinere Werte von  $x$  die zugehörigen Werte von  $P_r$  und  $P_d$ , setzt  $-P_d$  in das Minimumverfahren der Schwenkachse ein und gewinnt daraus das zugehörige  $x_d$  und  $P$ , erhält schließlich  $P_1$  als Summe oder Differenz von  $P_r$  und  $P$ , sowie  $R$ , aus Gleichung 16). Für  $P$ , also auch  $x_d$ , sind dabei, wie oben ausgeführt, zwei Werte möglich; da aber Freilauf nur bei Abnahme von  $x_d$  mit abnehmendem  $x$  möglich ist und der  $+$  Wert von  $x_d$  mit abnehmendem  $x$  zunimmt, kommt nur dessen anderer, der  $-$  Wert in Frage. Hat daher  $x_d$  am Schluß

auf die Beziehung zwischen  $x$  und  $x_d$  absehen, bei verschiedenem  $R$  die gleiche einfache lineare Abhängigkeit zwischen den beiden Größen annehmen.

Wir verfolgen nun das Fahrzeug beim Einlauf in die Krümmung. Sobald die Schwenkachse in den zunächst sehr flach gekrümmten Gleisbogen einläuft, beginnt sie gegenüber dem Hauptgestell auszuschnellen und damit ein gewisses  $P_r > S_0$  wachzurufen, wenn nicht etwa, was praktisch fast nie vorkommt,  $S_0$  so groß ist, daß es zusammen mit  $P_d$  allein das Hauptgestell führen kann. Im allgemeinen ist bei kleinem Ausschlag  $e$  auch die Kraft  $P_r$  noch nicht groß genug, um zusammen mit  $P_d$ , das stets positiv ist und daher  $P_r$  unterstützt, das Hauptgestell zu führen; das System knickt vielmehr dann so weit durch, bis die erste feste Achse des Hauptgestells mit der echten Richtkraft  $+P_2$  an die äußere Schiene anläuft. Dann besteht zwischen  $x$  und  $x_d$  näherungsweise die lineare geometrische Beziehung 17a), und das Hauptgestell wird geführt durch die drei positiven echten Richtkräfte  $P_r$ ,  $P_d$  und  $P_2$  (Periode I). Für irgend ein  $x$  ist also  $x_d$  — ziemlich unabhängig von  $R$  — festgelegt, durch  $x_d$  der auf die Schwenkachse ausgeübte Zapfendruck  $-P_d$  und die Richtkraft  $+P$  oder  $-P$ , die das Gleis auf die Schwenkachse ausüben müßte, wenn  $P_r$  nicht vorhanden wäre, beide gewonnen aus dem Minimumverfahren für die Schwenkachse. Setzt man  $+P_d$  als äußere Kraft in das Minimumverfahren des Hauptgestells ein, so gewinnt man aus diesem durch einfaches Ziehen einer Be-

der Periode I einen positiven Wert, so springt dieser beim Übergang zum Freilauf auf einen kleinen negativen oder auf  $\pm 0$ , dabei nimmt  $P$  plötzlich zu,  $x$  und  $P_d$  ebenfalls ein wenig, während  $P_r$  unmerklich abnimmt. Die neuen Werte müssen dem Minimumverfahren und der Gleichung 16) genügen. Im Augenblick des Überganges streckt sich also das System ein wenig. Das gilt jedoch nur für diesen Augenblick, im weiteren Verlauf des Freilaufs sinkt allmählich  $x$  mit abnehmendem  $R$  und nimmt  $P_r$  weiter zu.

Mit sinkendem  $R$  und gleichzeitig abnehmendem  $x$  nähert sich eine Hinterachse des Hauptgestells der Innenschiene. Ihr Anlauf bedeutet Beginn der Periode III; er tritt ein, sobald, wie aus Textabb. 12 ablesbar,

$$R \leq \frac{2 x d' - 2 x_d d_a - d'^2 - d_a^2}{2 \sigma} \dots \dots \dots 18)$$

wird. Bei Innenanlauf kommen also wieder  $x$  und  $x_d$  in rein geometrische Abhängigkeit voneinander, die nach  $x_d$  aufgelöst lautet

$$x_d = x \frac{d'}{d_a} - \frac{d'^2 + d_a^2}{2 d_a} - \frac{R \sigma}{d_a} \dots \dots \dots 18a)$$

wonach  $x_d$  nicht mehr nur von  $x$ , sondern auch von  $R$  abhängig ist. Das Hauptgestell ist jetzt durch  $-P_n$ ,  $+P_d$  und  $+P_r$  geführt; darin ist  $P_d$  als durch  $x_d$  bestimmt, nicht mehr allein von  $x$ , sondern außerdem, nach Gleichung 18), von  $R$  abhängig, das wiederum nach Gleichung 16) durch  $P_r$  bestimmt wird.

Diese Kraft soll aber erst ermittelt werden. Daher muß man hier zunächst eine der drei Richtkräfte in geschätzter Größe in das Minimumverfahren des Hauptgestells einführen und dann rückwärts die Richtigkeit der Schätzung feststellen. Man wählt dazu am besten  $P_d$ , weil es meist klein und daher von geringem Einfluss ist und außerdem sich nur wenig ändert.  $\Sigma M$  des Krümmungswiderstandes setzt sich hier aus dem  $M$  des Hauptgestells ohne Verschubachse, dem der Schwenkachse  $M_d$  und dem der etwa vorhandenen Verschubachse  $M_v$  und den Zuschlägen für die anlaufenden Räder, von denen im allgemeinen nur der von Achse 2 von einiger Bedeutung ist, zusammen.

Das Verfahren ist für ein Fahrzeug, das aus einem vierachsigen Hauptgestell, dessen zweite Achse verschieblich ist, und einer vorderen Schwenkachse besteht, durchgeführt in Abb. 9 und 10, Taf. 26 mit folgenden Daten:  $d_d=2.0$ ,  $d=0.5$ ,  $d_4=3.5$ ,

$$d_5=5.0, \frac{Q_d}{Q}=0.8, p=25, S_0=0.5, \sigma=0.035 \text{ für } R < 300.$$

Man geht von einem recht großen  $x$  — für ein recht kleines  $P_r$ , das aber noch nicht festliegt — aus, etwa, indem man durch  $A_2$  den Angriffspunkt von  $P_2$ , die Berührende  $A_2B$  an die  $M$ -Linie des Hauptgestells zieht, erhält dafür  $x=4.88$  und nach Gleichung 17a)  $x_d=+0.158$ . Dafür ergibt das Minimum-

$$\text{verfahren der Schwenkachse } P_d = 2 \cdot \frac{A_1 H}{d_d} = -0.6 \text{ und}$$

$$P = 2 \cdot \frac{DE}{d_d} = +0.26. \text{ Verbindet man H mit dem Zapfen-}$$

mittelpunkt D durch eine Gerade, so stellt diese die Momentenlinie von  $P_d$  dar, welche zusammen mit der verlängerten

$$\text{Berührenden } CA_2B \text{ die Momente } GA_2 = \frac{P_r}{2} (d_d + d) \text{ und}$$

$$HC = \frac{P_2}{2} (d_d + d) \text{ auf den Richtungen von } P_2 \text{ und } P_r \text{ ab-}$$

schneidet; man erhält  $P_r = -0.12$  und  $P_2 = 2.72$ ; tatsächlich kann  $P_r$  nicht unter  $S_0 = +0.5$  sinken, das Ausgangs- $x$  ist also reichlich groß gewählt, hat keine praktische Bedeutung.

In gleicher Weise ermittelt man für verschiedene kleinere Werte von  $x$  die zugehörigen  $x_d$ ,  $P_d$ ,  $P$ ,  $P_r$ ,  $P_1$  und  $P_2$  und berechnet  $R$  nach Gleichung 16). Positives  $x_d$  bei positivem  $P_1$ , d. h. die ungewöhnliche Stellung der vorauslaufenden

führenden Achse, von der Anlaufschiene abzulaufen, wird durch den Außenanlauf der Achse 2 erreicht. In dieser

Periode I sinkt  $x$  von  $x_{\max}=4.77$  für  $R = \infty$ ,  $P_r = S_0 = 0.5$  auf  $x_{\min}=4.39$  für  $P_2 = 0$ . An ihrem Ende ist  $R = 296$ ,

$P_r = 1.58$ ,  $P_d = 0.6$ ,  $P = 0.53$ , also  $P_1 = 2.11$  und  $x_d = +0.035$ ; der Übergang zum Freilauf muß also mit einem kleinen

Sprung geschehen. Es springt  $x_d$  auf  $\sim 0$ ,  $P$  auf 0.6, die Änderung von  $x$  und  $P_r$  und  $P_d$  ist verschwindend klein.

$P_1$  steigt auf 2.18. Während des Freilaufs nimmt  $x$  weiter mit sinkendem  $R$  ab. Für  $x'=4.37$  ergibt sich folgende Ermittlung.

Man errichtet die Senkrechte  $M'B'$  bei  $x'=4.37$  und zieht die Berührende  $B'D'C'$ , welche  $DD' = \frac{P_r}{2} \cdot d_d = \frac{1.65}{2} d_d$  und

$$A_1C' = \frac{P_d}{2} \cdot d_d = \frac{0.48}{2} d_d \text{ abschneidet, zieht weiter die Be-}$$

rührende  $C'F'E'$  an die  $M_d$ -Linie der Schwenkachse, welche  $A_1M_d'$  als  $-x_d = 0.5$  ergibt und  $DE' = \frac{P}{2} d_d = \frac{1.4}{2} d_d$  ab-

schneidet.  $P_1$  erhält man als Summe von  $P_r$  und  $P$  zu 3.05 und  $R$  aus Gleichung 16). In diesem Freilaubereich ändern sich alle Richtkräfte und  $R$  und  $x$  sehr stark. Sobald  $R$  nach

Gleichung 16) und 18) mit  $d'=d_5'=5$  den gleichen Wert annimmt, läuft die fünfte Achse innen an, beginnt Periode III.

Das ist der Fall bei  $R=245$  und  $x=4.365$ .  $x$  und  $R$  nehmen in der Periode III weiter ab. Wie sich  $x_d$ ,  $P_d$  und  $P_r$  hierbei ändern, ist von vornherein nicht klar. Ein Versuch zeigt, daß

bei weiter zunehmendem  $-x_d$  und abnehmendem  $P_d$  keine Gleichheit von  $R$  nach Gleichung 16 und 18 möglich ist: es muß daher mit abnehmendem  $x$  das  $-x_d$  auch ab- und  $P_d$  demgemäß zunehmen, d. h.  $M_d$  sich wieder nach vorne bewegen. Naturgemäß kann es sich nur um eine sehr geringe Abnahme von  $-x_d$  und Zunahme von  $P_d$  handeln. Es werde für  $x=4.3$  das  $P_d=0.45$  vorläufig gewählt, dem entspricht nach dem Minimumverfahren oder nach Gleichung 15) ein

$$-x_d \text{ von } 0.66. \text{ Setzt man das Moment } \frac{P_d}{2} \cdot d_d = A_1C' \text{ in das}$$

Diagramm des Hauptgestells ein, so erhält man daraus in bekannter Weise durch Ziehen der Momentenlinie  $C'DJ$  von  $P_d$  und der Berührenden  $B''C'''$  im Abschnitt JK das Moment

$$\frac{P_r}{2} (d_5 + d_d) = 1.68 \cdot \frac{1}{2} \cdot 7.0 \text{ und im Abschnitt } C''C''' \text{ das}$$

$$\text{Moment } \frac{P_5'}{2} (d_5 + d_d) = -\frac{0.057}{2} \cdot 7.0. \text{ Setzt man dieses } P_r$$

und  $x_d$  in die beiden Ausdrücke für  $R$  ein, so ergeben beide  $R=238$ . Die Wahl von  $P_d$  war also richtig. Bei  $x=4.25$ ,

$R=228$  löst die vierte Achse die fünfte im Innenanlauf ab und es tritt das unechte  $-P_4'$  an die Stelle des echten  $P_5'$ .

Gleichgewicht im Augenblick des Überganges erfordert Erfüllung der Gleichung 16) sowohl bei Anlauf der fünften als der vierten Achse. Da aber Ersatz von  $P_5'$  durch  $P_4'$  eine Änderung von  $P_r$  nach sich zieht, so müssen sich im

Augenblick des Anlaufbeginns von Achse 4 mit  $P_r$  auch  $x$  und  $x_d$  sprunghaft ändern, damit ein neuer Gleichgewichtszustand erreicht wird. Auch hier kann es sich nur um kleine Änderungen handeln. Wir schätzen das neue  $x$  zu

4.21, erhalten dafür aus Gleichung 18a) bei  $R=228$  und  $d'=d_4=3.5$  ein  $x_d=-0.68$ , aus dem Minimumverfahren

der Schwenkachse oder aus Gleichung 15)  $P_d=0.445$  und aus Gleichung 16)  $P_r=1.72$ . Den gleichen Wert  $P_r$  muß das

Minimumverfahren geben, wenn bei  $x=4.21$  Gleichgewicht herrschen soll, was tatsächlich der Fall ist. Im Augenblick des

Anlaufwechsels springen also  $x$  und  $x_d$  von 4.25 auf 4.21 bzw. von  $-0.63$  auf  $-0.68$ , womit natürlich Stöße verbunden sind.

Für kleineres  $x$  verfährt man wie oben.  $P$ ,  $P_r$ ,  $P_1$  und  $-x_d$  nehmen dabei langsam zu, bis  $x$  auf  $d_4=3.5$  gesunken ist:  $R$  sinkt dabei sehr langsam.  $P$  ist auf dem ganzen Verlauf

positiv, von außen nach innen gerichtet, weil  $+x_d$  den kritischen Wert  $\frac{s^2}{d_d} = 0.281$  niemals erreicht.

$\Sigma M$  setzt sich zusammen aus dem  $M$  des Hauptgestells, dem der Schwenkachse  $M_d$  und dem hier rechnerisch ermittelten

$$\text{Beitrag der Verschubachse } M_v = 2x_v^2 \frac{1}{\sqrt{x_v^2 + s^2}}; \text{ die Zuschläge}$$

der anlaufenden Räder der Achsen 1, 2, 4, 5 können sämtlich vernachlässigt werden, entweder wegen des sehr kleinen  $(x-d)$  bzw.  $x_d$  oder des sehr kleinen  $Y$ .  $\Sigma M$  ändert sich wenig, von 19.95 bei  $x=4.77$ ,  $R = \infty$  auf 16.5 bei  $x=3.72$ ,  $R=180$ ;  $M_d$  ist ziemlich belanglos.  $M_v$  dagegen erheblich: in Abb. 22

ist  $W = \frac{\Sigma M}{R}$  eingetragen.  $w$  hat den Ausdruck  $\frac{0.2 \cdot 1000}{2 \cdot 4.8} \cdot W$

$= 20.8 W$ ; es ist  $w = 1.91$  bei  $R=180$ .

Im Gegensatz zu den bisher behandelten Fahrzeugen ist  $x$  bei Freilauf hier nicht konstant, sondern, wenn auch nur wenig, veränderlich, und zwar wegen der Unverschieblichkeit des

Drehzapfens D und des Ansteigens von  $P_r$  mit dem Ausschlag  $e$ . Und es geht hier der Wechsel im Innenanlauf der Hinterachsen nicht stetig, sondern unter einem Sprung von  $x$  und  $x_d$  mit

entsprechenden Stößen vor sich.  $P_1$  und  $Y_1$  steigen hoch an.  $P_1$  ist die Summe von  $P$  und  $P_r$ ;  $P$  könnte nach Abb. 8 und 9, Taf. 26 und den obigen Ausführungen über die Einzelachse ver-

ringert werden durch Vergrößerung von  $+x_d$ , was man während der Periode I nach Gleichung 17a) durch Vergrößerung des

Verhältnisses  $\frac{d}{d_a}$ , also Vorverlegung des Zapfendrehpunktes, erreichen könnte; doch wäre damit ein größerer Sprung von  $+x_d$  auf  $-x_d$  beim Übergang zum Freilauf verbunden.  $P_r$ , den anderen Summanden von  $P_1$ , kann man in andere Beziehung zu  $R$  bringen, wie Gleichung 16) zeigt; und zwar erreicht man darnach durch Verringerung sowohl von  $p$  als von  $S_0$  eine Senkung von  $R$  gegenüber  $P_r$  während des ganzen Verlaufs; dabei ist zu beachten, daß Senken von  $S_0$  Steigen von  $P_{2max}$  nach sich zieht. Das starke Ansteigen von  $P$  während des Freilaufs könnte ein wenig verringert werden, wie Abb. 8 und 9, Tafel 26 zeigen, durch Verlängerung der Deichsel, also Vergrößerung von  $d_a$ ; aber, wie die gleichen Abbildungen zeigen, würde damit  $P_d$  noch viel stärker abnehmen und infolgedessen  $P_r$ , der andere Summand von  $P_1$ , stark zunehmen, so daß dieses nicht ab-, sondern sogar zunähme. Die günstigste Lage von  $D$  für das freilaufende Fahrzeug, ob mit, ob ohne Rückstellvorrichtung, ist in Abschnitt C besonders untersucht. Im vorliegenden Beispiel würde bei Freilauf das  $P$  sogar seinen Höchstwert  $\frac{Q_1}{Q} \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{d_a^2 + s^2}}{d_a} = 1,71$  (s. S. 489 r. o.) erreichen, wenn die fünfte Achse erst bei etwas kleinerem  $x$  anliefe, als es wirklich der Fall ist. Es empfiehlt sich also mit Rücksicht hierauf, den

Freilaufbereich möglichst klein zu halten durch möglichst frühen Innenanlauf einer Hinterachse, was man bei gegebenem Radstand durch Verringerung des Spiels  $\sigma$  erreichen kann. Dieser Innenanlauf soll möglichst mit echtem  $P'$  geschehen, aber selbst Innenanlauf mit unechtem  $P'$  ist hier vorteilhaft, weil dabei  $P_r$  zwar etwas wächst, aber erheblich weniger als bei Freilauf, und zwar weil  $P_d$  jetzt zunimmt.

*Fahrzeuge ohne Rückstellvorrichtung* behandelt man in folgender Art: Für Periode I, Anlauf der Achse 2 außen, schätzt man  $x$ , bestimmt durch das Minimumverfahren des Hauptgestells  $P_2$  und  $P_d$ , aus dem Minimumverfahren für die Schwenkachse  $x_d$  und  $P=P_1$ ; bei richtiger Schätzung muß  $x_d$  der Gleichung 17a) genügen. Freilauf tritt nur bei sehr kleiner Deichsellänge auf, bei der üblichen Lage von  $D$  nicht. Bei einem gewissen geometrisch bestimmten  $R$  läuft eine Hinterachse des Hauptgestells mit  $-P'_n$  innen an, von da an (Periode II) wird das Hauptgestell durch  $P_d$ ,  $P_2$ ,  $-P'_n$  geführt.  $x$  ist geometrisch festgelegt,  $x_d$  ebenfalls nach Gleichung 17a), mithin auch  $P_d$ . Man trägt die  $M_d$ -Linie für irgend ein  $x_d$  in das Diagramm des Hauptgestells ein und ermittelt durch das Minimumverfahren für das zugehörige  $x$  die Kräfte  $P_2$  und  $-P'_n$ . Das Verfahren ist außerordentlich einfach. Ähnlich wird der Fall *konstanter Rückstellkraft* behandelt. (Schluß folgt.)

## Über die zweckmäßige Größe des Schrumpfmaßes der Radreifen.

Von Oberregierungsrat Ing. Alexander Pogány, Generaldirektorstellvertreter der D. S. A. Eisenbahngesellschaft in Budapest\*).

Hierzu Tafel 27.

In den Radreifen der Eisenbahnfahrzeuge können bei der z. Z. bestehenden Bemessung des Schrumpfmaßes erhebliche Spannungen auftreten, die in ungünstigen Fällen zu Brüchen und damit zu Betriebsgefährdungen führen. Die folgenden Ausführungen sollen sich daher mit einer neuen Bestimmung dieses Maßes befassen.

Die Radreifen werden bekanntlich mit einem etwas geringeren Durchmesser als der Radkranz ausgedreht und dann angewärmt auf den Radkranz gebracht, auf welchem sie infolge der nach der Abkühlung entstehenden Spannung festsitzen. Man wählt eine Temperatur, bei der der Radreifen leicht auf das Rad gezogen werden kann. Wird das Schrumpfmaß mit  $\varepsilon$  die lineare Wärmeausdehnung des Baustoffes mit  $\alpha$  bezeichnet, so ist

$$\varepsilon = \alpha t, \text{ hieraus } t = \frac{\varepsilon}{\alpha}.$$

$$\text{Mit } \alpha = \frac{1}{84600} \text{ und } \varepsilon = \frac{1}{1000} \text{ wird } t = 85^\circ \text{ C.}$$

Tatsächlich wird eine Temperatur von 150 bis 200° C angewendet, damit der Radreifen leichter aufgezogen werden kann. Eine höhere Temperatur verursacht überflüssige Kosten und kann Verziehen des Materials hervorrufen. Das Schrumpfmaß beträgt gewöhnlich  $\frac{1}{1000}$ ; diese empirische Regel ist einfach und bequem; bei einem Rad vom Durchmesser  $d$  wird der Reifen um  $\frac{1}{1000}d$  kleiner gehalten, damit die erforderliche Spannung erreicht wird. Der Grund für diese Regel ist der, daß man dem Reifen eine konstante Spannung verleihen wollte, denn bezeichnet man den Elastizitätsmodul des Stahls mit  $E$ , die Spannung mit  $\sigma$ , so ist  $\sigma = \varepsilon E$ ; für  $E = 2\,000\,000$ , also  $\sigma$  einheitlich = 20 kg/mm\*\*). Die Erfordernisse des Festsitzens decken sich jedoch nicht mit diesem

\* Aus der „Studie über die Ursache eines Lokomotivradreifenbruches“, vorgetragen am 24. Mai 1928 in Debrecen (Ungarn) in der Sitzung des Baustoffausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

\*\* Leitzmann-v. Borries, Lehrbuch des Lokomotivbaues.

Gang der Berechnung. Der auf die Flächeneinheit des Radkranzes wirkende Druck sei  $p$ , die Mittelkraft dem senkrechten Durchmesser paralleler Seitenkräfte an den einzelnen Flächenteilen des oberen oder unteren Halbkreises  $2P$ , die Breite des Radreifens  $b$ : dann ist bekanntlich  $2P = 2pbr$ . Ferner ist  $2P = 2F\sigma$ , wo  $F$  den Querschnitt des Radreifens bedeutet, folglich

$$pbr = F\sigma \text{ und} \\ p = \frac{F\sigma}{br}.$$

Nach den T. V. § 68, Ziff. 1 gilt für die Breite des Radreifens als Mindestmaß 130 mm, als Höchstmaß 150 mm, als

Mittelwert wurden für die gegenwärtige Betrachtung Radreifen von 140 mm Breite und 70 mm Stärke gewählt und der spezifische Anpressungsdruck für verschiedene Raddurchmesser auf Grund der obigen Formel berechnet. Die Raddurchmesser als Abszissen und die Werte des spezifischen Druckes als Ordinaten aufgetragen. erhalten wir die in Textabb. 1 dargestellte Kurve. Es ist klar, daß auf Räder kleinen Durchmessers ein verhältnismäßig großer, auf die großen Räder aber ein geringer Druck wirkt. Hieraus ist auch die bei kleineren Rädern manchmal wahrnehmbare Formveränderung infolge zu großen Druckes erklärlich und hierin liegt sowohl die Ursache mancher Radreifenbrüche, wie auch des Losewerdens der Reifen an Rädern mit großem Durchmesser.

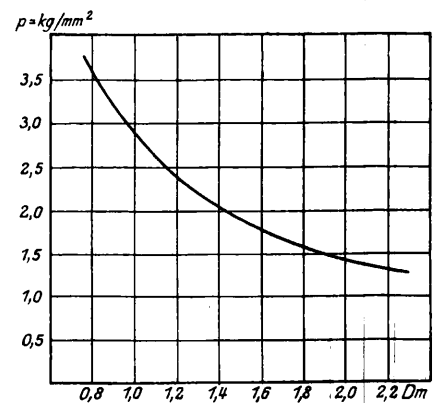


Abb. 1.

Es ist daher notwendig, daß das Schrumpfmaß richtiger festgesetzt wird, nämlich in der Weise, wie es in Abb. 1, Taf. 27 dargestellt ist.

Die zur Abszissenachse parallele Linie A veranschaulicht das gegenwärtig allgemein gebrauchte Schrumpfmaß  $\varepsilon = \frac{1}{1000}$  d. die Linie B gibt die für einen Baustoff von 50 bis 75 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit, vornehmlich für Martinstahl vorzuschlagenden Werte, die Linie C die für Tiegelgußstahl, Chrom-, Vanadium- und sonstigen Spezialstahl mit hoher Fließgrenze von wenigstens 50 kg/mm<sup>2</sup> empfohlenen Werte.

Ohne langwierige Berechnungen anzuführen, wollen wir nur die Leitgedanken erwähnen, die der Festsetzung des neuen Schrumpfmaßes zugrunde gelegt wurden:

a) Berücksichtigung der Elastizitätsgrenze der verschiedenen Radreifenbaustoffes, welche natürlich nicht überschritten werden darf, weshalb für Stoffe mit größeren und geringeren Gütewerten verschiedene Schrumpfmaße zu verwenden sind:

b) der aus der Statistik der Radreifenschäden feststellbare Umstand, daß bei den Rädern von 1,4 bis 1,6 m Durchmesser die wenigsten Schäden, sowohl hinsichtlich der Formänderung der Räder wie der Brüche auftreten, weshalb das bisherige Schrumpfmaß bei dem zumeist verbreiteten Martinstahl für Räder dieses Durchmessers auch beibehalten wird (Schnittpunkt A und B in Abb. 1, Taf. 27):

c) es wurde auch darauf Gewicht gelegt, daß bei verschiedenen Durchmessern anzuwendende Schrumpfmaß in einfacher Weise bestimmen zu können, weshalb an Stelle der berechneten, von einer Geraden übrigens nur in geringem Maße abweichenden Kurve eine Gerade angenommen wurde:

d) schließlich wurde auch die Beanspruchung des Radreifens berücksichtigt, welche bei der bei Anwendung des neuen Schrumpfmaßes auftretenden größten Materialspannung von 28 kg/mm<sup>2</sup>, die zulässige Grenze noch nicht überschreitet.

Es wurde demnach der für festen Sitz maßgebenden Anforderung Rechnung getragen, daß die Schrumpfung der Radreifen von Rädern mit kleinerem Durchmesser und größerer Umdrehungszahl kleiner, folglich ihre Materialspannung geringer sei, diese sich jedoch mit noch genügendem spezifischem Druck auf den Radstern aufpressen, während bei größeren Rädern das Losewerden der Reifen durch die stärkere Schrumpfung hintangehalten wird.

So ist z. B. bei einem Rad von 0,8 m Durchmesser das bisher übliche Schrumpfmaß 1/1000, die Spannung 20 kg/mm<sup>2</sup> (s. Abb. 2, Taf. 27 und die Zusammenstellung auf Seite 494), d. h. der Radreifen wird um 0,8 m kleiner ausgedreht, um die erwähnte Spannung zu erhalten; nach dem neuen Vorschlag ist bei Martinstahl das Schrumpfmaß  $\varepsilon = \frac{1}{1200} = 0,000833$ , d. h. der Radreifen

wird nur um 0,66 mm kleiner gedreht, und man erhält statt einer Spannung von 20 kg/mm<sup>2</sup> nur eine solche von 16,7 kg/mm<sup>2</sup>, das Material wird daher geschont. Bei Tiegelgußstahl beträgt das Schrumpfmaß  $\frac{1}{1070} = 0,00093$ , die Spannung 18,74 kg/mm<sup>2</sup>.

Bei großen Rädern von 2,2 m Durchmesser wird der Radreifen gegenwärtig nur um 2,2 mm kleiner gedreht und es entsteht ebenfalls eine Spannung von 20 kg/mm<sup>2</sup>; hält man sich nach dem neuen Maß, so muß bei Tiegelgußstahl der innere Durchmesser des Radreifens um 3,09 mm kleiner werden, die Materialspannung wird zwar 28 kg/mm<sup>2</sup> betragen, doch ist bis zur Elastizitätsgrenze (50 kg/mm<sup>2</sup>) noch immer eine 1,8fache Sicherheit vorhanden.

In Abb. 3, Taf. 27 ist der Unterschied  $\Delta$  zwischen dem alten und neuen Schrumpfmaß abhängig vom Raddurchmesser dargestellt. Die Schaubilder in Abb. 4a, b, c, Taf. 27 zeigen in auffallender Weise den Einfluß, den das neue Schrumpfmaß auf den Anpressungsdruck ausübt; in den Abbildungen ist die Größe des Druckes sowohl für Martinstahl und Tiegel-

gußstahl wie für Spezialstahl gegenüber dem alten Maß dargestellt und auch für Radreifen von 70, 50, 35 mm Stärke.

Es ist bemerkenswert und auf den ersten Blick vielleicht überraschend, daß der auf den Umfang des Rades wirkende Gesamtdruck K bei Anwendung eines unveränderlichen Schrumpfmaßes und demnach einer unveränderlichen Beanspruchung  $\sigma$  bei ein und demselben Radreifenprofil vom Durchmesser des Rades unabhängig ist, wie es aus folgendem hervorgeht:

$$K = 2 \pi b \cdot p$$

$$p = \frac{F \sigma}{b r} = \frac{P}{b r}$$

$$K = 2 \pi P = 2 \pi F \sigma.$$

Wenn der Druck am Radumfang nach dem alten Schrumpfmaß berechnet wird, so erhalten wir also eine zur Abszissenachse parallele Linie C, während bei Anwendung des neuen Maßes und bei veränderlichem  $\sigma$ , die den Druck anzeigenden Linien A bzw. B sich ergeben (s. Abb. 5a, b, c, Taf. 27).

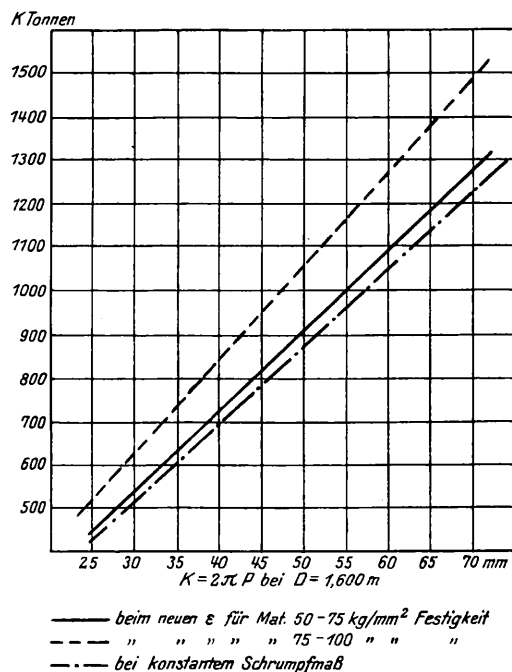


Abb. 2.

Inwieweit sich dieser am Radumfang auftretende Druck durch das Abdrehen der Radreifen im Betriebe ändert, ist in Textabb. 2 ersichtlich gemacht, und zwar vergleichsweise sowohl bei Anwendung eines bestimmten wie auch eines veränderlichen Schrumpfmaßes; diese Abbildung beweist zugleich, daß es nicht zu empfehlen ist, Radreifen von 25 mm Stärke bei starker Inanspruchnahme in Betrieb zu halten, da sich hier der auf den Umfang des Radkranzes wirkende Druck auf 440 bis 500 t verringert; es wäre daher zweckmäßig, wenigstens bei Schnellzuglokomotiven Radreifen von weniger als 35 mm Stärke nicht mehr im Betriebe zuzulassen und § 68, Punkt 4 der T.V. entsprechend abzuändern.

Es sei noch erwähnt, daß meine Studie, in welcher dieses Problem erörtert wurde, bereits im Jahre 1914 in ungarischer Sprache erschienen ist\*), und daß drei Jahre später, im September 1917, die Zeitschrift The Engineer\*\*) dieselbe Frage in einem Artikel behandelte, wonach die englische Große Nord-Bahn nach Unfällen, die durch Bruch der Radreifen an zwei Schnellzuglokomotiven verursacht wurden,

\*) Zeitschrift des ungarischen Ingenieur- und Architektenvereins. Jahrgang 1914, Nr. 23.

\*\*) Siehe Organ 1918, Seite 131.

dazu übergang, an Stelle des bisher angewandten Schrumpfmäßes von 1,25‰ den Raddurchmesser bei Wahl des Schrumpfmäßes zu berücksichtigen.

An Bedeutung hat die Frage trotz der verstrichenen 14 Jahre nichts eingebüßt. Die Donau-Save-Adria Eisenbahngesellschaft hat daher beim Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen den Antrag gestellt, in den Technischen Vereinbarungen vorzuschreiben, daß das beim Aufziehen der Radreifen anzuwendende Schrumpfmäß dem Baustoff und dem Raddurchmesser entsprechend gewählt werden soll.

Die auf Grund der vorangehenden Erörterungen sich ergebenden Schrumpfmäße von  $\frac{1}{1200}$  bis  $\frac{1}{850}$  für Radreifen von 50 bis 75 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit, und von  $\frac{1}{1070}$  bis  $\frac{1}{710}$  für

75 bis 100 kg/mm<sup>2</sup> innerhalb der Durchmesser von 800 bis 2200 mm wären zu empfehlen.

Die nach den angeführten Formeln sich ergebenden Werte der Radreifenspannung, der spezifischen und absoluten Drücke für Radreifenstärken von 70, 50 und 35 mm sind aus der nachfolgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

Die D.S.A. Eisenbahn (vormals Südbahngesellschaft) arbeitet in ihrer Werkstätte in Székesfehérvár bereits seit zehn Jahren mit diesen dem Raddurchmesser und dem Baustoff angepaßten verschiedenen Schrumpfmäßen. Das Verfahren hat sich gut bewährt. Losewerden von Radreifen ist seither kaum zu verzeichnen, es kommt nur vor, wenn bei der Feststellung des anzuwendenden Schrumpfmäßes oder bei den Abmessungen nachweisbar Fehler unterlaufen sind. Zum Messen der Durchmesser sind selbstverständlich genaue Meßwerkzeuge nötig, die aber heute überall leicht erhältlich sind.

Zusammenstellung.

Raddurchmesser mm	Schrumpfmäß	Spannung im Reifen kg/mm <sup>2</sup>	Anpressung für die Flächeneinheit bei			Gesamtdruck: P = F · σ kg bei			Innerer Durchmesser des Radreifens vor dem Aufziehen mm	Schrumpfung (Δ) mm
			70 mm starkem Radreifen	50	35	70 mm starkem Radreifen	50	35		
a) bei unveränderlichem Schrumpfmäß										
800	1/1000	20,00	3,50	2,50	1,75	196000	140000	98000	799,2	0,8
1000	1/1000	20,00	2,80	2,00	1,40	196000	140000	98000	999,0	1
1200	1/1000	20,00	2,32	1,66	1,16	196000	140000	98000	1198,8	1,2
1400	1/1000	20,00	2,00	1,42	1,00	196000	140000	98000	1398,6	1,4
1600	1/1000	20,00	1,75	1,25	0,875	196000	140000	98000	1598,4	1,6
1800	1/1000	20,00	1,554	1,11	0,777	196000	140000	98000	1798,2	1,8
2000	1/1000	20,00	1,40	1,00	0,70	196000	140000	98000	1998,0	2
2200	1/1000	20,00	1,272	0,91	0,636	196000	140000	98000	2197,8	2,2
b) Neues Schrumpfmäß für 50—75 kg/mm <sup>2</sup> Festigkeit										
800	1/1200	16,66	2,92	2,09	1,46	163268	116620	81634	799,34	0,66
1000	1/1136	17,61	2,46	1,76	1,23	172578	123270	86289	999,12	0,88
1200	1/1070	18,74	2,18	1,56	1,09	183652	131180	91826	1198,88	1,12
1400	1/1026	19,49	1,95	1,39	0,98	191002	136430	95501	1398,64	1,36
1600	1/975	20,51	1,79	1,28	0,90	200998	143570	100499	1598,36	1,64
1800	1/934	21,41	1,65	1,18	0,83	209818	149870	104909	1798,08	1,92
2000	1/893	22,39	1,57	1,12	0,79	219422	156730	109711	1997,76	2,24
2200	1/850	23,41	1,49	1,06	0,75	229418	163870	114709	2197,42	2,58
c) Neues Schrumpfmäß für 75—100 kg/mm <sup>2</sup> Festigkeit										
800	1/1070	18,70	3,28	2,34	1,64	183652	131180	91826	799,25	0,75
1000	1/1000	20,00	2,80	2,00	1,40	196000	140000	98000	999,00	1,00
1200	1/930	21,51	2,51	1,79	1,26	210798	150570	105399	1198,71	1,29
1400	1/886	22,57	2,26	1,61	1,13	221186	157990	110593	1398,42	1,58
1600	1/830	24,00	2,10	1,50	1,05	235200	168000	117600	1598,08	1,92
1800	1/787	25,41	1,97	1,41	0,98	249018	177870	124509	1797,72	2,28
2000	1/752	26,59	1,86	1,32	0,93	260582	186130	130291	1997,34	2,66
2200	1/710	28,01	1,78	1,27	0,89	274498	196070	137249	2196,91	3,09

Über die Kraftwirkung am gebremsten Rade.

Von Direktor bei der Reichsbahn K. Wiedemann.

Erwiderung auf den Aufsatz mit gleicher Überschrift von F. Meineke in Nr. 1 von 1928 des Organs.

In dem genannten Aufsatz entwickelt Herr Meineke die Gleichung III für die Bremskraft Z<sub>b</sub>

$$III) \dots \dots Z_b = \frac{B_1 \cdot b}{a + \mu c} \cdot \frac{r + d}{r} \cdot \mu.$$

Hierin bedeutet μ den Reibungswert zwischen Klotz und Rad. Alle übrigen Bezeichnungen sind aus den Abb. 1 und 2 zu entnehmen.

Die Gleichung behandelt den allgemeinen Fall der Bremsklotzanordnung außerhalb der Radmitte mit schräger Hängelasche. Um die Gleichung besser übersehen zu können, sei

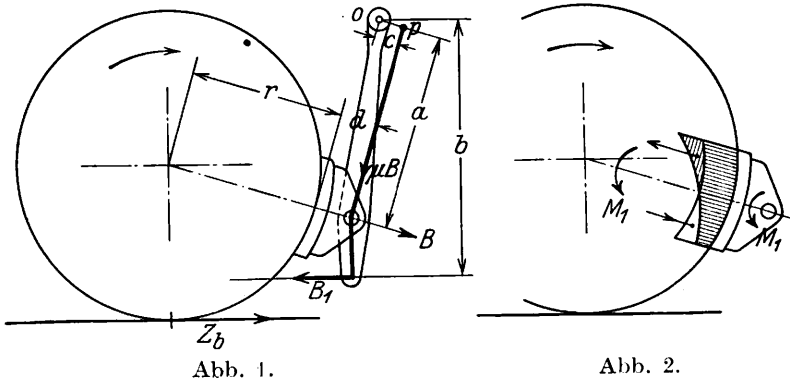
sie auf die in Abb. 3 dargestellte Anordnung des Bremsklotzes in Radmitte mit senkrechter Hängelasche angewendet. Hierbei wird c=0. Läßt man ferner das Bremsgestänge unmittelbar im Auge des Bremsklotzes wagerecht angreifen, so wird b=B<sub>1</sub>=B. Die Gleichung III geht über in

$$IV) \dots \dots Z_b = B \cdot \mu \cdot \frac{r + d}{r}$$

oder da Z<sub>b</sub> gleich R der Reibkraft zwischen Klotz und Rad ist

$$R = B \cdot \mu \cdot \frac{r + d}{r}.$$

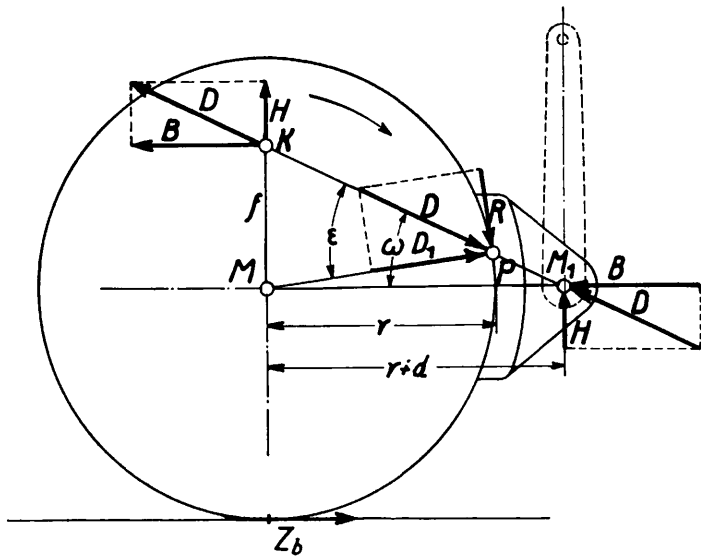
Wäre diese Gleichung richtig, so hätte man allerdings bei der bisher gewöhnlich verwendeten Gleichung  $R = B \mu$  und bei dem meistens vorhandenen Verhältnis  $\frac{d}{r} = 0.3$  die Bremskraft um 30% zu niedrig eingesetzt und es müßte außerdem vorteilhaft erscheinen, den Bremsklotz möglichst dick zu nehmen, weil mit zunehmender Dicke des Bremsklotzes bei gleichbleibender Anpressungskraft  $B$  die Bremswirkung zu nehmen müßte.



Die Gleichung IV ist aber nicht richtig, weil Herr Meineke bei ihrer Entwicklung sich in zweifacher Hinsicht geirrt hat.

Erstens: Die Kraft  $H$  in der senkrechten Hängelasche nach Abb. 3 — oder bei schräger Aufhängung nach Abb. 1 die zur Mittellinie des Bremsklotzes senkrechte Teilkraft  $H$  der Kraft in der Hängelasche — ist nämlich nicht gleich  $\mu B$ , sondern es ist

$$V) \dots \dots H = R \cdot \frac{r}{r+d} = Z_b \cdot \frac{r}{r+d}$$



wie aus der Momentengleichung um den Radmittelpunkt (s. Abb. 3) hervorgeht. Für  $Z_b$  oder  $R$  kann man, wie weiter unten bewiesen werden wird, mit genügender Genauigkeit setzen:  $R = \mu \cdot B$ . Dann wird

$$VI) \dots \dots H = \mu \cdot B \cdot \frac{r}{r+d}$$

Zweitens: Denkt man sich das Rad stillstehend und das Untergestell des Wagens um den Radmittelpunkt herumgeschwenkt, so ist für eine Umdrehung lediglich die Arbeit  $A = 2 \cdot \pi \cdot (r+d) \cdot H$  zu leisten (s. Abb. 3). Diese Arbeit muß gleich der Bremsarbeit, d. h.  $= 2 \cdot \pi \cdot r \cdot R$  oder  $= 2 \cdot \pi \cdot r \cdot Z_b$  sein. Setzt man den Wert für  $H$  aus Gleichung VI ein, so erhält man

$$A = 2 \cdot \pi \cdot (r+d) \cdot \mu \cdot B \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right) = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot Z_b$$

Daraus folgt:

$$Z_b = \mu \cdot B$$

Das Moment  $M_1$ , das den Bremsklotz zu kippen sucht, trägt nichts zur Bremsarbeit bei.

Die nachfolgende Untersuchung wird zeigen, daß Herr Meineke insoweit Recht hat, als in der Tat die übliche Gleichung für die Bremskraft  $R = B \cdot \mu$  eine gewisse Ungenauigkeit enthält. Die Untersuchung wird auch noch einige andere wissenswerte Aufschlüsse über die Kraftwirkung am gebremsten Rade ergeben.

Wenn an das sich drehende Rad vom Halbmesser  $r$  der Bremsklotz von der Dicke  $d$  mit der Kraft  $B$  gepreßt wird (vergl. Abb. 3), so entsteht in der senkrechten Hängelasche eine Kraft  $H$ , deren Größe man noch nicht kennt.  $B$  und  $H$  ergeben eine Gesamtkraft  $D$ , die den Radumfang im Punkte  $P$  trifft.

Über die Verteilung der Pressung zwischen Rad und Klotz kann man keine bestimmten Angaben machen. Die Flächendrücke werden etwa so verlaufen, wie in Abb. 2 von Herrn Meineke angedeutet ist. Mit Sicherheit kann man aber auf Grund des Gleichgewichtszustandes des Bremsklotzes behaupten, daß

die Flächendrücke und die von ihnen erzeugten Reibkräfte sich zu einer Gesamtkraft zusammensetzen müssen, die der von  $B$  und  $H$  erzeugten Kraft  $D$  gleich, aber entgegengesetzt gerichtet ist. Der Angriffspunkt dieser Kraft  $D$  am Bremsklotz ist der Punkt  $P$ . Zerlegt man die am Punkt  $P$  angreifende Kraft  $D$  in die nach der Radmitte gerichtete Kraft  $D_1$  und die tangential gerichtete Kraft  $R$ , so stellt  $D_1$  die sich aus den lotrechten Flächendrücken ergebende Gesamtkraft dar, und  $R$  ist die gesamte Reibkraft, also die Bremskraft.

Ist der Reibungswert gleich  $\mu$ , so pflegt man zu setzen  $R = D_1 \cdot \mu$

Andererseits ist  $R = D_1 \cdot \text{tg} \epsilon$  aus dem Kräfteplan.

Folglich ist

$$VII) \dots \dots \text{tg} \epsilon = \mu$$

$$\text{Nun ist } D_1 = D \cdot \cos \epsilon \text{ und } D = \frac{B}{\cos \omega}$$

Folglich

$$VIII) \dots \dots R = B \cdot \mu \cdot \frac{\cos \epsilon}{\cos \omega}$$

Man kann diese Gleichung so umformen, daß sie außer  $B$  und  $\mu$  nur  $r$  und  $d$  enthält.

Zu diesem Zwecke wende man den Sinussatz für das Dreieck  $MPM_1$  an und berücksichtige, daß  $\sin \angle MPM_1 = \sin \epsilon$  ist. Dann ist:

$$\sin \omega = \sin \epsilon \cdot \frac{r}{r+d}$$

$$\cos \omega = \sqrt{1 - \sin^2 \epsilon \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right)^2}$$

Dies eingesetzt in Gleichung VIII gibt:

$$R = \frac{B \cdot \mu \cdot \cos \epsilon}{\sqrt{1 - \sin^2 \epsilon \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right)^2}}$$

Multipliziert man Zähler und Nenner dieses Bruches mit  $\frac{1}{\sin \epsilon}$  und setzt  $\mu = \text{tg} \epsilon$ , so wird

$$R = \frac{B}{\sqrt{\frac{1}{\sin^2 \epsilon} - \left( \frac{r}{r+d} \right)^2}}$$

Nun ist

$$\frac{1}{\sin^2 \epsilon} = \frac{1 + \text{tg}^2 \epsilon}{\text{tg}^2 \epsilon} = \frac{1 + \mu^2}{\mu^2}$$



Also ergibt sich

$$\text{IX) } \dots R = \frac{B}{\sqrt{1 + \mu^2} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}$$

Aus dieser Gleichung ersieht man, daß R mit zunehmender Dicke d des Bremsklotzes kleiner wird.

(Die unrichtige Gleichung  $R = B \cdot \mu \cdot \frac{r+d}{r}$  ergab das Gegenteil.)

Der Grenzfall  $d=0$  ergibt  $R = B \cdot \mu = B \cdot \text{tg } \varepsilon$  und der Grenzfall  $d=\infty$  ergibt  $R = B \cdot \sin \varepsilon$ .

Dasselbe Ergebnis kann man auch aus der Aufzeichnung des Dreiecks  $MPM_1$  unmittelbar gewinnen.

An eine beliebige Linie von der Länge r (s. Abb. 4) trage man im Punkte P den Winkel  $\varepsilon$  an, dessen Tangente gleich  $\mu$  ist, und schlage mit  $r+d$  einen Kreis um M. Dann erhält man den Punkt  $M_1$  und damit das Dreieck  $MPM_1$ . Dieses überträgt man in richtiger Lage in den Radkreis (s. Abb. 3). Durch Verlängerung der Seite  $PM_1$  über P hinaus, erhält man auf der senkrechten Mittellinie des Rades den Punkt K und somit die Länge f. Nun kann man sich die Kraft D auch im Punkte K angreifend denken. Zerlegt man sich hier die Kraft D in eine senkrechte und eine wagrechte Teilkraft, so

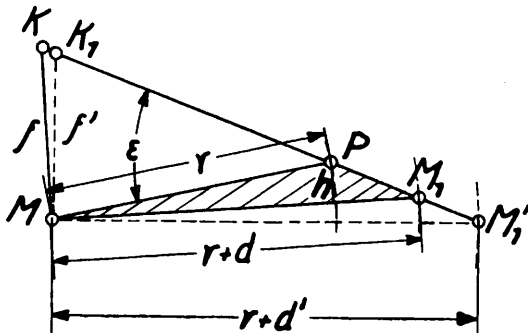


Abb. 4.

ist letztere gleich B. Aus der Momentengleichung um M geht als Gleichgewichtsbedingung für das Rad hervor:

$$B \cdot f = R \cdot r$$

$$\text{X) } \dots R = \frac{B \cdot f}{r}$$

f ist also der Hebelarm, an dem die Kraft B unmittelbar am Rade angreifend gedacht werden kann. Die Kraft B erzeugt hier dieselbe Bremskraft, wie der an den Radumfang mit der gleichen Kraft gedrückte Bremsklotz. Man kann dies auch aus den Gleichungen

$$H \cdot (r+d) = R \cdot r, \quad H = B \cdot \text{tg } \omega \quad \text{und} \quad \text{tg } \omega = \frac{f}{r+d}$$

ableiten.

Zeichnet man nun ein Dreieck mit demselben r und demselben Winkel  $\varepsilon$ , wie vorhin, aber mit größerem d, z. B. mit d', so erhält man (vergl. Abb. 4) das Dreieck  $MPM_1'$  und den zugehörigen Hebelarm f'. Man sieht ohne weiteres, daß f mit zunehmendem d kleiner wird, also wird auch  $R = \frac{B \cdot f}{r}$  kleiner.

Im Grenzfall  $d=0$  liegt Punkt P auf der wagrechten Mittellinie und es wird  $f = r \cdot \text{tg } \varepsilon = r \cdot \mu$ , also  $R = B \cdot \mu$ . Im anderen Grenzfall für  $d=\infty$  wird die Linie  $PM_1 // MM_1$  und es wird  $f = r \cdot \sin \varepsilon$ , also  $R = B \cdot \sin \varepsilon$ .

Wie groß ist nun der Fehler, den man begeht, wenn man unter Berücksichtigung der in Wirklichkeit vorkommenden

Werte von  $\mu$  und  $\frac{d}{r}$   $R = B \cdot \mu$  setzt?

Um dies zu beurteilen, ist die Gleichung VIII

$R = B \cdot \mu \frac{\cos \varepsilon}{\cos \omega}$  am geeignetsten. Setzt man  $\frac{\cos \varepsilon}{\cos \omega} = \gamma$ , so erhält man aus den Gleichungen VIII und IX

$$\text{XI) } \dots \gamma = \frac{1}{\mu \cdot \sqrt{1 + \mu^2} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}$$

Für verschiedene Werte von  $\mu$  und  $\frac{d}{r}$  ergeben sich die in der nachfolgenden Zusammenstellung eingeschriebenen Größen von  $\gamma$ . Man sieht, daß unter gewöhnlichen Verhältnissen der Fehler zwischen 0 und 5% liegt, daß man also mit Rücksicht auf den nur annähernd bekannten Wert von  $\mu$  mit ausreichender Genauigkeit die altbekannte Gleichung  $R = B \cdot \mu$  anwenden kann.

Zusammenstellung.

$$\gamma = \frac{\cos \varepsilon}{\cos \omega}$$

		für $\text{tg } \varepsilon = \mu =$			
		0,1	0,2	0,3	0,4
für $\frac{d}{r}$	0,1	0,999	0,997	0,991	0,987
	0,2	0,998	0,994	0,987	0,976
	0,3	0,998	0,992	0,982	0,969
	0,4	0,998	0,990	0,978	0,963
	0,5	0,997	0,989	0,976	0,958

Dasselbe gilt von der Kraft H in der Hängelasche.

Nach Gleichung V ist  $H = R \cdot \frac{r}{r+d}$ . Je nachdem man  $R = B \cdot \mu \cdot \gamma$  oder angenähert  $R = B \cdot \mu$  setzt, erhält man

$$\text{XII) } \dots H = B \cdot \mu \cdot \gamma \cdot \frac{r}{r+d} \quad \text{oder} \quad \sim B \cdot \mu \cdot \frac{r}{r+d}$$

Aus der Tatsache, daß das Dreieck  $MPM_1$  aus den Größen  $\mu$ , r und  $r+d$  eindeutig bestimmt ist, kann man folgende Schlüsse ziehen:

1. Solange an einer Klotzbremse der Reibungswert  $\mu$  unverändert bleibt, trifft die von der Gestängekraft B und der Kraft H in der Hängelasche erzeugte Gesamtkraft D den Radumfang stets in demselben Punkte P, wie groß auch B sein mag.

2. Nimmt aus irgendeinem Grunde der Reibungswert  $\mu$  zu, z. B. weil die Geschwindigkeit sich verringert, oder weil ein anderer Baustoff für die Bremsklötze verwendet wird, so entfernt sich der Punkt P weiter von der Mittellinie des Bremsklotzes.

3. Je größer der Reibungswert ist, desto mehr wird sich bei gleichbleibender Drehrichtung der Bremsklotz einseitig abnutzen. Dasselbe gilt, je dicker der Bremsklotz ist.

4. Die halbe Höhe des Bremsklotzes muß mindestens gleich der Höhe h des Dreiecks  $MPM_1$  sein, sonst fällt der Punkt P außerhalb des Bremsklotzes und der Bremsklotz kippt um. Die Neigung des Bremsklotzes zum Umkippen nimmt zu, je dicker er ist. Allgemein muß sein  $h \geq r \cdot \sin(\varepsilon - \omega)$ . Im äußersten Falle ( $d = \infty$  oder  $\omega = 0$ ) braucht der Bremsklotz aber nicht höher als  $2 \cdot r \cdot \sin \varepsilon = 2 \cdot r \cdot \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}$  zu sein, z. B. für  $\mu = 0,4$  und  $d = \infty$  muß die Höhe des Bremsklotzes  $\geq 0,75 \cdot r$  sein.

In Wirklichkeit ist d meist = 0,3 r. Der Reibungswert  $\mu$  ist bei gußeisernen Bremsklötzen im allgemeinen klein, kann aber kurz vor dem Stillstand des Rades bei gußeisernen Bremsklötzen auf 0,6 steigen. In diesem Falle ist  $\varepsilon = 31^\circ$ ,  $\omega = 23^\circ 20'$ ,  $h = r \cdot \sin(\varepsilon - \omega) = r \cdot \sin(7^\circ 40') = r \cdot 0,133$ .

Bei  $r = 500 \text{ mm}$  muß dann der Bremsklotz mindestens  $2.500.0,133 = 133 \text{ mm}$  hoch sein.

Aus dem bisher behandelten Sonderfall der senkrechten Aufhängung des Bremsklotzes in Radmitte kann man leicht die Gleichung für den allgemeinen Fall der Abb. 5 ableiten.

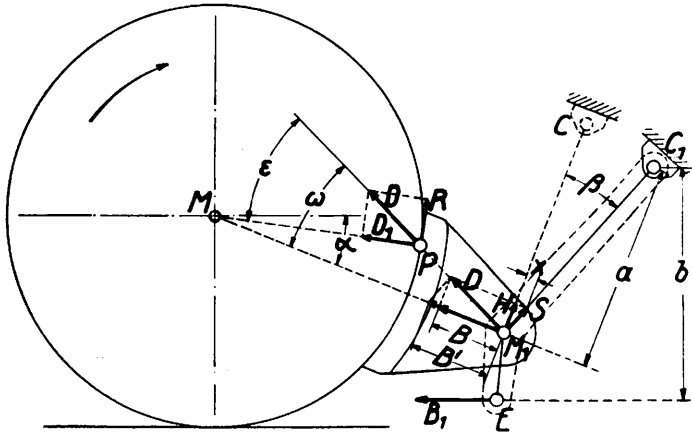


Abb. 5.

Die Verbindungslinie Mitte Rad — Bremsklotzauge weiche um den Winkel  $\alpha$  von der Wagerechten ab. Der Bremsklotz werde zunächst wieder mit der nach der Radmitte zu gerichteten Kraft  $B$  angepreßt. Er sei in  $C$  so aufgehängt, daß  $CM_1 \perp MM_1$  ist. Dann liegt derselbe Fall vor wie in Abb. 3. d. h. es entsteht durch die Reibkraft  $R$  in der Hängelasche  $CM_1$  eine Kraft  $H$ , die sich mit  $B$  zu  $D$  zusammensetzt.  $D$  trifft den Radumfang in  $P$ . Die Bremskraft  $R$  wird gleich  $B \cdot \mu \cdot \gamma$  und die Kraft  $H$  in der Hängelasche gleich  $B \cdot \mu \cdot \gamma \cdot \frac{r}{r+d}$ .

Schwenkt man jetzt die Hängelasche um den Winkel  $\beta$  um  $M_1$  als Drehpunkt im Drehsinne des Rades, so gelangt der Aufhängungspunkt nach  $C_1$ . Die Zug- oder Druckkraft in der Hängelasche sei  $S$ . Wenn man jetzt den Bremsklotz mit einer nach der Radmitte zu gerichteten Kraft  $B'$  so stark an das Rad drückt, daß die Gesamtkraft aus  $B'$  und  $S$  nach Größe und Richtung wieder die Kraft  $D$  ergibt, so hat sich offenbar an der Wirkung auf das Rad nichts geändert. Wie aus dem Kräfteplan hervorgeht, ist  $B' = B \pm x$  und  $x = \pm H \cdot \text{tg} \beta$ . (Die Erklärung des Vorzeichens  $\pm$  siehe am Schluß.) Ferner ist nach Gleichung XII  $H = B \cdot \mu \cdot \gamma \cdot \frac{r}{r+d}$ .

Daraus folgt

$$B' = B + B \cdot \mu \cdot \gamma \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right) \cdot \text{tg} \beta$$

$$\text{oder } B = \frac{B'}{1 \pm \mu \cdot \gamma \cdot \text{tg} \beta \cdot \frac{r}{r+d}}$$

$$\text{und } R = B \cdot \mu \cdot \gamma = \frac{B' \cdot \mu \cdot \gamma}{1 \pm \mu \cdot \gamma \cdot \text{tg} \beta \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right)}$$

Läßt man das Bremsgestänge mit der Kraft  $B_1$  im Punkte  $E$  der gekrümmten Hängelasche  $C_1M_1E$  angreifen, so besteht die Beziehung  $B' = \frac{B_1 \cdot b}{a}$ . Mithin erhält man für den allgemeinen Fall den Wert der Bremskraft am Radumfang

$$\text{XIII) } \dots R = \frac{B_1 \cdot \frac{b}{a} \cdot \mu \cdot \gamma}{1 \pm \mu \cdot \gamma \cdot \text{tg} \beta \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right)}$$

oder angenähert

$$\sim \frac{B_1 \cdot \frac{b}{a} \cdot \mu}{1 \pm \mu \cdot \text{tg} \beta \cdot \left( \frac{r}{r+d} \right)}$$

Wenn die Mittellinie  $M_1C_1$  in der Drehrichtung des Rades gegen die Senkrechte  $M_1C$  abweicht, gilt das Vorzeichen  $+$ . Im andern Falle ist  $-$  als Vorzeichen zu setzen.  $\gamma$  kann man aus der Zusammenstellung entnehmen oder aus der Gleichung XI berechnen oder schließlich angenähert gleich 1 setzen.

Dazu schreibt uns Herr Prof. Dr. Ing. Meineke, dem wir von vorstehenden Ausführungen Kenntnis gegeben haben: „Die Ausführungen des Herrn Direktor Wiedemann sind richtig. Meine Abbildung 2 muss durch die Abb. 2a

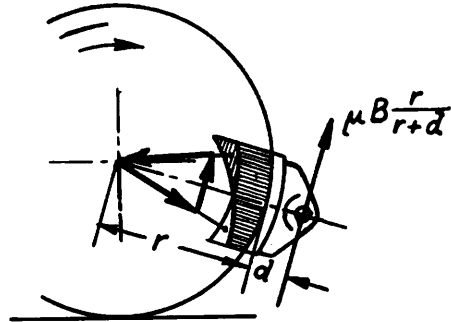


Abb. 2a.

ersetzt werden, weil die Bremsklotzkraften nicht parallel, sondern zum Radmittelpunkt gerichtet sind. Es entsteht also gar kein Moment  $M_1$ , sondern ein Kräftezug, der die Kraft im Bremsgestänge auf  $\mu \cdot B \cdot \frac{d}{r+d}$  vermindert.“

## Buchbesprechungen.

**Lauke, Die Leistungsabstimmung bei Fließarbeit.** Verlag von Oldenburg, München-Berlin, 1928. Preis geh. 6,80 RM.

Das Rationalisieren der Erzeugung von Massenwaren liegt in der Einführung der zeit- und arbeitsparenden Methoden, der Gruppen- und Fließarbeit. Der dabei auftretenden Kernfrage, der Leistungsabstimmung der einzelnen Arbeitsgänge, widmet der Verfasser seine 119 Seiten starke Abhandlung. Die Entwicklung der verschiedenen Herstellungsarten wird als Einleitung nur gestreift und an Hand des Schrifttums als bekannt vorausgesetzt: alte Serien-, normale und gleitende Gruppenfabrikation und Fließarbeit mit ihren verschiedenen Arten des erzwungenen Arbeitsfortschritts. Für die Leistungsabstimmung werden Diagramme einiger Fließreihen mit gewollter und ungewollter Unregelmäßig-

keit (Revisions- und Nacharbeit) und Berechnungen von Kombinationen an Beispielen sowohl von Hand- als auch von Maschinenarbeit gegeben. Beispiele aus der Praxis erläutern die Mittel und Möglichkeiten der Grob- und Feinabstimmung. Hieran werden die verschiedenen Gesichtspunkte etwaiger Verbesserungen angeschlossen. In einem Abschnitt über Ausnutzungs-, Beschäftigungs- und Arbeitsgrad werden dann gleitende Gruppen- und Fließarbeit gegeneinander in ihrer Wirtschaftlichkeit abgewogen. Der ungeheure Fortschritt der neuzeitlichen Arbeitsreglung wird erst hierdurch klar und eindrucksvoll. Die kleine Abhandlung ist sehr anregend geschrieben und wird manchem der in diesem Stoff Arbeitenden wertvolle Hilfen bieten.

Reichsbahnoberrat Wentzel.

**Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung vom 17. Juli 1928.** Die neue Vorschrift ist bei Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin W 8 im Buchhandel erschienen, nach dem im Reichsgesetzblatt veröffentlichten Wortlaut. Preis 2 *R.M.*

**P. Ostertag. Die Entropiediagramme der Verbrennungsmotoren.** Zweite umgearbeitete Auflage, 78 Seiten. 4,50 *R.M.* Julius Springer, Berlin.

Das Buch ist nicht etwa nur eine Zusammenstellung von Diagrammen, sondern befaßt sich nach Vorausschickung einiger allgemeiner Erläuterungen mit der Verwendung der Entropiediagramme zur Vorbestimmung von Verbrennungsmotoren sowie zur Berechnung der Gasturbine.

**Vidmar. Wirkungsweise elektrischer Maschinen.** 223 Seiten. Berlin, Julius Springer 1928. 12 *R.M.*, gebunden 13,50 *R.M.*

Im Vorwort sagt der Verfasser: „Zweifellos ist es für das Verständnis der Wirkungsweise elektrischer Maschinen von höchstem Wert, zu wissen, daß es eigentlich nur eine elektrische Maschine gibt, daß der Transformator, die Synchronmaschine,

der Asynchronmotor und schließlich die Kollektormaschine nur Spielformen dieser einen Maschine sind. Deshalb wurde im vorliegenden Buch dieser Auffassung der Haupteinfluß zugesichert. Immer wieder wird die Abstammung der einzelnen Maschinenarten vom Transformator betont und nachgewiesen. Die einheitlich aufgebaute Theorie der Wirkungsweise elektrischer Maschinen stützt sich auf einige wenige Grundgesetze der Elektrotechnik und arbeitet mit großem Vorteil mit Vektorenschaubildern. Sie setzt demnach recht geringe Vorkenntnisse voraus, ist leicht anschaulich zu erhalten und kann mit etwas groben Strichen wohl ein wenig ungenaue, dabei aber doch treffende Bilder erreichen.“

Dieses Programm, das im Buche in gedrängter klarer Fassung durchgeführt ist, ist ein gutes Kennzeichen für das Buch und zugleich eine Empfehlung. Es will den Einblick in das Wesen der elektrischen Maschinen vertiefen und ihren inneren Zusammenhang aufzeigen, und wendet sich daher in erster Linie an Studierende und diejenigen Ingenieure, die mit der Verwendung elektrischer Maschinen in ihren Betrieben Befassung haben.

Dr. Ue.

## Verschiedenes.

### Ein neuer Schritt der Lokomotivindustrie.

In das Handelsregister des Amtsgerichts in Kassel ist die Studiengesellschaft A. G. für Rationalisierungsmaßnahmen in der Lokomotivindustrie mit dem Sitz in Kassel eingetragen worden. Diese neue A. G. wurde mit einem Grundkapital von 50000 *R.M.* ausgerüstet. Sie hat den Zweck, in der Lokomotivindustrie die notwendigen Rationalisierungsmaßnahmen zu studieren und vorzubereiten, insbesondere durch die Zusammensetzung von wirtschaftlich zusammengehörigen Unternehmungen. Dieser Gründung stehen die Lokomotivfabriken von Henschel & Sohn G. m. b. H. in Kassel und von J. A. Maffei in München nahe. Der Zweck dieser Studiengesellschaft ist, unabhängig vom Streit der Tagesmeinungen durch wissenschaftliche, technische und wirtschaftliche Arbeiten eine Plattform zu finden, auf der eine Vereinigung der gesamten deutschen Lokomotivindustrie zu einem einheitlichen Ganzen im Sinne der Befürwortungen der Verwaltung der Reichsbahn-Gesellschaft und etwa nach dem Muster der Deutschen Waggonbauvereinigung in absehbarer Zeit geschaffen werden kann.

### Neue Lonormen\*).

Im Jahre 1928 ist wiederum eine Anzahl Lonormen vom Elna herausgegeben worden. Die hauptsächlichsten sind:

- Nr. 461—472 verschiedene Flanschenformen.
- „ 2052 u. 2056 Heiz- und Rauchrohre mit kegeligem Übergang.
- „ 2176 Bodenanker,
- „ 2311—2315 Ventilregler,
- „ 2321—2325 Reglerstopfbuchse,
- „ 281 Zusammenstellung der im Lokomotivbau zu verwendenden Gewindarten,
- „ 3233—35 Wasserstandanzeiger,
- „ 3601—21 Teile zur Gasbeleuchtung,
- „ 5331 Treib- und Kuppelstangenendköpfe.
- „ 5421—23 Treib- und Kuppelstangen-Schmiergefäße.

Außerdem wurde eine Anzahl bereits erschienener Lonormen geändert, darunter Kegelgriffe, Waschlukken, Dichtungslinsen, Hahnkükken, Whitworth-Gewinde. Die Normen sind bekanntlich von „Elna“, Hannover-Linden, Postfach 55 zu beziehen.

\*) Vergl. Organ 1927, Seite 523.

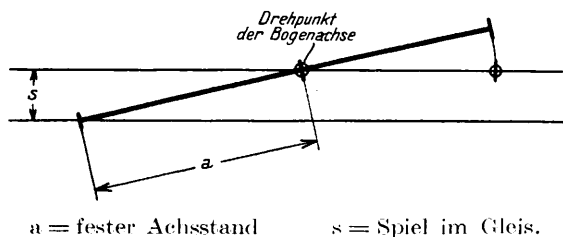
## Zuschriften an die Schriftleitung.

Zu dem Aufsatz

### „Elektrische Versuchslokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft“

von Herrn Reichsbahnoberrat Tetzlaff im Heft 17 des „Organ“ erhalten wir von Professor Dr. Ing. Meineke, Charlottenburg, folgende Zuschrift:

Die Wirkung der toten Lasten auf den Oberbau ist dem Raddurchmesser umgekehrt proportional, wie ich im „Organ“



1925, Seite 51 gezeigt habe. Eine Kurbelachse mit 2000 mm Raddurchmesser um 4,3 t Gewicht wirkt wie ein Radsatz mit 1400 mm Durchmesser und 3,0 t Gewicht. Die toten Lasten der Elektrolokomotiven mit dem Bergmann-Antrieb oder Tatzelagermotoren sind aber wesentlich größer als 3,0 t. Große tote Lasten und tiefer Schwerpunkt können auf den Lauf der Fahrzeuge nicht ungünstig wirken. Vom Standpunkt des Fahrzeugbaues haben deshalb die alten Theorien tiefe Schwerpunktlage

gefordert. Um so schlimmer aber ist ihr Einfluß auf das Gleis. Die wenigen Probelokomotiven können aber noch nicht den Beweis ihrer Unschädlichkeit für das Gleis erbringen. Ihre Wirkung auf das Gleis tritt erst bei großer Anzahl sichtbar hervor. Der Einfluß toter Lasten einzelner Fahrzeuge könnte nur durch genaue Messungen der Bewegungen des Oberbaues festgestellt werden. Da solche Messungen schwierig sind, die Elektrolokomotiven gut laufen und der Oberbau zunächst keine Schäden zeigen wird, besteht die Gefahr, daß große tote Lasten als unschädlich betrachtet werden.

Bedenken über den ruhigen Lauf der Drehgestelle der 1 B<sub>0</sub>+B<sub>0</sub>-1-Elektrolokomotiven hätten von vornherein behoben werden können durch Beachtung der Schlingerformel aus meinem obigen Aufsatz und im Organ 1926, Seite 206. Ergänzend sei noch hinzugefügt, daß ein Fahrzeug mit Bogenachse (Bissel oder Adams) genau so gut wie durch ein Krauss-Drehgestell geführt wird, wenn man den Drehpunkt der Bogenachse in die erste Achse legt. Die Skizze zeigt, daß dann alle Achsen genau wie bei einem Krauss-Drehgestell mit Seitenspiel stehen: nur darin, daß der Anlaufdruck der Bogenachse durch die Rückstellvorrichtung gegeben ist, besteht der ganze Unterschied in der Wirkung. Daß eine solche Bogenachse in der Krümmung ebensowenig radial steht wie ein Krauss-Drehgestell, schadet nichts. Da die Lage des Drehpunktes bei Adamsachsen durch Änderung ihrer Bogenführung leicht verlegt werden kann, würde bei schlecht laufenden Lokomotiven ein Versuch sich lohnen. Besonders wenn man als Rückstellvorrichtung eine Reibungsfeder nimmt, ist Schlingern ganz unmöglich.

F. Meineke.