

Über die Aufstellung von Bremsstafeln.

Von Geh. Baurat F. Besser, Berlin-Zehlendorf.

Bisherige Berechnungsweise. In der Eisenbahnbau- und Betriebsordnung sind bestimmte Vorschriften enthalten, nach welchen die Züge bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Neigungsverhältnissen abzubremsen sind. Die dort in § 55 angegebenen Bremsstafeln sind, soweit sie nicht aus älteren Vorschriften übernommen wurden, nach Formeln berechnet worden, die allgemein gültig sein sollten. Die Anwendung dieser Formeln ist in letzter Zeit infolge der Einführung neuer Bremssysteme auf gewisse Schwierigkeiten gestoßen, weshalb es angezeigt sein dürfte, auf die Entstehung dieser Gleichungen und auf ihre Bedeutung etwas näher einzugehen. Grundsätzlich beruhen die Formeln auf dem Energiegesetz. Es wird die kinetische Energie des Zuges bei Beginn des Bremsens gleichgesetzt den Reibungsarbeiten, die durch die Bremsen und durch den Eigenwiderstand des Zuges geleistet werden. Von diesen Reibungsarbeiten ist auf Gefällen noch die Arbeit abzuziehen, die der Schwerkraftkomponente entspricht. In ihren Einzelheiten sind die hiernach aufgestellten Formeln im Laufe der Zeit in verschiedener Beziehung geändert worden; zunächst einmal deshalb, weil die Voraussetzungen, die man für den Bremsvorgang gelten ließ, nicht zu allen Zeiten die gleichen blieben. Beispielsweise haben die Ansichten darüber gewechselt, ob und welche Zuschläge man aus Sicherheitsgründen zu der vorgeschriebenen Geschwindigkeit machen müsse, um den Zufälligkeiten des Betriebes genügend Rechnung zu tragen. Ähnliche Meinungsverschiedenheiten haben sich auch in anderen Beziehungen geltend gemacht. Abgesehen von Änderungen, die durch derartige Erwägungen veranlaßt wurden, sind die theoretisch ermittelten Formeln aber auch noch insofern abgeschliffen worden, als man die in ihnen enthaltenen Beiwerte etwas geändert hat, um sie den Ergebnissen von außerordentlich zahlreichen Versuchen besser anzupassen, die unter den verschiedensten Verhältnissen angestellt worden sind. Um den Gang der Rechnung im folgenden klarer herauszuschälen, sollen diese Feinheiten, die bei der endgültigen Aufstellung von Tafeln natürlich gebührend berücksichtigt werden müssen, hier nicht näher erörtert, sondern nur die wesentlichen Grundlagen für die Berechnung der Bremsstafeln herausgegriffen werden.

Für die abzubremsenden Fahrzeuge sei:

- G das Gewicht in t,
- $m = 1000 \frac{G}{g}$ die Masse in $\frac{kg \cdot sec^2}{m}$,
- Kl die Summe der Bremsklotzdrucke in t für das Gewicht G,
- R der Bremswiderstand in kg für das Gewicht G,
- w der Eigenwiderstand in kg je t,
- $W = w \cdot G$ der Eigenwiderstand in kg für das Gewicht G,
- v_0 die Fahrgeschwindigkeit in $\frac{m}{sec}$ im Augenblick der Bremsabsicht,
- $V_0 = 3,6 \cdot v_0$ dieselbe Fahrgeschwindigkeit in km/h,
- A die Änderung der Geschwindigkeit in km/h vom Augenblick der Bremsabsicht an bis zu der Zeit, in welcher die Bremse wirksam wird,
- b die Bremshundertstel (Bremsprozente) nach Angabe der Bremsstafeln der BO. (z. B. b = 22);

n die Neigung in ‰ (z. B. n = 25 bei 1 : 40),
n ist in Gefällen positiv zu rechnen, im Bogen abzüglich des Bogenwiderstandes,

$\kappa = \frac{Kl}{G}$ das Verhältnis zwischen Bremsklotzdruck und Raddruck (z. B. $\kappa = 0,7$),

μ die Reibungszahl zwischen Bremsklotz und Rad (z. B. $\mu = 0,2$),

$\varrho = \mu \cdot \kappa$ das Verhältnis zwischen Bremskraft und Raddruck (z. B. $\varrho = 0,14$),

T die Zeit in sec, die zum Durchfahren des gesamten Bremsweges von 700 m gebraucht wird,

t_0 die Vorbereitungszeit in sec, d. h. die Zeit, die vom Augenblick der Bremsabsicht an vergeht, bis die Bremse wirksam wird,

$t = T - t_0$ die Zeit, während welcher die Bremse tatsächlich wirksam ist,

S = 700 m der vorgeschriebene Bremsweg,

s der Verlust an Bremsweg in m während der Vorbereitungszeit,

$R_m; W_m; \mu_m$ usf. bedeuten die Mittelwerte von R; W; μ usf. während des Bremsvorganges.

Nach dem Energiegesetz gilt dann für die lebendige Kraft des Fahrzeuges:

$$I) \dots \frac{m v_0^2}{2} = R_m \cdot (S - s) + W_m \cdot (S - s) - G \cdot n \cdot (S - s).$$

Hierbei ist angenommen, daß sich die Geschwindigkeit während des Vorbereitungsweges nicht ändert. Trifft dies nicht zu, so

muß v_0 durch $v_0 + \frac{A}{3,6}$ ersetzt werden.

Für die einzelnen Größen in Gleichung I) kann man nach den vorstehenden Bezeichnungen setzen:

$$m = \frac{1000 G}{g}$$

$$v_0 = \frac{V_0}{3,6}$$

$$R_m = \frac{b}{100} \cdot 1000 \cdot G \cdot \mu_m \cdot \kappa = 10 \cdot \mu_m \cdot \kappa \cdot b \cdot G = 10 \varrho_m \cdot b \cdot G$$

$$W_m = w_m \cdot G.$$

Führt man diese Werte in Gleichung I. ein, so erhält diese die Form:

$$Ia) \dots 3,9 V_0^2 = 10 \cdot b \cdot \mu_m \cdot \kappa \cdot (S - s) + w_m \cdot (S - s) - n \cdot (S - s)$$

oder:

$$II) \dots b = \frac{1}{\kappa \cdot \mu_m} \cdot \left(\frac{0,39 V_0^2}{S - s} - 0,1 w_m + 0,1 n \right).$$

Im Vergleich hierzu lautete die sogenannte Dresdener Formel, nach welcher seiner Zeit die Bremsprozente berechnet worden sind, unter Beibehaltung der oben angegebenen Bezeichnungen:

$$III) \dots b = \frac{1/\kappa}{\mu_m} \cdot \left(\frac{x \cdot V_0^2}{S - s} - 0,1 w_m + y \cdot n \right).$$

Die grundsätzlichen Übereinstimmung der beiden letzten Gleichungen ist offensichtlich.

Für die Größe der mittleren Reibungswerte μ_m und die mittleren Eigenwiderstände w_m wurden bei der Aufstellung der Dresdener Formel nähere Angaben gemacht, da sich diese Werte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit beim Beginn des Bremsens ändern. Die Beiwerte x und y der Dresdener Formel wurden auf Grund von Versuchen ebenfalls als eine Funktion der genannten Geschwindigkeit festgelegt. Sie weichen z. T. nicht unerheblich von den theoretisch ermittelten Werten (0,39 und 0,1) ab. Gleichwohl kann für die nachstehenden Betrachtungen von der Gleichung II ausgegangen werden, weil es sich hier zunächst nur um die grundlegende Darlegung des Rechnungsganges handelt. Die Anlehnung an Gleichung II ist um so mehr berechtigt, als sich aus den nachfolgenden Betrachtungen nebenher eine gewisse Begründung dafür ergibt, warum die Beiwerte x und y nicht immer gleich 0,39 bzw. 0,1 sein können.

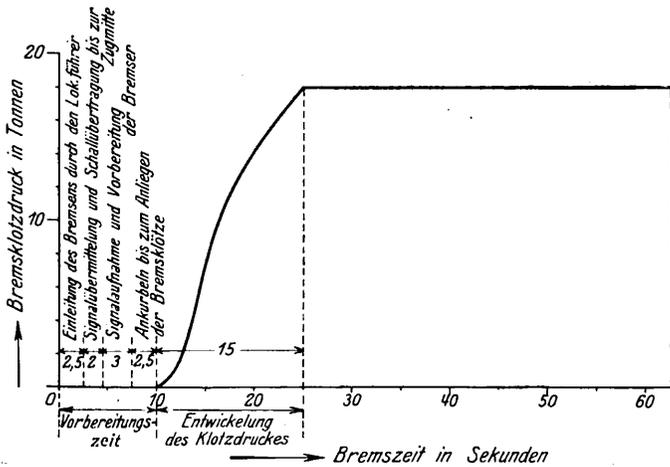


Abb. 1. Bremsdruckschaulinie für Handbremsen.

Bremsen mit langsam ansteigendem Bremsdruck. Für die bis jetzt angegebenen Berechnungsweisen ist es wesentlich, daß man mit „mittleren Bremswiderständen“, „mittleren Reibungszahlen“ und „mittleren Eigenwiderständen“ rechnet. Um dies durchführen zu können, müßte z. B. bei der Handbremse zu der Vorbereitungszeit, d. h. der Zeit,

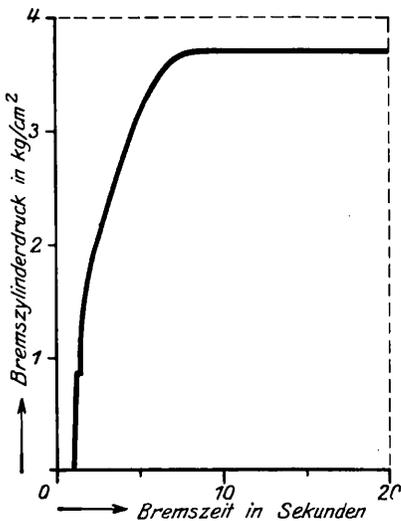


Abb. 2. Bremsdruckschaulinie der Westinghouse-Personenzugbremse.

in verhältnismäßig kurzer Zeit von Null auf ihren Höchstwert steigt. Die Rechnungsweise versagt, wenn der Bremsdruck langsam ansteigt. Abb. 2 und 3 zeigen zwei bezeichnende „Bremsdruckschaulinien“, und zwar Abb. 2 für eine Westinghouse-Personenzugbremse, Abb. 3 für eine

Kunze-Knorr-Güterzugbremse. Aus diesen Schaulinien ist ersichtlich, daß der Druck im Bremszylinder, gemessen in kg/cm^2 , im Falle einer vollen Betriebsbremsung bei der Güterzugbremse wesentlich langsamer ansteigt als bei der Personenzugbremse. Diesem Druck entsprechend wächst die Bremskraft. Um die Wirkung eines derartig verschieden schnellen Ansteigens rechnerisch verfolgen zu können, sollen zwei Grenzfälle untersucht werden, nämlich:

1. der Druck im Bremszylinder erreiche bei Beginn der Bremsung sofort seinen Höchstwert ξ_1 und bleibe während des ganzen Bremsvorganges gleich (Abb. 4).
2. der Druck ξ_2 steige während des Bremsvorganges ständig proportional der Zeit an, so daß man $\xi_2 = \xi_0 \cdot t_2$ setzen kann (Abb. 5). Der Höchstwert von ξ_2 sei ebenso groß wie ξ_1 . Er werde im Augenblicke des Haltens erreicht.

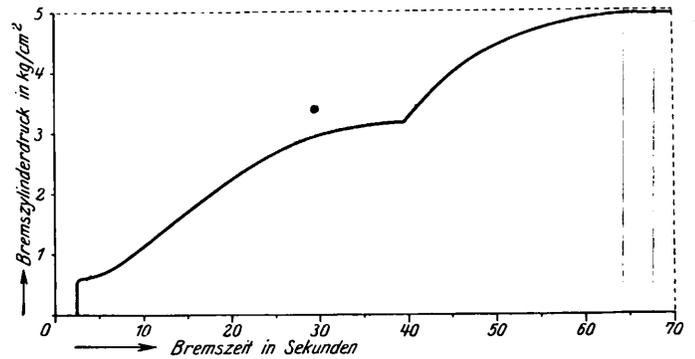


Abb. 3. Bremsdruckschaulinie der Kunze-Knorr-Güterzugbremse.

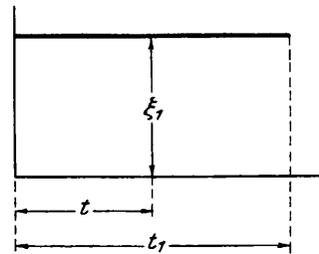


Abb. 4.

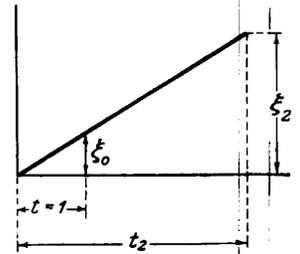


Abb. 5.

Bei sonst gleicher Bauart haben also die beiden Bremsen den gleichen Bremsklotzdruck. Sie unterscheiden sich aber durch den zeitlichen Verlauf des Bremsvorganges. Die Bremskraft und damit die Verzögerung p des Wagens wird dem Druckverlauf im Bremszylinder annähernd proportional sein. Die Vorbereitungszeit sei bei beiden Bremsen die gleiche, dann berechnet sich der eigentliche Bremsweg $S' = S - s$ auf wagerechter Strecke für die beiden Fälle nach folgenden Gleichungen, in denen t_1 bzw. t_2 die Zeiten für den eigentlichen Bremsvorgang und p_1 bzw. p_2 die Verzögerungen am Ende des Bremsvorganges sind.

Fall 1: $\xi = \text{const.}$

$$p_1 = p_1$$

$$1) v_0 = p_1 t_1$$

$$S' = v_0 t_1 - \frac{1}{2} p_1 t_1^2$$

$$= p_1 t_1^2 - \frac{1}{2} p_1 t_1^2$$

$$2) = \frac{1}{2} p_1 t_1^2$$

Fall 2: $\xi = \xi_0 \cdot t$

$$p_2 = p_0 t_2$$

$$v_0 = \int p_0 \cdot t \cdot dt = \frac{1}{2} p_0 t_2^2$$

$$= \frac{1}{2} p_2 t_2 \dots \dots \dots 1)$$

$$S' = v_0 \cdot t_2 - \int \frac{1}{2} p_0 t^2 \cdot dt$$

$$= v_0 t_2 - \frac{1}{6} p_0 t_2^3 = \frac{1}{2} p_2 t_2^2 - \frac{1}{6} p_2 t_2^2$$

$$= \frac{1}{3} p_2 t_2^2 \dots \dots \dots 2)$$

Berechnet man t_1 und t_2 aus den Gleichungen 1) und setzt man die gefundenen Werte in die Gleichungen 2) ein, so ergibt sich:

$$p_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_0^2}{S'} \quad \left| \quad p_2 = \frac{4}{3} \cdot \frac{v_0^2}{S'}$$

Um in beiden Fällen bei gleicher Anfangsgeschwindigkeit v_0 den gleichen Bremsweg S' zu erhalten, muß hiernach die Verzögerung des Wagens am Ende des Bremsweges im zweiten Falle $4/3:1/2=2.67$ mal so groß sein als im ersten Falle. Da vorausgesetzt war, daß bei sonst gleicher Bauart der beiden Bremsen am Ende des Bremsweges $\zeta_1=\zeta_2$ ist, so sind zu diesem Zeitpunkt auch die Bremsklotzdrucke in beiden Fällen die gleichen. Das errechnete Verhältnis der Bremsverzögerungen $p_2:p_1$ läßt sich daher nur durch entsprechende Zahl der einzuschaltenden Bremsen erreichen. Das bedeutet für das vorliegende Beispiel: Trotz der gleichen Bremsklotzdrucke müssen bei der Bremse mit dem veränderlichen Druck 2,67mal so viel Bremsprozent angewendet werden, als bei der Bremse mit gleichbleibendem Druck, wenn man in beiden Fällen die gleichen Bremswege erreichen will.

Hieraus folgt, daß eine Berechnung der Bremsprozent, die sich lediglich auf die Größe des größten Bremsklotzdruckes stützt, nicht ausreicht. Die Unterschiede in der vorzuschreibenden Bremsbesetzung können bei Bremssystemen mit verschiedenen Bremsdruckschaulinien so bedeutend sein, daß auch eine Abschätzung der Bremswirkung der verschiedenen Systeme nicht befriedigen kann. Es muß vielmehr das Gesetz, nach welchem das zeitliche Anwachsen des Klotzdruckes stattfindet, in irgendeiner Form mit in die Rechnung eingeführt werden.

Ein weiterer Grund, weshalb die bisher gebräuchlichen Formeln für die durchgehenden Güterzugbremsen nicht angewendet werden können, liegt darin, daß bei der Aufstellung der Formeln ein festes Verhältnis zwischen dem größten Bremsklotzdruck und dem Achsdruck vorausgesetzt worden ist. Bei der durchgehenden Personenzugbremse war diese Annahme zulässig, weil die Nutzlast eines Personenwagens so gering ist, daß das Gesamtgewicht des Wagens einschließlich Nutzlast im beladenen oder unbeladenen Zustande nahezu gleich ist. Bei Güterwagen mit Handbremsen konnte man annehmen, daß der Bremsergefühlsmäßig die Größe der Bremskraft der Schwere des Wagens anpaßt. Bei der neuerdings eingeführten durchgehenden Güterzugbremse der Bauart Kunze-Knorr ist diese Anpassung aber nur in sehr engen Grenzen möglich. Die Bremse hat nur zwei Bremsstufen, „beladen“ oder „unbeladen“. Bei jeder Vollbremsung wird in jeder Stufe ein bestimmter unveränderlicher Höchstdruck ausgeübt. Das Verhältnis des höchsten Klotzdruckes zum Achsdruck ist daher je nach dem Beladungszustand des Wagens sehr verschieden.

Einführung des Begriffes „Bremswert“ In der Eisenbahnbau- und Betriebsordnung sind die Schwierigkeiten, die sich aus der Veränderlichkeit des Verhältnisses des höchsten Klotzdruckes zum Achsdruck und aus dem langsamen Ansteigen des Klotzdruckes für die Bremsberechnung ergeben, dadurch überwunden worden, daß diese nicht mehr nach „Achsen“ und auch nicht allein nach „Tonnen“ stattfindet, sondern daß jedem Wagen ein bestimmter „Bremswert“ beigelegt worden ist. Diese „Bremswerte“ werden zwar noch „Tonnen“ bemessen, sie stützen sich aber nicht auf eine reine „Tonnenberechnung“, wie sie z. B. nach den bisherigen Bestimmungen der „Technischen Vereinbarungen“ des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen vorgesehen ist, sie sind vielmehr nach ihrer Herleitung abhängig erstens von der Größe des Klotzdruckes, und zweitens von der Zeit. Das letztere insofern, als bei der Ermittlung des „Bremswertes“ der zeitliche Verlauf des Bremsdruckes berücksichtigt ist. Im folgenden

soll gezeigt werden, wie die Berechnung nach „Bremswerten“ mit den Berechnungen nach den früheren Formeln in Einklang zu bringen ist.

Der „Bremswert“ im Sinne der Betriebsordnung gibt das Gewicht derjenigen Masse in Tonnen an, welche die Bremse auf 700 m Weg abzubremsen vermag. Hierbei ist vorausgesetzt, daß das Fahrzeug auf einem beliebigen Gefälle mit einer Geschwindigkeit fährt, bei der die Bremsstufen für Hauptbahnen 100 Bremsprozent verlangen. Zur Verdeutlichung des Begriffes „Bremswert“ denke man sich folgende Versuche durchgeführt: ein Zug von z gleichartigen Wagen je vom Gewichte G , einschließlich Nutzlast, und je mit dem Bremswerte G_0 , die sämtlich mit den zu untersuchenden Bremsen ausgestattet sind, wird unter Verhältnissen abgebremst, für welche die Bremsstufen für Hauptbahnen 100 Bremsprozent vorschreiben. Die Versuche werden nun unter sonst gleichen Verhältnissen insbesondere bei gleichbleibenden Bremsstärken mit mehr oder weniger stark beladenen Wagen durchgeführt. Ist das Gesamtgewicht der Wagen $z \cdot G$, einschließlich Nutzlast, kleiner als die Summe der gesuchten Bremswerte $z \cdot G_0$, so wird der Bremsweg einschließlich des Vorbereitungsweges kleiner als 700 m sein. Ist das Gesamtgewicht $z \cdot G$ größer als $z \cdot G_0$, so wird der Bremsweg zu groß. Diejenige Gesamtlast $z \cdot G = z \cdot G_0$, bei welcher der Bremsweg genau 700 m wird, entspricht den gesuchten Bremswerten. Für deren tatsächliche Festlegung können noch gewisse Sicherheitszuschläge in Frage kommen. Für die weitere Rechnung kann aber der Bremswert G_0 zunächst als bekannt angesehen werden. Sollen nun nicht Fahrzeuge vom Gewicht G_0 , sondern solche vom Gewicht G abgebremst werden, so sind hierzu $\frac{G}{G_0}$ Bremsen erforderlich. Schreiben die Bremsstufen für einen bestimmten Fall nicht 100, sondern b Bremsprozent vor, so sind $\frac{b}{100} \cdot \frac{G}{G_0}$ Bremsen nötig. Mithin kann man für den Bremswiderstand in diesem Falle schreiben:

$$R = \frac{b}{100} \cdot \frac{G}{G_0} \cdot 1000 \cdot \text{Kl} \cdot \mu_m = 10 \cdot \mu_m \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \text{Kl}$$

Hierbei ist der Klotzdruck als eine veränderliche Größe anzusehen.

Die Energiegleichung erhält dann die Form:

$$\frac{m v_0^2}{2} = \int R \cdot ds + W_m \cdot (S - s) - G \cdot n \cdot (S - s) \\ = 10 \cdot \mu_m \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \int \text{Kl} \cdot ds + W_m (S - s) - G \cdot n (S - s)$$

oder:

$$\text{Ib)} \quad 3,9 \cdot V_0^2 = 10 \cdot b \cdot \mu_m \cdot \frac{\int \text{Kl} \cdot ds}{G_0} + W_m (S - s) - n \cdot (S - s)$$

Diese Gleichung entspricht der Gleichung Ia auf Seite 181.

Aus Gleichung Ib) lassen sich die Bremsprozent berechnen, wenn $\int \text{Kl} \cdot ds$ bekannt ist. Der veränderliche Klotzdruck Kl in Tonnen, läßt sich aus der Bremsdruckschaulinie und den Abmessungen der Bremsanordnung ermitteln. Hierbei ergibt sich der Klotzdruck als eine Funktion der Zeit. Zur Lösung des vorstehenden Integrales muß aber der Klotzdruck als eine Funktion des vom Wagen zurückgelegten Weges bestimmt werden. Ein Verfahren hierfür ist weiter unten näher beschrieben. Vorläufig werde die Aufgabe als gelöst betrachtet. $\int \text{Kl} \cdot ds$ stellt alsdann eine Fläche dar, die man in ein Rechteck mit der Basis $(S - s)$ verwandeln kann. Hieraus ergibt sich der mittlere Klotzdruck Kl_m . Setzt man $\psi = \frac{\text{Kl}_m}{\text{Kl}_{\max}}$,

so ist $\int \text{Kl} \cdot ds = \psi \cdot \text{Kl}_{\max} \cdot (S - s)$.

Die Gleichung Ib) erhält dann die Form:

$$\text{Ic)} \quad 3,9 V_0^2 = 10 \cdot b \cdot \mu_m \cdot \psi \cdot \frac{\text{Kl}_{\max}}{G_0} \cdot (S - s) + W_m (S - s) - n \cdot (S - s)$$

Somit sind die Bremsprozente für eine durchgehende Bremse mit dem Bremswert G_0 , dem Höchst-Klotzdruck Kl_{max} und dem Faktor ψ , welcher von der Bremsdruckschaulinie abhängt, zu berechnen, nach einer Gleichung von der Form:

$$IIa) \dots b = \frac{G_0}{\psi \cdot Kl_{max} \cdot \mu_m} \cdot \left(\frac{0,395 V_0^2}{S-s} - 0,1 w_m + 0,1 n \right).$$

Aus einem Vergleich der Formeln II) und IIa) ergibt sich, daß beide übereinstimmen, wenn $\kappa = \frac{\psi \cdot Kl_{max}}{G_0}$ wird. Bei diesem Vergleich ist jedoch eine gewisse Vorsicht geboten.

Neuere Versuche haben gezeigt, daß die Reibungszahlen μ_{m1} , welche man früher annahm, etwas zu gering sind. Rechnet man mit neueren Werten μ_{m2} , so müßte man $\mu_{m1} \cdot \kappa = \frac{\psi \cdot Kl_{max}}{G_0} \cdot \mu_{m2}$ setzen, um die alte und die neu abgeleitete Formel in Einklang zu bringen. Natürlich kann aber in einem gegebenen Falle nur ein Wert von μ_m der richtige sein, gleichgültig, ob es sich z. B. um Handbremsen oder um durchgehende Bremsen handelt. Dieser scheinbare Widerspruch dürfte sich dadurch aufklären, daß bei der alten Formel mit einem $\psi_1 = 1$ gerechnet worden ist. Tatsächlich ist aber die Bremskraft auch bei schnell wirkenden Bremsen nicht völlig unveränderlich. Es müßte daher streng genommen auch hier mit einem $\psi_1 < 1$ zu rechnen sein, so daß etwa $\mu_{m1} = \psi_1 \cdot \mu_{m2}$ wäre. In diesem Falle gehen die alte und die neue Formel ineinander über, wenn

$$\psi_1 \cdot \kappa = \frac{\psi \cdot Kl_{max}}{G_0}$$

ist. Man findet also zwischen dem größten Klotzdruck und dem Bremswert die Beziehung

$$IV) \dots \dots \dots G_0 = \frac{\psi}{\psi_1 \cdot \kappa} \cdot Kl_{max}.$$

Führt man den Vergleich der Formel IIa) nicht mit der Formel II, sondern mit III, also mit der sogenannten Dresdener Formel durch, so ist noch zu berücksichtigen, daß letztere die veränderlichen Beiwerte x und y enthält, während in der Formel IIa) die entsprechenden Werte gleich 0,39 und 0,1 also unveränderlich sind. Vor endgültiger Festlegung der neuen Formel ist in dieser Beziehung noch eine Berichtigung angezeigt die hier nur angedeutet werden soll. Zunächst würde noch die bisher unberücksichtigt gebliebene zusätzliche Energie der sich drehenden Massen in Rechnung zu stellen sein. Sodann bleibt aber noch zu beachten, daß sich bei der Durchrechnung von Beispielen der Wert von ψ etwas verschieden ergibt, je nachdem man von einer großen oder von einer kleinen Anfangsgeschwindigkeit, bzw. von einer wagrechten oder einer stark geneigten Strecke ausgeht. In diesem Umstande dürfte einer der Gründe liegen, welche zu der Annahme der veränderlichen Koeffizienten x und y in der Dresdener Formel geführt haben.

Berechnung von Beispielen.

Es soll im folgenden noch gezeigt werden:

1. wie der Wert ψ , also auch $\int Kl \cdot ds$, aus der Bremsdruckschaulinie und den Abmessungen der Bremsanordnung bestimmt werden können.
2. Wie sich nach dem gleichen Verfahren der „Bremswert“ aus der Bremsdruckschaulinie ableiten läßt.
3. Wie sich bei einem gegebenen Bremswert die Bremsprozente zur Aufstellung einer neuen Bremstafel aus der Bremsdruckschaulinie ermitteln lassen.

1. Ableitung von $\int Kl \cdot ds$ aus der Bremsdruckschaulinie.

Zur Bestimmung von $\int Kl \cdot ds$ muß der Bremsvorgang während des Bremsens näher untersucht werden. Um den Rechnungsgang in möglichst einfacher Form klarzulegen, ist

in Abb. 6 die Zusammensetzung des Bremsweges für eine wagrechte Strecke und unter der Voraussetzung skizziert, daß sich die Anfangsgeschwindigkeit während der Vorbereitungszeit nicht ändert. Der gesamte Bremsweg $S=700$ m besteht aus dem Vorbereitungsweg s und dem eigentlichen Bremsweg $S'=S-s$. Man findet den Bremsweg S indem man zusammensetzt:

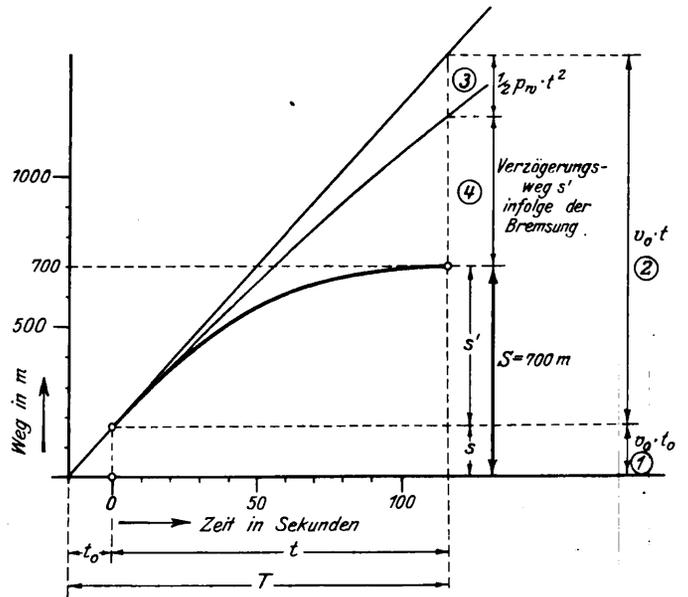
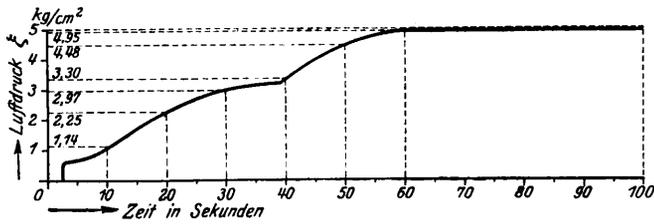


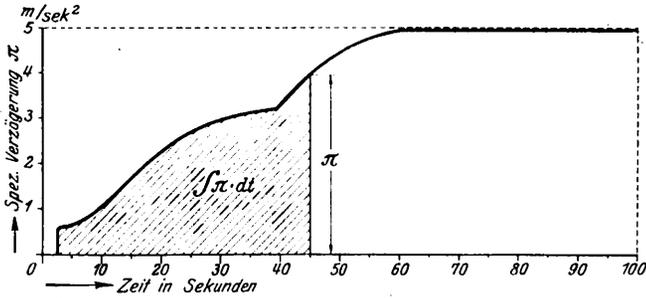
Abb. 6. Zusammensetzung des Bremsweges.

1. den Vorbereitungsweg $s = v_0 \cdot t_0$,
2. den Weg $v_0 \cdot t$, der in der eigentlichen Bremszeit t bei unverminderter Geschwindigkeit zurückgelegt werden würde;
von dieser Summe zieht man ab:
3. den Verlust an Weg durch den Eigenwiderstand w_m .
Dieser ruft eine Verzögerung $p_w = g \cdot \frac{w_m}{1000}$ und einen Wegverlust $s'' = 1/2 p_w \cdot t^2$ hervor (z. B. $t = 100$; $w_m = 2,1 \text{ kg/t}$; $1/2 p_w \cdot t^2 = 105 \text{ m}$);
4. den „Verzögerungsweg“ s' , d. i. der Verlust an Weg, welcher durch die Bremswirkung hervorgerufen wird.
Der verbleibende Rest ist der gesuchte Bremsweg einschließlich des Vorbereitungsweges.

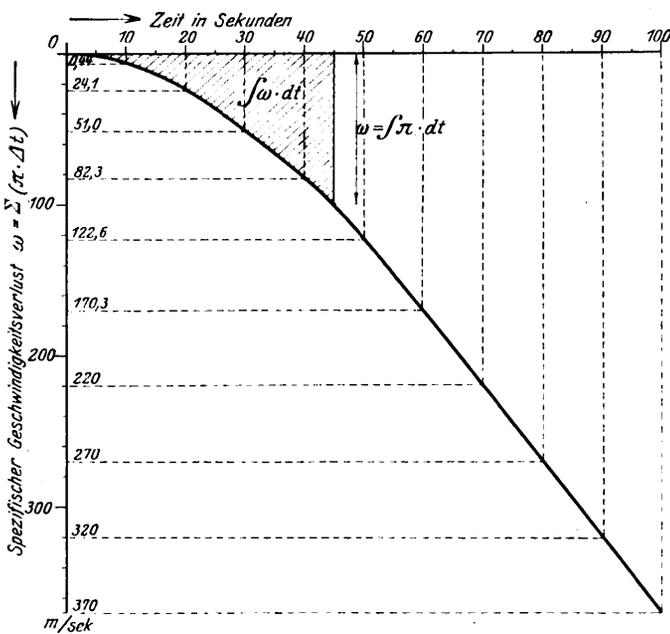
Der Verzögerungsweg s' kann aus der Bremsdruckschaulinie abgeleitet werden. Hierzu werden zunächst die in Abb. 7a, b, c, d dargestellten Werte ermittelt. Diese gelten für eine Masse $m = 1$ und für die Kraft ξ , die auf die Einheit der Kolbenfläche des Bremszylinders ausgeübt wird. Die veränderliche Kraft ξ ist aus der Bremsdruckschaulinie Abb. 7a zu entnehmen. Sie würde einer sich bewegenden Masse von der Größe 1 eine „spezifische Verzögerung“ erteilen von $\pi = \frac{\xi}{1}$ in m/sec^2 (Abb. 7b). Aus dieser Verzögerung ermittelt man — am besten auf zeichnerischem Wege — den Verlust an Geschwindigkeit, welchen die Masse 1 durch die Verzögerung π erleiden würde, indem man die Summe der Produkte $\Delta t \cdot \pi$ bildet, wobei Δt einen klein gewählten Zeitraum und π die von der Bremse herrührende mittlere spezifische Verzögerung während dieses Zeitraumes bedeuten. Nennt man diesen „spezifischen Geschwindigkeitsverlust“ ω , so ist $\omega = \sum (\pi \cdot \Delta t)$ (Abb. 7c). Aus der Geschwindigkeitsabnahme berechnet man in ganz entsprechender Weise den von der Bremse herrührenden „spezifischen Verzögerungsweg“ σ zu $\sigma = \sum (\omega \cdot \Delta t)$ (Abb. 7d). Die Werte ω und σ , welche sich durch die vorstehend beschriebene Integration ergeben, hängen nur von der Brems-



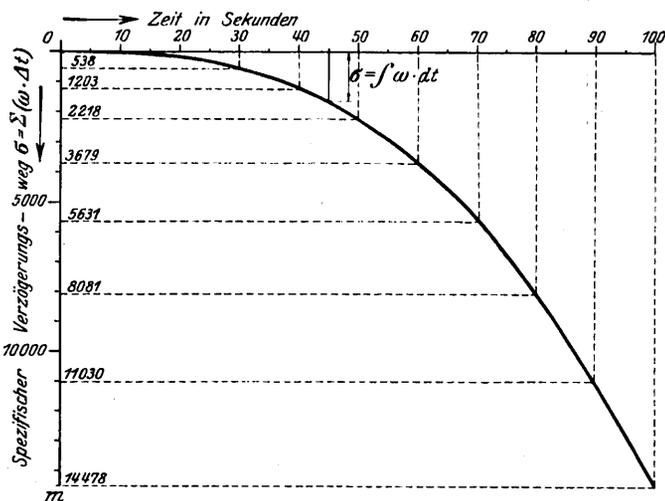
a) Bremsdruckschaulinie.



b) spezifische Verzögerung π.



c) spezifischer Geschwindigkeitsverlust ω.



d) spezifischer Verzögerungsweg σ.

Abb. 7. Ermittlung der spezifischen Verzögerungswege.

druckschaulinie ab. Sie sind dagegen völlig unabhängig von dem Übersetzungsverhältnis der Bremse, von dem Bewegungszustande des Wagens oder von den Vorschriften irgend einer Bremsstafel. Die Integration braucht daher für jedes Bremssystem bzw. für jede Bremsdruckschaulinie nur einmal ausgeführt zu werden. Aus der spezifischen Geschwindigkeitsabnahme ω läßt sich für beliebige Fälle die wirkliche Geschwindigkeitsabnahme v' , und aus dem spezifischen Verzögerungsweg σ der wirkliche Verzögerungsweg s' berechnen, indem man folgende Faktoren in die Rechnung einführt:

Es sei

F die Fläche des Bremskolbens in cm^2 ,

i das Übersetzungsverhältnis der Bremsanordnung,

η der Wirkungsgrad der Bremsanordnung,

dann berechnet sich der Klotzdruck zu:

$$Kl = \frac{F \cdot i \cdot \eta}{1000} \cdot \xi = C_1 \cdot \xi, \text{ wobei}$$

$$C_1 = \frac{F \cdot i \cdot \eta}{1000} \text{ ist.}$$

Wenn für einen bestimmten Fall b Bremsprocente vorgeschrieben sind, so genügen $\frac{b}{100}$ des Klotzdruckes, um die

Masse $m = \frac{G_0}{g}$ auf 700 m Weg abzubremesen. Die Bremskraft ist dann

$$R = \mu \cdot \frac{b}{100} \cdot Kl.$$

Daher ist die Verzögerung

$$p = \frac{R}{m} = \frac{\mu \cdot b/100 \cdot Kl}{G_0/g} = C_2 \cdot \frac{b}{G_0} \cdot Kl,$$

oder:

$$p = C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \xi, \text{ wobei } C_2 = \frac{g \cdot \mu_m}{100} \text{ ist.}$$

Die auf die Masseneinheit und die Einheit der Kolbenfläche bezogenen Werte ω und σ sind nach dem Vorstehenden mit dem gleichen Faktor

$$C_3 \cdot \frac{b}{G_0} = \left(\frac{F \cdot \eta \cdot i}{1000} \cdot \frac{g \cdot \mu_m}{100} \right) \cdot \frac{b}{G_0} = C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{b}{G_0}$$

zu multiplizieren, wie ξ , um die tatsächliche Geschwindigkeitsabnahme v' und den tatsächlichen Verzögerungsweg s' zu erhalten. Es ist also

$$p' = \frac{F \cdot \eta \cdot i}{1000} \cdot \frac{g \cdot \mu_m}{100} \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \xi = C_3 \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \xi;$$

$$v' = \frac{F \cdot \eta \cdot i}{1000} \cdot \frac{g \cdot \mu_m}{100} \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \omega = C_3 \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \omega;$$

$$s' = \frac{F \cdot \eta \cdot i}{1000} \cdot \frac{g \cdot \mu_m}{100} \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \sigma = C_3 \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \sigma.$$

Es sei nun eine Bremse gegeben, deren Bremsdruckschaulinie der Abb. 7a entspricht, die in Abb. 8a nochmals aufgezeichnet ist. Der Bremswert sei zu $G_0 = 14 \text{ t}$ festgelegt. Die Bremsstafeln mögen für 700 m Bremsweg bei $V_0 = 55 \text{ km/h}$ (15,3 m/sec.) auf der wagrechten Strecke $b=17$ Bremsprocente vorschreiben. Die Bremsanordnung habe folgende Konstante:

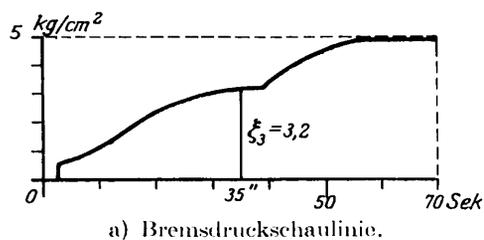
$$C_3 = \frac{F \cdot \eta \cdot i}{1000} \cdot \frac{\mu_m}{10} = \frac{616 \cdot 0,90 \cdot 5,2 \cdot 0,2}{1000 \cdot 10} = 0,0587.$$

$$\text{Dann ist: } \frac{b}{G_0} \cdot C_3 = \frac{17}{14} \cdot 0,0587 = 0,0715.$$

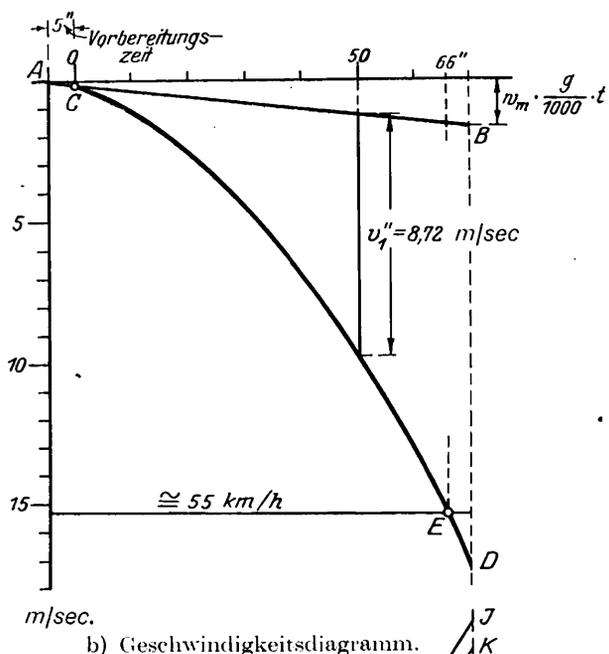
Nimmt man den Eigenwiderstand zu $w_m = 2,1 \text{ kg/t}$ und die Vorbereitungszeit zu $t_0 = 5''$ an, so läßt sich das Geschwindigkeits-Diagramm nach Abb. 8b aufzeichnen. Die Gerade A B entspricht der Geschwindigkeitsabnahme infolge des Eigenwiderstandes. Nach 50 Sekunden ist z. B.

$v'' = w_m \cdot \frac{g}{1000} \cdot t = \frac{g \cdot 2,1}{1000} \cdot 50 = 1,05 \text{ m/sec.}$ Um den Geschwindigkeitsverlust zu ermitteln, welchen die Bremse er-

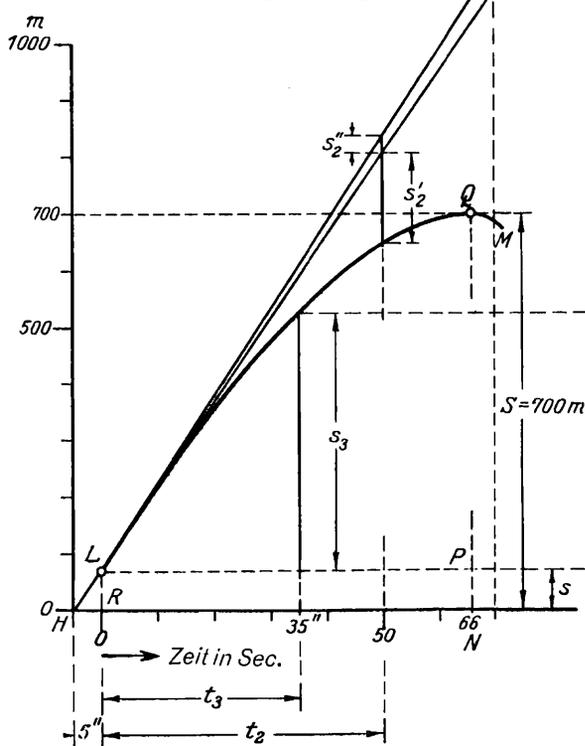
dieses Wertes mit der Konstanten $\frac{b}{G_3} \cdot C_3 = 0,0715$ findet man den gesuchten Geschwindigkeitsverlust (z. B. $v_1'' = \frac{b}{G_0} \cdot C_3 \cdot \omega_1 = 0,0715 \cdot 122 = 8,72 \text{ m/sec.}$) Auf diese Weise ergibt sich die Kurve C D. Zieht man im Abstände $v_0 = 15,3 \text{ m/sec.}$ eine Parallele zur X-Achse, so schneidet diese die Kurve C D im Punkte E. Dieser Punkt entspricht dem Augenblick, in dem der Wagen zum Stillstand kommt. Aus der Abb. 8b kann nunmehr abgelesen werden, daß die Bremszeit $(5+66) = 71$ Sekunden betrug.



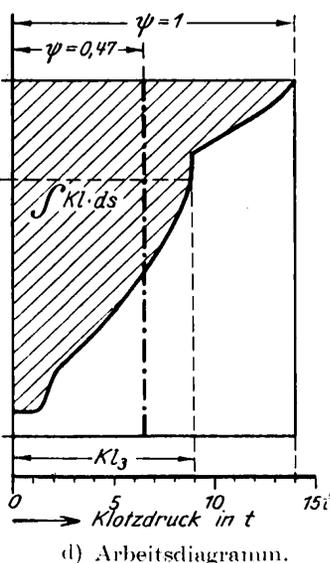
a) Bremsdruckschaulinie.



b) Geschwindigkeitsdiagramm.



c) Wegdiagramm.



d) Arbeitsdiagramm.

Abb. 8. Ermittlung der Bremsarbeit.

Aus dem Geschwindigkeitsdiagramm läßt sich das Wegdiagramm Abb. 8c ableiten, indem man die Gerade $y = v_0 \cdot (t_0 + t)$ (z. B. $y = 15,3 \cdot 50 = 765 \text{ m}$) aufzeichnet. Die Ordinaten dieser Geraden H J entsprechen den Wegen, die das Fahrzeug ohne Bremsung zurücklegen würde. Vermindert man diese Ordinaten um den Verlust an Weg, der durch den Eigenwiderstand entsteht, nämlich $s'' = \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{1000} \cdot w_m \cdot t^2$ (z. B. $\frac{1}{2} \cdot \frac{g}{1000} \cdot 2,1 \cdot 50^2 = 26,25 \text{ m}$), so ergibt sich die Linie H K. Von dieser ist nunmehr der Verzögerungsweg s' abzuziehen, welcher der Wirkung der Bremse entspricht. Diesen Verzögerungsweg erhält man, indem man für eine beliebige Zeit t aus Abb. 7d den Wert σ entnimmt. Dann ist $s' = 0,0715 \cdot \sigma$ (z. B. $t_2 = 50''$; $\sigma_2 = 2220$; $s_2 = 0,0715 \cdot 2220 = 160 \text{ m}$). Auf diese Weise ergibt sich die Kurve L M. Den Bremsweg findet man, indem man am Endpunkte N der Bremszeit, die zu $(5+66)$ Sekunden ermittelt worden war, eine Ordinate errichtet. Die Größe dieser Ordinate N Q bis zu ihrem Schnittpunkte mit der Kurve L M gibt den gesamten Bremsweg S an. Von diesem ist die Strecke N P=L R gleich dem Vorbereitungswege. QP ist der eigentliche Bremsweg.

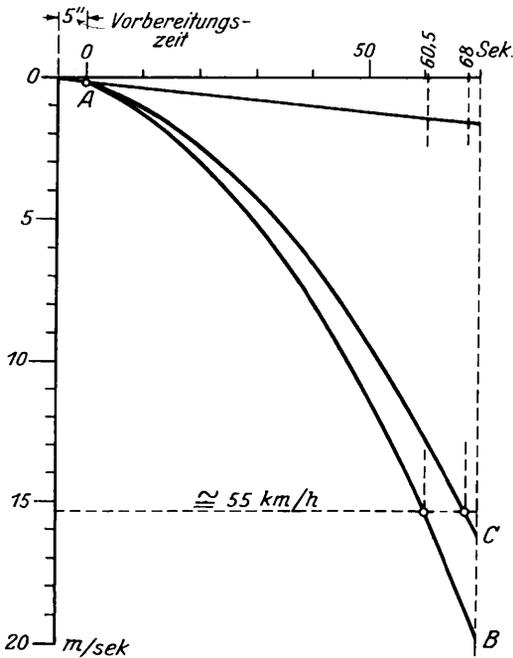
Aus dem Wegdiagramm ist nun noch das Arbeitsdiagramm (Abb. 8d) abzuleiten. Hierzu entnimmt man für eine beliebige Zeit t_3 den bis dahin zurückgelegten Weg s_3 als Ordinate der Kurve L Q. Zu der Zeit t_3 hatte der Druck im Bremszylinder einen Wert ξ_3 , den man aus Abb. 8a ablesen kann. Der Klotzdruck zur Zeit t_3 war daher: $Kl_3 = \frac{F \cdot \eta \cdot i}{1000} \cdot \xi_3 = 2,8 \cdot \xi_3$ (z. B. $t_3 = 35''$; $\xi_3 = 3,2 \text{ kg/cm}^2$; $Kl_3 = 2,8 \cdot 3,2 = 9,0 \text{ t}$). Trägt man diese Kraft senkrecht zum Wege s_3 auf, so erhält man die gesuchte Abhängigkeit zwischen Kraft und Weg. In Abb. 8d stellt also die schraffierte Fläche $\int Kl \cdot ds$ dar. Verwandelt man diese Fläche in ein Rechteck mit der Basis $S = s$, so ergibt sich der gesuchte Wert ψ . Für das vorliegende Beispiel ist $\psi = 0,47$.

Die Rechnung ist mit einem mittleren Reibungswerte μ_m durchgeführt worden. Wird eine genauere Ermittlung gewünscht, so kann man mit Hilfe einer Schaulinie, welche den Augenblickswert von μ in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit angibt, für eine beliebige Zeit t_3 den Wert $\mu_3 \cdot Kl_3$ aus den Abb. 8a und 8b berechnen und dann $\mu_3 \cdot Kl_3$ statt Kl_3 in Abb. 8d als Ordinate auftragen. So erhält man $\int \mu \cdot Kl \cdot ds$, oder rückwärts einen Wert für μ_m , indem man $\mu_m \cdot \int Kl \cdot ds = \int \mu \cdot Kl \cdot ds$ setzt.

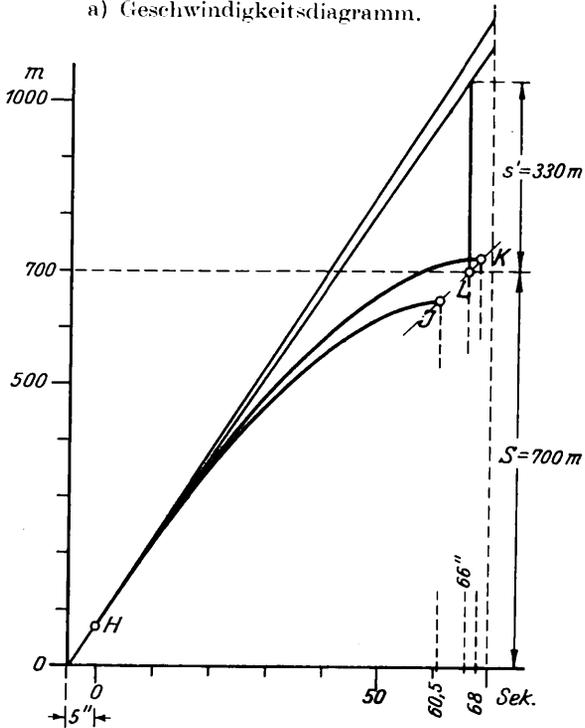
zeugt, entnimmt man für eine beliebige Zeit t_1 aus Abb. 7c den Wert ω_1 (z. B. $t_1 = 50''$; $\omega_1 = 122$). Durch Multiplikation

2. Bestimmung eines Bremswertes.

Es sei eine bestimmte Bremsanordnung und deren Bremsdruckschaulinie gegeben. Es soll die Aufgabe gelöst werden, für diese den Bremswert zu ermitteln, welcher zu einer vorhandenen Bremsstapel paßt. Zu diesem Zweck entnimmt man für eine beliebige Geschwindigkeit (z. B. $V_0 = 55 \text{ km/h}$)



a) Geschwindigkeitsdiagramm.



b) Wegdiagramm.

Abb. 9. Bestimmung eines Bremswertes.

und eine beliebige Neigung (z. B. $1:\infty$) die zugehörigen Bremsprozente aus der Bremsstapel. Es seien für die wagrechte Strecke $b=17$ Bremsprozente vorgeschrieben. Dann berechnet man wie vorstehend die Konstante der Bremse. Nimmt man dieselbe Bremsanordnung an, wie im vorigen Beispiel, so ist $C_3=0,0587$. Da der Bremswert zunächst als unbekannt anzusehen ist, schätzt man ihn ab, z. B. zu $G_0=12t$. Für diesen Wert zeichnet man genau in der bisher beschriebenen

Weise die Geschwindigkeitskurve AB auf (Abb. 9a). Aus dem Schnittpunkte dieser Kurve mit einer Parallelen zur X-Achse im Abstände von $15,3 \text{ m/sec}$ ergibt sich, daß die Bremszeit $(5+60,5)$ Sekunden betragen würde. Zeichnet man nun die zugehörige Wegkurve HJ (Abb. 9b), so findet man aus dieser, daß der Bremszeit von $(5+60,5)$ Sekunden ein Bremsweg von 650 m entspricht. Er ist also zu klein. Man wiederholt daher die gleichen Ermittlungen für einen größeren Bremswert, z. B. $G_0 = 15 t$. Diesem entspricht eine Geschwindigkeitskurve AC und eine Wegkurve HK. Aus ersterer ergibt sich die Bremszeit zu $(5+68)$ Sekunden und aus letzterer der zugehörige Bremsweg zu 730 m . Er ist also etwas zu groß. Zieht man nun in Abb. 9b die Verbindungslinie IK und im Abstände von 700 m eine Parallele zur X-Achse, so ist der Schnittpunkt L dieser beiden Linien der Endpunkt der Wegkurve, welche für den gesuchten Bremswert G_0 gilt. Man kann daher aus der Abb. 9b ablesen, daß der „Verzögerungsweg“ s' für den gesuchten Bremswert 330 m und die Bremszeit $(5+66)$ Sekunden ist. Nun ist aber

$$s' = C_3 \cdot \frac{b}{G_0} \cdot \sigma \text{ oder } G_0 = C_3 \cdot b \cdot \frac{\sigma}{s'}$$

Es war $C_3=0,0587$, $b=17$: der zu 66 Sekunden gehörige Wert von σ ist nach Abb. 7d gleich 4700 . Demnach ergibt sich:

$$G_0 = 0,0587 \cdot 17 \cdot \frac{4700}{330} = 14,2t$$

3. Aufstellen einer neuen Bremsstapel.

Es sei für eine bestimmte Bremsanordnung und eine bekannte Bremsdruckschaulinie der Bremswert G_0 gegeben. Für diese Bremse soll nun eine Bremsstapel völlig neu aufgestellt werden. Will man die Bremsprozente nicht nach einer festgelegten Formel und mit einem Mittelwerte von ψ berechnen, sondern sie in genauerer Weise bestimmen, so kann dies auf folgendem Wege geschehen.

Man zeichnet sich für eine beliebig gewählte Geschwindigkeit (z. B. $V_0=55 \text{ km/h}$ oder $v_0=15,3 \text{ m/sec}$) wiederum in der bisher beschriebenen Weise die Geschwindigkeitskurven sowie die Wegkurven auf, und zwar sowohl für $b=10$ als auch für $b=20, 30, 40$ usw. — Bremsprozente. Hierbei ergeben sich die Kurvenscharen in Abb. 10. Deren Ordinaten können aus der Kurve für $b=10$ abgeleitet werden, indem man die Ordinaten der letzteren mit 2 bzw. 3, 4, 5 usw. multipliziert. Zur Berücksichtigung der Wirkung der Schwerkraftkomponente ist in Abb. 10a im Abstand von $15,3 \text{ m/sec}$ unter der X-Achse noch ein Strahlenbündel gezeichnet, das der Geschwindigkeitszunahme für die verschiedenen Neigungen entspricht (z. B. $n=5, 10, 25$). Dann gibt z. B. die Strecke CD die Geschwindigkeitszunahme nach $(5+30)$ Sekunden an. AC ist die ursprüngliche Geschwindigkeit. Von dieser ist AB infolge des Eigenwiderstandes abzuziehen. Dafür kommt aber im Gefälle die Strecke CD hinzu, welche einer Geschwindigkeitszunahme entspricht von $v' = \frac{n \cdot g}{1000} \cdot t$, (z. B.

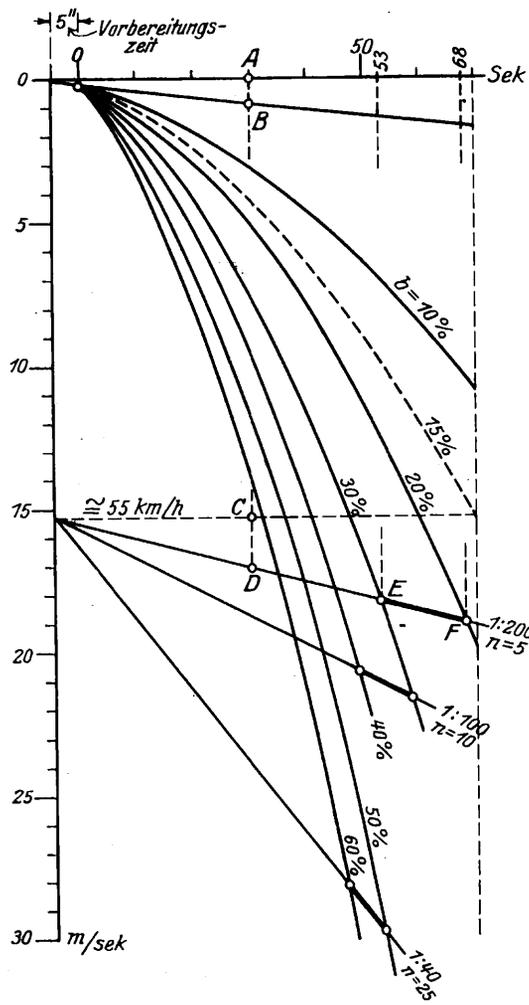
$$v' = \frac{5 \cdot 10}{1000} \cdot 35 = 1,75 \text{ m/sec}$$

In den Wegkurven Abb. 10b ist die Zunahme des Weges infolge des Gefalles durch die Parabelschar $(s''' = \frac{1}{2} \cdot \frac{n \cdot g}{1000} \cdot t^2)$ berücksichtigt, welche unterhalb der X-Achse aufgetragen ist. Bei den gezeichneten Beispielen ist angenommen worden, daß die Anfangsgeschwindigkeit während der Vorbereitungszeit durch die Wirkung des Gefalles zunimmt.

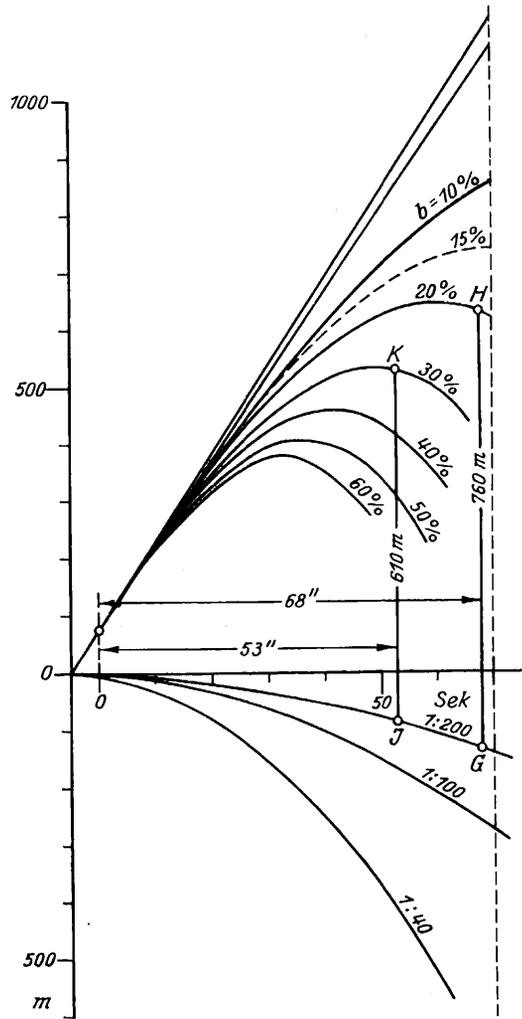
Um nun die Bremsprozente bei der angenommenen Anfangsgeschwindigkeit für eine bestimmte Neigung (z. B. $n=5$) zu ermitteln, stellt man aus Abb. 10a fest, nach welcher Zeit der Wagen bei 20 bzw. 30 Bremsprozenten zum Stillstand

kommen würde. Es sind hierfür die Schnittpunkte E bzw. F maßgebend. Nach der Abb. 10a beträgt die Bremszeit in

Zu diesen Bremszeiten gehören nach Abb. 10b die Bremswege $GH=760$ m und $IK=610$ m. In entsprechender



a) Geschwindigkeitsdiagramm.



b) Wegdiagramm.

Abb. 10. Aufstellen einer neuen Bremsstafel.

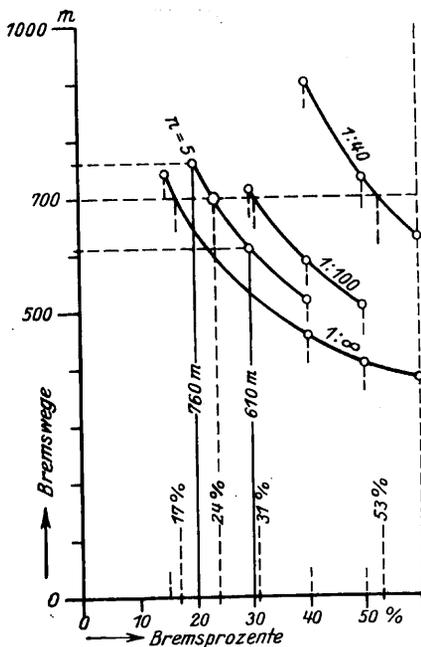


Abb. 11. Bestimmung der Bremsprozente.

dem angenommenen Gefälle bei 20 Bremsprozente ($5+68$) Sekunden, bei 30 Bremsprozente dagegen ($5+53$) Sekunden.

Weise bestimmt man die Bremswege für andere Neigungen und andere Bremsprozente. Die gesuchten Werte für die Bremsstafeln findet man dann durch Interpolation indem man die Bremsprozente 10, 20, 30 usw. als Abszissen und die bei den verschiedenen Neigungen hierzu gehörigen Bremswege als Ordinaten aufträgt. Hierdurch ergibt sich die in Abb. 11 dargestellte Kurvenschar. Zieht man wieder im Abstand von 700 m eine Parallele zur X-Achse, so braucht man nur die Schnittpunkte der Kurvenschar mit dieser Parallelen auf die X-Achse herunterzuloten, um die gesuchten Bremsprozente ablesen zu können. Für die

Neigung	$n=0$	5	10	25
ergibt sich	$b=17$	24	31	53.

Die Tafel B der BO. schreibt vergleichsweise für diese Fälle vor $b'=17$ 24 30 52.

Auf diese Weise lassen sich aus den Abb. 10 und 11 alle Bremsprozente für beliebige Neigungen bei der angenommenen Anfangsgeschwindigkeit $v_0=55$ km/h ableiten. Für andere Anfangsgeschwindigkeiten müssen entsprechende Figuren neu aufgezeichnet werden.

Schlußbemerkungen.

Die vorstehenden Ausführungen sind durchaus nicht in der Absicht geschrieben, einen Ersatz für die Bremsversuche zu schaffen. Letztere werden natürlich jederzeit als endgültig entscheidend, anzusehen sein. Es ist aber versucht worden,

durch die obigen Darlegungen den inneren Zusammenhang zwischen der bisherigen Berechnung nach Achsen und der neueren Berechnung nach Bremswerten klarzustellen. Gleichzeitig sollte hierdurch ein tieferer Einblick in die Abhängigkeiten gegeben werden die zwischen der Größe des Bremsweges und den verschiedenen Faktoren bestehen, die ihn beeinflussen. Diese Kenntnis ist als Grundlage für die Beurteilung und Auswertung der Versuchsergebnisse unentbehrlich. Die angestellten

Betrachtungen dürften auch dann von Nutzen sein, wenn es sich darum handelt, die Bremswirkung für außergewöhnliche Bremsanordnungen oder für außergewöhnliche Betriebsverhältnisse überschläglich zu bestimmen. Außerdem bieten die Ausführungen ein Mittel, um für den internationalen Verkehr bei dem Übergang von Wagen aus einem Bahnnetz in das andere die Wirkung der verschiedenen Bremssysteme gegeneinander abzuschätzen.

Bemerkungen zum Aufbau von Brückenmeistereien.

Von Reichsbahndiplomingenieur Neustätter, Stuttgart.

Das Bedürfnis, für die Unterhaltung der Betriebsbrücken besondere Brückenmeistereien zu bilden, wird mehr und mehr erkannt. Die frühere Abneigung gegen solche Einrichtungen war vielfach auf die Anschauung gegründet, daß die Errichtung weiterer bahneigener Werkstätten nicht zugänglich sei. Diese Auffassung mag dadurch entstanden sein, daß durch die ursprüngliche Bezeichnung „Brückenwerkstätte“ eine falsche Vorstellung von dem in Betracht kommenden Tätigkeitsgebiet erweckt wurde. In Wirklichkeit liegen die Aufgaben der Brückenmeistereien überwiegend im Bahnunterhaltungsdienst; die zugehörigen Schlossereien aber sollen hauptsächlich Behelfszwecken dienen, haben also nicht die Eigenschaft der auf fortlaufende Neuherstellung oder Ausbesserung von Gegenständen eingestellten Werkstätten. Wenn die älteste Brückenmeisterei der Reichsbahn (Kornwestheim) ihren Aufgabenkreis in Anpassung an die besonderen Bedürfnisse der Nachkriegszeit und in Ausnützung günstiger Gelegenheiten über diesen Rahmen hinaus erweitern konnte, so darf nicht übersehen werden, daß es sich hier um eine fortgeschrittene Entwicklungsstufe handelt, mit der die Verhältnisse, wie sie sich bei Neueinrichtung einer Brückenmeisterei darstellen, nicht verglichen werden können. So sind denn auch die da und dort noch bestehenden Bedenken hinsichtlich der Zweckbestimmung, der Wirtschaftlichkeit und des Aufbaus von Brückenmeistereien zu verstehen, wenn die Kornwestheimer Anlage in ihrem derzeitigen Umfang als Vorbild für neu zu gründende Brückenmeistereien gedacht ist.

Brückenmeistereien können nur allmählich ausgebaut werden. Ihre Wirtschaftlichkeit ist in den einzelnen Direktionsbezirken zu verschieden und zu schwer erkennbar, als daß sich eine Norm für ihre zweckmäßige Ausdehnung geben ließe. Grundfrage ist: Welche bei der Brückenunterhaltung anfallenden Arbeiten sind im Selbstbetrieb auszuführen und welche sind Unternehmern zuzuweisen? Daß die regelmäßigen Brückenuntersuchungen nur durch Bedienstete der Verwaltung selbst durchgeführt werden sollten, unterliegt keinem Zweifel. Die Erfahrungen mit den Arbeitskräften, die zu diesen Untersuchungen in der Regel verfügbar waren, gaben den ersten Fingerzeig zur Heranbildung eines Stammes von Brückenschlossern. Man war genötigt, mitunter Bahnarbeiter heranzuziehen, die, um nur ein Beispiel anzuführen, von den Anforderungen, die an die Nietung zu stellen sind, meistens keine Ahnung hatten. Die Folge war ein planloses Herumklopfen auf den Brücken, das besser unterblieben wäre. Häufiger verwendete man Arbeiter, die aus irgendeiner Eisenbahnwerkstätte vorübergehend herausgezogen wurden. Aber auch hierbei zeigte sich, daß ein zuverlässiges Untersuchungsergebnis nur mit gut geschulten Brückenschlossern zu erreichen ist. Die Werkstättenarbeiter haben eben für die oft recht verwickelten Vorgänge auf eisernen Brücken kein Verständnis. Die Besichtigung der nicht immer mit besonderen Stegen ausgerüsteten, eisernen Tragwerke erfordert große Gewandtheit im Klettern sowie Schwindelfreiheit. Ohne ständige Übung tritt das Gefühl der Unsicherheit ein, das der Zuverlässigkeit des Prüfungsergebnisses Abbruch tut. Die „Vorschriften für

die Überwachung und Prüfung der Brücken, Hallen und Dächer“ schreiben wohl vor, daß durch Gerüste und Schutzvorrichtungen dafür zu sorgen ist, daß alle Teile genau und ohne Gefährdungen untersucht werden können. Diese Bestimmung kann aber nur als eine Warnung vor Waghalsigkeiten aufgefaßt werden. Denn praktisch wäre es natürlich nur mit unverhältnismäßig hohen Kosten und Zeitaufwand möglich, überall fliegende Gerüste (noch dazu mit Geländern) anzubringen, um an alle Brückenteile heranzukommen. Das Einrüsten hochgelegener Brücken ist für Ungeübte mit größeren Gefahren verbunden als das Entlanglaufen an einer unteren Hauptträgergurtung für einen gewandten Brückenschlosser. Vollends das Anseilen kommt beim Durchklettern einer Brücke nicht in Frage, weil sich ja das Seil fortwährend verhängen würde oder ununterbrochen aus- und eingehängt werden müßte. Es ist unverantwortlich, nicht genügend geübte Leute mit Brückenuntersuchungen zu beauftragen. Auch für die Überwachung im Bau befindlicher Brücken stehen meist keine geübten Facharbeiter zur Verfügung, so daß die Aufsichtsbeamten neben der Prüfung nach Ingenieurgesichtspunkten auch die handwerksmäßige Untersuchung in den Werkstätten und auf der Baustelle vornehmen müssen, obwohl dies nicht ihre Aufgabe ist. Für ungenügend durchgeprüfte, neue Brückentragwerke entsteht schon bald ein größerer Unterhaltungsaufwand, der vermieden werden kann, wenn der Zusammenbau sachgemäß überwacht wird.

Die Gründe für die Ausführung kleinerer Verbesserungen an Brücken im Selbstbetrieb sind in dem Aufsatz „Bahneigene Brückenwerkstätten“ in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen Nr. 36 vom 28. September 1922 besprochen. Im wesentlichen gilt das dort Gesagte auch heute noch. Man wird derartige Verbesserungen unter allen Umständen in das Programm für neu zu errichtende Brückenmeistereien aufzunehmen haben. Für kleinste Ausbesserungen und Ergänzungen an einzelnen Überbauten, die weiter auseinanderliegen, ist der Selbstbetrieb zweifellos wirtschaftlich überlegen. Zahlreiche Kostenvergleiche beweisen dies selbst bei ungünstigem Ansatz der Verwaltungskostenzuschläge. Wenn z. B. an einer Brücke zwei Niete zu befestigen sind, an der in 10 km Abstand folgenden ein Lager reguliert werden muß, an einer weiteren, wiederum ungefähr gleich weit entfernten ein offener Stoß zu decken ist, wird die Heranziehung einer Brückenbauanstalt kostspielig. Die Brückenmeistereien verfügen über fliegende Werkstätten, die sie in eigens dazu eingerichteten Bahnwagen an die der Baustelle nächst gelegene Station bringen können. Hierin liegt eine Überlegenheit gegenüber den Baustelleneinrichtungen von Unternehmern, die erst für größere Arbeiten wirtschaftlich werden. Mit der Vergebung kleiner Verbesserungsarbeiten an Schlossereibesitzer ohne Fachkenntnisse aus der Gegend der Baustelle sind nicht immer gute Erfahrungen gemacht worden. Die Arbeiten werden am zuverlässigsten durch eigens hierzu abgerichtete Brückenschlosser ausgeführt. Dagegen wird sich die Ausführung kleiner Verbesserungen in größerer Zahl auf nur einer Baustelle, etwa die Verstärkung einiger Hundert

Trägeranschlüsse auch deshalb zur Vergebung an Eisenbauanstalten besser eignen, weil die Zuschläge, die der Unternehmer für Unkosten, Risiko und Gewinn ansetzen muß, im umgekehrten Verhältnis zur Größe des Auftrags stehen.

Eine der Hauptaufgaben der Brückenmeistereien ist die Lagerhaltung zweckmäßig ausgebildeter Hilfsbrücken und Gerüste zur Überbrückung von Baugruben oder zur Unterstützung von Betriebsbrücken sowie deren Ein- und Ausbau. Dabei sind die Gerüste derart genormt, daß sie in den verschiedensten Fällen, wenn nötig nach kleinen Ergänzungen, wieder verwendet werden können. Durch die Vorhaltung dieser Hilfsmittel werden besonders die Mauerwerksarbeiten oft sehr vereinfacht und verbilligt, wobei gleichzeitig eine größere Betriebssicherheit erreicht wird. Auch die Auswechslung von kleineren Brücken in Betriebsgleisen geschieht vorteilhaft durch Brückenmeistereien. Die Brückenunterhaltung wird in den kommenden Jahren vor umfangreiche Aufgaben hinsichtlich der Mauerwerkskörper gestellt sein. Die Zerdrückung und Lockerung von Auflagerschichten, die Verwitterung der Widerlager und Flügel schreiten fort, der Zustand älterer Gewölbe verschlechtert sich, wie denn überhaupt die Lebensdauer des Brückengemäuers im Mittel nur mit 90 Jahren bewertet werden kann und somit fortlaufend zahlreiche Bauwerke von Grund aus zu erneuern sein werden. Zur Ermöglichung der hiermit zusammenhängenden Umbauarbeiten müssen nun, wenn eine gewöhnliche Gleisaufhängung oder Sicherung durch Böcke nicht mehr ausreicht, Hilfsbrücken verwendet werden. Deren Ein- und Ausbau geschieht mittels Kranwagen. Welche Möglichkeiten hier gegeben sind, ist aus der Abhandlung von Dr. Ing. Schaechterle „Über Auswechslung eiserner Bahnbrücken mit Kranwagen“ Bautechnik 1928, Heft 41 u. f. ersichtlich. Die Bedienung der Kranwagen und die Verlegung von Hilfsbrücken kann nur durch besonders hierfür eingeschulte Kräfte geschehen, wenn schwere Unfälle und Betriebsstörungen vermieden werden sollen. Insbesondere kann es den Mauerwerksunternehmern nicht überlassen werden, Hilfsbrücken einzubauen. Die geeigneten Stellen zur Ausbildung und Überwachung dieser Arbeitskräfte sind die Brückenmeistereien. Reichsbahndirektionen ohne Brückenmeisterei werden in Zukunft mehr und mehr darauf angewiesen sein, wegen Stellung der Kranführer und Ausleihung der Hilfsbrücken und Hebezeuge sich an andere Direktionen mit Brückenmeisterei zu wenden, wenn sie nicht den für solche Arbeiten unwirtschaftlichen und vom Standpunkt der Betriebssicherheit kaum gangbaren Weg der Vergebung beschreiten wollen. Das Herumschicken der Kranführer und Brückenschlosser und ihrer Geräte auf weite Entfernungen ist kostspielig, zeitraubend und meist störend für das Bauprogramm beider Seiten. Also auch hier ist das Bedürfnis nach Brückenmeistereien allgemein.

Die Größe des Gebiets, das von einer Brückenmeisterei bearbeitet werden kann, hängt von der Anzahl, der Lage, der Bauart, den Ausmaßen und dem baulichen Zustand der in Betracht zu ziehenden Brücken ab. Im allgemeinen wird eine Brückenmeisterei für einen Direktionsbezirk ausreichen. Die Zusammenfassung mehrerer kleinerer Direktionsbezirke zwecks Bearbeitung durch eine Brückenmeisterei ist nur denkbar, wenn deren Sitz so gewählt werden kann, daß einerseits seine Entfernung von dem aufsichtsführenden Brückenbüro nicht zu groß ist, andererseits die Brückenschlosser die Baustellen ohne allzulange Reisezeit erreichen und leicht von einem Arbeitsplatz zum andern wechseln können. Es muß auch möglich sein, die Baustoffe auf kurzem Wege ohne Verzögerung zur Bearbeitung und Anpassung zwischen Schlosserei und Baustelle hin- und herschicken. Immerhin werden bei der Bedienung mehrerer Direktionen durch nur eine Brückenmeisterei gewisse Unzuträglichkeiten in der Auftragserteilung, der Überwachung und der Abrechnung unvermeidlich sein.

Der Wunsch, bei der Neueinrichtung von Brückenmeistereien sogleich eine möglichst leistungsfähige Werkstätte zu errichten, erscheint abwegig. Für den Anfang kann schon eine einigermaßen gut eingerichtete Betriebsamtsschlosserei, die mit wenig Aufwand für die besonderen Zwecke ausgebaut wird, als ausreichend angesehen werden. Denn hier sozusagen gleich aufs ganze gehen zu wollen, dürfte schon daran scheitern, daß die Heranziehung und Ausbildung geeigneter Kräfte zu schwierig ist. Dem Leiter der Einrichtung, der neben größeren Erfahrungen im Brückenbau über Kenntnisse im allgemeinen Maschinenbau und Werkstattwesen verfügen soll, obliegt es, selbständige Brückenschlosser ausfindig zu machen, die den nötigen Blick für den gedachten Wirkungskreis haben. Er hat sie in der Kranbedienung und im Verlegen von Hilfsbrücken auszubilden und zu den kleinen Verbesserungen anzuleiten. Man täusche sich nicht über die Aussichten, in kurzer Zeit eine zuverlässige Brückenrotte zusammenzubringen. Eine Tätigkeit, die das ganze Jahr über bei jeder Witterung im Freien oft unter wochenlanger Abwesenheit vom Wohnsitz ausgeübt werden muß, ist wenig gesucht, wie das geringe Angebot an tüchtigen Brückenschlossern zeigt. Erst wenn es gelungen ist, einen Stamm von eingelernten Arbeitern zu schaffen, worüber Jahre vergehen können, sollte darangegangen werden, die Brückenmeisterei allmählich den Bedürfnissen entsprechend zu erweitern. Man braucht bei solch schrittweisen Vorgehen dann auch keine Bedenken wegen der Möglichkeit fortlaufender Beschäftigung zu hegen; denn es wird sich überreichlich Arbeit einstellen.

Der Anschluß von Brückenmeistereien an Reichsbahnausbesserungswerke hieße letzteren einen Fremdkörper einfügen. Angenommen selbst, die neu zu gründenden Brückenmeistereien würden der Entwicklung der württembergischen folgen, was indes nicht wahrscheinlich ist, so würde ihr Schwerpunkt doch immer im Bahnunterhaltungsdienst bleiben. Von den acht Schlossern der Brückenmeisterei Kornwestheim werden jährlich rund 2400 Tagwerke geleistet, die sich etwa wie folgt verteilen:

Prüfung alter und neuer Brücken	380 Tagwerke
Kleinere Verbesserungen an eisernen Brücken	250 Tagwerke
Beihilfe beim Ein- und Ausbau von Brücken, Hilfsbrücken, Hilfsgerüsten	500 Tagwerke
Abrechnen alter Brücken und Aufsicht beim Verladen von Brückenteilen	70 Tagwerke
Vorbereitung für das Auswechseln von Brücken, Instandsetzen der Hilfsbrücken und Hebe- zeuge	200 Tagwerke
zusammen Außendienst	1400 Tagwerke

600 weitere Tagwerke entfallen auf das Zurichten wieder verwendbarer älterer Überbauten und auf die Bearbeitung der Werkstoffe, die für kleinere Verbesserungen auf die Baustellen zu bringen sind, wie Ablängen und Bohren von Decklaschen und Winkeln, Anfertigen von Schwellenbefestigungsteilen, Geländern und ähnlichem. Diese Arbeiten werden vorwiegend dann ausgeführt, wenn die Schlosser am Sitz der Brückenmeisterei weilen, am Wochenschluß und wenn vorübergehend keine auswärtige Beschäftigung vorliegt. Die restlichen 400 Tagwerke werden bei der Bearbeitung von Trägern, zu Verbundbrücken geleistet. Wenn also schon eine voll ausgebauten Brückenmeisterei nicht in den Rahmen eines Ausbesserungswerks paßt, so kann dies viel weniger für eine im Entstehen begriffene der Fall sein. Da die Verfügung über die Hilfsbrücken, Hebezeuge einschließlich schwerer Kranwagen, Prüfungsgeräte und Werkzeuge die engste Zusammenarbeit zwischen Brückenbüro und Brückenmeisterei erfordert, beide aber dem Dezernat für Brücken- und Ingenieurhochbauten unterstehen, würden auch Schwierigkeiten in der

Auftragserteilung durch das Werk, das einem maschinen-technischen Dezernenten untersteht, auftreten. Die nötigen Anordnungen können nicht auf längere Sicht getroffen werden, die Schlosser müssen vielmehr in kürzester Zeit von einer auf die andere Baustelle verschickt werden können. Je weniger Mittelspersonen dabei auftreten, desto glatter verläuft die Abwicklung des Auftrags. Bei den Leitern der ganz auf Maschinen- oder Wagenbau zugeschnittenen Werkstätten kann die erforderliche Sachkenntnis für den Brückenbau, bei dem überwiegend bautechnische und statische Gesichtspunkte mitsprechen, auch nicht vorausgesetzt werden. Die Bewirtschaftung von Brückenmeistereien gestattet eine einfache Buchführung und Verrechnung der Arbeiten. Abgesehen von den Walzträgern zu Verbundbrücken, die nur mit wenigen Löchern versehen werden, beträgt der jährliche Bedarf einer ausgebauten Brückenmeisterei an neuem Eisen schätzungsweise 6 t. Die Gesamtlöhne stellen sich auf rund 50000 *ℛℳ*, das ist etwa die Hälfte des Lohnanfalls einer kleinen Bahnmeisterei. Es ist klar, daß hierfür das ausgedehnte Rechnungswesen der Eisenbahnwerkstätten mit einem hundertfachen Jahresumsatz an Baustoffen und Löhnen nicht am Platz ist. Die meisten Arbeiten der Brückenmeisterei werden überdies auf die bei den Betriebsämtern geführten Kostenschläge verrechnet.

Es ist eingewendet worden, daß nicht alle Maschinen, die einer Brückenschlosserei zugeteilt sind, voll ausgenutzt werden könnten. Dabei wird übersehen, daß die Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit bei einer Einrichtung, die hauptsächlich der Betriebssicherheit dienen soll, nicht überspannt werden dürfen. Auch kann kein Baubetrieb seine Baumaschinen ununterbrochen im Lauf halten, da er ja stark von der Jahreszeit abhängt. Eine Brückenschlosserei kann nicht für Fließarbeit eingerichtet werden. Es genügt daher auch, wenigstens für den Anfang, ältere Maschinen, die in größeren Eisenbahnwerkstätten nicht mehr genügend leistungsfähig sind und ausgeschieden werden sollen, den Brückenmeistereien zu-

zuweisen. Aber selbst, wenn man den Fall setzt, daß eine Schlosserei bei einem Aufwand von 30000 *ℛℳ* mit durchweg neuen Maschinen ausgestattet wird, würde dies bei 8^o/₁₀₀ Verzinsung und 10^o/₁₀₀ Amortisation des Anlagekapitals einen Jahresaufwand von 5400 *ℛℳ* bedeuten. Nimmt man an, daß die Maschinen im Durchschnitt nur zu $\frac{3}{4}$ ausgenutzt sind, so ist der Verlust durch Leerlauf etwa 1500 *ℛℳ*. Was bedeutet dieser Betrag gegenüber den Werten, die durch eine Brückenmeisterei zu erhalten sind? Es wird niemanden einfallen zu verlangen, daß, wenn einmal mehrere schwere Kranwagen oder eine Anzahl von Hilfsbrücken angeschafft sind, sie nun auch alle Tage benützt werden müssen. Ebenso wenig können dergleichen Forderungen für den Gebrauch der Maschinen der Brückenschlosserei erhoben werden. Die Ersparnisse, die der Selbstbetrieb im Gefolge hat, sind so bedeutend, daß die kleine Erhöhung der Unkosten durch zeitweilige Stillage einzelner Maschinen keine Rolle spielt. Als Beispiel dafür möge angeführt werden, daß die Beschaffung und Zurichtung von Trägern zu einem größeren Verbundtragerwerke im Gewicht von 180 t — bei 100^o/₁₀₀ Verwaltungszuschlag auf die Löhne — im Selbstbetrieb auf 166 *ℛℳ/t* zu stehen kam, während die Vergebung 200 *ℛℳ/t* erfordert hätte. Der Kostenunterschied beträgt somit rund 6000 *ℛℳ*. Wenn die Bearbeitung von I-Trägern für Verbundträger wirtschaftlich sein soll, sind aber neuzeitliche Bohrmaschinen und leistungsfähige Krane notwendig. Dagegen wäre es kurzichtig, die Überlegenheit von Eisenbauanstalten in der Herstellung von Blechträgern und Fachwerkbrücken anzuzweifeln. Für diese Arbeiten bedarf es einer umfangreichen und teuren Werkstatteinrichtung mit zahlreichen zeitgemäßen Maschinen zum Hobeln, Richten, Schneiden, Fräsen, Sägen von Blechen und Winkeln, sowie anderer Anlagen, deren wirtschaftliche Ausnützung bei den dem Selbstbetrieb gezogenen Grenzen nicht gewährleistet ist. Man sollte sich aber davor hüten, sich auf Arbeiten zu verlegen, die mit den Aufgaben einer Brückenmeisterei nichts zu tun haben.

Fliegende Bahnunterhaltungstrupps (Bautrupps) bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat vor kurzem organisatorische und technische Bestimmungen für die Aufstellung fliegender Bahnunterhaltungstrupps (Bautrupps) getroffen. Die Bahnunterhaltung, insbesondere Gleisarbeit läßt sich zweckmäßig und wirtschaftlich nur in der guten Jahreszeit ausführen. Diese Arbeiten drängen sich daher auf einen Teil des Jahres zusammen. Der Umfang der in einem Bezirk anfallenden Arbeiten ist auch nicht in jedem Jahre gleich. Die ständig beschäftigten Bahnunterhaltungsarbeiter (Stammarbeiter) deren Zahl nach dem regelmäßig während des ganzen Jahres gleichmäßig aufkommenden Arbeitsanfall zu bemessen ist, reichen zu ihrer Bewältigung nicht aus. Es werden daher sog. Zeitarbeiter eingestellt, wenn hierfür in der in Frage kommenden Jahreszeit geeignete Arbeitskräfte zu haben sind. In Industriegegenden ist das vielfach nicht möglich. Andere Gegenden haben Überfluß an geeigneten Kräften. In Industriebezirken mit ihrem dichten Eisenbahnnetz und ihrem starken Verkehr besteht jedoch der größte Bedarf an Bahnunterhaltungsarbeitern. Der Mangel an Unterkunft läßt nicht zu, den anderorts bestehenden Überschuß an Arbeitskräften auf einige Monate des Jahres dorthin zu verpflanzen. Diese Schwierigkeiten lassen sich beseitigen, wenn die in gewissen Gegenden überschüssigen Arbeitskräfte in „Bautrupps“ zusammengefaßt und dort angesetzt werden, wo an Ort und Stelle geeignete Arbeitskräfte nicht in genügender Zahl zu bekommen sind. Die Bautrupps werden in Wohnzügen untergebracht. Dadurch ist die Möglichkeit gegeben, sie der Reihe nach an verschiedenen Baustellen anzusetzen, ohne daß durch den Wechsel des Unterkunftsortes Schwierigkeiten entstehen können. Die fortschreitende Einführung besonderer Bauweisen bei Gleisarbeiten unter Verwendung von Maschinen und Sondergeräten läßt es besonders erwünscht erscheinen, diese Arbeiten mit geschlossenen und gut geschulten Trupps auszuführen.

Die Bautrupps haben in der Regel eine Stärke von 60 bis 80 Mann. Als Führer ist ein gewandter Oberbahnmeister auszuwählen, dem je nach der Stärke des Trupps drei bis vier geeignete Rottenaufsichtsbeamte und eine Schreibhilfe beizugeben sind. In der Regel ist der Bautrupp ausschließlich aus Zeitarbeitern zu bilden. Ist der Bautrupp mit besonderen Baumaschinen ausgerüstet, so empfiehlt es sich, wenigstens für die Wartung der Maschinen dafür ausgebildete Stammarbeiter zu verwenden. Da der Bautrupp häufig die Arbeitsstelle wechselt und in den Bezirken verschiedener Bahnmeistereien zu arbeiten hat, bildet er eine selbständige Dienststelle. Er untersteht der Reichsbahndirektion in sachlicher und einem Betriebsamt in persönlicher Beziehung. Die Reichsbahndirektion weist dem Bautrupp die Arbeitsstellen und das Arbeitsprogramm zu. Das örtliche Reichsbahnbetriebsamt nimmt die fertige Arbeit ab, ordnet notwendige Nacharbeiten an usw.

Der Wohnzug für den Bautrupp besteht aus der erforderlichen Zahl von Wohnwagen, Küchenwagen, Gerätewagen, Kohlenwagen usw. Jeder Mannschafts-Wohnwagen wird mit sechs, höchstens acht Feldbetten (eine Matratze, Kopfpolster und Decken), kleinen Schränken, Tischen, Schemeln, Waschgeschirren und dergl. ausgestattet. Für den Truppleiter, die Rottenführer und die Schreibhilfe sind besondere Räume zu schaffen. Die für den Truppleiter und die Schreibhilfe vorgesehenen Räume haben Einrichtungen für die Erledigung schriftlicher Arbeiten und Fernsprechananschluß zu erhalten.

Nach der Verfügung haben sich die Bautrupps bei den Reichsbahndirektionen, die solche verwendet haben, in jeder Beziehung bewährt. Es ist mit ihrer Hilfe gelungen, die anfallenden vermehrten Gleisarbeiten nicht nur rechtzeitig und in besonderer Güte und Dauerhaftigkeit, sondern auch wirtschaftlich durchzuführen.

Die selbsttätige Steuerung der Berliner elektrischen Triebwagen.

Von Dipl.-Ing. R. Spies, Berlin.

In Heft 17 (1928) dieser Zeitschrift hat Lang über die Elektrisierung der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen berichtet, dabei aber die elektrische Ausrüstung der Triebwagen nur kurz gestreift. Da diese jedoch manche interessante Besonderheit aufweist, seien ihre Grundzüge nachstehend erörtert. Wie Lang schon hervorhob, haben die Triebwagen eine selbsttätige Steuerung erhalten. Das Wesen einer solchen selbsttätigen Steuerung liegt darin, daß die Regelung der Motoren, d. h. das Abschalten der Anfahrwiderstände und das bei mehrmotorigen Gleichstromfahrzeugen übliche Reihen- und Parallelschalten der Motoren bzw. Motorgruppen nicht willkürlich durch den Führer erfolgt, sondern selbsttätig in Abhängigkeit von einem vom Motorstrom durchflossenen Stromwächter, dem sogenannten Fortschaltrelais. Dadurch wird der Triebwagenführer — und das ist einer der wichtigsten betrieblichen Vorteile der selbsttätigen Steuerung — wesentlich entlastet; denn die nichtselbsttätigen Steuerungsarten stellen große Anforderungen an die Aufmerksamkeit des Führers, wenn die für die Stadtbahn erforderliche hohe Anfahrbeschleunigung erzielt werden soll, ohne daß die Strom- und Zugkraftspitzen zu hoch werden und dadurch Schleudergefahr eintritt. Der Führer kann vielmehr seiner eigentlichen Aufgabe, der Beobachtung der Strecke und der Signale, volle Aufmerksamkeit widmen. Ein weiterer Vorteil für die Betriebsunterhaltung ist der Fortfall der zahlreichen Verriegelungsleitungen, die bei den für Vielfachsteuerungen, d. h. Steuerung mehrerer Fahrzeuge von einem Führerstand aus, sonst üblichen Schützensteuerungen erforderlich sind, um Fehlschaltungen der einzelnen Schütze und dadurch etwa entstehende Schäden, z. B. Kurzschlüsse zu verhüten. Diese Verriegelungsleitungen und ihre Kontakte stellen selbst wieder eine Fehlerquelle dar, so daß ihr Fortfall zweifellos die Betriebssicherheit hebt. Auch sind bei einer selbsttätigen Steuerung nur wenige durch den ganzen Zug gehende Steuerleitungen erforderlich. Es können also die Steuerstromkupplungen zwischen den einzelnen Wagen des Zuges klein und handlich gehalten werden.

Das Weiterschalten von einer Schaltstufe auf die nächste erfolgt, wie erwähnt, in Abhängigkeit von dem Fortschaltrelais (Abb. 1). Dieses ist seinem Wesen nach ein Minimal-

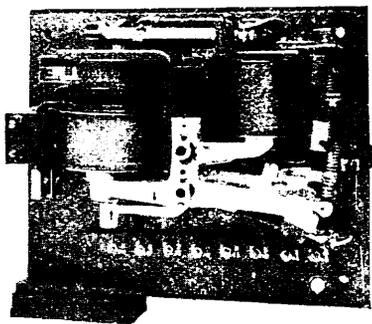


Abb. 1. Fortschaltrelais.

relais. Die in der Abbildung links erkennbare aus zwei Flachkupferwindungen bestehende Spule ist in den Stromkreis der Triebmotoren geschaltet. Ist der Strom groß, z. B. im Augenblick des Weiterschaltens von einer Stufe auf die nächste, so zieht das Fortschaltrelais seinen Anker an und unterbricht mittels der an dem Anker angebrachten Kontakte (in der Abbildung rechts unten sichtbar) den Steuerstromkreis der selbsttätigen Steuerung. Sinkt infolge der zunehmenden Geschwindigkeit des Fahrzeuges der Motorstrom unter einen gewissen Grenzwert, so vermag das Fortschaltrelais seinen Anker nicht mehr angezogen zu halten. Der Anker fällt ab und schließt mittels seiner Kontakte den Stromkreis für den Antriebsapparat der selbsttätigen Steuerung. Infolgedessen wird durch Drehung der Schaltwalze die nächste Schaltstufe eingeschaltet. Die in der Abb. 1 erkennbare unter der Motorstromspule angeordnete „Zugspule“ wirkt in gleichem Sinn wie die Starkstromspule auf den Anker und wird während

des Schaltens von einer Fahrstufe auf die nächsthöhere kurzzeitig eingeschaltet, um ein sicheres Anziehen des Ankers zu gewährleisten; denn es ist mit einer einzigen Spule nicht möglich, zwei Grenzwerte für das Anziehen und das Abfallen eines Relaisankers richtig innezuhalten. Die Zugspule ist aber noch aus einem anderen Grunde unbedingt erforderlich. Es könnte nämlich nach kurzem Abschalten der Fall eintreten, daß die Geschwindigkeit des Fahrzeuges beim Wiedereinschalten noch so groß ist, daß der von den Motoren aufgenommene Strom unterhalb des Abfallwertes des Fortschaltrelais liegt, das Fortschaltrelais also seinen Anker nicht anziehen kann. In diesem Fall würde der Antrieb dauernd an Spannung liegen bleiben und nur einen Hub ausführen können. Schließlich ermöglicht es die Zugspule auch, die Schalteinrichtung im Schuppen, wenn also die Motoren überhaupt nicht stromdurchflossen sind, zu prüfen; denn sie ist so stark bemessen, daß sie auch allein den Anker des Fortschaltrelais anzuziehen vermag.

Der schwierigste Bauteil einer selbsttätigen Steuerung ist offenbar der eigentliche Antrieb. Obwohl in Amerika selbsttätige Steuerungen schon seit längerer Zeit mit Erfolg gebaut wurden, lagen in Deutschland Bau- und Betriebserfahrungen noch nicht vor, als nach dem Kriege zunächst die nördlichen Berliner Vorortstrecken auf elektrischen Betrieb umgestellt werden sollten. Um bei der Wichtigkeit der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen für den gesamten Verkehr der Reichshauptstadt vor unliebsamen Zwischenfällen gesichert zu sein, entschloß sich die Reichsbahn daher, zunächst verschiedene Bauarten der selbsttätigen Steuerung eingehend zu erproben. Auf Grund der günstigen Ergebnisse wurde für die Ausrüstung aller reichsbahneigenen Strecken des Berliner Nahverkehrs die von den Bergmann-Elektrizitäts-Werken und den Maffei-Schwartzkopff-Werken entwickelte Steuerung mittels eines elektro-pneumatischen Klinkwerkes gewählt. Dieser Antrieb ermöglicht es ohne weiteres, die bei Straßenbahnen übliche und bewährte Bewegungsart innezuhalten: langsames, genau stufenweises Einschalten, aber schnelles Ausschalten durch unmittelbares Zurückgehen auf die Nullstellung. Denn nur so sind Motoren und Schaltwalze vor unnötigen Beanspruchungen geschützt. Gewöhnliche Druckluft- oder Elektromotoren ergeben diese Bewegungsart nicht ohne weiteres. Sie können nur durch zusätzliche Einrichtungen, wie ausrückbare Kupplungen, Anlaßeinrichtungen, Sperrkontakte, Anschläge das Ziel erreichen. Diese empfindlichen und infolgedessen für Bahnbetrieb nicht geeigneten Maschinenteile sind bei dem elektro-pneumatischen Klinkwerk vollkommen vermieden.

Die Bedienung der selbsttätigen Klinkwerksteuerung im Betrieb ist außerordentlich einfach. Der Führer hat bei Fahrtantritt am Führerschalter die Fahrtrichtung und die gewünschte Beschleunigung einzustellen und sodann zum Einschalten der Motoren einen entsprechend kräftig gehaltenen Druckknopf am Führerschalter niederzudrücken. Weitere Handgriffe sind nicht erforderlich. Das Weiterschalten von einer Fahrstufe zur nächsten besorgt das Fortschaltrelais stets im richtigen Augenblick, so daß unter voller Ausnutzung der Motoren unzulässige Strom- und Zugkraftspitzen (und damit Schleudergefahr oder eine Überlastung der Motoren nicht auftreten können.

Die grundsätzliche Wirkungsweise des elektro-pneumatischen Klinkwerkes (Entwurf der Bergmann-Elektrizitäts-Werke) zeigt Abb. 2. Es besteht im wesentlichen aus zwei Druckluftzylindern. Der obere ist der Arbeitszylinder; wenn seine Ventilschule vom elektrischen Strom durchflossen wird, wenn also der Führer zum Anfahren den Druckknopf

niederdrückt, so öffnet sich das Druckluftventil, der Kolben wird nach rechts gedrückt und klinkt das Klinkrad um eine Zahnteilung weiter. Da das Klinkrad mit der Schaltwalze gekuppelt ist, und da eine Zahnteilung genau einer Fahrstufe entspricht, so wird auf diese Weise die nächsthöhere Fahrstufe eingeschaltet. Hat der Arbeitskolben seinen Hub

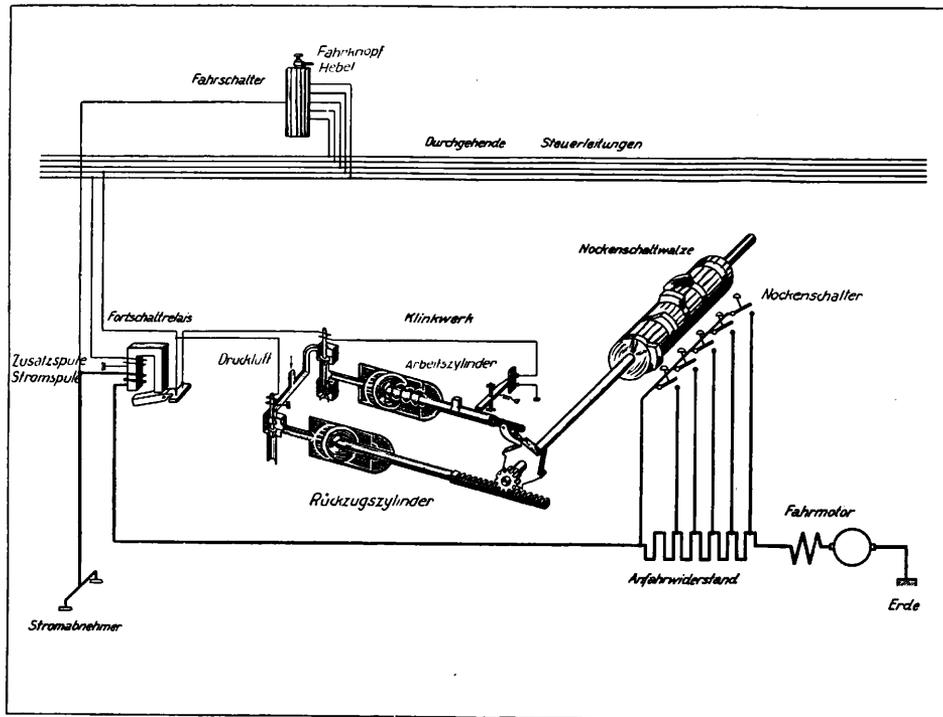


Abb. 2. Grundsätzliche Wirkungsweise des elektro-pneumatischen Klinkwerkes.

beendet, so schaltet er selbsttätig seine Ventilspule aus und wird von einer Feder wieder in die Anfangsstellung zurückgeworfen, so daß er für einen neuen Schaltvorgang bereit ist. Dieser setzt ein, sobald der Stromkreis der Ventilspule wieder geschlossen wird, sobald nämlich das Fortschaltrelais infolge Absinken des Motorstromes bei zunehmender Geschwindigkeit seinen Anker abfallen läßt; denn wie aus der Abbildung ersichtlich, ist der Stromkreis des Ventils am Arbeitszylinder über den Kontakt am Anker des Fortschaltrelais geführt. Das Spiel der einzelnen Vorschübe wiederholt sich bis zur letzten Fahrstufe, sofern der Führer nicht schon vorher durch Loslassen des Druckknopfes abgeschaltet hat. Jetzt tritt der Rückzugszylinder in Funktion. Sein Ventil läßt Druckluft in den Zylinder eintreten, wenn die Ventilspule stromlos wird. Die Wirkungsweise des Ventils ist hier also gerade umgekehrt wie beim Arbeitszylinder. Die Kolbenstange des Rückzugzylinders ist gezahnt und steht mit einem auf der Klinkradwelle aufgekeilten Ritzel in Eingriff. Bei jedem Arbeitshub wird also der Kolben des Rückzugzylinders um einen entsprechenden Weg mitgenommen. Für eine ganze Umdrehung des Klinkwerkes macht er einen ganzen Hub. Strömt beim Abschalten Druckluft in den Rückzugzylinder ein, so zieht der Rückzugkolben durch Zahnstange und Ritzel die ganze Schaltwalze sofort, ohne sich bei den einzelnen Fahrstufen aufzuhalten, in die Nullstellung zurück. Auf diese Weise erreicht das Klinkwerk der Stadtbahnsteuerung genau die für Schaltwalze und Motoren zuträglichste Bewegungsart, ohne dazu erst besonderer zusätzlicher Einrichtungen zu bedürfen. Auch das äußerst wichtige Einhalten der Stufen ist von vornherein gewährleistet, da diese durch die Teilung des Klinkrades unverrückbar gegeben sind. Vor dem Zurückdrehen des Klinkwerkes in die Nulllage muß natürlich die Vorschubklinke und eine weitere, in der Abbildung nicht angegebene „Sperrklinke“ ausgehoben werden. Diese Sperr-

klinke eilt der Vorschubklinke etwas vor und verhindert ein unbeabsichtigtes Zurückgehen des Klinkwerkes in dem Augenblick, in dem die Vorschubklinke beim Rückgang des Arbeitskolbens über einen Klinkradzahn hinweggleitet. Für das Ausheben der beiden Klinken ist ein ebenfalls in dem

Übersichtsbild nicht wiedergegebener „Aushebezylinder“ vorgesehen. Sein Kolben muß offenbar, soll eine Sperrung des Klinkwerkes vermieden werden, mit Voreilung gegenüber dem Rückzugkolben arbeiten, d. h. erst müssen die Klinken ausgehoben sein und dann darf die Rückwärtsbewegung einsetzen. Der Aushebezylinder ist daher zwischen dem Magnetventil des Rückzugzylinders und diesem angeordnet, so daß sein Kolben erst nach einem zum Ausheben ausreichenden Weg die Luftleitung zum Rückzugzylinder freigibt. Um ein weiches Arbeiten des Klinkwerkes zu erzielen, sind der Arbeits- und der Rückzugzylinder mit je einem gleichachsig zu ihnen liegenden Dämpfungszylinder ausgerüstet. Mit Rücksicht auf die in der Stromschiene zu erwartenden Spannungsabfälle müssen die Grenzen, innerhalb deren das Klinkwerk arbeitet, recht groß sein. Es ist daher vorgeschrieben und auch erreicht worden, daß das Klinkwerk zwischen 45 und 90 Volt (bei normal, d. h. 750 Volt Stromschienspannung 75 Volt) und zwischen 3 und 6 at einwandfrei arbeitet.

Abb. 3 zeigt das Klinkwerk bei offenem vorderen Schutzkastendeckel. Rechts ist

der Flansch des Rückzugdämpfungszylinders zu erkennen sowie das Ritzel der Klinkradwelle. Links neben diesem ist auf der Welle der eine Bordring des Klinkrades zu sehen. In der Mitte ist das Magnetventil des Arbeitszylinders angeordnet, darüber der Arbeitszylinder. Links ist das Magnetventil des Rückzugzylinders ersichtlich.

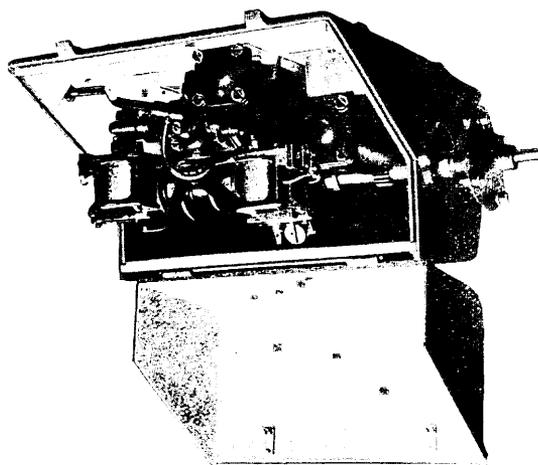


Abb. 3. Klinkwerk.

Die Anordnung von Klinkwerk und Schaltwalze unter dem Triebwagen bei geöffneten vorderen Verschlussdeckeln geht aus Abb. 4 hervor. Der verhältnismäßig große Abstand beider Apparate ist vorgesehen, um geringe Höhenunterschiede der Befestigungen am Wagenteil auszugleichen. Es sind zu diesem Zweck zwei Scheibenkupplungen angeordnet, von denen die an der Schaltwalze gleichzeitig als Isolation dient, da die Schaltwalze (vergl. die weißen

Isolatoren) gegen den Wagenteil isoliert ist, das Klinkwerk dagegen nicht.

Die von dem Klinkwerk angetriebene Schaltwalze kann an sich von beliebiger Bauart sein, etwa wie eine Kontrollwalze mit Schaltringen und Kontaktfingern. Für die Berliner Stadtbahn wurde jedoch eine Nockenschaltwalze (Entwurf der Maffei-Schwartzkopff-Werke) gewählt. Bei dieser werden die einzelnen Schaltverbindungen des Motorstromkreises durch Druckschalter hergestellt, die von auf der Welle sitzenden

der Übergangsstellung ist es wünschenswert, um große Stromspitzen zu vermeiden, bei einem tieferen Grenzwert als auf den anderen Stufen weiter zu schalten. Diesem Zweck dient die oberhalb der Motorstromspule am Fortschaltrelais (s. Abb. 1) vorgesehene Spule. Sie wird auf der Übergangsstufe von einem kleinen auf der Klinkradwelle angeordneten Nockenschalter eingeschaltet und wirkt in gleichem Sinn wie die Motorstromspule, so daß der Anker erst bei niedrigerer Stromstärke abfallen kann.

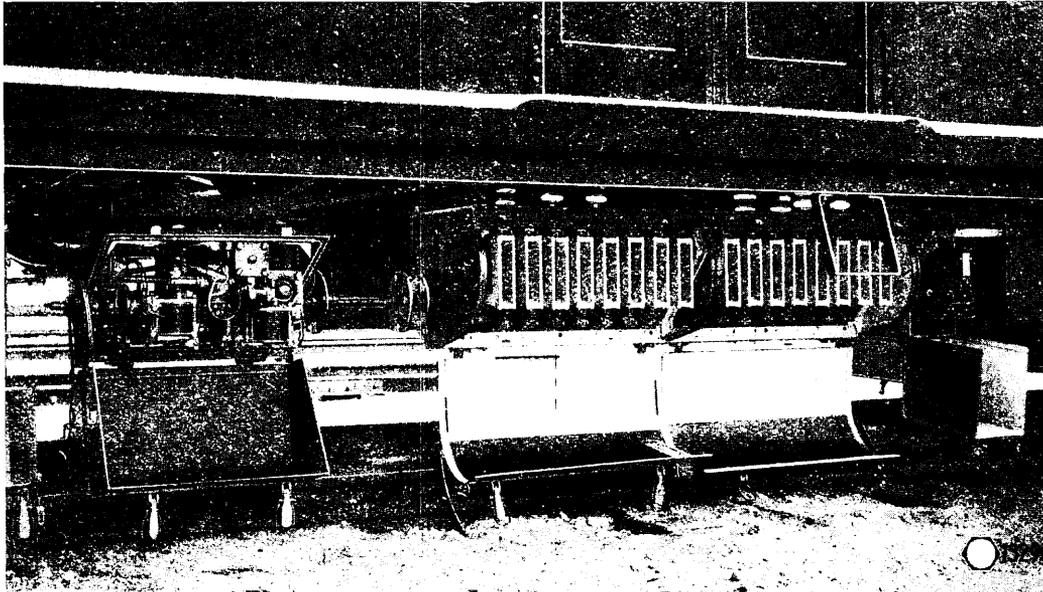


Abb. 4. Anordnung von Klinkwerk und Schaltwalze unter dem Triebwagen.

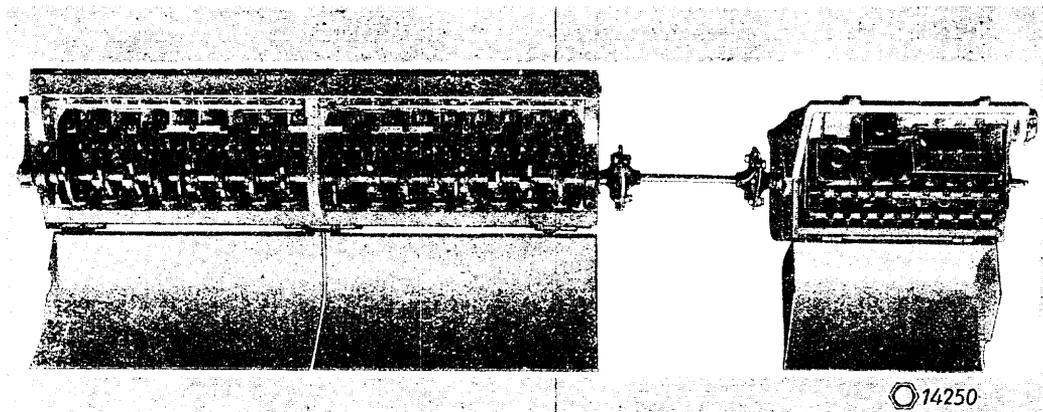


Abb. 5. Rückseite von Klinkwerk und Schaltwalze.

Nockenscheiben ein- und von entsprechenden Kurvenscheiben ausgerückt werden. Jedoch sind die Kurvenscheiben nur auf denjenigen Schaltstufen vorgesehen, auf denen ein Hängenbleiben eines Druckschalters zu Beschädigungen der Motoren führen könnte. Auf den Widerstandsstufen z. B. sind sie weggelassen. Abb. 5, die einen Blick auf die Rückseite von Klinkwerk und Nockenschaltwalze zeigt, läßt die einzelnen Nockenscheiben erkennen.

An Schaltstufen sind vorgesehen:
 8 Reihenschaltstellungen,
 1 Übergangsstellung,
 5 Parallelstellungen.

Auf der vorletzten und der letzten Stufe wird in Reihen- und in Parallelschaltung das Erregerfeld der Motoren z. T. überbrückt bzw. kurzgeschlossen. Je zwei der vier Triebmotoren eines Triebwagens liegen dauernd in Reihe. Auf

Am Führerschalter sind für die Fahrtrichtungs- und Beschleunigungseinstellung folgende Stellungen vorgesehen:

Rückwärts-Rangier,
 Null,
 Vorwärts-Rangier,
 Vorwärts $\frac{1}{2}$,
 Vorwärts $\frac{1}{1}$.

Auf den Rangierstufen macht das Klinkwerk nur den ersten Hub. Die Motoren liegen in dieser Fahrstellung in Reihe mit sämtlichen Widerständen, so daß also nur Bewegungen mit geringer Geschwindigkeit möglich sind. Für die Stufe Vorwärts $\frac{1}{2}$, die „kleine Beschleunigung“, entsprechend einer mittleren Beschleunigung von etwa $0,4 \text{ m/sec}^2$, wurde der Schaltvorgang oben erklärt. Auf der Stufe Vorwärts $\frac{1}{1}$, der „großen Beschleunigung“, entsprechend einer mittleren Beschleunigung von etwa $0,52 \text{ m/sec}^2$ wird die rechts am

Fortschaltrelais (s. Abb. 1) angeordnete Spule miteingeschaltet. Sie wirkt der Motorstromspule entgegen, bewirkt also ein Abfallen des Relaisankers und somit ein Weiterschalten stets bei höherer Stromstärke.

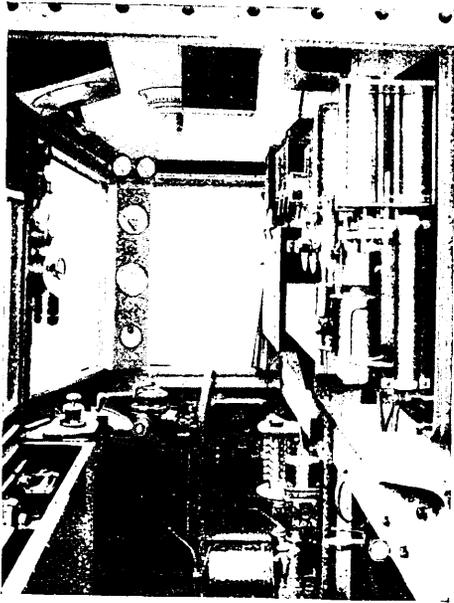


Abb. 6. Blick in den Führerstand.

Der Führerschalter läßt sich mit Rücksicht darauf, daß er außer dem Druckknopf nur die Kontakte für die Fahrtrichtungs- und Beschleunigungseinstellung und außerdem nur noch einige Kontakte für die Luftpumpeneinstellung zu enthalten braucht, in recht kleinen baulichen Abmessungen halten, wie es der Blick in den Führerstand (Abb. 6) zeigt, wo der Führerschalter links neben dem Führerbremsventil angeordnet ist. Der Druckknopf ist oben am Führerschalter

zu sehen. Zu dieser Abbildung sei übrigens darauf hingewiesen, daß die an der Rückwand des Führerstandes angeordneten Apparate mit der eigentlichen Steuerung zum größten Teil nichts zu tun haben. Im Vordergrund z. B. sind die Kohlen-säuleregler der Notbeleuchtung zu sehen.

Bemerkenswert ist auch folgende für etwaige Störungen vorgesehene Schaltung. Spricht infolge von Überlastungen in einem Triebwagen des Zuges das entsprechende Überstrommagnetwerk an, so leuchtet in dem Führerstand des gesteuerten Wagens eine grüne „Meldelampe“ auf, die in dem an der Decke des Führerstandes sichtbaren Kasten untergebracht ist. Schaltet das Überstrommagnetwerk nicht wieder ein, so ist die Fahrt mit den noch betriebsfähigen Wagen fortzusetzen und auf der nächsten Station der beschädigte Wagen festzustellen. Er ist an einer vom Bahnsteig aus sichtbaren, ebenfalls im Meldelampenkasten untergebrachten roten „Kennlampe“ kenntlich. Seine Steuerung ist von den durchgehenden Steuerleitungen mittels des an der Führerstandsrückwand angeordneten Wagenabschalters, eines kleinen Controllers, abzutrennen. Ist die Störung in dem führenden Wagen aufgetreten, so kann dieser trotzdem weiter als Steuerwagen gefahren werden.

Die selbsttätige Steuerung hat sich in dem bisher mehrmonatlichen fahrplanmäßigen Betrieb bestens bewährt. Insbesondere ist die Betriebssicherheit durch die Abänderungen an der Steuerung, die auf Grund der Erfahrungen mit den Versuchstriebwagen aus den Jahren 1924 und 1925 vorgenommen wurden, und die sich unter Beibehaltung der grundsätzlichen Anordnung auf die bauliche Ausbildung insbesondere des Klinkwerkes erstreckten, auf einen solchen Stand gebracht worden, daß die Steuerung auch weiterhin den an sie gestellten Forderungen voll gerecht werden wird. Da die Steuerung nicht nur für Gleichstrom von 800 Volt, sondern nach geringen Abänderungen auch für Gleichstrom höherer Spannung und für Wechselstrom geeignet ist, wird sie voraussichtlich auch noch für andere Bahnen von Bedeutung werden.

Berichte.

Lokomotiven und Wagen.

1 C 1 + 1 C 1 Vierzylinder-Heißdampflokomotive Bauart Kitson-Meyer der Kalka Simla Eisenbahn in Indien.

Die Kalka-Simla-Bahn in Indien hat eine Spurweite von 760 mm, die Bahnlinie ist etwa 100 km lang und besitzt größte Steigungen von 1:25 bei 38 km Länge, wobei ein Höhenunterschied von insgesamt 1450 m zu überwinden ist. Die kleinste Krümmung beträgt etwa 38 m. Zum Befördern der schweren Güterzüge konnten nur Gelenklokomotiven in Frage kommen, die von Kitson & Co. in Leeds entworfen sind. Bei dieser Bauart ruht der Kessel mit den Wasser- und Brennstoffvorräten auf einem Hauptrahmen, der sich vorn und hinten auf je ein Triebgestell der 1 C 1-Bauart stützt. Die Stützapfen sind möglichst nahe an die Mitte des Kuppelachsstandes gelegt. In jedem Triebgestell sind die Achsen in zwei Gruppen für sich abgefedert und zwar die vordere Laufachse als Bisselachse mit den beiden nachfolgenden Kuppelachsen und die letzte Kuppelachse (Treibachse) mit der hinteren Laufachse (Adamachse). Die Hauptabmessungen der Lokomotive, welche Güterzüge von 160 t auf Steigungen von 1:25 mit 15 km/Std. Geschwindigkeit befördern soll, sind:

Zylinderdurchmesser	4 × 340 mm
Kolbenhub	355 mm
Treibraddurchmesser	762 mm
Kuppelachsstand jedes Gestelles	1830 mm
Gesamtachsstand jedes Gestelles	4570 mm
Gesamtachsstand der Lokomotive	13 660 mm
Rostfläche	2,5 m ²
Kesselheizfläche	94,3 m ²
Überhitzerheizfläche	19,6 m ²

Gesamtheizfläche	113,9 m ²
Dampfüberdruck	12,6 atü
Wasservorrat	6,2 t
Kohlenvorrat	3 t
Reibungsgewicht	49 t
Dienstgewicht	69,5 t
(Railway Engineer, Januar 29.)	Will.

1 D + D 2 Lokomotive der amerikanischen Nordbahn.

Zu welchen Abmessungen in Amerika heute schon die Lokomotiven gelangen, zeigt die von der „Loc. Comp.“ gebaute 1 D + D 2 Vierlings-Heißdampflokomotive mit zwei getrennten Triebwerken für die Nordbahn. Da auf dem Rost eine ganz minderwertige Braunkohle verfeuert wird, hat dieser bei 2895 mm Breite eine Länge von 6750 mm erhalten. Hierdurch erhielt der Kessel Abmessungen, wie sie bis heute noch von keiner Lokomotive auch nur annähernd erreicht sind. Um den Rost überhaupt reinigen zu können erhielt die Feuerbüchse außer dem Feuerloch in der Stehkesselrückwand noch je eine Reinigungstür von 240 × 360 mm auf jeder Stehkesselseite, die etwa 5000 mm von der Stehkesselrückwand entfernt liegt.

Der Kessel besitzt ein Gesamtgewicht von 75 000 kg, er enthält etwa 5200 Stehbolzen, von denen die Hälfte beweglich ausgeführt sind. Zwei Kreiselumpen mit 45 000 l stündlicher Leistung und zwei Dampfstrahlpumpen mit 47 000 l stündlicher Leistung dienen zur Speisung des Kessels. In der Feuerbüchse sind drei Siedekammern und in der Verbrennungskammer zwei Siedekammern eingebaut. Die einzelnen Hauptabmessungen dieser Lokomotive sind:

Zylinderdurchmesser	4 × 660 mm
Kolbenhub	812 mm
Treibraddurchmesser	1600 mm
Laufsraddurchmesser	838 mm
Dampfdruck	17,6 atü
Rostfläche	16,8 m ²
Heizfläche der Feuerbüchse und Verbrennungs-	
kammer	56,7 m ²
Heizfläche der Siedekammern	24,2 m ²
„ der Rohre	631 m ²
„ des Überhitzers	295 m ²
Gesamt-Kesselheizfläche	1006,9 m ²
Kesseldurchmesser	2800 mm
Lokomotivachsstand	20320 mm
Achsdruck der Treibachsen	31,5 t
Achsstand, Lokomotive und Tender	30380 mm
Länge von Lokomotive und Tender zwischen den	
Puffern	38 m
Reibungsgewicht	252 t
Lokomotiv-Dienstgewicht	325 t
Zugkraft mit Zusatzdampfmaschine	69400 kg
Tender-Wasserinhalt	96 t
Kohleninhalt	27 t
Tender-Dienstgewicht	181 t
Gewicht von Lokomotive und Tender	506 t

Die Lokomotive soll Güterzüge von 4000 t Gewicht über Steigungen von 11‰ befördern, auf der bisher die Züge nur geteilt befördert werden konnten. Will.

(Railway Age, 29. Dezember 1928.)

2600 PS-Dieselelektrische Lokomotive der Kanadischen Nationalbahn.

Die Lokomotive ist weitaus die leistungsfähigste ihrer Art; sie ist unter Ausnutzung der Erfahrungen, welche die Eigentumsbahn seit drei Jahren mit dieselelektrischen Triebwagen*) sammeln konnte, von ihr im Verein mit der Kanadischen Lokomotivgesellschaft, den Baldwin-Werken, der Commonwealth Stahl-Gesellschaft und der Westinghouse Gesellschaft im mechanischen und elektrischen Teil entworfen und gebaut worden. Die Dieselmotoren sind von Beardmore in Glasgow geliefert.

Die Gesamt-Lokomotive besteht aus zwei Einheiten, deren jede in der Größe etwa den russischen Diesellokomotiven entspricht. Sie hat die Achsanordnung 2 D₀ 1 + 1 D₀ 2 und wiegt insgesamt 295 t; davon entfallen 218 t auf die Treibachsen. Jede Einheit besitzt einen Maschinensatz, der aus einer Zwölfzylinder-Dieselmachine mit Stromerzeuger besteht und in Längsrichtung auf dem Hauptrahmen sitzt, außerdem einen Dampfkessel für die Zugheizung und vier Bahnmotoren für die Treibachsen. Mit der zunächst vorgesehenen, für raschfahrende Personenzüge bestimmten Zahnradübersetzung soll die Lokomotive eine Anfahrzugkraft von 45 t und eine Dauerzugkraft von 19 t entwickeln. Dazu gewährt die gewählte Ward-Leonard-Schaltung eine Ausnutzung der Maschinenhöchstleistung über einen möglichst weiten Geschwindigkeitsbereich.

Zur Bedienung befindet sich an den beiden Enden der Gesamtlokomotive je ein Führerstand in abgeschlossenem Raum. Es können entweder die beiden Maschinenhälften zusammen oder jede für sich bedient werden; für den letzteren Fall sind in jedem Führerstand die erforderlichen Meßgeräte vorgesehen, um die Arbeit auch der anderen Lokomotivhälfte beobachten zu können.

Die kompressorlose Beardmore-Dieselmachine hat 12 Zylinder von 305 mm Durchmesser und Hub, die in V-Form angeordnet sind. Ihre Geschwindigkeit ist regelbar zwischen 300 Umdr.-Min. bei Leerlauf und 800 Umdr.-Min. bei voller Nennleistung von 1330 PS. Der Brennstoffverbrauch bei Volleistung soll 0,195 kg/PS betragen. Beim Anlassen läuft der Stromerzeuger als Motor mit Batteriestrom. Das Kühlwasser des Dieselmotors wird in einem Wabenkühler auf dem Lokomotivdach rückgekühlt; ebenfalls auf dem Dach befindet sich eine Rückkühlanlage für das Schmieröl. Bei kälterem Wetter genügt zur Rückkühlung

*) Organ 1926, S. 173.

der natürliche Luftzug; für die wärmere Jahreszeit ist außerdem noch ein Ventilator vorgesehen.

Die Auspuffgase jeder Dieselmachine werden in einem im Führerhaus stehenden Abwärmekessel noch weiter ausgenutzt und dabei zugleich das Geräusch des Auspuffs gedämpft. Der hierbei erzeugte Dampf soll bei durchschnittlicher Maschinenleistung zur Heizung eines üblichen Personenzuges bis zu Außentemperaturen von -24° C ausreichen, bei voller Belastung der Dieselmachine sogar noch bei größerer Kälte. Wenn der im Abwärmekessel erzeugte Dampf nicht mehr genügt, wird ein ölgefeuerter Kessel mit einer stündlichen Dampferzeugung von 1100 kg und 7,3 at Überdruck und mit selbsttätiger Regelung zugeschaltet.

Der Rahmen jeder Lokomotivhälfte ist in einem Stück aus Stahl gegossen. Die erforderlichen Paßflächen und Träger für die Maschinensätze, die Ölkessel, die Bremsgehänge, den Führerstand usw. sind angegossen. Auch die Drehgestelle und Bisselgestelle sind aus Stahlguß. Alle Achsen haben Außenlager; jede Lokomotivhälfte ruht auf dem Drehzapfen des Drehgestelles und auf zwei Punkten im Ausgleichsystem der übrigen fünf Achsen.

Jede Einheit führt einen Vorrat von 3,6 t Treib- und Heizöl, 5 m³ Speisewasser für den Ölkessel, 1,35 m³ Kühlwasser, 450 kg Schmieröl und 1,3 t Sand mit sich. Der Ölvorrat ist für eine zwölfstündige Fahrt mit durchschnittlicher Belastung bemessen. Zum Nachfüllen von Öl dient auf jeder Lokomotivhälfte eine besondere Pumpe. Der Vorrat von Speisewasser soll je nach der Außenwärme für sechs bis zwölf Stunden reichen.

Die Lokomotive soll auf einer Steigung von 4‰ einen Zug von 2800 t mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h befördern und mit einer anders gewählten Übersetzung 18:73 im Güterzugdienst eine Anfahrzugkraft von 59 t entwickeln. Ob sie diese Hoffnung erfüllt, müssen die Versuche zeigen. R. D.

(Railw. Age 1928, 2. Halbj., Nr. 23.)

Versuche mit einer Tender-Zusatzdampfmaschine auf dem Prüfstand in Altoona.

Die Pennsylvania-Bahn und die Bethlehem Stahl-Werke haben im vergangenen Jahr auf dem Prüfstand in Altoona miteinander eine Reihe von Versuchen vorgenommen mit dem Zweck, die Betriebseigenschaften einer von der letzteren Firma gebauten Tender-Zusatzdampfmaschine und ihre Rückwirkung auf die Arbeit der Lokomotive selbst zu untersuchen. Da der Prüfstand zu kurz war, um eine Lokomotive mit angekuppeltem Tender aufnehmen zu können, so half man sich in der Weise, daß man einfach das ganze zweiachsige Tenderdrehgestell mit der Zusatzmaschine an Stelle der Schleppachse in die Versuchslokomotive selbst — eine 1 D 1-h 2 Lokomotive der Pennsylvania-Bahn — einbaute. Die Achsdrücke des eingebauten Drehgestelles wurden nicht besonders nachgeprüft; da die Zusatzmaschine nie zum Schleudern kam, war anzunehmen, daß das Reibungsgewicht genügte. Die Dampfzuleitung zu dem Drehgestell erhielt dieselbe Länge und die gleiche Anzahl von Gelenken wie bei der Führung zum Tender.

Die Versuche wurden in der Hauptsache bei 40, 50 und 60 Umdrehungen der Triebräder in der Minute, entsprechend Geschwindigkeiten von 11,8, 14,8 und 17,6 km/h, vorgenommen und zwar wurden in der Regel Parallelversuche zwischen der Lokomotive allein und der Lokomotive zusammen mit der Zusatzmaschine vorgenommen. Diese arbeitete mit einer Übersetzung 1:2,25 und war in der Geschwindigkeit stets der Lokomotive angepaßt.

Bei den Versuchen wurde zunächst die Dampferzeugung beobachtet, die bei dieser Lokomotivgattung bei einem Dampfdruck von 14 at, einer Dampftemperatur von 330° C und einer Geschwindigkeit von 47,2 km/h — entsprechend 160 Triebradumdrehungen/Min. — in der Regel einen Größtwert von etwa 28000 kg/h erreicht. Sobald die Lokomotive, zusammen mit der Zusatzdampfmaschine, mit großen Füllungen arbeitete, konnte der Kessel — abgesehen von den ganz geringen Geschwindigkeiten — die erforderliche Dampfmenge nicht mehr beibringen. Mit Hilfe des Blasrohres ließ sich die Dampferzeugung zwar noch etwas verbessern, jedoch nicht soweit, daß die oben angegebene größte Verdampfung erzielt werden konnte. Der Dampfdruck von 14 at

ließ sich bei allen Versuchen, bei denen die Lokomotive allein arbeitete, anstandslos halten. Bei Zuschaltung der Zusatzmaschine sank er jedoch bei einem Dampfverbrauch von über 22500 kg/h, sofern nicht der Bläser angestellt wurde.

Die Zugkraft der Lokomotive ließ sich durch Mitwirkung der Zusatzdampfmaschine bei der Geschwindigkeit von 11,8 km/h um rund 18%, bei 17,6 km/h um rund 13,5% erhöhen. Dabei verschlechterte sich jedoch der Gesamtwirkungsgrad der Lokomotive; derselbe betrug bei 11,8 km/h für die Lokomotive allein 4,9%, bei Mitwirkung der Zusatzmaschine dagegen nur 3,1%, also um 37% weniger gegenüber der erwähnten Erhöhung der Zugkraft von nur 18%. Nachstehend sind die Zugkräfte, welche die Lokomotive mit und ohne Zusatzdampfmaschine bei verschiedenen Füllungen erreichen konnte, kurz zusammengestellt:

Geschwindigkeit km/h	Zugkraft		Unterschied beider Zugkräfte kg	Füllung %
	der Lokomotive allein kg	der Lokomotive mit Zusatzmaschine kg		
11,3	26700	31300	4600	größte
11,3	25500	31000	5500	80
14,8	25200	30000	4800	80
17,6	24400	28800	4400	80
11,8	23400	28600	5200	70
11,8	21400	26200	4800	60

Der Dampfverbrauch der Zusatzmaschine bewegte sich zwischen 1550 und 5000 kg/h bei Geschwindigkeiten von 3,25 und 21 km/h. Auf die PSI-Stunde umgerechnet betrug er 20,5 kg bei 3,5 km/h und 13 kg bei 21 km/h. Die Leistung der Zusatzdampfmaschine endlich belief sich bei ersterer Geschwindigkeit auf 75 PSI und auf 382 PSI bei der letzteren.

Die oben beschriebenen Versuche sind insofern bemerkenswert, als sie sich zum erstenmal auf eine systematische Untersuchung der in Amerika so beliebten Zusatzdampfmaschine erstreckt haben. Die Ergebnisse erscheinen jedoch verhältnismäßig bescheiden. Immerhin kann man daraus erkennen, daß bei allen Geschwindigkeiten, die in Europa praktisch für die Zugförderung in Frage kommen — also etwa von 15 km/h aufwärts — die Erzeugung der erforderlichen Dampfmenge schon Schwierigkeiten gemacht hat. Wenn dies nun schon bei den amerikanischen Lokomotiven mit ihren verhältnismäßig groß bemessenen Kesseln der Fall ist, so war es jedenfalls kein Fehler, daß man in Europa bisher der Zusatzdampfmaschine noch nicht näher getreten ist.

R. D.

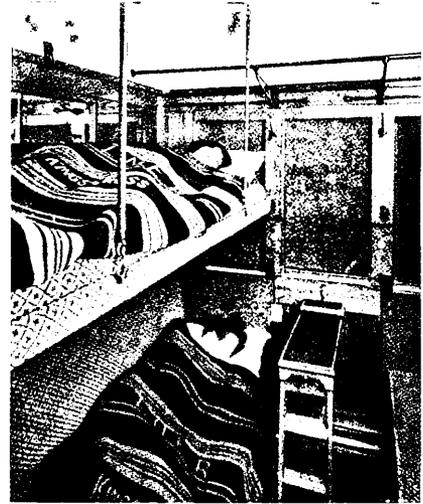
(Railw. Age 1928, 2. Halb., Nr. 13.)

Englische Schlafwagen dritter Klasse.

Mit Beginn des Winterfahrplanes 1928 haben drei von den englischen Bahngesellschaften, die London, Midland und schottische Bahn (LMSR), die London und North Eastern Bahn (LNER) und die Great Western Bahn (GWR) auf ihren wichtigsten Nachtstrecken Schlafwagen dritter Klasse in Dienst gestellt.

Sämtliche Wagen haben Seitengang und Übergänge mit Faltenhälsen; die Abteile haben, wie dies neuerdings auch in England für weiter fahrende Schnellzüge bevorzugt wird, nur noch Türen zum Seitengang, aber keinen unmittelbaren Eingang mehr von außen. Bei den Wagen der LMSR und der LNER befindet sich an beiden Wagenenden, an die Stirnwände unmittelbar anschließend, beiderseits des Überganges je ein Abort und ein Waschraum, zwischen diesen und den Abteilen sind auf jeder Wagenseite die Eingangstüren angeordnet. Bei den Wagen der GWR schließen sich jedoch die Aborte und Waschräume an den Wagenenden unmittelbar an die Abteile an; infolgedessen besitzen diese Wagen auf der Abteilseite merkwürdigerweise überhaupt keine Eingangstüren. Die Reisenden müssen also entweder von der anderen Wagenseite aus oder über den Nebenwagen einsteigen. Letzteres ist insofern möglich, als die Wagen stets mit einem Schlafwagen erster Klasse zusammen laufen und auch mit

diesem zusammen von nur einem Schaffner bedient werden sollen. Beide Wagen bilden also im Betrieb eine Einheit; ob es jedoch zweckmäßig ist, die Reisenden dritter Klasse durch die erste Klasse einsteigen zu lassen anstatt umgekehrt, erscheint vom deutschen Gesichtspunkt aus zweifelhaft.



Abteil eines Schlafwagens der London und Nord Ost Bahn.

Die Einrichtung sämtlicher Wagen entspricht in den Grundzügen derjenigen der deutschen Liegewagen dritter Klasse, doch sind keine Halbabteile, sondern nur Vollabteile vorgesehen. Die Ausstattung scheint etwas besser zu sein als bei den deutschen Wagen, entsprechend der überhaupt etwas besseren Ausstattung der englischen dritten Klasse. Die Wagen der LMSR und LNER haben sieben Schlafabteile, von denen jedes bei Nacht vier Schlafplätze und bei Tag acht Sitzplätze bietet. Der Wagen der GWR besitzt nur drei Schlafabteile und daneben fünf Abteile für den Tagesverkehr. Die Textabbildung zeigt ein Abteil des Wagens der LNER in der Zurichtung für die Nacht. Den Aufstieg zum oberen Bett vermittelt eine Leiter, die bei Tag nach Art der üblichen Klappentische an die Wand gelegt werden kann. Das obere Bett wird bei Tag nach oben geklappt. Der Fußboden ist in den Abteilen und im Seitengang mit Gummi belegt, zur Beleuchtung dienen Kronleuchter mit vier Lampen und einer blauen Nachtlampe.

Sämtliche Wagen sind aus Holz gebaut, haben jedoch eiserne Längsträger. Sie laufen auf zweiachsigen Drehgestellen der in England üblichen Bauart. Die Schlafabteile haben eine Länge und Breite von etwa 1,9 m und eine größte Höhe von 2,4 m. Die gesamte Breite der Wagen beträgt rund 2,75 m, ihre gesamte Länge schwankt zwischen 18,3 und 18,5 m. Der Wagen der LMSR wiegt 29,5 t, derjenige der LNER 35 t, die Gewichte sind also sehr niedrig.

R. D.

(The Railw. Eng., Nov. 1928.)

Bericht der Lokomotiv-Aufsichtsbehörde der Vereinigten Staaten für 1928.

In dem Bericht, der das Berichtsjahr vom 1. Juli 1927 bis zum 30. Juni 1928 umfaßt, spiegelt sich ein gegenüber den früheren Jahren wesentlich besserer Betriebszustand des Lokomotivparkes der nordamerikanischen Bahnen wieder. Der Prozentsatz der in diesem Jahr schadhaft befundenen Lokomotiven war der niedrigste, der je erreicht wurde und zwar ziemlich gleichmäßig bei allen unter Aufsicht stehenden Bahnen. Es ereigneten sich insgesamt 419 Unfälle infolge von Lokomotivschäden; die meisten davon waren jedoch leichter Art und im wesentlichen auf Brüche an Triebwerksteilen, Kupplungen, Bremssteilen und ähnliches zurückzuführen. 22 Unfälle hatten ihre Ursache in Feuerbüchschäden infolge Wassermangels. Diese Art von Unfällen kostet schon seit Jahren immer die meisten Opfer. Im Berichtsjahr 1928 sind beispielsweise von insgesamt 30 durch die Unfälle getöteten Personen 20 dadurch ums Leben gekommen.

Insgesamt hat die Zahl der durch Lokomotivschäden verursachten Unfälle gegen das Vorjahr um 14,1% und die Zahl der dabei verunglückten Personen um 10,4% abgenommen, die Zahl der Getöteten dagegen um 7,1% zugenommen.

Eine gewisse Sorge bereiten nur die vielen Kesselexplosionen, deren Zahl um etwa 16% zugenommen hat. Der Bericht gibt als Ursache u. a. die vielfach mangelhafte Herstellung der Stehbolzen

an, die nicht genügend tief angebohrt und dann noch unsachgemäß eingebaut seien, so daß man gebrochene Bolzen oft nicht feststellen und erneuern könne. Die Erhöhung der Kesselüberdrücke und die Vergrößerung der Kesselabmessungen tragen dazu bei, daß diese Art von Unfällen immer häufiger und schwerer werde, sofern nicht durchgreifende Maßnahmen ergriffen würden.

(Railw. Age 1929, 1. Halb., Nr. 2.)

R. D.

Betrieb in technischer Beziehung. Signalwesen.

Blinklichtsignale an Stelle von Schranken.

In den Vereinigten Staaten wird bekanntlich die Forderung, die Kreuzungen von Eisenbahnen und Straßen in gleicher Höhe durch Schranken zu sichern, bei weitem nicht in dem Umfange erhoben, geschweige denn erfüllt wie bei uns. Die nachstehend geschilderten Verhältnisse auf diesem Gebiet sind kennzeichnend für diese Auffassung.

Die Indianapolis Union-Railway besitzt in Indianapolis einen Bahnhof, der den Zwecken der in diese Stadt einmündenden Eisenbahnen gemeinschaftlich dient und betreibt eine Gürtelbahn, die eine Schleife von etwa 4 km Länge um den größten Teil des Hauptgeschäftsviertels von Indianapolis bildet. Die Gleise des Gemeinschaftsbahnhofs werden von den Straßen unterfahren, die Gürtelbahn kreuzt aber 62 Straßen in Schienenhöhe. Nur sechs dieser Übergänge waren mit Schranken versehen, und 20 waren mit Wärtern besetzt, die den Straßenverkehr durch Winken mit einer Fahne regelten, wie es in den Vereinigten Staaten in weitem Umfang Gebrauch ist. Von diesen letztgenannten Übergängen sind neuerdings 17 durch Blinklichtsignale geschützt worden, und bei den sechs Übergängen mit Schranken hat man die Schranken durch Blinklichtsignale ersetzt, ein Vorgang, der bei uns undenkbar wäre. Die drei letzten von den 20 Übergängen blieben von der Neuerung unberührt, teils weil dort nur schwacher Verkehr herrscht, teils weil es hier wegen des bis auf die Straßenkreuzungen reichenden Verschiebeverkehrs der anstoßenden Bahnhöfe nicht möglich war, die Lichtsignale durch Gleisströme zu steuern. Fünf von den Straßen, deren Übergänge bisher mit Schranken versehen waren, haben einen besonders lebhaften Verkehr, und die Zahl der Güterzüge, die diese Übergänge berühren, beträgt 125 bis 175 in einem Zeitraum von 24 Stunden. Bei fünf der mit Wärtern besetzten Übergänge herrschten ähnliche Verhältnisse.

Während eines Zeitraumes von zwei Jahren vier Monaten, der dem 17. März 1927 vorausging, ereigneten sich an den sechs abgeschrankten Übergängen 210 Unfälle, von denen 195 darin bestanden, daß Kraftwagen bei geschlossener Schranke diese beschädigten oder selbst beschädigt wurden. Auf den anderen Übergängen der Gürtelbahn waren im gleichen Zeitraum 46 Unfälle zu verzeichnen.

Um die Unfälle zu bekämpfen, wurde zunächst an einem mit Wärtern besetzten Übergang, anscheinend dem am meisten gefährdeten, ein Versuch mit Blinklicht angestellt, das mit einem Warnungssignal: „Stop“ und mit Klingeln auf beiden Seiten der Gleise zusammenarbeitet. Die zuständige Behörde erteilte hierzu die Genehmigung unter der Bedingung, daß die Anlage wieder

beseitigt würde, wenn sie sich nicht bewährte, und die Wärter wieder an ihre Stelle träten. Die Besorgnis, die sich in dieser Bestimmung der Aufsichtsbehörde ausdrückte, war aber unbegründet. Schon einen Monat nach Beginn dieses Probebetriebs genehmigte sie, von der Wirkung der neuen Sicherung überzeugt, die Einführung gleicher Anlagen an 16 weiteren Übergängen. Noch ehe die hierzu nötigen Arbeiten beendet waren, beantragte und erlangte die Eisenbahn die Genehmigung, auch die sechs abgeschrankten Übergänge auf die gleiche Weise zu sichern.

Das Bestreben der amerikanischen Eisenbahnen bei Einführung derartiger Sicherheitsvorrichtungen geht dahin, menschliche Arbeit bei der Bedienung auszuschalten, die Signale selbsttätig zu betreiben, sie also mit Hilfe von Gleisströmen zu steuern. Das war in vollem Umfang nur an zwei Stellen in Indianapolis möglich. An allen anderen Stellen wurden die Kreuzungen von Verschiebefahrten berührt, und es mußte deshalb Handbetrieb eingerichtet werden. An zwei Stellen sind beide Betriebsarten vereinigt, indem in den acht Stunden am Tage, während deren die benachbarten Gleisanschlüsse bedient werden, Handbetrieb stattfindet, während sonst die vorüberfahrenden Züge die Signale selbsttätig in und außer Betrieb setzen. Wo es die örtlichen Verhältnisse erlauben, sind die Handantriebe der Signale für mehrere Kreuzungen an einer Stelle vereinigt, so daß 13 Mann, je von einem erhöhten Standpunkt aus, die Signale bedienen können. Die Signale bleiben die vollen 24 Stunden des Tages im Betrieb; es bedarf zu ihrer Bedienung zusammen mit den drei Übergängen, an denen die Besetzung mit Wärtern beibehalten worden ist, der Arbeitskraft von 44 Mann, während früher dieselben Übergänge 64 Mann in Anspruch nahmen. Hierdurch werden rund 16000 Dollar im Jahr gespart, und dadurch sind unter Berücksichtigung der Unterhaltung der neuen Signale deren Kosten in drei Jahren wieder hereingebracht.

Die zwei roten, die Warnung vermittelnden Signallichter blinken 30mal in der Minute. Das Hilfswerk, das sie einschaltet, bringt zugleich zwei Klingeln auf beiden Seiten der Gleise abwechselnd zum Ertönen, was sich, namentlich für die Anwohner, als weniger lästig erwiesen hat, als ein dauerndes Ertönen beider Klingeln. Das Warnungszeichen „Stop“ ist dauernd erleuchtet; die Führer herannahender Kraftwagen werden also auf das Vorhandensein einer Schienenkreuzung auch dann aufmerksam gemacht, wenn ihnen keine Gefahr von einem Zug droht.

Die Signale werden mit Wechselstrom betrieben; bei einer Störung in der Stromzuführung springt Gleichstrom aus einer Speicherbatterie ein.

Wernecke.

(Nach Railway Signaling, Oktober 1928.)

Verschiedenes.

Arbeitsgemeinschaft zur Erforschung von Entgleisungsursachen.

Die anlässlich unaufgeklärter Lokomotiventgleisungen im Sommer vorigen Jahres aus Beamten des Betriebs-, Oberbau- und Lokomotivdienstes und Fahrzeugbaues zusammengesetzte Arbeitsgemeinschaft hat in wiederholten Beratungen für den Oberbaudienst geeignete Anregungen gegeben und außerdem Wege ermittelt, deren Verfolgung wertvolle Aufschlüsse über die Änderungen in der Belastung der Achsen während der Fahrt verspricht. Um ein noch tieferes Eindringen in diese Verhältnisse zu ermöglichen, hat die Reichsbahn das Heinrich-Hertz-Institut für Schwingungsforschung an der Technischen Hochschule zu Berlin ersucht, wissenschaftliche Untersuchungen und Messungen anzustellen, deren Ergebnisse für die Beurteilung der Laufsicherheit der Fahrzeuge verschiedener Bauart von großer Wichtigkeit sein können. Da rein mechanische Meßmethoden sich wegen der Unzulänglichkeit der Meßstellen in der Nähe der Achsbuchsen und infolge der Raumbeschränkung nicht empfehlen, sollen neue

elektrische Meßverfahren angewendet werden, welche gestatten, die Aufnahmeorgane der mechanischen Vorgänge an Ort und Stelle so klein und einfach wie möglich zu halten und die wünschenswerte Vergrößerung der Aufzeichnung in den elektrischen Teil der Apparatur zu verlegen. Außerdem gewährleisten die elektrischen Methoden die gleichzeitige Aufnahme verschiedener Vorgänge durch Anwendung des Oszillographen mit fortlaufenden Aufzeichnungen.

Die Mitwirkung des Heinrich-Hertz-Instituts wird bestehen:

- a) in der Entwicklung geeigneter Meßverfahren im Laboratorium.
- b) in der Ausführung oder in der Mitwirkung bei den Messungen auf den Fahrzeugen.

Die Reichsbahn hat dem genannten Institut zur Entwicklung und Beschaffung der notwendigen Meßapparate und zur Durchführung seiner Arbeiten einen namhaften Betrag zur Verfügung gestellt.

(Aus der „Reichsbahn“.)