

Vorschlag zur Neuberechnung der Handbremsstafeln.

Von Oberbaurat Dr. techn. Franz Nufbaum, Wien.

Hierzu Tafel 30 und 31.

Die Bremsprozenttafeln des V. d. E. V., welche in Österreich mit wenigen Änderungen noch gebraucht werden, sind mehrere Jahre vor dem Kriege auf Grund vieler Bremsprobefahrten aufgestellt worden. Die Tafel für Handbremsung in 700 m Bremsweg hat sich bald als verbesserungsbedürftig erwiesen. Sie enthält an den Rändern zu kleine Werte, insbesondere sind die Bremsausmaße für 15 km/st in bedeutenden Gefällen unzureichend. Dagegen werden im größeren mittleren Teil der Tafel zu hohe Werte verlangt. Eine richtige Bremsstafel kann bei größerer Sicherheit noch etwas sparen.

Hier werden die nötigen (zum Teil schon mehrfach angeregten) Verbesserungen des alten Rechnungsganges gezeigt und Zahlenwerte als Ausgang genommen, die ohne Einführung von Berichtigungsfaktoren gute Übereinstimmung mit der Erfahrung bringen. Die Arbeit ist durch verschiedene Betrachtungen und Anleitungen vervollständigt und kann, obwohl sie sich nur auf Handbremsen bezieht, auch für schnellwirkende durchgehende Bremsen von Nutzen sein.

I. Bezeichnungen.

G in kg = Gewicht des ganzen Zuges = Gewicht des Wagenzuges G_w + Gewicht des Lokomotive G_L .

G_B in kg = gebremstes Gewicht des ganzen Zuges = gebremstes Gewicht des Wagenzuges G_{wB} + gebremstes Gewicht der Lokomotive G_{LB} .

O in kg = Kraft in den Händen des Bremsers.

P in kg = Anpreßkraft aller Bremsklötze einer Handbremse, \bar{P} = vom Bremsers erzielter Höchstwert.

p in m/sec² = Beschleunigung.

Q in kg = auf die gebremsten Achsen entfallendes Gewicht eines Fahrzeuges samt Ladung, \bar{Q} siehe κ .

R in kg = Bremskraft einer Handbremse = Reibungskraft zwischen Bremsklötzen und Rädern.

t in sec = Zeit, t_m = mittlerer Zeitverlust bis zum Eintritt der Bremsung (Bereitschaftsweg u_0).

u in m = ganzer Bremsweg = Bereitschaftsweg u_0 + eigentlicher oder reiner Bremsweg u_1 .

V in km/st = Fahrgeschwindigkeit, von y bis 0 abnehmend.

w in kg/t = mindester Fahrwiderstand der Wagen, w_m = Mittelwert für Benutzung der Mittelwertformel.

x in ‰ (v. T.) = Gefälle.

y in km/st = gestattete Höchstgeschwindigkeit.

z in ‰ (v. H.) = Bremsausmaß (Bremsprozent) des ganzen Zuges, z_w = Bremsausmaß der Wagen, z_L = Bremsausmaß der Lokomotive.

α = Festwert in Formel 1).

β = Festwert in Formel 13).

Δ = in km/st = zur Sicherheit anzunehmende Überschreitung von y.

ε = Übersetzungsverhältnis einer Handbremse, $\bar{\varepsilon}$ = für Wagen gestattete größte Übersetzung.

η = Wirkungsgrad der Bremsübersetzung (Kräfteverhältnis $\bar{P} : \varepsilon \cdot O$).

κ = Verhältnis $\bar{P} : Q$, bis zu einer Gewichtsgrenze \bar{Q} ungefähr gleichbleibend anzunehmen.

λ = Gewichtsverhältnis $G_L : G_w$.

μ_B = Reibungszahl zwischen Bremsklotz und Rad.

μ_S = Reibungszahl zwischen Schiene und Rad.

ϱ = Verhältnis R : Q = $\kappa \cdot \mu_B$ aber $< \mu_S$, ϱ_m = Mittelwert für Benutzung der Mittelwertformel.

II. Bis zur Bremsung.

Textabb. 1 zeigt beiläufig den Verlauf einer raschen Haltbremsung mit der Zeit. Von dem Augenblick, in welchem das Signal zum Halten gegeben wird bzw. wahrgenommen werden sollte, bis zum Eintritt der Bremswirkung verfließt etwas Zeit, die größtenteils ungenutzt verloren geht und zum Teil für die Umdrehungen der Bremsspinde nötig ist. Dann folgt das Ansteigen der Anpreßkraft P von dem bis zu diesem Zeitpunkt gehaltenen Werte bzw. wie gezeichnet von Null als ungünstigstem Fall, bis zu dem vom Bremsers

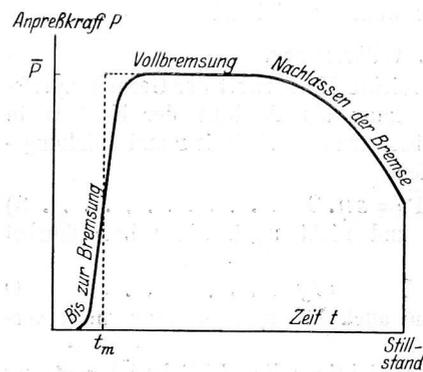


Abb. 1.

erreichten Höchstwert \bar{P} . Da dieser Anstieg gegenüber der ganzen Bremsung bei Handbremsen (und raschwirkenden durchgehenden Bremsen) von geringer Dauer ist, genügt für die Rechnung die in Textabb. 1 punktierte Annäherung, als würde nach dem mittleren Zeitverlust t_m die Anpreßkraft plötzlich von Null auf den Höchstwert \bar{P} steigen.

Der in diesen t_m sec bei y km/st zurückgelegte sogenannte Bereitschaftsweg ist

$$u_0 = t_m \cdot \frac{y}{3,6} \text{ oder kurz } = a \cdot y \text{ m. 1)}$$

Eigentlich wäre noch die nach Abschnitt IX im Bereitschaftsweg bzw. bei etwas verspäteter Bremsung je nach dem Gefälle entstehende Geschwindigkeitsüberschreitung Δ in Rechnung zu setzen. Da sich aber bei solcher Überschreitung die Bremsen besonders beeilen bzw. schon mit der Bremsung begonnen haben, ist dazu ein kleineres a anzunehmen, so daß sich ungefähr derselbe Bereitschaftsweg ergibt, wie ohne Berücksichtigung von Δ .

Der V. d. E. V. hat mit $a = 3$ gerechnet, entsprechend einem Zeitverlust $t_m = 3 \cdot 3,6 = 10,8$ Sekunden. Erfahrungsgemäß und bei Schaffung der nötigen Sicherheit durch Einführung der erwähnten Geschwindigkeitsüberschreitung Δ ist a knapper anzunehmen, und zwar für Hauptbahnen

$$\alpha = 2,7, \text{ entsprechend } t_m = 9,72 \text{ sec. 2)}$$

und für Nebenbahnen mit nur 400 m Bremsweg höchstens

$$\alpha = 2,4, \text{ entsprechend } t_m = 8,64 \text{ sec. 2)}$$

Der aus bewährten Bremsausmaßen rückgeschlossene kleinere Wert für Lokalbahnen erklärt sich aus der geringeren Zuglänge und daher besseren Wahrnehmbarkeit der Signale und wohl auch daraus, daß eine etwas geringere Sicherheit gegen vereinzelt Überschreiten des geforderten kurzen Bremsweges zu verlangen ist. Die angegebenen Werte gelten bis

zu der bisher bei Wagen gestatteten größten Übersetzung $\bar{\varepsilon} = 1200$, dürfen aber wohl auch für den jetzt gestatteten höheren Wert $\bar{\varepsilon} = 1400$ angenommen werden, zumal nach den weiteren Ausführungen schwere Bremswagen nicht mit dem vollen Gewicht zu zählen sind.

Wenn in Textabb. 1 die Kurve von $P = 0$ bis $P = \bar{P}$ genügend bekannt wäre, könnte sie genauer in Rechnung gezogen werden (etwa wie im letzten Abschnitt angedeutet). Notwendig ist das aber nur, wenn sich der Anstieg weit erstreckt und wenn Form und Beeinflussung klargelegt sind, wie insbesondere im Falle einer absichtlich langsam wirkenden durchgehenden Güterzugbremse. Dagegen könnte mit einer elektrisch gesteuerten Schnellbremse tatsächlich ein beinahe plötzlicher Anstieg zur Vollbremsung erreicht werden. Wenn man überlegt, daß das gebremste Gewicht an den Wagen nicht angeschrieben ist und übrigens bei Handbremsung vom Ladegewicht abhängt und die daher im weiteren gemachte Annahme eines bei den meisten Fahrzeugen gleichen Verhältnisses κ zwischen Anpresskraft und Gewicht nur beiläufig zutrifft, so findet man die Näherungsrechnung mit α wohl ausreichend.

III. Vollbremsung.

Der vom Bremsler erreichte Höchstwert der Gesamtanpresskraft seiner Bremsklötze kann als Produkt der Kraft O in seinen Händen und dem Übersetzungsverhältnis ε mal Wirkungsgrad η ausgedrückt werden,

$$\bar{P} = \varepsilon \eta \cdot O \dots\dots\dots 3)$$

Bei einiger Anstrengung und nicht ungünstiger Bremskurbel und Umgebung ist

$$O = 50 \text{ kg} \dots\dots\dots 4)$$

und kommt im Gefahrfälle auch höher, aber dann meist verspätet.

Die Übersetzung ε oder richtiger die wirkliche Übersetzung $\varepsilon \eta$ richtet man beim Bau der Fahrzeuge im allgemeinen nach dem Gewicht Q , als welches das auf die gebremsten Achsen entfallende Gewicht des beladenen Fahrzeugs verstanden sein soll. Darnach kann

$$\bar{P} = \kappa \cdot Q \dots\dots\dots 5)$$

angenommen werden, wo κ eine ungefähr gleichbleibende Verhältniszahl bedeutet.

Der V. d. E. V. hat für die Handbremsung $\kappa = \frac{2}{3}$ in Rechnung gesetzt. Erfahrungsgemäß und da nach den folgenden Ausführungen schwere Wagen besonders zu berücksichtigen sind, ist mit einem größeren Wert κ zu rechnen. Die Kenntnis dieser Verhältniszahl wird aber für die Bremsweg- und Bremsausmaßberechnung eigentlich nicht benötigt, weil κ nur im Produkt mit der Reibungszahl μ_B vorkommt.

Nur für die folgende überschlägige Betrachtung möge der runde Wert

$$\kappa = 0,7 \dots\dots\dots 6)$$

dienen. Damit und mit 4) ergibt sich aus 3) und 5) die Beziehung

$$\varepsilon \eta = 0,014 \cdot Q \dots\dots\dots 7)$$

Doch kann dieses Verhältnis zwischen wirklicher Übersetzung und Wagengewicht nicht für beliebig schwere Wagen beibehalten werden. Zumal bei der mit steigender Übersetzung bedeutend fortschreitenden Verschlechterung des Wirkungsgrades unserer heutigen Spindelpressen wäre für ein sehr großes Q ein übermäßiges ε nötig, welches einen bedeutenden Zeitverlust, also einen zu großen Bereitschaftsweg bis zum Anziehen der Bremsen verursachen würde. Aus diesem Grunde war bisher für Wagen höchstens

$$\bar{\varepsilon} = 1200 \dots\dots\dots 8_1)$$

gestattet, welche Grenze jetzt auf

$$\bar{\varepsilon} = 1400 \dots\dots\dots 8_2)$$

erhöht wurde. Sonach kann das Verhältnis 6) nur bis zu der Gewichtsgrenze

$$\bar{Q} = \frac{\bar{\varepsilon} \eta}{0,014} \text{ mit } \bar{\varepsilon} = 1200 \text{ bzw. } 1400 \dots\dots\dots 9)$$

stimmen. Je nach durchschnittlicher Bremsspindelschmierung ist $\eta_{\varepsilon = 1200} = 0,28$ bis $0,3 \dots\dots\dots 10)$

womit sich $\bar{Q} = 24000$ bis 25700 ergibt. Weil aber nach den Überlegungen im nächsten Abschnitt bei kleiner Geschwindigkeit die Vollbremsung nicht beibehalten werden kann, also nicht zu verlangen ist, daher die Gewichtsgrenze \bar{Q} hoch steigt bzw. außer Betracht fällt, darf bis zu der höheren Gewichtsgrenze

$$\bar{Q} = 26000 \text{ kg} \dots\dots\dots 11)$$

gerechnet werden. Sie rückt noch höher für die vorläufig noch nicht vorhandene größere Übersetzung $\bar{\varepsilon} = 1400$, sowie für (natürlich anzustrebende) Bremsen von besserem Wirkungsgrad, ferner für die weiter erwähnten wirksameren Bremsklötze.

Nach diesen Betrachtungen kann an die Berechnung der Bremskraft selbst gegangen werden.

Zwischen Bremsklotz und Rad besteht trockene Reibung, also ist eine vom Flächendruck halbwegs unabhängige, aber mit der Gleitgeschwindigkeit beträchtlich abnehmende Reibungszahl μ_B anzunehmen. Darnach gilt für die der Bewegung entgegenwirkende Reibungskraft im ganzen Bremsverlauf

$$R = \mu_B \cdot P \dots\dots\dots 12)$$

Nach alten Versuchen von Wichert und mit neueren Messungen genügend übereinstimmend ist

$$\mu_B = \beta \cdot \frac{1 + 0,0112 V}{1 + 0,06 V} \dots\dots\dots 13)$$

worin die Zahl β etwa in den Grenzen $\frac{1}{2}$ für trockene Reibungsflächen und $\frac{1}{4}$ für nasse Reibungsflächen schwankt und übrigens auch vom Material abhängt. Der V. d. E. V. hat mit dem etwas tief gegriffenen Wert $\beta = \frac{1}{4}$ gerechnet. Eigentlich mußte ein niedrigerer Wert angenommen werden, weil nicht wie im folgenden zur nötigen Sicherheit eine mit dem Gefälle wachsende Geschwindigkeitsüberschreitung eingeführt wurde und auch nicht die im nächsten Abschnitt behandelte Grenze der Bremskraft Berücksichtigung fand. Bei den in dieser Abhandlung gemachten Annahmen erzielt man recht gute Übereinstimmung mit der Erfahrung durch den Wert

$$\kappa \beta = 0,233, \dots\dots\dots 14_1)$$

welcher mit $\kappa = 0,7$ dem Werte

$$\beta = \frac{1}{3} \dots\dots\dots 14_2)$$

entspricht.

Der angegebene Wert $\kappa \beta$ gilt für gewöhnliche Bremsklötze. Wenn der Bremsklotz mittels Lappen den Spurkranz umgreift, ist die Bremswirkung größer, was durch Keilwirkung und geringeren durchschnittlichen Flächendruck zu erklären ist. Gegen diesen und andere Vorteile (Beibehaltung richtiger Lage, daher gute Ausnützung, Schonung des Querbalkens) treten die Nachteile (anderes Verhalten vor dem Einlaufen, etwas unvermittelt steigende Bremswirkung und daher häufigere Flachstellen, größere Beanspruchung der Bremsklotzhängung; eine Schädigung des Spurkranzes scheint nicht erwiesen) bei ganz richtiger Ausführung wohl zurück. Wegen der stärkeren Bremswirkung empfehlen sich solche Bremsklötze bei einseitiger Bremsklotzanwendung, ferner allgemein für schwere Fahrzeuge, wodurch die Gewichtsgrenze 11) um schätzungsweise 3 t hinaufdrückt.

Die Annahme, daß μ_B nur mit V veränderlich ist, trifft zwar nur halbwegs zu. Ein erfahrener Bergbremsler weiß, daß schwere Wagen mit kleinen Bremsklötzen schwerer zu bremsen sind, als solche mit großen Bremsklötzen, woraus (abgesehen von besserer Kühlung) auf eine kleinere Reibungszahl bei größerem Flächendruck zu schließen ist. Eine schlimmere Erfahrung eines Bremsers von langen Steilrampen ist die, daß

hoch erhitzte Bremsklötze beträchtlich schlechter wirken. Dies äußert sich auffällig darin, daß der Bremsler einen schweren Wagen anfangs bis zum Rädergleiten bremsen kann, bei sehr heiß gewordenen Bremsklötzen aber hierzu nicht mehr imstande ist. Nässe kann hierbei wegen der kühlenden Wirkung sogar nützlich sein. Bremsklötze mit größerer kühlender Oberfläche sind vorteilhaft. Zur Klärung dieser und anderer Erscheinungen werden die bei der deutschen Reichsbahn-Gesellschaft im Gange befindlichen Versuche beitragen (siehe Glasers Annalen 1925 »Mefseinrichtungen für Bremsversuche« von Metzkoj).

Im folgenden kommt μ_B nur mit der in 13) angegebenen Abhängigkeit von der Geschwindigkeit in Rechnung. Die Veränderlichkeit mit der Pressung ließe sich etwas umständlich auch berücksichtigen, etwa wie am Schlusse dieser Arbeit erwähnt. Doch sind bei dem Umstand, daß außer im Anfang und Ende der Bremsung der Anpreßdruck nach Textabb. 1 halbwegs gleich bleibt, von einer genaueren Rechnung nicht nennenswert andere Ergebnisse zu erwarten, abgesehen daß die Erwägung vom Schlufs des Abschnittes II auch hier gilt. Die Verschlechterung von μ_B durch Erhitzung der Bremsklötze ist in den angegebenen Werten 14) schon bis zu einem gewissen Grade berücksichtigt und wird auch durch erhöhte Anstrengung der Bremsler einigermaßen ausgeglichen. Nur in sehr langen Steilrampen ohne nennenswerte eingestreute Gefällsminderungen, sowie bei sonstigen außergewöhnlich ungünstigen Verhältnissen kann es auf Grund der Erfahrung nötig werden, die im Abschnitt XI berechneten Bremsprozente um 1 bis höchstens 2 zu vergrößern. Solche Notwendigkeit tritt aber nur ganz vereinzelt auf und es geht daher nicht an, die Bremsausmaße allgemein so hoch zu halten.

IV. Nachlassen der Bremse.

Die vom Bremsler erzielte Anpreßkraft \bar{P} darf in der vollen Höhe $\kappa \cdot Q$ nicht bis zum Stillstand beibehalten werden, weil sonst bei einer gewissen Geschwindigkeit die Räder zu gleiten beginnen, also nicht mehr rollen. Die Ursache ist bekanntlich die, daß mit abnehmender Geschwindigkeit die Reibungszahl μ_B zwischen Bremsklotz und Rad nach 13) bedeutend zunimmt, während die Reibungszahl μ_S zwischen Schiene und Rad nur wenig wächst. Sobald $\mu_B \cdot P > \mu_S \cdot Q$ wird, gleiten die Räder und bekommen Flachstellen, zugleich verringert sich die bremsende Wirkung, weil μ_S beim Gleiten kleiner ist, als beim Rollen. Der Bremsler muß also, wie in Textabb. 2 punktiert gezeichnet, mit der Reibungskraft $\mu_B \cdot P$ unter der Rädergleitgrenze $\mu_S \cdot Q$ bleiben, soll aber nahe an sie herankommen, um eine möglichst große Bremskraft zu halten. Das ist durch Erfahrung und Beobachtung im Verein mit dem sogenannten Bremsenspiel zu erreichen, bestehend in zeitweisem mäßigem Nachlassen und Wiedervorfühlen bis zur Gleitgrenze.

Sonach kann für den ganzen Bremsverlauf kurz geschrieben werden

$$R = Q \cdot Q, \dots \dots \dots 15)$$

$$\text{wo } Q = \kappa \cdot \mu_B \text{ aber } < \mu_S \dots \dots \dots 16)$$

Mit 13) und 14₁), ferner mit einer aus bewährten Bremsausmaßen rückgeschlossenen Grenze unter μ_S , zu welcher praktisch eine gewisse Abrundung führt (probeweises etwas vorzeitiges Nachlassen, Herabsetzung von μ_B durch eingetretenes Gleiten), ergibt sich nach Abb. 2 folgender Verlauf von Q gegenüber $\kappa \mu_B$:

V =	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
10 $\kappa \mu_B =$	(2,333)	—	—	1,298	—	1,113	—	0,994	0,949	0,910	0,877	0,848	0,823	0,801	0,781	0,763	0,746	0,732
10 $Q =$	1,15	1,126	1,114	1,100	1,082	1,060	1,030	0,990	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"

Es ist nicht recht einzusehen, warum in der Berechnung des V. d. E. V. das nötige Nachlassen der Bremsen bei kleiner

Geschwindigkeit keine Berücksichtigung fand, d. h. unrichtigerweise auch für kleine Geschwindigkeiten $Q = \kappa \mu_B$ genommen wurde. Die Folge war, daß trotz des angenommenen kleinen

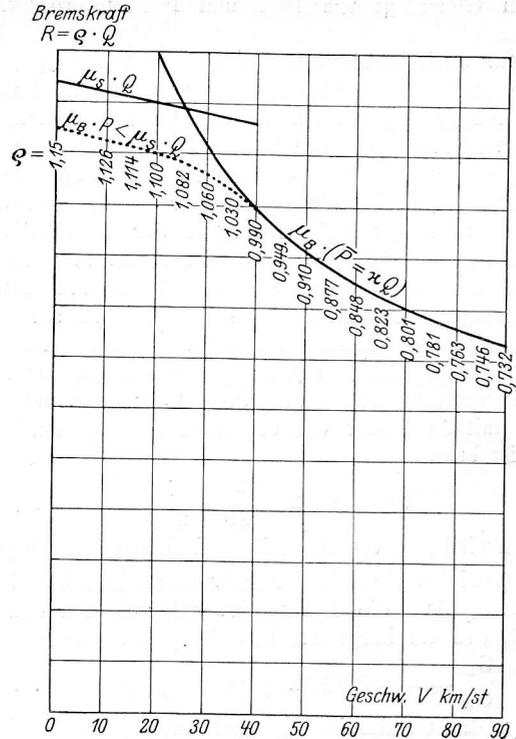


Abb. 2.

Wertes $\beta = 0,25$ für kleine Geschwindigkeiten zu hohe Bremskräfte in Rechnung kamen und trotz Einführung von Berichtigungsfaktoren die Bremsausmaße für 15 km/st noch zu klein blieben.

Bevor auf Grund der bisherigen Betrachtungen an die Berechnung des Bremsweges geschritten wird, ist noch der Fahrwiderstand und das Gewichtsverhältnis von Lokomotive und Zug zu behandeln. Auch wird zweckmäßig gleich der Begriff »Bremsausmaß« eingeführt.

V. Fahrwiderstand und Gewichtsverhältnis von Lokomotive und Zug.

Den geringsten verhältnismäßigen Fahrwiderstand haben D Zug-Wagen und beladene Kohlenwagen, für welche die runde Formel

$$w \text{ in } kg/t = 2 + 5 \left(\frac{V}{100} \right)^2 \dots \dots \dots 18)$$

angenommen werden kann (abgesehen vom großen Anstieg des Fahrwiderstandes gegen $V = 0$, welcher Bereich aber für den Bremsweg belanglos ist). Dieser ungünstigste (kleinste) Fahrwiderstand soll der weiteren Rechnung zugrunde gelegt werden. Über V^2 als Abszissen ergibt sich als w-Linie eine Gerade und darnach der im späteren benötigte Mittelwert von $V = y$ bis $V = 0$ einfach

$$w_m = 2 + 2,5 \left(\frac{y}{100} \right)^2 \dots \dots \dots 19)$$

Den bedeutenden Fahrwiderstand der Lokomotive kann man grob so berücksichtigen, daß man ihn gleich dem für

Wagen nimmt und den Rest als ein Mehr an Lokomotivbremsung zählt. Mit der Annahme eines durchschnittlich etwa 2,9 mal

so großen Lokomotivfahrwiderstandes gegenüber vollen Kohlenwagen nach 18) und aus diesem Fahrwiderstand bei 40 km/st das sind 2,64 ‰, ferner aus der im weiteren sich ergebenden ungefähren Gleichheit von 1 ‰ und 1 Bremsprozent, ergibt sich dieses

Mehr an Lok.-Bremsung zu 5 Bremsprozenten . . . 20)
In dieser einfachen Berücksichtigung größeren Fahrwiderstandes der Lokomotive ist keine merkliche Ungenauigkeit zu erblicken, weil nach Abschnitt VII die Lokomotive zur Schonung nur mäßig gebremst in Rechnung kommt und daher diese Bremsung ohne weiteres um eine Kleinigkeit höher oder tiefer sein kann.

Wollte man den Fahrwiderstand der Lokomotive doch genauer in Rechnung ziehen, so empfiehlt sich in weiterer Annäherung, ihn als ein gewisses Vielfaches des Fahrwiderstandes w der Wagen auszudrücken. Dieses Vielfache ist am kleinsten für schnellfahrende Flachlandlokomotiven (kleine Neigung x , große Geschwindigkeit y) und am größten für langsamfahrende Gebirgslokomotiven (großes x , kleines y). Eine brauchbare Annäherung (mit Ausnahme von besonders schwerkgehenden Lokomotiven) ist etwa

$$w_L = w \left(2 + \frac{x}{20} - \frac{y}{200} \right) \dots \dots \dots 21)$$

Im weiteren wird aber von dieser Formel nicht Gebrauch gemacht.

Das Gewichtverhältnis der Lokomotive zum Zug ist unter der Annahme, daß die Lokomotive talwärts den einfachen Zug führt, den sie bergwärts befördert, in erster Annäherung

$$\frac{G_L}{G_w} = \lambda = 0,008 x + 0,002 (y + 10), \dots \dots 22)$$

wo unter x das Gefälle in ‰ und unter y die Geschwindigkeit in km/st verstanden sein soll. Führt aber die Lokomotive z. B. die doppelte Berglast zu Tal, so ist λ nur die Hälfte des angegebenen Ausdruckes. Die Formel ist im ersten Glied durchschnittlich zutreffend und im zweiten Glied für Dampflokomotiven etwas knapp, um den Fall einer leichteren Lokomotive zu erfassen. Übrigens spielt ein kleines Mehr oder Weniger in der weiteren Anwendung auf die Bremsprozentberechnung keine merkliche Rolle.

VI. Begriff und Beziehungen des Bremsausmaßes.

Nach 5) lassen die meisten Wagen ein beiläufig gleiches Verhältnis zwischen Bremsung und Gewicht erzielen und werden daher im Betrieb als voll gebremst aufgefaßt. Entsprechend wird als gebremstes Gewicht oder kurz Bremsgewicht eines Zuges

$G_B = \Sigma Q$ der gebremsten Fahrzeuge 23)
verstanden, jedoch sind nach 11) von Fahrzeugen mit $Q > 26$ t nur 26 t gebremst und die übrigen t ungebremst . . 24)
zu zählen.

Bemerkt sei, daß eine Festlegung des Begriffes »vollgebremst«, nur willkürlich sein kann. Abweichend vom vorstehenden wird im Maschinenbau ein Fahrzeug als 100 ‰ gebremst bezeichnet, wenn $\bar{P} = Q$ ist. Wollte man auch im Betriebe so rechnen, so würden die Bremsausmaße und Bremsgewichte einfach im Verhältnis κ kleiner. Auch diese Auffassung ist willkürlich und würde es nur dann nicht sein, wenn μ_B und μ_S annähernd gleich wären. Ebenfalls einfach im Verhältnis κ kleinere Bremsausmaße würden gelten, wenn gar nicht mit dem erst willkürlich festzusetzenden gebremsten Gewicht, sondern unmittelbar mit der gesamten Anpresskraft $\Sigma \bar{P}$ gerechnet würde (und zwar könnte bei durchgehender Bremsung \bar{P} am Wagen angeschrieben sein).

Unter »Bremsausmaß« (»Bremsprozent«) wird das Verhältnis des gebremsten Gewichtes zum ganzen Gewicht verstanden und praktisch in ‰ (v. H.) angegeben. Für den ganzen Zug samt Lokomotive mit dem Gewicht G und dem gebremsten Gewicht G_B ist das Bremsausmaß

$$z = 100 \frac{G_B}{G} \dots \dots \dots 25)$$

Bezeichnet z_L die Bremsprozent der Lokomotive einschließlich der nach 22) anzunehmenden 5 Bremsprozent für das Mehr an Fahrwiderstand gegenüber Wagen, und z_W die Bremsprozent des Wagenzuges, so gilt

$$z = \frac{z_W G_W + z_L G_L}{G_W + G_L} \text{ oder } = \frac{z_W + z_L \cdot \lambda}{1 + \lambda} \dots \dots 26)$$

und daraus

$$z_W = z + \lambda (z - z_L) \dots \dots \dots 27)$$

Die Ermittlung des nötigen Bremsausmaßes z für den ganzen Zug samt Lokomotive ist im Abschnitt VIII und X behandelt. Meist wird aber nicht eine Bremsstafel der Werte z , sondern eine solche der Werte z_W benützt, in welcher die Lokomotivbremsung schon näherungsweise in Rechnung gezogen ist, um im Betriebe bei der Bremsberechnung die Lokomotive außer Betracht lassen zu können. Von selbst fällt die Lokomotive nur dann außer Betracht, wenn sie nicht mehr und nicht weniger als sich selbst bremst, also wenn stets

$$z = z_L = z_W \dots \dots \dots 28)$$

wäre. Wie stark die Lokomotivbremsung zweckmäßig angenommen werden soll und wie sie näherungsweise in Rechnung zu ziehen ist, wird im nächsten Abschnitt behandelt. Mit den dortigen Annahmen über λ und z_L geht 27) über in

$$z_W = z + \frac{\lambda}{2} (z - 25) \dots \dots \dots 29_1)$$

bezw. für nur 400 m Bremsweg

$$z_W = z + \frac{\lambda}{2} (z - 30) \dots \dots \dots 29_2)$$

$$\text{wo } \frac{\lambda}{2} = 0,004 x + 0,001 (y + 10) \dots \dots \dots 29_3)$$

VII. Bremsung der Lokomotive.

Die Lokomotive soll nicht stark gebremst in Rechnung kommen (von Gegendruck- bzw. elektrischer Bremse abgesehen), um die Radreifen und Lager zu schonen und für den Fall des Versagens einer Wagenbremse noch eine Reserve zu haben. Am einfachsten wäre mit einer geringen Lokomotivbremsung gleicher Größe zu rechnen, ob der Zug viel oder wenig Bremsung erfordert. Da würde sich die Annahme $z_L = 25$ bis 30 Bremsprozent empfehlen, von welchen etwa 20 auch bei schwersten und 25 bei weniger schweren Lokomotiven von Hand zu erzielen sind, und weitere 5 nach 20) vom Mehr an Fahrwiderstand gegen Wagen herrühren (diese sind also auch bei gar nicht gehremster Lokomotive zu rechnen). Von dieser einfachen Annahme wird man aber auf Grund folgender Überlegung abweichen, in der das Gewichtverhältnis λ zwischen Lokomotive und Zug eine Rolle spielt. Die in 22) für λ angegebene Näherungsformel gilt für den »einfachen« Zug, während im Gefälle die Lokomotive bisweilen einen zwei- oder gar vierfachen Zug zu führen bekommt.

a) Nötiges $z > 25$.

Bei hoher Zugbremsung ist es wirtschaftlich nicht angängig, die Lokomotive nur mit $z_L = 25$ zu bremsen. Man rechnet zweckmäßig und dem wirklichen Gebrauch ungefähr entsprechend mit dem Mittel zwischen 25 und den für den ganzen Zug erforderlichen z -Bremsprozent, also $z_L = \frac{25 + z}{2}$ bzw. wie

weiter unten erwähnt für Nebenbahnen $z_L = \frac{30 + z}{2}$. Die

der Lokomotive auf z fehlende Bremsung muß vom Zuge gedeckt werden. Der ungünstigste Fall ist daher der einfache Zug, abgesehen von einem noch leichteren Zug bzw. der leeren Lokomotive, für welche $z_L = z$ nicht zu vermeiden ist. Wird darnach z_L in 27) eingesetzt, so ergibt sich für die Berechnung

von z_w aus dem zunächst zu ermittelnden z die schon angegebene Formel 29₁)

b) Nötiges $z < 25$.

Ob die Lokomotivbremung $z_L = 25$ oder darunter näher an z beträgt, jedenfalls gibt die Lokomotive überschüssige Bremskraft an den Zug ab. Daher ist der mehrfache Zug ungünstiger als der einfache. Setzt man in 27) für den einfachen Zug $z_L = \frac{25+z}{2}$, für den zweifachen Zug $\frac{\lambda}{2}$ statt λ und $z_L = 25$,

schließlich für den vierfachen Zug $\frac{\lambda}{4}$ statt λ und $z_L = 50 - z$,

so ergibt sich immer dieselbe Formel 29₁). Die Annahme für den einfachen Zug ist ganz gut, auch die für den zweifachen Zug, während für den vierfachen Zug z_L auf den ersten Blick hoch erscheint. Da aber bei kleinem z , wie etwa in der Wagrechten, die Lokomotive einen vierfachen Zug gar nicht zu führen vermag, dieser vielmehr nur bis etwa $z = 20$ herab vorkommt, so ergibt sich äußerst $z_L = 50 - 20 = 30$, welche Lokomotivbremung an einem ohnehin nicht häufig vorkommenden vierfachen Zug nicht zu beanstanden ist. Sonach darf die Formel 29₁) bequemerweise sowohl für $z > 25$ wie für $z < 25$ angewendet werden.

In vorstehender Betrachtung ist für leichtere Lokomotiven und insbesondere für den auf Nebenbahnen üblichen Bremsweg von nur 400 m statt 25 der Wert 30 zu setzen, zumal die stärkere Bremsung nur für den Fall des Anhaltens und nicht für das Einhalten der Geschwindigkeit erforderlich ist.

VIII. Bremsweg.

Mit den in der Mechanik gebräuchlichen Bezeichnungen $s =$ Weg in m , $t =$ Zeit in sec , $v =$ Geschwindigkeit in m/sec , (hier sonst V in km/st) und $p =$ Beschleunigung in m/sec^2 folgt aus den Grundgleichungen $v = \frac{ds}{dt}$ und $p = \frac{dv}{dt}$ durch Entfernen von t und Integrieren der Ausdruck $s = s_0 + \int \frac{v dv}{p}$.

Mit der Bezeichnung u statt s und Berücksichtigung, daß V in $km/st = 3,6 v$ in m/sec ist, ergibt sich der Bremsweg

$$u \text{ in } m = u_0 + \int_{v=y}^{v=0} \frac{V dV}{3,6^2 p} \dots 30)$$

wo noch p auszudrücken ist.

Mit der Erdbeschleunigung g in m/sec^2 , dem Gefälle x in ‰, dem Fahrwiderstand w in kg/t oder ‰, der Reibungskraft im Zuge samt Lokomotive nach 15) und 23) $R = \rho \cdot (\sum Q = G_B)$ in kg , dem Gewicht des Zuges samt Lokomotive G in kg und mit Berücksichtigung von rotierenden Massen im Betrage von etwa $6\frac{1}{2}\%$ der ganzen Masse ist

$$p = \frac{1}{1,065} \left(g \cdot \frac{x-w}{1000} - g \cdot \frac{\rho \cdot G_B}{G} \right) \dots 31)$$

In manchen Fällen sind die rotierenden Massen zwar größer als hier angenommen, wie insbesondere bei elektrischen und Zahnradlokomotiven mit leichtem Zuge. Doch wird man aus diesem Grunde nicht mehrere wenig abweichende Bremstafeln, aufstellen, vielmehr ist bei gleicher Bremstafel eine etwas stärkere Lokomotivbremung vorauszusetzen, die bei der im vorigen Abschnitt angenommenen mäßigen Lokomotivbremung meist ohne weiteres möglich ist und übrigens nicht beim Einhalten der Geschwindigkeit, sondern nur beim Verzögern erforderlich wird. Bei Fahrten der Lokomotive ohne Zug ist die höhere Bremsung ohnehin nicht zu umgehen. Bei außerordentlich hohem Zuschlag für rotierende Massen sollten diese besonders bremsbar sein.

Der Ausdruck 31) geht mit Einführung der Bremsprozente nach 25) und Voraussetzung des beim Bremsvorgang stets größeren letzten Gliedes über in

$$p = - \frac{g}{1065} \cdot (10 \rho \cdot z + w - x) \dots 32)$$

In 30) eingesetzt und das — Zeichen durch Umkehren der Integralgrenzen entfernt, ergibt sich mit u_0 aus 1) und mit dem ausgerechneten Wert $\frac{1065}{3,6^2 \cdot g} = 8,2$ die genaue Bremswegformel

$$u = a y + \int_{v=0}^{v=y} \frac{8,2 V dV}{10 \rho \cdot z + w - x} \dots 33)$$

Unter dem Integralzeichen sind ρ und w keine einfachen Funktionen von V , daher kommt nur eine zeichnerische Integration in Betracht. Da diese zeitraubend ist, wird man sie vornehmlich zur einmaligen Bestimmung der Mittelwerte ρ_m benutzen, die zur Anwendung der bequemen Mittelwertformel nach Abschnitt X nötig sind. Immerhin ist die zeichnerische Integration nach folgender Anleitung nicht gar so umständlich, daß man sie für die einmalige Aufstellung von Bremsausmaß- und Bremswegtafeln nicht benutzen könnte.

Das Integral in 33) kann auch in der Form $\int_{v=0}^{v=y} \frac{d(4,2 V^2)}{10 \rho \cdot z + w - x}$ geschrieben werden, ist also die fortlaufende Fläche unter einer Kurve mit den rechtwinkligen Koordinaten $4,2 V^2$ und $\frac{1}{10 \rho \cdot z + w - x}$. Werden nach Textabb. 3 auf der Abszissenachse die Werte $4,2 V^2$ (zweckmäßiger Maßstab $1000 = 1 m = 1 cm$; $\frac{4,2 V^2}{1000}$ ist die Geschwindigkeitshöhe in m) und darüber die zugehörigen Werte $10 \rho \cdot z + w$ für das betrachtete z (Kurve 1) und das betrachtete x (Gerade 2) aufgetragen (zweckmäßiger Maßstab $1/100 = 1 cm$), so ergeben

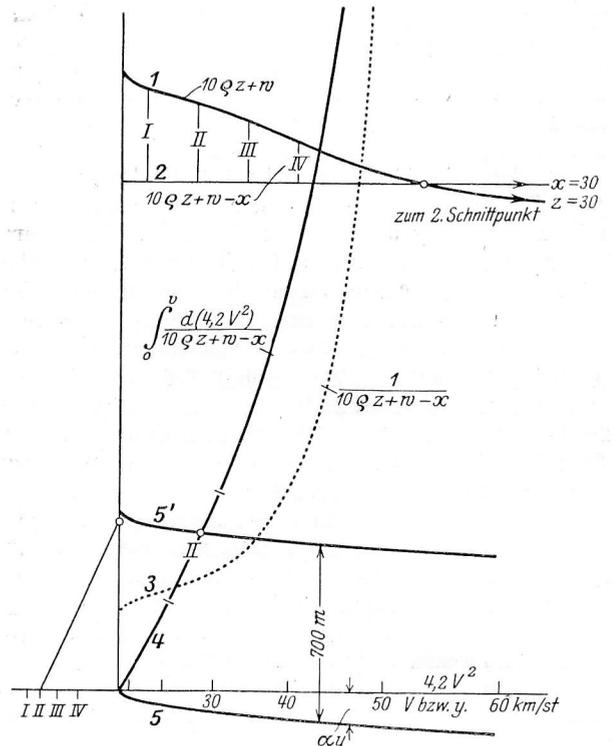


Abb. 3.

sich als Differenz die hervorgehobenen Ordinaten $10 \rho \cdot z + w - x$. Wo diese Null werden (erster Schnittpunkt von 1 und 2), würden die Bremswege ∞ , d. h. die Bremsung reicht gerade zur Erhaltung der Geschwindigkeit aus. Bei noch größerer Geschwindigkeit ist die Bremsung auch für bloße Geschwindig-

keitserhaltung unzureichend, der Zug erfährt eine immer größere Beschleunigung, er »geht durch« und würde (wenn nicht früher Entgleisung eintritt) sich schliesslich der Geschwindigkeit nähern, die dem zweiten Schnittpunkt von 1 und 2 entspricht, wo der hohe Fahrwiderstand die fehlende Bremsung ersetzt. Ist das Gefälle x klein bzw. die Bremsung z groß, so daß sich 1 und 2 nicht schneiden, so wird der Zug bei jeder Geschwindigkeit verzögert, er kann nicht durchgehen.

Diese Betrachtung soll nur zum besseren Verständnis der Vorgänge dienen. Praktisch wird man genauer und bequemer 1 und 2 gar nicht zeichnen, sondern den Ordinatenunterschied für $V = 5$ zu 5 km/st rechnerisch bilden und mit den reziproken Werten gleich die punktierte Kurve 3 auftragen (zweckmäßiger Maßstab $0,01 = 1 \text{ cm}$). Mit deren fortlaufendem Flächeninhalt als Ordinaten (zweckmäßiger Maßstab $10 \text{ cm}^2 = 100 \text{ m} = 1 \text{ cm}$) ergibt sich die Kurve 4 der reinen Bremswege ohne Bereitschaftsweg. Mit verschiedenen in Betracht kommenden Werten x und z ergibt sich eine doppelte Schar dieser Kurven.

Zur Vollständigkeit sei erwähnt, daß die Kurven 4 aus den Ordinatenunterschieden der Linien 1 und 2 stückweise unmittelbar gezeichnet werden können. Man nimmt etwa über dem Koordinatenanfangspunkt in der den Maßstäben entsprechenden Höhe (für die hier vorgeschlagenen Maßstäbe $= 10 \text{ cm}$) einen Festpunkt an. Dann trägt man nacheinander die mittleren Höhen I, II, III . . . links vom Koordinatenanfangspunkt auf und findet in der Verbindung mit dem Festpunkt schon die Neigung des entsprechenden Kurvenstückes wie für II gezeichnet. Dieses Verfahren ist bequemer als das Auftragen der reziproken Werte und das Planimetrieren, empfiehlt sich aber weniger, wenn große Genauigkeit gewünscht wird.

Trägt man in Textabb. 3 noch die Bereitschaftsweg αy als Kurve 5 nach abwärts auf und verschiebt man diese Kurve um den verlangten Bremsweg (für Hauptbahnen meist 700 m , für Nebenbahnen 400 m) in die Lage 5' nach aufwärts, so ergeben die Schnittpunkte mit den Kurven 4 die entsprechenden Geschwindigkeiten y und damit umgekehrt die nötigen Bremsprozente z . Dabei ist aber zur Sicherheit die im nächsten Abschnitt behandelte Geschwindigkeitsüberschreitung Δ anzunehmen, so daß die Abszissen nicht $4,2 \cdot V^2$ bzw. y^2 sondern $4,2 (y + \Delta)^2$ bedeuten, während der Bereitschaftsweg nach Abschnitt I nur mit y ohne Δ zu rechnen ist. Würde nur ein bestimmter reiner Bremsweg ohne Bereitschaftsweg u_0 verlangt, also im Interesse der Sparsamkeit für eine größere Geschwindigkeit ein größerer ganzer Bremsweg u gestattet, so wäre vorstehende Bestimmung von z entsprechend einfacher.

Als Beispiel ist auf diese Weise Abb. 1, Taf. 30 gezeichnet und zwar für das Gefälle $x = 20\text{‰}$ mit den Bremsprozenten $z = 20, 30, 40, 50, 70, 100$. (Die gleiche Aufgabe ist in Abb. 5, Taf. 31 mit dem im letzten Abschnitt gezeigten ganz anderen Verfahren gelöst.) Würde diese Arbeit noch für eine Anzahl anderer Gefällstufen gemacht, so könnte das nötige Bremsausmaß oder der Bremsweg zu einem gegebenen Bremsausmaß (z. B. für Signalaufstellung) in allen Fällen genau entnommen werden. Statt einer so umfangreichen Arbeit genügt es aber vollständig, diese Ermittlung nur für die Gefällstufen $x = 0, 20, 40$ recht genau durchzuführen, um daraus die Mittelwerte Q_m nach Abschnitt x zu ermitteln und dann die einfache Mittelwertformel sowohl für die Bremsausmaß- wie für die Bremswegberechnung benutzen zu können.

IX. Sicherheitszuschlag zur Fahrgeschwindigkeit.

Im Betriebe sind aus unrichtiger Geschwindigkeitsschätzung stammende kleine Überschreitungen der gestatteten Geschwindigkeit nicht zu vermeiden, können aber durch etwas angestrengttere Bremsenbedienung unschwer ausgeglichen werden, weshalb in der Rechnung außer genügend sicheren Annahmen eine besondere Berücksichtigung nicht nötig ist. Die Handbremsung

hat ja gegenüber der durchgehenden Bremsung neben großen Nachteilen den unbestreitbaren Vorteil, daß ausnahmsweise ungünstige Einflüsse durch ausnahmsweise Anstrengung ziemlich ausgeglichen werden können.

Anders verhält es sich mit den entgegen dem Willen der Mannschaft eintretenden gefährlichen Geschwindigkeitsüberschreitungen in größeren Gefällen. Wenn diese Art der Überschreitung in der Rechnung durch entsprechend sichere Annahmen der Ausgangsgrößen ihre Deckung findet, so fordert die Rechnung für kleine Gefälle zu große Bremsausmaße, während für größte Gefälle noch immer zu kleine Bremsausmaße herauskommen. Um mit der Erfahrung gute Übereinstimmung zu erzielen, muß man zur gestatteten Geschwindigkeit y eine mit dem Gefälle wachsende Geschwindigkeitsüberschreitung Δ hinzuzählen. So erreicht man gute Sicherheit in sparsamer Weise.

Eine Überschreitung der im Gefälle x gestatteten Geschwindigkeit y entsteht außer bei ungünstigen Reibungsverhältnissen und schlecht bremsbaren Wagen hauptsächlich durch zu spätes Anziehen der Bremsen beim Übergang von einem geringen in das maßgebende Gefälle. Wenn beim Übergang von der Wagerechten als ungünstigsten Fall die Bremsung um $t \text{ sec}$ zu spät kommt, so wird in dieser Zeit die Geschwindigkeit y um

$$\Delta = t \cdot 9,81 \cdot \frac{x - 1,2 \text{ w}}{1000} \cdot 3,6 \text{ km/st} \dots \dots 34)$$

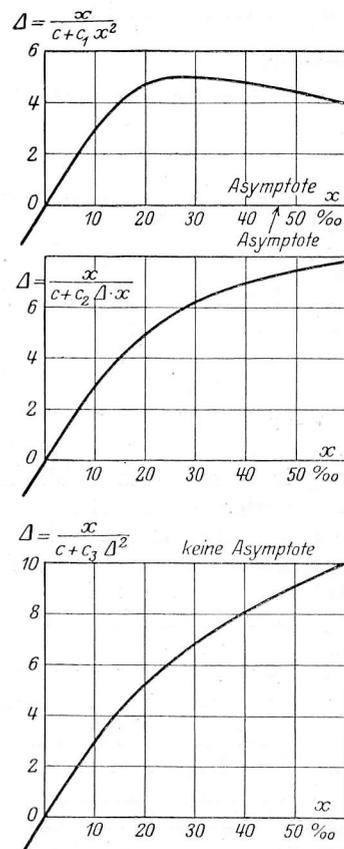


Abb. 4.

überschritten, wo $1,2 \text{ w}$ den gering anzunehmenden Fahrwiderstand des Zuges samt Lokomotive ausdrücken soll (siehe Abschnitt V). Die Verspätung t kann in kleinen Gefällen ungefähr der in 2) angegebenen Zeit t_m gleichgehalten werden, ist aber in großen Gefällen geringer, weil die Bremsen zu rechtzeitigerem und rascherem Handeln getrieben werden.

Je nachdem, ob die Bremsen statt durch richtige Beachtung der Streckenverhältnisse erst durch die Beschleunigung und schon merkliche Geschwindigkeitssteigerung, oder hauptsächlich erst durch die Geschwindigkeitsüberschreitung zum Handeln veranlaßt werden, sind ungefähr die in Textabb. 4 angegebenen drei Zusammenhänge zwischen Δ und x (bzw. $x - 1,2 \text{ w}$) anzunehmen. Nach den Erfahrungen in großen Gefällen empfiehlt sich zur Sicherheit die ungünstigste dritte Annahme

$$x - 1,2 \text{ w} = c \Delta + c_3 \Delta^3 \dots \dots 35)$$

Wird hier für kleine Gefälle das Glied mit Δ^3 weggelassen und $x - 1,2 \text{ w}$ aus 34) ersetzt, so folgt mit den in

$$2) \text{ für } t_m \text{ angegebenen Werten } c = \frac{1000}{t_m \cdot 9,81 \cdot 3,6} = \begin{cases} 2,91 \\ 3,15 \end{cases}$$

Der kleine Unterschied ist ohne nennenswerten Einfluß und um so mehr fallen zu lassen, als im Abschnitt VII für Nebenbahnen etwas stärkere Lokomotivbremsung vorausgesetzt wird,

so daß die Lokomotive etwas weniger Reserve an Bremskraft bietet. Sonach ist mit dem runden Wert $c = 3 \dots 36$) zu rechnen. Nimmt man weiter nach der Erfahrung schätzungsweise an, daß in 30 ‰ Gefälle mit etwa $\Delta = 6 \text{ km/st}$ die meisten Anstände zu vermeiden sind, so folgt rund

$$c_3 = 0,04 \dots 37)$$

Damit wird

$$x - 1,2 w = 3 \Delta + 4 \frac{\Delta^3}{100} \dots 38)$$

und ausgerechnet

$\Delta =$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$x - 1,2 w =$	0	3,04	6,32	10,08	14,56	20,00	26,64	34,72	44,48	56,16	70,00

Zur Entnahme beliebiger Zwischenwerte dient die Abb. 1, Taf. 31 und zwar ist zur Bequemlichkeit unter $1,2 w$ und daraus $x - 1,2 w$ zu finden und damit oben Δ abzulesen. Die Kurve Δ verläuft durch Null nach der negativen Seite diagonal in gleicher Weise, doch kommt praktisch nur das Stückchen bis zur Abszisse $- 1,2 w$ für die Fahrt in der Wagrechten in Betracht. Wenn nämlich der Lokomotivführer mit Dampf fährt, dann den Regler schließt und das Haltsignal gibt, so vergeht bis zum Eintritt der Bremsung die dem Bereitschaftsweg entsprechende Zeit, während welcher die Geschwindigkeit infolge des Fahrwiderstandes um das zu $- 1,2 w$ gehörige Δ abnimmt.

X. Mittelwertformel.

Der Integralausdruck 33) in welchem aber nach dem vorigen Abschnitt für die Berechnung von Bremsausmafs- und Bremswegtafeln als obere Grenze $y + \Delta$ statt y zu setzen ist, geht durch Einführung von Mittelwerten für w und ρ in die einfache Formel über

$$u = \alpha y + \frac{4,2 (y + \Delta)^2}{10 \rho_m \cdot z + w_m - x} \dots 39)$$

Bei Annahme eines bestimmten Bremsweges u , der in der Regel mit u für Hauptbahnen $= 700 m$, u für Nebenbahnen $= 400 m \dots 40)$

vorgeschrieben wird, folgt daraus das nötige Bremsausmafs

$$z = \frac{1}{10 \rho_m} \cdot \left[\frac{4,2 (y + \Delta)^2}{u - \alpha y} + x - w_m \right] \dots 41)$$

Mit Weglassung des ersten Klammerngliedes ergäbe sich die zur blofsen Geschwindigkeitserhaltung nötige Bremsung, die also auf einer Rampe durchschnittlich angewendet wird, während das erste Klammernglied die zum Anhalten auf $u m$ nötige zusätzliche Bremsung bestimmt (der Ausdruck $4,2 (y + \Delta)^2$ ist die Geschwindigkeitshöhe in mm).

Diese Mittelwertformeln sind ein vollständiger Ersatz der genauen Integralformel, wenn richtige Werte ρ_m angewendet werden. Im Gegenteil liefert die graphische Integration, wenn sie nicht besonders genau gemacht wird, ungenauere Werte als die Mittelwertformel mit genügend genauem ρ_m . Die Bestimmung von ρ_m aus ρ ist daher sehr wichtig.

Genau genommen kann in 39) nur vom Mittelwert des ganzen Ausdruckes $10 \rho \cdot z + w - x$ gesprochen werden, die Herausrennung der beiden Mittelwerte w_m und ρ_m ist also einigermafsen willkürlich. Wird w_m naheliegenderweise nach 19) als eine Funktion von V angenommen, so ergibt sich ρ_m nicht nur veränderlich mit V , sondern auch ein wenig veränderlich mit x und z . Beträchtlich ist diese Abhängigkeit nur, wenn nach der Überlegung zu Textabb. 3 der Zug sich dem Durchgehen nähert, also der Bremsweg sehr grofs wird, in welchem Grenzfall $\rho_m = \rho$ würde.

An Stelle der Abhängigkeit der Gröfse ρ_m von z kann auch die Abhängigkeit von u betrachtet werden, da ja die vier Gröfsen x, y, z, u durch die Mittelwertformel in Beziehung stehen. Für einen bestimmten Bremsweg u ist sonach ρ_m aufer von y nur etwas von x abhängig. Wenn nach dem beschriebenen und in Abb. 1, Taf. 30 angewendeten zeichnerischen

Integrationsverfahren etwa für die drei Gefällstufen $x = 0, 20, 40 \text{ ‰}$ die zu verschiedenen Bremsausmafsen z bei $u = 700 m$ Bremsweg gehörigen Geschwindigkeiten $y + \Delta$ möglichst genau ermittelt werden und durch Einsetzen jeder so gefundenen Wertegruppe in die Mittelwertformel der Mittelwert ρ_m herausgerechnet wird, so ergibt die Auftragung über $y + \Delta$ als Abszissen die in Abb. 2, Taf. 31 gezeichneten drei Kurven. Wie man sieht, erreicht die Abweichung für die extremen Werte $x = 0$ und $x = 40$ nur etwa $\frac{1}{100}$ des Wertes ρ_m , wäre also zu vernachlässigen. Für $u = 400 m$ verlaufen diese Kurven kaum merklich höher, weil die Abnahme von ρ_m mit x , wie schon erwähnt, nur bei sehr grofsen Bremswegen beträchtlich ist. Die Abb. 2, Taf. 31 liefert sonach für alle praktischen Fälle richtige Werte, aufer man wollte genaue Bremswegtafeln bis zu sehr grofsen Bremswegen aufstellen.

Die drei Kurven kann man nach Abb. 2, Taf. 31 bequem so festlegen, daß man von der mittleren Kurve die hervorgehobenen Punkte mit runden Koordinatenwerten und von den beiden anderen Kurven die lotrechten Abweichungen angibt.

Zur Vollständigkeit sei die Berechnung eines Punktes der Abb. 2, Taf. 31 angeführt. Die für $x = 20$ gezeichnete Abb. 1, Taf. 30 ergibt für $z = 30$ bei $u = 700 m$ Bremsweg $4,2 (y + \Delta)^2 = 8200$, daraus $y + \Delta = 44,2$. Mit zunächst geschätztem Δ ist y etwa $= 40$, damit aus Abb. 1, Taf. 31 unten $1,2 w = 3,36$, $x - 1,2 w = 16,74$ und damit aus Abb. 1, Taf. 31 oben $\Delta = 4,4$, also $y = 39,8$ und damit der Bereitschaftsweg $2,7 y = 107,5$ oder der reine Bremsweg $700 - 107,5 = 592,5 m$ übereinstimmend mit der Zeichnung. Aus Abb. 3, Taf. 31 ist $w_m = 2,49$ und damit $x - w_m = 17,51$. Mit diesen

Werten berechnet sich $10 \rho_m = \frac{1}{30} \left[\frac{8200}{592,5} + 17,51 \right] = 1,044$:

Statt der durch graphische Integration gewonnenen Abb. 1, Taf. 30 kann auch die nach Abschnitt XII rein zeichnerisch gewonnene Abb. 5 Taf. 31 dienen, doch ist auf diese Art eine grofse Genauigkeit schwerer zu erreichen.

Der V.d.E.V. hat für die Berechnung der Bremsprozente dieselbe Mittelwertformel 41) benützt, aber mit den schon erwähnten anderen Annahmen für α, ρ und auch w , ferner ohne Δ und ohne besondere Berücksichtigung der Lokomotivbremsung. Wegen den bedeutenden Abweichungen gegen die Erfahrungen wurden beim ersten und zweiten Klammernglied Berichtigungsfaktoren eingeführt, die eine starke Abhängigkeit von y zeigen und auch eine nicht zu vernachlässigende Abhängigkeit von x vermuten lassen. So waren statt des Bremsausmafses, also einer gesuchten Gröfse, deren zwei aus den Versuchen zu bestimmen, was nicht gut gelingen konnte.

XI. Bremstafel.

Nach den vorstehenden Ausführungen berechnete und graphisch aufgetragene Bremstafeln sind für $700 m$ Bremsweg in Abb. 2 und 3, Taf. 30, für $400 m$ Bremsweg in Abb. 4 und 5. Taf. 30 zu sehen. Da handgebremste Züge nur bis 60 km/st zugelassen werden, sind in ersteren zwei Abbildungen die Geschwindigkeiten über 60 km/st nur für handgebremste Wagen am Schlusse durchgehend gebremster Züge gedacht. Mit den Bremstafeln des V.d.E.V. sind die Abb. 3 und 5, Taf. 30 oder bequemer folgende abgelesene Zahlentafeln zu vergleichen. Die Tafeln sind bis zu 100 Bremsprozenten und 70 ‰ Gefälle aufgestellt, ohne Rücksicht auf die wirkliche Notwendigkeit. Es soll aber nicht unerwähnt bleiben, daß das Aufstellen von Bremstafeln nur bis zu mäfsigen Bremsausmafsen und das starke Beschränken der Geschwindigkeiten in grofsen Gefällen zum Teil übermäfsiger Ängstlichkeit und dem Mißtrauen in die Richtigkeit der Bremstafeln entspringt.

Die Berechnung erfolgte mit der Mittelwertformel 41), nachdem die nötigen Werte ρ_m in Abb. 2, Taf. 31 recht genau angegeben wurden. Der Rechnungsgang ist über den Abb. 2

bis 5, Taf. 30 angegeben und möge noch in drei Beispielen gezeigt werden.

1. Beispiel: Gefälle $x = 25\text{‰}$, zulässige Geschwindigkeit $y = 22\text{ km/st}$, verlangter Bremsweg $u = 700\text{ m}$; also reiner Bremsweg $= 700 - 2,7 y = 640,6\text{ m}$. Aus Abb. 1, Taf. 31 unten ist $1,2 w = 2,7$, also $x - 1,2 w = 22,3$ und damit aus Abb. 1, Taf. 31 oben $\Delta = 5,4$, also $y + \Delta = 27,4$, $(y + \Delta)^2 = 750,76$. Mit dem gefundenen $y + \Delta$ ist aus Abb. 2, Taf. 31 $Q_m = 1,103$ und aus Abb. 3, Taf. 31 $w_m = 2,19$, also $x - w_m = 22,81$. Mit diesen Werten ist $z = \frac{1}{1,103} \left[\frac{4,2 \cdot 750,76}{640,6} + 22,81 \right] = 25,15$. Das Zusatzglied auf z_w , $[0,004 x + 0,001 (y + 10)] \cdot (z - 25)$, ist hier verschwindend. Dieses Beispiel wurde gewählt, weil auf österreichischen Steilrampen mit $x = 25\text{‰}$ (Semmering und Brenner) für $y = 22\text{ km/st}$ und 700 m Bremsweg das Bremsausmaß $z_w = 25$ als gerade ausreichend erprobt ist.

2. Beispiel: $x = 0\text{‰} = \text{Wagrechte}$, $y = 60\text{ km/st}$, $u = 700\text{ m}$; $700 - 2,7 y = 538$. Wie im 1. Beispiel ergibt sich $1,2 w = 4,56$, $x - 1,2 w = -4,56$, $\Delta = -1,4$, $y + \Delta = 58,6$, $(y + \Delta)^2 = 3434$. $Q_m = 0,985$, $w_m = 2,85$, $x - w_m = -2,85$. $z = \frac{1}{0,985} \left[\frac{4,2 \cdot 3434}{538} - 2,85 \right] = 24,3$. Zusatzglied $= -0,05$, also $z_w = 24,25$. Der in der alten Bremstafel enthaltene Wert $z_w = 21$ ist sicher etwas zu klein. Das ersieht man auch aus dem Vergleich, mit der Tafel für raschwirkende durchgehende Bremsen, die erfahrungsgemäß nicht zu hohe Werte aufweist und geringere Werte als die Handbremstafel aufweisen soll, hier aber ebenfalls 21 Bremsprozent verlangt.

3. Beispiel: $x = 40\text{‰}$, $y = 20\text{ km/st}$, $u = 400\text{ m}$; $400 - 2,4 y = 352$. $1,2 w = 2,64$, $x - 1,2 w = 37,36$, $\Delta = 7,3$, $y + \Delta = 27,3$, $(y + \Delta)^2 = 745,3$. $Q_m = 1,103$, $w_m = 2,18$, $x - w_m = 37,82$. $z = \frac{1}{1,103} \left[\frac{4,2 \cdot 745,3}{352} + 37,82 \right] = 42,4$. $0,19 \cdot 12,4 = 2,4$, $z_w = 44,8$. Auf einer österreichischen Steilrampe mit $x = 40\text{‰}$, (Schneebergbahn gegen Kohlenwerk Grünbach) ist für $y = 20\text{ km/st}$ und 400 m Bremsweg das Bremsausmaß $z_w = 46$ als ganz ausreichend erprobt.

Bremstafel für Handbremsung und 700 m Bremsweg. (Abgelesen aus Abb. 3, Taf. 30).

Mafsgebendes Gefälle in ‰	Fahrgeschwindigkeit in km/st.															
	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
	Bremsausmaß in ‰															
0	5	5	5	5	5	7	10	14	19	24	31	39	47	57	69	82
1	5	5	5	5	6	8	11	15	20	26	32	40	49	59	71	84
2	5	5	5	5	7	9	13	17	22	27	34	42	51	61	73	87
3	5	5	5	6	8	11	14	18	23	29	36	44	53	63	75	89
4	5	5	5	7	9	12	16	20	24	30	37	46	55	65	77	91
5	5	5	6	8	10	13	17	21	26	32	39	48	57	68	80	94
6	5	5	7	9	11	14	18	22	28	34	41	49	59	70	82	96
7	5	6	8	10	12	15	19	23	29	35	42	51	61	72	84	98
8	6	7	9	11	14	17	21	25	31	37	44	53	63	74	86	100
10	8	9	11	13	16	19	23	27	33	40	47	56	66	78	91	
12	10	11	13	15	18	21	25	30	36	43	51	60	70	82	96	
14	12	13	15	17	20	23	28	33	39	46	54	64	74	86	100	
16	14	15	17	19	22	26	31	36	42	50	58	67	78	90		
18	16	17	19	22	25	28	33	38	45	53	61	71	82	95		
20	18	19	21	24	27	31	36	41	48	56	65	75	86	99		
22	20	21	23	26	29	33	38	44	51	59	68	78	90			
25	23	24	27	30	33	37	42	48	55	64	73	83	96			
30	28	30	33	36	39	44	49	56	63	72	82	93				
35	34	36	38	42	46	51	56	63	71	80	91					
40	39	41	44	48	52	58	64	71	79	89	100					
50	51	54	57	61	66	72	78	87	97							
60	64	67	71	75	81	87	95									
70	78	81	85	90	97											

Bremstafel für Handbremsung und 400 m Bremsweg. (Abgelesen aus Abb. 5, Taf. 30).

Mafsgebendes Gefälle in ‰	Fahrgeschwindigkeit in km/st.									
	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	Bremsausmaß in ‰									
0	5	5	5	7	11	17	24	32	43	56
1	5	5	5	8	12	18	25	34	45	58
2	5	5	6	10	14	20	27	36	47	60
3	5	5	7	11	15	21	28	37	49	62
4	5	5	8	12	16	22	30	39	51	64
5	5	6	9	13	18	24	31	41	53	66
6	5	7	10	14	19	25	33	42	54	68
7	6	8	11	15	20	26	34	44	56	70
8	7	9	12	16	21	28	36	46	58	73
10	9	11	14	18	24	31	39	49	62	77
12	11	13	16	21	26	33	42	52	65	81
14	13	15	19	23	29	36	45	56	69	85
16	15	18	21	25	31	39	48	59	73	89
18	17	20	23	28	34	42	51	62	76	93
20	19	22	26	31	37	45	54	66	80	97
22	21	24	28	33	39	47	57	69	84	
25	24	27	32	37	43	52	62	74	89	
30	30	33	37	43	50	59	70	83	99	
35	35	39	44	50	57	67	78	92		
40	41	45	50	56	64	74	86			
50	53	57	63	70	79	90				
60	66	71	77	85	95					
70	79	85	92							

Diese neuen Handbremstafeln werden vermutlich eine verschiedene Beurteilung erfahren. Wo sie nach der Erfahrung etwas unzureichend scheinen, ist zu vermuten, daß die Güte der Bremsen und der Bremser etwas gebessert werden könnte; handelt es sich aber um sehr lange Steilrampen, so kommt das am Schluß des Abschnittes III Gesagte in Betracht. Auch ist an die gemachte Voraussetzung 24) zu erinnern, daß für eine Spindelbremse nur bis 26 t gebremst zählen; ohne dieser Beschränkung müßten die Bremsausmaße um ein geringes größer sein. Wo hingegen nach der Erfahrung diese Bremsausmaße etwas reichlich scheinen, sind vermutlich über dem Durchschnitt gepflegte Bremsen und sehr gute Bremser, sowie nicht lange Rampen vorhanden.

Immerhin könnten die Bremsausmaße für hohe Geschwindigkeiten und kleine Gefälle etwas gekürzt werden, wenn vereinzelte kleine Überschreitungen des verlangten Bremsweges weniger streng genommen werden, insbesondere beim kurzen Bremsweg von 400 m ; eine Kürzung für große Gefälle und kleine Geschwindigkeiten ist aber nicht ratsam. Solche Bremstafeln würden sich durch die Annahme in 14) $\kappa \beta = \text{etwa } 0,25$ ergeben.

An dieser Stelle ist noch etwas über das »für die Bremsung mafsgebende Gefälle einer Bremsstrecke« zu bemerken, welches für die Anwendung der Bremstafeln dient, wenn das Gefälle in kurzen Strecken wechselt. Nach den T. V. ist die größte Neigung anzunehmen, die sich durch geradlinige Verbindung zweier in einer Entfernung von 1000 m liegender Punkte des betreffenden Streckenabschnittes ergibt. Diese einfache Regel ist ganz gut, ausgenommen bei Gefällsunterschieden über etwa 20‰ , sowie bei nötigem Anhalten innerhalb der 1000 m . Ersterer Fall wird zwar selten, letzterer aber immerhin vorkommen. Wird im Falle der Abb. 6, Taf. 30 der Zug nicht mehr und nicht weniger, als für die Erhaltung der Geschwindigkeit im punktierten Durchschnittsgefälle gebremst, so steigt die Geschwindigkeit von a bis b entsprechend der von $\frac{4,2 V^2}{1000}$ auf $\frac{4,2 V^2}{1000} + h$ zunehmenden Geschwindigkeitshöhe. Ist z. B. die

zulässige Geschwindigkeit $v = 20 \text{ km/st}$ und hat die Strecke a bis b 30‰ Gefälle und 500 m Länge mit anschließenden Wagrechten, so ist $h = 7,5 \text{ m}$ und damit die Geschwindigkeit in b 47 km/st . In Wirklichkeit ist es etwas weniger schlimm, weil der Zug im punktierten Gefälle nicht nur zur Geschwindigkeitserhaltung, sondern zum Anhalten auf $u \text{ m}$ gebremst werden kann. Ferner steigt mit größerer Geschwindigkeit der Fahrwiderstand, dafür nimmt aber die Reibungszahl ρ ab. Die Betrachtung läßt jedenfalls erkennen, daß h irgendwie, etwa mit höchstens 5 m , zu begrenzen ist und daß im Falle eines innerhalb der 1000 m bei d befindlichen auf Halt stehenden Signals, die Neigung ad und nicht ac als maßgebendes Gefälle zu nehmen ist.

Über das nötige Bremsausmaß in der Steigung ist zu sagen, daß es nicht mehr angeht, für große Berggeschwindigkeiten, wie insbesondere bei der elektrischen Zugförderung, dasselbe Bremsausmaß wie für die gleiche Talgeschwindigkeit zu verlangen. Es genügen zu Berg für jede Geschwindigkeit die Bremsprozentage wie zu Tal für etwa 20 km/st bzw. 30 km/st , wenn die Mannschaft erst zu den Bremsen muß, wie bei handgebremsten Personenzügen und bei durchgehend nichtselbständig gebremsten Zügen überhaupt, aber mindestens die Bremsprozentage, die für die gestattete Berggeschwindigkeit in der Wagrechten nötig sind. Dies genügt auch bei dem Umstande, daß die nach Abschn. VII im Falle mäßiger Bremsprozentage angenommene kleine Mitbremsung des Zuges durch die Lokomotive bei Abreisen nicht mehr vorhanden ist.

XII. Allgemeines Ermittlungsverfahren.

Im Abschnitt VIII und X wurde die Ermittlung des Bremsweges bei gegebenem Bremsausmaß oder des nötigen Bremsausmaßes bei gegebenem Bremsweg für den Fall gleichbleibender Neigung behandelt. Wechselt die Neigung (samt Bogenwiderstand) innerhalb des Bremsweges, so empfiehlt sich für besondere Untersuchungen folgendes allgemeine Ermittlungsverfahren, welches aus dem vom Verfasser im 1. Heft des vorigen Jahrganges behandelten zeichnerischen Verfahren zur Ermittlung des Fahrtverlaufes eines Zuges einfach in der Weise folgt, daß die Lokomotivzugkraft durch die entgegengesetzt wirkende Bremskraft ersetzt wird. Das Verfahren eignet sich natürlich auch für den Fall gleichbleibender Neigung und ist in Abb. 5, Taf. 31 für dieselbe Aufgabe wie Abb. 1, Taf. 30 angewendet, um zu zeigen, daß die beiden ganz verschiedenen Verfahren dasselbe ergeben. Wenn große Genauigkeit gewünscht wird, ist das erstere zum Teil rechnerische Verfahren dem letzteren rein zeichnerischen allerdings vorzuziehen.

Das Verfahren besteht darin, daß über dem Längenprofil die Geschwindigkeitshöhenlinie (Quadrat der Geschwindigkeiten) gezeichnet wird. Dies geschieht bequem und rasch im »Längenprofilraster« mit dem »Bremskraftrechenbild« in der Weise, daß z. B. bei Bremsung aus 60 km/st dem Rechenbild das Gefälle für 55 km/st entnommen und im Raster die Gerade dieser Neigung von $V = 60$ bis $V = 50$ gezogen wird, daß weiter dem Rechenbild das Gefälle für 45 km/st entnommen und im Raster fortsetzend die Neigung bis $V = 40$ gezogen wird und so fort bis $V = 0$. Falls der Haltepunkt bestimmt ist, so zeichnet man umgekehrt von diesem zurück, wie in Abb. 5, Taf. 31 angewendet.

Das Längenprofilraster besteht aus dem in passendem Längen- und Höhenmaßstab gezeichneten Längenprofil (mit Berücksichtigung des Krümmungswiderstandes), welches in den Geschwindigkeitshöhen $\frac{4,2 V^2}{1000}$ zu $V = 10, 20, 30 \dots$

nachzuziehen ist, um das Einzeichnen der Geschwindigkeitshöhenlinie zu erleichtern. Abb. 5, Taf. 31 zeigt als einfachsten Fall unveränderliche Neigung ($x = 20\text{‰}$).

Das Bremskraftrechenbild zeigt Abb. 4, Taf. 31, wenn es sich um die genaue Behandlung eines bestimmten Falles handelt (Berücksichtigung von $G_L, G_{BL}, W_L; G_w, G_{Bw}, w$), und Abb. 5, Taf. 31 links unten, wenn mit Bremsprozentagen gerechnet wird ($z = 100 \cdot \frac{G_{BL} + G_{Bw}}{G_L + G_w}$). Die Abb. 4, Taf. 31 stellt nichts weiter als die Beziehung dar: ohne Geschwindigkeitsänderung durch-

fahres Gefälle in $\text{‰} = \frac{G_L + G_w}{\rho(G_{BL} + G_{Bw}) + 0,001(W_L G_L + w G_w)}$ und besteht aus dem wagrecht aufgetragenen Zuggewicht, daran lotrecht einerseits die Bremskraftskala nach aufwärts und andererseits die Fahrwiderstandsskala nach abwärts, beide im selben Maßstab; jedoch wird nicht die Kraftskala selbst, sondern die zugehörige ungleichförmige V-Teilung benötigt. Die Abb. 5, Taf. 31 links unten ergibt sich aus Abb. 4, Taf. 31, wenn das gebremste Gewicht z. B. = 100 und das ganze Zuggewicht nacheinander = 100, 200, . . . 1000, . . . angenommen wird, so daß sich die zugehörigen Bremsprozentagen $z = 100, 50, \dots 10, \dots$ als eine reziproke Skala ergeben. Die Teilungspunkte V der Fahrwiderstandsskala liegen für alle z auf einem Bündel von Geraden; sie werden zu Strahlen aus dem Anfangspunkt, sofern nach Abschnitt VII der spezifische Fahrwiderstand der Lokomotive dem der Wagen gleichgehalten und das Mehr an Fahrwiderstand als Lokomotivbremsung gezählt wird.

Wichtig ist die richtige Annahme der zum Teil in Abhängigkeit stehenden Maßstäbe. Wird das Längenprofil mit 1000 m Länge = $m_2 \text{ mm}$ und 1 m Höhe = $m_h \text{ mm}$ gezeichnet, so müssen die Maßstäbe für das Rechenbild 1000 kg Zuggewicht = $m_G \text{ mm}$ und 1 kg Bremskraft bzw. Fahrwiderstand = $m_R \text{ mm}$ der Beziehung genügen, $\frac{m_1}{m_h} = \frac{m_G}{m_R}$. Z. B. in Abb. 5, Taf. 31 ist $m_1 = 200, m_h = 10, m_G = 20 \text{ c}, m_R = 1 \text{ c}$, wo c beliebig sein kann.

Will man auch den Zeitverlauf der Bremsung genau verfolgen, so ist das Rechenbild wie in Abb. 14 durch eine wagrechte V-Teilung und zugehörigen Festpunkt (V) über dem Nullpunkt zu ergänzen. Man braucht dann nur von den Bruchpunkten der gefundenen Geschwindigkeitshöhenlinie Lotrechte zu ziehen und zwischen je zweien, z. B. für $V = 50$ und $V = 40$ eine Parallele zur Verbindung von (V) zu $V = 45$ des Rechenbildes zu zeichnen, um so fortlaufend stückweise die ganze Weg-Zeitlinie zu erhalten.

Mit weiteren Ergänzungen dieses kurz angegebenen Verfahrens könnten auch verschiedene hier nicht angenommene Einflüsse Berücksichtigung finden, wie zunächst der allmähliche und nicht wie im Abschnitt II angenommene plötzliche Anstieg zur Vollbremsung, ferner die Abnahme der Reibungszahl mit der Zunahme der Anpresskraft im Beginn und umgekehrt im Ende der Bremsung, andererseits die vermutliche Zunahme der Reibungszahl mit dem Weg im Beginn der Bremsung, so daß sich diese beiden Erscheinungen einigermassen aufheben, ferner die schon am Ende des Abschnittes III betrachtete Abnahme der Reibungszahl mit der Erwärmung, und vielleicht noch anderes. Die Schwierigkeit der Erfassung dieser Einflüsse (wenn nach dem am Schluß des Abschnittes II Gesagten in Betracht zu ziehen) liegt nicht so sehr in der Rechnung, als in der vorläufig ungenügenden zahlenmäßigen Kenntnis. Wenn einmal diese vorhanden ist, bleiben noch immer die schwer zu erfassenden Betriebserscheinungen und Unregelmäßigkeiten auf Grund der Erfahrung zu berücksichtigen.

Eisenbahn liegen im Gebiet der belgischen Kongokolonie. Die zusammenhängende südliche Bahnstrecke der Kap-Kairolinie ist also wesentlich länger, als die Nordstrecke. Sie ist von Kapstadt aus ganz allmählich entstanden: während die Vollendung der ersten Strecke Kapstadt—Stellenbosch—Stellington in der Kapkolonie in die Jahre 1862 und 1863 zurückreicht, gelangte die Bahn erst im Jahr 1885 nach der Stadt Kimberley, 1890 nach Vryburg, 1894 nach Mafeking, und im Jahr 1897 nach Bulawayo, der Hauptstadt von Matabeleland. Mit bemerkenswerter Schnelligkeit wurde in Rhodesien der Bahnbau Bulawayo—Brokenhill über Wankie, Livingstone, Victoriafalls und Kafue ausgeführt. Die ganze Strecke von 1057 km wurde in drei Jahren und einem Tage, vom 9. Mai 1903 bis 10. Mai 1906 vollendet. Nach Beginn der Strecke Bulawayo—Livingstone am 9. Mai 1903 fuhr die erste Lokomotive bereits am 10. April 1905 über die neue große Brücke an den Victoriafällen des Sambesi; am 29. Mai 1905 wurde Kalomo, 150 km hinter Victoriafalls, von der Gleisspitze erreicht und der Bau der letzten 452 km bis Brokenhill erforderte nur 346 Tage bis zum 10. Mai 1906; an einem Tage soll der Gleisfortschritt sogar 9,25 km betragen haben! Die Neubaulinie durchschneidet die wertvollen Kohlengebiete von Wankie und ist ausgezeichnet durch die Überschreitung der Viktoriafälle des Sambesi südlich Livingstone auf der berühmten Hochbrücke*, der höchsten Brücke der Erde, die den Strom 500 m unterhalb der Fälle in einer Höhe von 135 m über dem Wasserspiegel überspannt. Die 115 m hohen Wasserfälle bilden mit der Brücke eine hervorragende, vielbesuchte Sehenswürdigkeit Afrikas. Im weiteren Verlaufe forderte noch der Übergang über den Kafuefluß die Ausführung eines Brückenbaues von mehr als 500 m Länge, bestehend aus 13 Öffnungen von je 30,5 m Weite nebst sieben kleineren Tragwerken. Den Weiterbau über Brokenhill zur belgischen Kongogrenze übernahm 1909 die Rhodesia-Katanga-Anschluß-Gesellschaft (Rhodes-Katanga-Junction-Comp.) und erreichte ihr Ziel am 12. Dezember 1909. Mit dem Bau der Katanga-Eisenbahn**) in der belgischen Kongokolonie von ihrer Südgrenze über Elisabethville und Kambove nach Bukama, 725 km, fand der südliche Abschnitt der Kap-Kairolinie im Mai 1918 vorläufig seine Vollendung.

Als die rhodesische Eisenbahn 1902 von Bulawayo aus in nordöstlicher Richtung über Gwelo nach Salisbury, der Hauptstadt von Südrhodesien in Maschonaland gelangt war, faßte Rhodes den Plan, seine Kap-Kairolinie von Salisbury aus in nördlicher Richtung über den Sambesi und östlich vom Katangazipfel nach der Südspitze des Tanganjikasees zu führen, diesen See als Schifffahrtstraße zu benutzen und von seinem Nordende wiederum eine Eisenbahn bis zum südlichen Ende der schiffbaren Nilstrecke herzustellen. Das einzige nicht in britisches Gebiet fallende Stück der Bahn wollte er auf einem von dem damaligen Kongostaat abzutretenden Landstreifen von 25 km Breite verlegen, der von der Nordspitze des Tanganjikasees westlich entlang der damals deutsch-ostafrikanischen Grenze von Uganda verlaufen sollte. Da Deutschland auf Grund der Kongoakte diesem Plan widersprach, versuchte Rhodes bei der deutschen Regierung die Führung der Bahn durch damals deutsches Gebiet entlang dem Ostufer des Tanganjikasees zu erreichen. Das hätte die gestreckteste Linienführung der Bahn von Salisbury über Kituta und Usumbura nach Lado am Nil ermöglicht. Aber nach längeren Verhandlungen scheiderte auch dieser Plan, weil Rhodes die von der deutschen Regierung verlangten Gegenleistungen nicht erfüllen konnte oder wollte. Die hiernach notwendig gewordene Abänderung des Rhodesschen Planes führte zunächst zu der Verschwenkung der Bahnlinie von Bulawayo aus in nordwestlicher Richtung, um den wichtigen Kohlenbezirk von Wankie erschließen und an die ihrer Wasser-

kraft wegen wertvollen Viktoriafälle des Sambesi herankommen zu können. So entstand notgedrungen die starke Ausbiegung der Kap-Kairolinie nach Westen und damit ergab sich im weiteren Verlaufe zwingend der Übertritt auf belgisch-Kongolesisches Gebiet, durch den zugleich die Erschließung des mineralreichen wertvollen Katangabezirks ermöglicht wurde. Durch die starke Abweichung von der geraden Linie nach Westen, durch den damit verbundenen Umweg und durch den Übergang auf nicht britisches Gebiet hat der ursprüngliche imperialistische Gedanke und Plan der großen Verkehrsstrecke zweifellos eine gewisse Beeinträchtigung erfahren, so daß das Interesse Großbritanniens an der Sache etwas erkalten mußte.

Nördlich Bukama findet die Katangabahn ihre Fortsetzung bis Stanleyville durch den südlichen Teil des sogenannten »Transcongolais«, d. i. die aus zwei Wasserstraßen und zwei Eisenbahnstrecken zusammengesetzte belgische Verkehrsstraße, nämlich: die Lualabastrecke von Bukama bis Kongo, 640 km, die Bahnstrecke Kongo-Kindu, 355 km, die obere Kongostrecke von Kindu bis Ponthierville, 320 km, und die Bahnstrecke Ponthierville—Stanleyville, 127 km. Die beiden Umgebungsbahnen sind von der Gesellschaft der Oberkongobahnen (Compagnie des chemins de fer du Congo Supérieur aux Grands Lacs Africains) in den Jahren von 1903 bis 1906 und von 1906 bis 1910 in der 1m-Spur hergestellt worden; beide Linien dienen zur Umgehung der Kongo-Schnellen und -Fälle und vermitteln lediglich den durchgehenden Verkehr zwischen den End- und Umschlagstationen, der aber bisher einen nennenswerten Umfang nicht erlangt hat. Ortsverkehr und Zwischenstationen fehlen diesen Umgebungsbahnen, was bemerkenswert ist, noch vollständig. Die Linien und Geländeverhältnisse sind nicht ungünstig, wenn auch zahlreiche, tief eingerissene Wasserläufe überschritten werden müssen. Die größten Steigungen überschreiten nicht $20\text{‰} = 1:50$, bei schärfsten Krümmungen von 100 m Halbmesser. Der Oberbau besteht aus 7 m langen Breitfußschienen von 24,4 kg/m Gewicht die auf acht, in Krümmungen neun Querschwellen ruhen. Die Anfangs verwendeten hölzernen Schwellen, die sich wegen des Termitenfraßes von nur kurzer Lebensdauer erwiesen, werden durch eiserne Schwellen von trogförmigem Querschnitt, 1,75 m lang und 30,8 kg schwer, ersetzt.

Die Fortsetzung des »Transcongolais« durch den 1600 km langen großen nordwestlichen Kongobogen von Stanleyville bis zum Stanleypool und über Kinshasa nach Leopoldville und durch die daselbst anschließende untere Kongo-Umgebungsbahn Leopoldville—Matadi ermöglicht zwar die Ausfuhr von den belgischen Häfen am Unterkongo, kommt aber für die Kap-Kairolinie nicht mehr in Betracht. Im Ganzen hat der »Transcongolais« als Ausfuhrlinie des Katangabezirks nach dem Weltmeer die auf ihn gesetzten Hoffnungen hinsichtlich seiner Leistungsfähigkeit stark enttäuscht, weil, abgesehen von dem ungeheuren Umweg des großen Kongobogens bis Matadi — 3912 km gegen 1650 km Luftlinie — das siebenmalige Umladen der Durchgangsgüter zwischen Schiff und Bahnwagen, und die Unsicherheit der hier noch ganz unregelmäßigen Wasserstraßen mit ihren stark schwankenden Wasserständen und der häufig wechselnden Fahrinne den durchgehenden Verkehr empfindlich beeinträchtigen.

Infolge dieser Erkenntnis entschloß sich die belgische Kolonialverwaltung, eine Abkürzungsbahn von Bukama in nordwestlicher Richtung nach Jlebo am Kasai, über 1000 km, herzustellen, durch die, mit Benutzung der schiffbaren Kasai- und Kongo-Strecken, der große Kongobogen abgeschnitten, der Weg bis Matadi um rund 1300 km verkürzt und die Zahl der Umladungen auf drei eingeschränkt wird. Diese Bauausführung durch den Urwald wurde 1924 von beiden Endpunkten aus in Angriff genommen und soll bei möglichster Beschleunigung in etwa fünf Jahren vollendet sein.

*) Vergl. Organ 1925, Heft 6, Seite 141.

**) Ein Aufsatz über diese Bahn folgt in der nächsten Nummer.

Was nun die Ausfüllung der bestehenden Lücke in der Kap-Kairolinie zwischen Stanleyville und Kosti anlangt, so ist zunächst der weisse Nil südlich Kosti stromaufwärts schiffbar über Lado und Gondokoro hinaus bis Réjaf und mit Ausschluss des durch Stromschnellen behinderten 150 km langen Abschnittes Réjaf-Dufilé bis zum Albertsee. Für eine Eisenbahn von Stanleyville in nordöstlicher Richtung durch das Urwaldgebiet des Aruwimi zum Albertsee, nach Mahagi, 750 bis 800 km, besitzt zwar die Oberkongo-Eisenbahngesellschaft bereits seit dem Jahr 1902 eine Konzession, aber die Ausführung dieser Linie hat sich bisher nicht verwirklichen lassen, da die Gesellschaft das Wagnis und die hohen Kosten dieser Bahn nicht auf sich nehmen wollte. Auch für die notwendige Umgehungsbahn der Nilstrecke Réjaf-Dufilé ist bisher weder bei der britischen Kolonialregierung noch bei irgend einem privaten Unternehmer ein Interesse bemerkbar geworden. Alle diese Pläne scheinen auch für die belgische Kolonialverwaltung ihren Anreiz verloren zu haben, seitdem sie sich für die nordwestliche Ausfuhrlinie des Katanga-bezirks von Bukama über Jlebo nach den belgischen Häfen am Unterkongo mit besonderem Nachdruck einsetzt.

In den letzten Jahren sind allerdings in der Nordostecke der Kongokolonie bei Kilo und Moto in dem Gebiet nordwestlich des Albertsees reiche Goldgruben entdeckt worden, deren Ausbeute mit Erfolg in Angriff genommen werden konnte. Als Vorläufer künftiger Bahnverbindungen ist 1924 eine Kraftwagenstrafe von Réjaf am Nil in südwestlicher Richtung nach Niangara am Uellefluß hergestellt worden. Auch werden nach einer Mitteilung des früheren belgischen Kolonialministers Franck Vorarbeiten für eine Eisenbahn vom mittleren Kongo nach Kilo und Moto ausgeführt, die geeigneten Falles später zum Albertsee verlängert und an die schiffbare Nilstrecke angeschlossen werden soll. Wenn diese Eisenbahn verwirklicht wird, so würde sich damit ein wesentlicher Teil der Lücke in der Kap-Kairolinie schliessen.

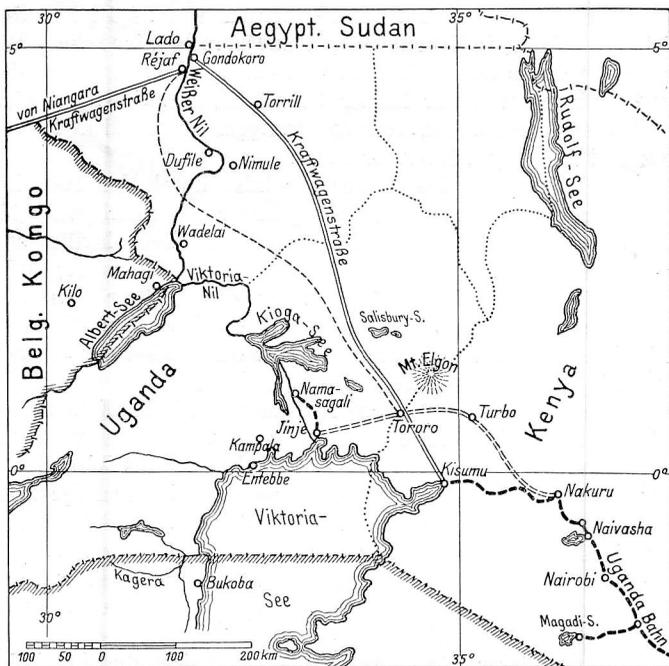


Abb. 2.

Ferner hat ein nach Ostafrika zur Begutachtung der dortigen Eisenbahnpläne entsandter britischer Studienausschuss vorgeschlagen, im Tanganjikagebiet die Eisenbahnverbindung Tabora-Muansa und in Nord-Uganda nördlich des Viktoriassees eine Eisenbahn von Tororo nach dem Nil herzustellen. Tororo ist eine an der Grenze zwischen Uganda und Kenya

gelegene Station der von Nakuru aus der Uganda-Eisenbahn in nordwestlicher Richtung abzweigenden, im Bau befindlichen Seitenbahn, die über Turbo, südlich am Mount Elgon vorbei, nach Jinja am Nordufer des Viktoriassees geführt werden soll. Die vorgeschlagene Eisenbahn von Tororo zum Nil würde, wie die Kartenskizze (Abb. 2) veranschaulicht, zwischen dem Seen von Kioga und Salisbury hindurch, den Nil zwischen dem Albertsee und Nimule oder in Nimule selbst erreichen können; auch könnte sie nach einem Vorschlag der »Times« zwischen Albertsee und Réjaf auf das linke Nilufer hinüber und von da nach Réjaf geführt werden, um einen Bahnanschluss von Kilo und Moto her, westlich des Albertsees, bequemer aufzunehmen. Neben diesem Eisenbahnplan und gewissermaßen als sein Vorläufer ist von der britischen Kolonialverwaltung eine Kraftwagenstrafe von Kisumu (Port Florence), dem westlichen Endpunkt der Ugandabahn am Viktoriassee, nach Mongalla, nach dem südlichen Endpunkt der sudanesischen Dampferlinie auf dem Nil bei Gondokoro, etwa 660 km lang angelegt worden. Diese ist in der trockenen Jahreszeit gut benutzbar für Reisende, die sich ihren Kraftwagen selbst mitbringen; ein regelmäßiger Fahrdienst ist aber noch nicht eingerichtet. Der Bau der Schienenverbindung Tabora-Muansa, etwa 340 km, wurde schon unter der Deutschen Herrschaft geplant, die Ausführung bietet keine Schwierigkeiten und wird, auch aus andern Rücksichten, zweifellos früher oder später erfolgen müssen. Wenn dies geschehen, kann der einzelne Reisende die ganze Reise von Kapstadt bis Kairo mittels bequemer mechanischer Hilfsmittel zurücklegen. Von Bukama würde die Lualabastromstrecke bis Kabalo, von da die Lukugabahn bis Albertville am Tanganjikasee, sodann der Dampfer des Tanganjikasees nach Kigoma, ferner die ehemals deutsche Tanganjikabahn bis Tabora, die Bahn Tabora-Muansa, der Dampfer des Viktoriassees von Muansa nach Kisumu, von da die Kraftwagenstrafe bis Mongalla oder Gondokoro, weiter die Nilstrecke stromab bis Kosti zu benutzen sein. Von Kosti bis Kairo steht der fertige Nordabschnitt der Kap-Kairolinie zur Verfügung. Die Reiselinie würde im ganzen etwa 11 745 km umfassen und die Reise nach Verbesserung und Anpassung der Fahrpläne und Anschlüsse, etwa 35 bis 36 Tage erfordern.

Wenn nun eine solche Reise auch für den Geschäfts- und Vergnügensreisenden, den Jäger, Sportfreund und Weltbummler ihren Reiz haben mag, so ist doch nicht zu verkennen, daß die Kap-Kairolinie als Verkehrsstrafe für den durchgehenden Gütermassenverkehr in absehbarer Zeit nicht in Betracht kommt. Denn für eine Bahnverbindung in Afrika von Süd nach Nord und umgekehrt kann, wie auch in englischen Fachkreisen*) geltend gemacht wird, ein Bedürfnis nicht anerkannt werden. Die großen Ausfuhrgebiete im innern Afrika zwischen Äquator und dem 20. Grad südlicher Breite verfrachten ihre Güter nach den nächstgelegenen Häfen: Beira, Daressalam, Mombassa an der Ostküste, Lobitobucht, Boma, Matadi an der Westküste. Kapstadt und Kairo kommen hierfür als Verschiffungshäfen nicht in Frage und ein wirtschaftlicher Nutzen der Kap-Kairobahn könnte demnach nur südlich von Rhodesien und nördlich des Albertsees zur Geltung kommen. Dieses grundsätzliche Bedenken gegen den wirtschaftlichen Wert der Kap-Kairolinie können auch ihre eifrigsten Verfechter nicht entkräften.

Eine wesentliche Änderung würde in dieser Beziehung eintreten wenn etwa, abbauwürdige Mineralien oder sonstige wertvolle Rohstoffe in dem Gebiet der Kap-Kairolinie gefunden werden sollten, die eine gewinnbringende Industrie ins Leben rufen oder deren Verfrachtung der herzustellenden Eisenbahn zu einer baldigen befriedigenden Rente verhelfen würde.

*) Vergleiche Archiv für Eisenbahnwesen 1920, Seite 808: Sir Alfred Sharpe's Gegenbemerkungen gegen den Plan der Kap-Kairobahn.

Signaltechnische Mittel gegen das Auffahren von Zügen.

Von H. Möllering, Oberbaurat a. D., Professor, Dresden.

Der überaus schwere Eisenbahnunfall vor dem Personenbahnhof München-Ost am Pfingstmontag den 24. Mai d. J., bei dem 27 Personen getötet, etwa 150 Personen mehr oder weniger schwer verletzt und sehr große Sachwerte zerstört worden sind, läßt so recht die schwere persönliche Verantwortung der Eisenbahnbetriebsbeamten in die Erscheinung treten. Jedes Eisenbahnunglück muß daher sorgfältig darauf untersucht werden, auf welche Mängel der technischen Einrichtungen oder Fehler in der Betriebsführung es zurückzuführen ist. Die Auswertungen dieser Untersuchung geben dann wertvolle Unterlagen für Verbesserungen und Vervollkommnungen der Betriebseinrichtungen und -Vorschriften.

Die Betriebslage zur Zeit des Eisenbahnunglücks in München war nach der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen, Nr. 22 vom 3. Juni 1926 folgende:

»Infolge des starken Pfingstverkehrs konnte der Personenzug 820 nicht sofort in den Bahnhof München-Ost gelassen werden; er mußte also vor dem Einfahrtsignal gestellt werden und dort eine Weile warten. Mittlerweile war der durchgehende Personenzug 814, der etwa 30 Min. Verspätung hatte, fällig geworden. Der Blockwärter der Zwischen-Blockstrecke bei Berg am Laim, die unweit München-Ost liegt, gab dem Zug 814 Haltsignal. Dieses Haltsignal hat der Führer des Personenzuges 814 überfahren. Als der Zug 814 sich eben dem Bahnhof München-Ost näherte, hatte der Bahnhof dem Lokomotivführer des Zuges 820 am Einfahrtsignal bereits freie Fahrt gegeben; der Zug hatte sich auch schon in Bewegung gesetzt und war einige Wagenlängen weit gefahren, als der Zug 814 mit einer Geschwindigkeit von 60 km/Std angefahren kam. Der Lokomotivführer des Personenzuges 814 hatte das Einfahrtsignal vor München-Ost auf freier Fahrt stehen sehen und war deshalb der Meinung, daß einer ungehinderten Einfahrt kein Hindernis entgegen stehe. Erst auf verhältnismäßige kurze Entfernung gewährte er eines der Schlußlichter des eben in Bewegung gekommenen Zuges 820. Er gab sofort Notbremse; trotzdem erfolgte der Anprall mit großer Gewalt.«*)

Auf welche Ursache das Überfahren des Blocksignals bei Berg am Laim wirklich zurückzuführen ist, mag dahingestellt sein. Jedenfalls treten hier wie bei so vielen anderen Unfällen der letzten Zeit die Beziehungen zwischen dem Lokomotivführer und den Signalen in den Vordergrund der kritischen Untersuchungen.

Beachtet ein Lokomotivführer ein Signal nicht oder erscheint dem Lokomotivführer ein falsches Signal, so ist größte Gefahr im Verzug. Die wichtigsten Signale, die der Lokomotivführer zu beachten hat und auf die wir uns hier beschränken wollen, sind die Hauptsignale und die Vorsignale. Beide genügen an sich den an sie zu stellenden Forderungen. Sie sind technisch möglichst vollkommen ausgebildet und haben eine eindrucksvolle, bei Tag und Nacht weit sichtbare Form, die ständig in der Erscheinung bleibt. Diese Signale haben nur insoweit einen Mangel, als sie nur auf das Auge wirken und den Lokomotivführer nur anregen, nicht aber zwingen können etwas zu tun, also den Dampf abzustellen oder die Bremsen einzusetzen. Wenn man diesen Mangel beseitigen könnte, so käme man in der Eisenbahnsicherung einen großen Sprung vorwärts. Das sieht auch jeder Laie und daher ist es nicht verwunderlich, wenn nach jedem schweren Eisenbahnunfall nach Art des Münchener die Eisenbahnverwaltung mit Vorschlägen überschüttet wird, die dahin zielen, dem einem Haltsignal sich nähernden Lokomotivführer entweder noch ein besonderes Signal zu geben, das, abgesehen von den nicht über-

all verwendbaren sehr lauten Knallgeräuschen, nur durch Vorrichtungen auf der Maschine erreicht werden kann, oder ihm die Gewalt über die Maschine durch selbsttätiges Abstellen des Dampfes und Einsetzen der Bremsen zu nehmen. Mit einer dem Eisenbahnfachmann unverständlichen Leichtfertigkeit übergehen dabei die meisten Erfinder die eigentliche Schwierigkeit, die darin liegt, irgend eine Kraft, und mag sie auch noch so winzig sein, vom Oberbau auf die fahrende Maschine zu übertragen. Diese in erster Linie zu lösende Aufgabe ist nicht neu; sie ist fast so alt wie die Eisenbahn selbst, und daher sind auch wirklich neue Vorschläge zur Lösung dieser Aufgabe kaum noch zu erwarten*). Man hat seit jeher alle möglichen der Technik zur Verfügung stehenden Mittel versucht. Es sind mechanische, magnetische, elektrische, und lichttechnische Mittel in den verschiedensten Formen vorgeschlagen und auch praktisch im Betriebe erprobt worden. Die deutschen Bahnen haben für die Erprobung aller beachtlichen Vorschläge immer gern die Mittel zur Verfügung gestellt. Bei den Haupt- und Nebenbahnen mit gemischtem Betriebe hat aber bisher noch kein Versuch ein befriedigendes Ergebnis gehabt. Selbst die Funktechnik hat trotz ihrer erstaunlichen Leistungen diese Aufgabe bisher nicht zu lösen vermocht. Es ist auch wohl nicht damit zu rechnen, daß sie in der nächsten Zukunft das so heiß erstrebte Ziel erreichen wird. Auch im Auslande ist man nicht weiter, wenngleich dort vielfach wesentlich günstigere Witterungsverhältnisse vorliegen. Gerade unsere ungünstigen Witterungsverhältnisse und die vielen wechselnden nicht voraussehbaren Unregelmäßigkeiten und Zufälligkeiten bei den Bahnen mit gemischtem Betriebe bilden überaus schwer zu überwindende Hindernisse zu einer einwandfreien Lösung dieser Aufgabe.

Solange man nicht eine befriedigende Übertragungseinrichtung erfunden hat, die mit großer Zuverlässigkeit auf allen Strecken eines zusammenhängenden Netzes gleichartig Verwendung finden kann, ist auch die Beschäftigung mit der Frage müßig, wie man eine auf die Maschine übertragbare Kraft ausnutzen soll, ob nur zur Auslösung eines zusätzlichen (hörbaren und sichtbaren) Signals oder zum Abstellen der Lokomotivkraft oder Einsetzen der Bremsen. Die Beschäftigung mit all diesen Fragen ist gewiß sehr reizvoll, sie führt praktisch z. Zt. aber noch zu keinem Fortschritt.

Wir tun daher gut, uns auf die Frage zu beschränken, wie von außen her die Aufmerksamkeit des Lokomotivführers besser wachgehalten oder wie ein vorübergehendes Nachlassen seiner Aufmerksamkeit, eine verträumte Sekunde unschädlich gemacht werden kann.

Zu der ersten Frage will ich nur kurz darauf hinweisen, daß man in dieser Richtung bisher schon alles mögliche getan hat. Bei Nebel läßt man z. B. vor den Vorsignalen Knallpatronen auslegen, wenn ein Haltsignal zu erwarten ist. Ferner hat man durch auffällige Landmarken auf die Standorte der Signale hingewiesen. Die zweckmäßigste Form solcher Landmarken wird z. Zt. durch Versuche festgestellt. Groß wird ihr signaltechnischer Nutzen jedoch nicht sein; sie sind aber vorzüglich geeignet die Streckenkenntnis des Lokomotivführers bei Nacht wachzuhalten. Der Nutzen der Knallpatronen wird dort, wo sie in regelmäßiger Benutzung sind, von vielen stark angezweifelt.

Was die zweite Frage anlangt, so liegt es auf der Hand, daß bei einer Deckung jeder Gefahrstelle durch zwei genügend weit hintereinander liegende Signale das Übersehen eines Signales noch nicht gefährlich werden kann. Von diesem Mittel

*) „Die Reichsbahn“, Nr. 23, S. 345 enthält einen Übersichtsplan zu diesem Unfall.

*) Vergl. meine Abhandlung hierüber in Nr. 16 und 17 der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1920, S. 175 und ff.

macht man bei der Eisenbahn zur Zeit nur in seltenen Fällen Gebrauch, wohl nur bei den Blockschutzstrecken, die hin und wieder vor Blockstellen mit Abzweigung, seltener vor Bahnhöfen, angewendet werden, um die Fahrten auf der abzweigenden Strecke oder dem ablenkenden Ausfahrgeleise gegen die Flanke zu sichern. Das Mittel ist bei den Betriebsbeamten allerdings nicht beliebt, weil es einer dichten Zugfolge hinderlich ist. Abmildern kann man diesen nachteiligen Einfluß aber durch die Beschränkung der Schutzstrecke auf die geringst zulässige Länge.

Auf Linien mit gemischtem Betriebe ohne Blockschutzstrecken muß aus sicherheitlichen Gründen eine Blockstrecke außerhalb der Bahnhöfe mindestens 1500 m lang sein, damit ein Zug von 600 m Länge, dessen Spitze etwa 200 m vor dem Blocksignal zum Halten gekommen ist, noch eine freie Strecke von Bremsweglänge (700 m) zu seiner Sicherheit hinter sich hat, weil dann ein nachfolgender Zug, der versehentlich erst an dem den abgesperrten Zug deckenden Hauptsignal zu bremsen anfängt, noch vor dem Zugschluss des haltenden Zuges zum Stehen gebracht werden kann. Fängt der nachfolgende Zug auch bei diesem Hauptsignal noch nicht an zu bremsen, so ist ein Zusammenstoß auch bei einer größeren Sicherungsstrecke nicht unwahrscheinlicher und somit auch die Zugabe einer größeren Schutzstrecke nicht notwendig.

Auf Linien mit Blockschutzstrecken kann man dagegen die Signale erheblich näher stellen, unter Umständen in rund 800 m Entfernung. Jeder vor einem Signal gestellter Zug hat dann hinter sich zwei Hauptsignale in der Haltlage und drei Vorsignale in der Warnstellung, insgesamt also fünf Signaltypen, die der Lokomotivführer eines nachfahrenden Zuges sämtlich außer Acht lassen mußte, bevor er den abgesperrten Zug erreicht.

In dieser Häufung der Schutzsignale liegt zweifellos eine sehr große Sicherheit. Andererseits ist nicht zu verkennen, daß eine solche Häufung auch eine starke Anspannung des Lokomotivführers mit sich bringt. Man wird dieses Mittel daher nicht durchweg anwenden können, sondern nur dort, wo erfahrungsgemäß die Sicherheit aufgebeßert werden mußte, also vornehmlich auf den dichtbelegten Strecken vor den größeren Bahnhöfen. Dieses Mittel wird auch bei dem gewöhnlichen Streckenblocksystem nicht gut zur Anwendung kommen können, weil es eine starke Vermehrung des Personals mit sich bringen würde. Die technischen Einrichtungen hierfür ließen sich wohl schaffen; sie würden allerdings nicht sehr einfach werden, denn namentlich das Streckenende würde Schwierigkeiten bieten, da hier die stufenweise Freigabe der Nachfolgesignale in dieselbe Hand (Signalwärter bzw. Fahrdienstleiter) der Blockendstelle zu legen ist.

Beim selbsttätigen Streckenblocksystem dagegen würden die Signalabhängigkeiten sich viel einfacher gestalten; zudem würden alle Bedienungskosten erspart werden. Wenn bei einer solchen selbsttätigen Streckensicherung, ihrem Zweck entsprechend, von der Aufstellung eines Wärters bei jeder Signalstelle abgesehen wird, so muß auch von dem Grundsatz abgegangen werden, daß ein Haltesignal ohne besondere schriftliche Anweisung nicht überfahren werden darf; denn ein Haltesignal kann auch die Folge einer Störung sein und Störungen können nicht vermieden werden. Trifft beim selbsttätigen Blocksystem ein Zug ein Haltesignal, so muß er, unter Umständen nach einer gewissen Wartezeit, so lange mit besonderer Vorsicht fahren, bis wieder ein Fahrsignal ihm die Weiterfahrt mit voller Geschwindigkeit gestattet. Man erhält dann die bedingte Raumfolge, die natürlich nicht die gleiche Sicherheit bieten kann wie die unbedingte.

Durch die Eisenbahnbau- und Betriebsordnung ist aber das Überfahren eines auf Halt stehenden Signals durch einen Zug ohne besonderen Auftrag unbedingt verboten. Bei

den Haupt- und Nebenbahnen kann also die selbsttätige Streckensicherung zunächst nicht eingeführt werden. Es fragt sich aber, ob man hieran dauernd festhalten kann. Die Vorschrift stammt noch aus einer Zeit, als man keine selbsttätig wirkende Signaleinrichtungen für die Streckensicherung kannte. Wenn mit diesen der Betrieb gleich gut und gleich sicher geführt werden kann, so liegt kein Grund vor, sie nicht auch auf den Haupt- und Nebenbahnen zuzulassen.

Daß eine selbsttätig wirkende Streckensicherung den Betrieb ungünstig beeinflussen wird, ist nicht zu erwarten. Im Gegenteil, der Betrieb wird durch sie beweglicher, weil sofort nach der Räumung eines Streckenabschnittes dessen abhängiges Signal wieder in die Fahrlage gestellt wird. Kein Zug wird unnötig aufgehalten, weil das Spiel der Kräfte durch nichts verzögert werden kann. Die Zugfolge kann darum sogar verkürzt werden.

Ein Vergleich beider Systeme in sicherheitlicher Hinsicht muß davon ausgehen, welche Störungen in den Anlagen entstehen und welche Folgen diese haben. Bei dem Handsystem entstehen Störungen nur durch Bedienungsfehler, die bei der großen Vollkommenheit aller Einrichtungen und ihrer zwangläufigen Abhängigkeiten zwar selten eintreten aber doch nicht ganz zu vermeiden sind. In solchen Störungsfällen wird das Personal, das darauf nicht immer sorgfältig eingelernt ist, leicht unsicher. In der Aufregung und unter dem Drange der Arbeit erfolgen dann auch leicht unzulässige Eingriffe und Fehlmeldungen, wodurch auch schon mehrfach Eisenbahnunglücke entstanden sind.

Beim rein selbsttätigen Blocksystem scheiden dagegen alle Störungen aus, die infolge menschlicher Schwächen möglich wären; nur aus der Anlage können Störungen entstehen und diese hängen im wesentlichen davon ab, mit welcher Sorgfalt die Bahnunterhaltungsarbeiten ausgeführt werden. Die Störungen beschränken sich immer nur auf einen Streckenabschnitt und sie haben zur Folge, daß die Strecke gesperrt wird. Bedenklich erscheint zunächst allerdings der Fall, daß ein Signal einmal in der Fahrlage stehen bleibt. Das kann vorkommen, aber dann bleibt bei einer vollkommenen Streckensicherung das vorher stehende Signal in der Haltlage. Die Züge werden hier zunächst aufgehalten. Gibt man dann die Vorschrift, daß erst nach einer gewissen Wartezeit der Zug vorsichtig weiterfahren und das vorsichtige Fahren erst beim übernächsten auf Frei stehenden Signal eingestellt werden darf, so ist auch dieser Fall nicht besorgniserregend.

Vom Betriebs- und Sicherheitsstandpunkte aus dürfte also kaum ein Grund gegen die Einführung der selbsttätigen Streckensicherung auch auf den Haupt- und Nebenbahnen vorliegen. Die guten Erfahrungen, die man auf den städtischen Schnellbahnen mit der selbsttätigen Streckensicherung gemacht hat, sollten wenigstens dazu führen, damit in verschiedenen Direktionsbezirken auf den Vorortstrecken der größeren Bahnhöfe Versuche anzustellen. Die Bedingungen dafür, nämlich ergiebige Stromquellen, sind dort allenthalben erfüllt. Die Erhöhung der Betriebssicherheit, die die Einfügung der Blockschutzstrecken hier gewährt, dürfte ein genügender Anlaß für solche Versuche sein*).

Diese Betrachtungen, die bei der ersten Zeitungsmeldung über die Betriebsverhältnisse bei dem Münchner Unfall sich aufdrängten, führen noch zu einem anderen Vorschlag signaltechnischer Art, der jedoch weniger durchgreifend ist, dafür aber auch leichter, schneller und billiger durchgeführt werden kann. In München war der Zug 820 vor dem Einfahrtssignal zum Halten gekommen. Als das Einfahrtssignal gezogen wurde,

*) Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat bereits auf einer Berliner Vorortsstrecke Versuche mit der selbsttätigen Streckenblockung eingeleitet.

gelangte auch das Vorsignal in die Freilage. An sich war das nicht nötig, bei der (wie ich annehme) vorhandenen mechanischen Kupplung des Vorsignals mit dem Hauptsignal aber nicht zu vermeiden. Bei getrennter Bedienung des Vorsignals hätte der Wärter dieses Signal in der Warnlage belassen können und dann hätte der nachfolgende Zug 814 hier noch eine Warnung erhalten. Hätte der Lokomotivführer schon hier seine Bremsen eingesetzt, so wäre die Wucht des Aufprallens ganz erheblich geringer gewesen. Vielleicht hätte das Unglück bei stärkster Abbremsung des Zuges sogar ganz vermieden werden können; denn bei einer zeitigen starken Abbremsung des Zuges 814 hätte der Zug 820 Zeit gewonnen, seine Geschwindigkeit wäre gesteigert und der Unterschied in der Fahrgeschwindigkeit der beiden Züge im Augenblick des Aufprallens wäre dann ganz bedeutend geringer gewesen.

Eine getrennte Bedienung des Vorsignals ist nach der Signalordnung zulässig. Durch das Vorsignal soll nämlich angezeigt werden, welche Stellung am Hauptsignal zu erwarten ist, nicht wie es tatsächlich steht. Das Vorsignal kann daher mit dem zugehörigen Hauptsignal so verbunden sein, daß entweder beide Signale die Stellung gleichzeitig ändern oder das Vorsignal erst gestellt werden kann, wenn das Hauptsignal zuvor auf Fahrt gestellt worden ist, und daß es wieder zurückgestellt sein muß, bevor das Hauptsignal auf Halt zurückgestellt werden kann.

Die getrennte Stellung des Vorsignals ist m. W. nur in Sachsen allgemein durchgeführt, anderwärts nur dort, wo aus technischen Rücksichten die gleichzeitige Stellung beider Signale ausgeschlossen wird.

Die getrennte Bedienung der Vorsignale hat außer dem hier angedeuteten betrieblichen auch noch den signaltechnischen Vorteil, daß man dabei reinere Signalbilder erhält, was namentlich für die auf große Entfernung zu stellenden Signale von großem Wert ist. Sie eignet sich also vornehmlich für die Vorsignale vor den Einfahrtssignalen und sollte hier aus sicherheitlichen Rücksichten auch eingeführt werden, wo sie noch nicht vorhanden ist.

Die Einführung der getrennten Bedienung der Vorsignale führt allerdings unter Umständen zu einer Änderung des Sicherungssystems; denn es ist zu beachten, daß dann bei einem Bruch in der Hauptsignalleitung die Stellung des Vorsignals nicht beeinflusst wird. Fährt zur Zeit eines solchen Ereignisses ein Zug heran, so erhält dieser am Hauptsignal das Zeichen Halt. Da bei einer Signalfreigabe der Zug am Vorsignal eine abweichende Anzeige erhalten hat, wird er mit großer Wahrscheinlichkeit über das Haltsignal hinauskommen und so bis in den Bahnhof gelangen. Wenn nun durch in die Hauptsignalleitung eingeschaltete Weichenriegel die richtige Lage der Eingangsweichen überwacht wird, so kann bei einem Bruch in der Hauptsignalleitung diese Überwachung (Riegelung) aufgehoben werden. Man muß daher bei getrennter Bedienung der Vorsignale sich in der mehrfachen Ausnutzung der Stelleitung der Hauptsignale einer größeren Beschränkung auflegen, was aber schon an sich wünschenswert ist, weil eine Belastung der Hauptsignalleitung mit Nebenaufgaben, wie bei einer Kontrollriegelung der Weichen durch sie, zu verwickelten technischen Einrichtungen führt, deren gute Betriebserhaltung durch wenig sachkundiges Personal leicht in Frage gestellt wird.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Werkstätten, Stoffwesen.

Nachschleifen unrunder Eisenbahnräder.

In gebirgigen Gegenden werden zahlreiche Wagenräder unrund. Ein großer Teil der amerikanischen Bahnverwaltungen wirft die Hartgußräder, die unrund geworden sind, zum Alteisen, wenn auch Spurkranz und Lauffläche noch fast neu sind. Das ist natürlich ein großer Verlust. Neuerdings haben nun verschiedene Bahnen derartig abgenutzte Räder auf Sonderschleifmaschinen abgeschliffen und wieder in Dienst gestellt. Es zeigte sich, daß die abgeschliffenen Räder so gut wie neue ihren Dienst tun und in vielen Fällen noch besser als neue arbeiten, da sie genau kreisrund sind. Ein neues Rad, das aus der Gießerei kommt, ist häufig um $1\frac{1}{2}$ mm unrund, ferner kann das Rad etwas einseitig gebohrt sein. Diese Fehler haben zur Folge, daß der Wagen holpernd läuft und sie erleichtern auch die Bildung von Abflachungen an der Lauffläche, da die Bremsbacken die Erhöhungen erfassen. Deshalb gehen manche Bahnen so weit, daß sie auch neue Räder nach dem Einbau abschleifen. Ein Räderpaar kann in etwa 20 Minuten abgeschliffen werden, wobei sich die Kosten auf etwa 2,10 \mathcal{M} stellen.

Die guten Erfolge im Nachschleifen der Räder ergeben sich nur bei richtiger Auswahl. Es empfiehlt sich nicht Räder mit abgenutztem Spurkranz oder abgenutzter Lauffläche nachzuschleifen, oder solche, die verbrannt sind. Bei solchen Rädern lösen sich nach der Bearbeitung Teile der Lauffläche los und ihre Lebensdauer ist so kurz, daß die Nacharbeit sich nicht lohnt. Ferner muß beachtet werden, ob die Räder nicht so stark unrund sind, daß die Hartgußschale nicht mehr erhalten bleibt. Damit das Aussuchen der Räder nach einer gewissen Regel vor sich geht, wurden eine Reihe von Tafeln ausgearbeitet, aus denen hervorgeht, wann ein Nachschleifen noch zulässig erscheint. Zu ihrer Aufstellung wurden Messungen unternommen, um die durchschnittliche Tiefe der Hartgußschicht festzustellen. Natürlich kann das Nachschleifen nur so weit getrieben werden, daß der Spurkranz in den zulässigen Grenzen bleibt.

Auch das Nachschleifen der Räder aus Walzstahl bietet große Vorteile. Beim älteren Abdrehverfahren muß das Drehwerkzeug unter die harte Oberfläche greifen und um 3 bis 6 mm mehr von der Lauffläche abnehmen, wogegen beim Schleifverfahren lediglich die erhöhten Stellen abgenommen werden.

Damit die Räder genau rund geschliffen werden, müssen die Achszapfen zentrisch laufen; die Räder laufen beim Nachschleifen langsam, etwa mit 2 Umdr./Min. um ein Hüpfen der Schleifscheibe zu vermeiden. Die Geschwindigkeit der Schleifscheibe wird mit 1500 m/Min. gewählt. Die Schleifstelle wird ständig von oben mit Wasser bespült, um ein Verbrennen der Lauffläche zu verhüten.

Abrasive Industry 1925, Band 9, Seite 278.

Sch.-a.

Ausbesserung von abgenutzten Lokomotivteilen durch Schleifen.

In den letzten Jahren wird das Schleifen zur Ausbesserung von Lokomotivteilen in Amerika eifrig verwendet. Um die gewünschte Genauigkeit zu erreichen, muß dabei viel weniger Stoff vom Werkstück abgenommen werden, als sonst notwendig ist. Guß- und Schmiedestücke können mit einem geringeren Übermaß gegossen bzw. geschmiedet werden, so daß an Bearbeitungskosten gespart wird. Da abgenutzte Teile durch das Schleifen rasch und leicht wiederhergestellt werden können, verringern sich die Werkstattkosten. Das Schleifverfahren ermöglicht die höchste Bearbeitungsgenauigkeit, so daß die bearbeiteten Teile länger und besser im Betrieb laufen.

Kolbenstange und Schieberstange werden durch Schleifen ausgebessert. In einem Arbeitsgang wird bei Kolbenstangen eine Schicht von 0,38 bis 0,76 mm abgenommen. Dieses Bearbeitungsverfahren hat gegenüber dem älteren Verfahren des Abdrehens und Walzens wesentliche Vorzüge. Die abgedrehten Kolbenstangen lassen sich selten vollkommen abdichten, so daß meist Dampf ausbläst. — Die verwendeten Schleifscheiben haben eine Umfangsgeschwindigkeit von 1500 m/Min., doch kann diese Geschwindigkeit auch bis 1800 m/Min. gesteigert werden. Die Schleifscheiben sind aus künstlicher Tonerde mit einem ziemlich groben kombinierten Korn und einer mittleren Härte.

Kurbelzapfen werden in Reihenherstellung auf einer Rundschleifmaschine fertiggeschliffen. Durchschnittlich sind zur Fertigstellung eines großen Kurbelzapfens 20 Minuten erforderlich. Auch hier gelangen dieselben Schleifscheiben wie oben zur Anwendung. Das Werkstück wird zwischen Körnern eingespannt, die Schleiftiefe eines Arbeitsgangs beträgt 0,76 bis 1,5 mm, die Werkstückgeschwindigkeit 6 m/Min.

Auch Luftpumpenzylinder werden geschliffen. Versuche haben

gezeigt, daß die geschliffenen Zylinder länger im Betrieb bleiben können und besser arbeiten. Zum Schleifen der Zylinder verwendet man gewöhnlich mittelweiche Schleifscheiben aus Siliziumkarbid mit Körnung, je nach dem Grad der geforderten Genauigkeit. Benützt wird eine Schleifmaschine mit Planetenbewegung der Schleifscheibe, wie sie zum Schleifen der Automobilzylinder verwendet wird. Auf

dem Tisch mit Quergang wird das Werkstück aufgespannt und mit Mikrometerschraube seitlich eingestellt.

Auch Gleitschienen, die im Betrieb hohl abgenutzt wurden, lassen sich auf Flächenschleifmaschinen in einem Bruchteil jener Zeit wieder herstellen, die zum Hobeln notwendig ist.

(Abrasive Industry 1925, Bd. 11, S. 341.)

Sch.-a.

Lokomotiven und Wagen.

D-Verschiebelokomotive der Texas- und Pacific-Bahn mit Tender-Hilfsmaschine.

Die Verwendung von Hilfsmaschinen — „Boostern“ —, die an der Schleppachse, vor allem bei den drei- und vierfach gekuppelten Lokomotiven, angreifen und die Zugkraft auf kürzeren Steigungen um 25 bis 35 % zu erhöhen vermögen, wird in Amerika immer häufiger*). Diese Hilfsmaschinen geben dem Amerikaner Gelegenheit, den im Verhältnis zu den Zylindern meist reichlich groß bemessenen Kessel wenigstens zeitweise auszunutzen, ohne an der hergebrachten Bauart der Lokomotive viel ändern zu müssen. Für Lokomotiven ohne Schleppachsen ist neuerdings zu demselben Zweck das Tender-Hilfstriebgestell, der sogenannte „Tender-Booster“, entworfen worden. Diese Hilfstriebgestelle sind in der bekannten amerikanischen zweiachsigen Drehgestell-Grundform mit Schwanenhals gebaut; sie haben

bindung mit der neuerdings häufigen Festlegung eines höchsten Füllungsgrades von 65 %, der in der Rauchkammer sitzende Heißdampfregler sowie schließlich die Anordnung von zwei Armaturstützen, von denen der eine die Strahlpumpen, die Umsteuerung und die Dampfheizung mit Nafsdampf versorgt, während aus dem andern Luftpumpe, Bläser, Lichtmaschine usw. mit Heißdampf gespeist werden. Die Zylinder sind, wie bei der neuen Hochleistungs-Lokomotive der Boston- und Albany-Bahn, aus Stahlguß und besitzen gußeiserne Laufbüchsen*).

Die Hauptabmessungen sind:

Kesselüberdruck p	17,5 at
Zylinderdurchmesser d	559 mm
Kolbenhub h	711 "
Kesseldurchmesser innen, vorn	1981 "
Feuerbüchse, Länge und Weite	2592 u. 1911 "
Heizrohre, Anzahl	199 Stck.
„ Durchmesser	51 mm
Rauchrohre, Anzahl	34 Stck.
„ Durchmesser	127 mm
Rohrlänge	4572 "
Feuerberührte Heizfläche der Feuerbüchse	16,4 qm
„ „ „ Nicholson-Wasserkammern	5,1 "
„ „ „ Rohre	212,0 "
Heizfläche des Überhitzers	53,5 "
„ im ganzen H	287,0 "
Rostfläche R	4,95 "
Durchmesser der Treibräder D	1295 mm
„ Tenderräder	914 "
Fester Achsstand (Kuppelachsen)	4572 "
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender	16 878 "
Dienstgewicht der Lokomotive G	104,5 t
Reibungsgewicht der Lokomotive (allein)	
Dienstgewicht des Tenders	90,0 t
Vorrat an Wasser	36,0 cbm
„ Brennstoff (Öl)	11,3 "
Zugkraft Z ohne Hilfsmaschine	24 700 kg
„ Z mit „	31 500 "
H : R =	58
H : G =	276

(Railw. Age. 1926, 1. Halbj. Nr. 17.)

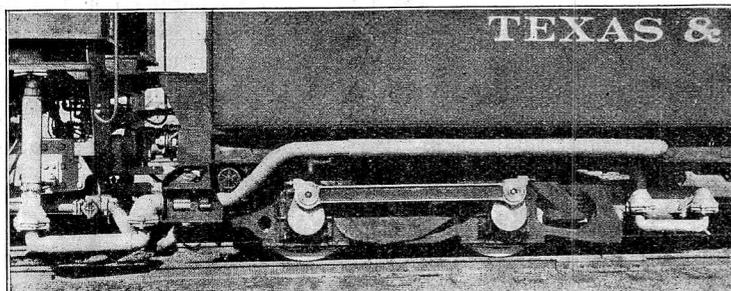
R. D.

Lokomotivkessel mit Wasserrohr-Feuerbüchse von Mc. Clellon.

Die New York, New Haven und Hartford Bahn hat 1916 zwei 1 D 1-Lokomotiven mit Wasserrohrkesseln von Mc Clellon in Dienst gestellt und nach Vornahme von mancherlei Verbesserungen an diesen Kesseln neuerdings eine 2 D 1-Lokomotive mit derselben Kesselbauart beschafft. Der Kessel ähnelt, wie der vor einiger Zeit von der Delaware und Hudson Bahn gebaute Hochdruckkessel**) dem bekannten Brotankessel, besitzt aber anstelle von einem bzw. zwei Oberkesseln zur Bildung der Feuerkastendecke deren drei, die der ganzen Länge nach miteinander verbunden sind und sich an den Langkessel ansetzen (siehe Abbildung). Die Verbrennungskammer ist ebenfalls aus Wasserrohren gebildet, jedoch ist der dritte Kesselschufs über diese hinüber bis zur Feuerbüchse weitergeführt, um eine gute Verbindung des Langkessels mit dieser zu erzielen und so die Wasserrohre von den äußeren Kräften zu entlasten. Aus demselben Grund sind auch Grundring und Oberkessel miteinander durch Flacheisen-Streben verbunden, die aber die verschiedenen Längenausdehnungen der beiden Teile nicht behindern sollen. Als besonderer Vorteil wird noch angegeben, daß die Verwendung der Wasserrohrfeuerbüchse die Erhöhung des Kesseldrucks von bisher 14 at bei der betreffenden Lokomotivgattung auf nunmehr 17,6 at gestattet habe.

*) Organ 1926, S. 48.

**) Organ 1925, S. 327.



Dampfrohrverbindung zum „Booster“.

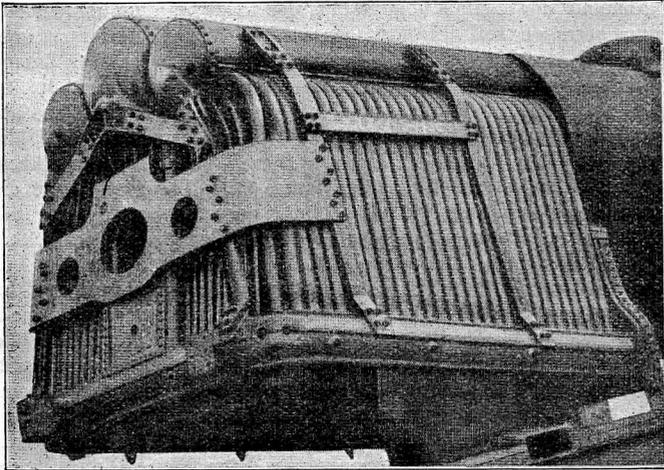
Außenrahmen aus Stahlguß, die teilweise aus besonderen Rahmenwangen und Querverstrebungen zusammengesetzt, z. T. aber auch, wie bei der vorliegenden Lokomotive der Texas- und Pacific-Bahn, aus einem Stück gegossen sind. Die beiden Zylinder der Hilfsmaschine sind entweder wie bei der hier verwendeten Franklin-Maschine an dem einen Ende des Triebgestells überhängend angeordnet, oder aber, wie bei dem Hilfstriebgestell der Bethlehem-Stahlwerke, zwischen den Achsen eingebaut. Die beiden Achsen des Hilfsgestells sind durch Kuppelstangen verbunden, die an aufgesteckten Aufsenkurbeln angreifen. Je nachdem sich die Anordnung am zwanglosesten ergibt, wird entweder das vordere oder das hintere Laufdrehgestell des Tenders durch ein solches Hilfstriebgestell ersetzt. Der zur Arbeit verwendete überhitzte Dampf wird durch ein (auf der Textabb. gut sichtbares) Gelenkrohr zugeleitet, der Abdampf im Tenderwasser niedergeschlagen.

Von den zehn neuen Verschiebelokomotiven der Texas- und Pacific-Bahn sind zwei mit solchen Hilfsmaschinen ausgestattet. Die Zugkraft dieser beiden Lokomotiven ist damit von 24 700 auf 31 500 kg erhöht worden. Die Lokomotiven kommen also bei wesentlich einfacherer Bauart für kürzere Spitzenleistungen den E-gekuppelten Lokomotiven gleich, wie sie neuerdings auf den größeren amerikanischen Bahnhöfen meist zum Verschiebedienst verwendet werden. Die Verwendung dieser Tender-Hilfsmaschinen für Verschiebelokomotiven bedeutet in gewissem Sinn eine Annäherung an die in Europa übliche Verwendung von Tenderlokomotiven für den Verschiebedienst. Denn wie bei diesen wird auch beim Arbeiten des Hilfstriebgestells ein Teil des Gewichtes der Vorräte als Reibungsgewicht nutzbar gemacht und der einzige Vorteil, den die Schlepptender-Lokomotive im Verschiebedienst für sich beanspruchen kann, die Unabhängigkeit ihrer Zugkraft von der Abnahme der Vorräte wird damit verringert.

An sonstigen Besonderheiten der neuen Lokomotiven ist noch zu erwähnen die Erhöhung des Kesseldrucks auf 17,5 at in Ver-

*) Organ 1922, S. 14 u. 214.

Die Lokomotive mit dem neuen Kessel ist seit 1924 eingehenden Vergleichsversuchen mit sonst gleichen Lokomotiven mit Regelkessel unterzogen worden. Vermöge des höheren Dampfdruckes zeigte sie dabei eine um 17,6% erhöhte Zugkraft, während ihr Reibungs-



Wasserrohrfeuerbüchse.

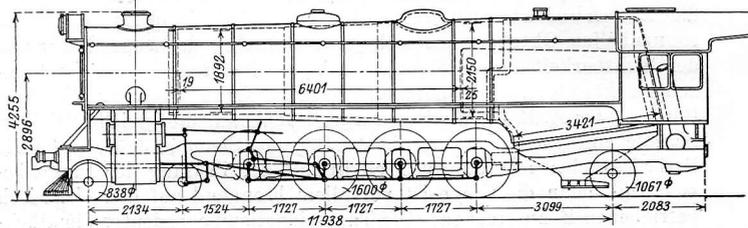
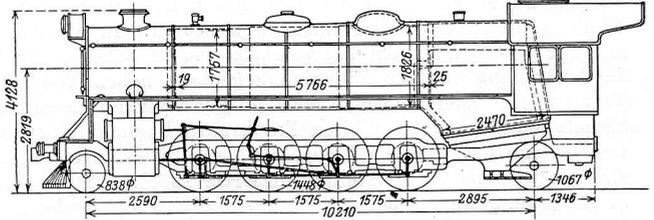
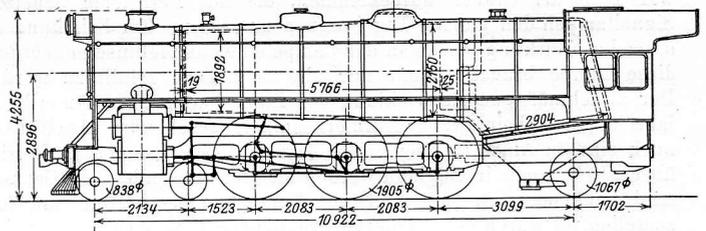
gewicht nur 6% größer war. Mit gleicher Geschwindigkeit beförderte sie um 3,2% schwerere Züge mit einem Minderverbrauch an Kohle von 10,7%. Im Durchschnitt ersparte sie auf 1000 Tonnenmeilen 15,1% Kohle. Das Anheizen soll nur zwei Drittel der sonst erforderlichen Zeit betragen. Schliesslich sollen auch die Unterhaltungskosten wesentlich geringer sein als beim Regelkessel.

Auf Grund dieser äusserst günstigen Ergebnisse hat die Eigentumsbahn nach den Angaben der Quelle beschlossen, künftig alle Lokomotivneubauten mit dem geschilderten Kessel auszurüsten. (Railw. Age 1926, 1. Halbj., Nr. 10.) R. D.

2 C1, 1 D1 und 2 D1 - h 2 Lokomotiven der Süd-Australischen Staatsbahnen.

Die Lokomotiven sind bei Armstrong, Whitworth und Co in Newcastle-on-Tyne gebaut, zeigen jedoch vollständig amerikanische Bauart. Die Spurweite beträgt 1600 mm; da man aber in Australien zur Zeit die Vereinheitlichung der mannigfaltigen Spurweiten auf Normalspur scharf ins Auge gefasst hat, so ist beim Entwurf der Lokomotiven von vornherein auf eine möglichst einfache Umänderung Rücksicht genommen worden. Die 2 C1 Lokomotive soll ausschliesslich Schnell- und Personenzüge, die 1 D1 ausschliesslich Güterzüge befördern, während die 2 D1 für beide Dienste bestimmt ist. Die beiden ersten Lokomotiven sind vor allem bemerkenswert, weil sie hinsichtlich Gewicht, Umgrenzungslinie und Bauart den neuen Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn nahestehen.

Die Hauptabmessungen der drei Lokomotiven sind in der nachfolgenden Zusammenstellung enthalten, ihre Typenbilder in der Textabbildung wiedergegeben. Sie sind im allgemeinen Aufbau einander ähnlich; auf die Austauschbarkeit der Hauptteile, Kessel, Zylinder und Radsätze, musste jedoch verzichtet werden. Im einzelnen wäre noch zu bemerken, dass wohl als einzige bedeutendere Abweichung von der amerikanischen Bauweise sämtliche Lokomotiven kupferne Feuerbüchse und kupferne Rohre mit vorderen Eisenschuhen besitzen. Erwähnenswert ist auch noch der Übergang von der Schraubenkupplung zur amerikanischen Mittelpufferkupplung. Die Puffer sind vorläufig beibehalten; auf der etwas tiefer sitzenden Mittelpufferkupplung kann die alte Kupplung oben eingehängt werden.



2 C1, 1 D1 und 2 D1 - h 2 Lokomotiven der Süd-Australischen Staatsbahnen.

	2 C1	1 D1	2 D1	
Kesselüberdruck p	14	14	14	at
Zylinderdurchmesser d	610	559	660	mm
Kolbenhub h	711	711	711	"
Kesselmitte über Schienenoberkante .	2896	2819	2896	"
Rohrlänge	5766	5766	6401	"
Heizfläche der Feuerbüchse samt Tragrohren	25,0	18,0	31,0	m ²
Heizfläche der Rohre	274,0	221,0	305,0	"
" des Überhitzers	69,5	59,0	77,5	"
" — im ganzen — H	368,5	298,0	413,5	"
Rostfläche R	5,6	4,85	6,1	"
Durchmesser der Treibräder D	1905	1448	1600	mm
" " Laufräder vorn	838	838	838	"
" " " hinten	1067	1067	1067	"
" " Tenderräder	914	914	914	"
Fester Achsstand (Kuppelachsen)	4166	4725	5181	"
Ganzer Achsstand der Lokomotive	10922	10210	11938	"
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschliesslich Tender	21133	19609	22530	"
Reibungsgewicht G ₁	72,35	74,1	91,1	t
Achsdruck der hinteren Laufachse	21,85	16,5	22,3	"
Dienstgewicht der Lokomotive G	116,95	100,0	134,85	"
Dienstgewicht des Tenders	83,0	72,3	83,9	"
Vorrat an Wasser	36,5	27,5	36,5	m ³
" " Brennstoff	12	12	12	t
H : R	65,5	61	68	
H : G	3,15	3,0	3,1	
G : G ₁	5,1	4,05	4,55	

(The Railw. Eng. 1926, Febr.)

R. D.

Betrieb in technischer Beziehung. Signalwesen.

Licht-Tagessignale bei der Reichsbahn.

Über diesen Gegenstand hielt Reichsbahnrat Buddenberg kürzlich in der Deutschen Beleuchtungstechnischen Gesellschaft einen Vortrag aus dem wir nachfolgendes wiedergeben.

Licht-Tagessignale wurden zuerst im Jahr 1901 in Deutschland Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXIII. Band. 15. Heft. 1926.

in Gebrauch genommen auf der Schwebebahn Barmen—Elberfeld—Vohwinkel. Die damals benutzte Form wurde aber nicht weiter entwickelt und, wie so oft bei Erfindungen, wurde diese Einrichtung in Deutschland erst wieder aufgenommen, als die Licht-Tagessignale von Amerika übernommen und dort abgeändert wurden. In Amerika

war 1905 der Brauch aufgekommen, die mit Petroleum beheizten Signallampen den ganzen Tag brennen zu lassen. Zur Erhöhung der optischen Wirkung wurde an der Lampe eine Sammellinse angebracht, diese Lampe brauchte dann nur alle acht Tage gefüllt zu werden. Der zweckmäßigen Entwicklung der Linse hat man in Amerika in jahrelanger Arbeit große Aufmerksamkeit geschenkt. Auch heute noch sind in Amerika eine große Anzahl dieser Lampen in Betrieb, über 20000, auch in England werden sie viel verwendet. In Deutschland hat man sich jetzt auch mit Versuchen beschäftigt, um festzustellen, ob durch diese dauernd brennenden Lampen wirtschaftliche Vorteile zu erzielen sind. — Von diesen Lampen zu den Licht-Tagessignalen war nur mehr ein Schritt. In Amerika kamen im Jahr 1925 2400 Licht-Tagessignale neu in Betrieb, für 1926 ist die Aufstellung weiterer 2600 Signale geplant, neben 1900 Tageslicht-Vorsignalen. Zuerst machte sich die Pennsylvania-Eisenbahn diese Signale nutzbar, dann folgten Frankreich, England, Norwegen. In Deutschland hat vor dem Kriege 1913 die Firma Siemens & Halske sich mit der Frage der Herstellung dieser Tages-Lichtsignale beschäftigt in Anlehnung an die bei der Untergrundbahn verwendeten Tunnelbahnen. In größeren Kreisen erfuhr man von diesen Lampen durch die Eisenbahntechnische Ausstellung im Vorjahr, wo an sonnenhellen Oktobertagen sich jeder Besucher der Ausstellung von der Sichtbarkeit dieser Signale auch bei hellstem Tageslicht überzeugen konnte*). Die norwegische Staatsbahn übertrug die Ausführung der A. E. G., die Hamburger Hochbahn, die gleichfalls diese Signale einführt, übertrug die Ausführung Siemens & Halske. Die Reichsbahn ist seit 1923 eifrig mit der Prüfung der Frage beschäftigt, denn die Frage ist vor allem brennend auf den elektrisch betriebenen Bahnstrecken. Die Tagessignallampe bedeutet die glücklichste Überwindung der Schwierigkeiten, die sich hinsichtlich der für die Sichtbarkeit günstigsten Aufstellung ergeben und die Vorteile dieser Signale lassen erwarten, daß sie auch auf den nicht-elektrisch betriebenen Strecken angewendet werden können. Vor allem enthält die elektrische Tageslichtsignallampe keine beweglichen Teile, ist also nicht so abhängig von den schädigenden Einflüssen des Klimas. Auf Grund der französischen Erfahrungen werden die zu erwartenden Ersparnisse auf 33% geschätzt. Die Signale sind bei Tag und Nacht gleich gut erkennbar, außerdem können sie so weit von der Betriebsstelle entfernt aufgestellt werden als es nach den Betriebsverhältnissen notwendig erscheint. Bei Nebel zeigen sie eine bessere Sichtbarkeit gegenüber den anderen Signalen.

Der wichtigste Teil des Tageslichtsignals ist die Laterne. Die verschiedenen Ausführungen unterscheiden sich durch die Verwendung ein- oder zweilinsiger Lampen; die Siemens-Lampe verwendet nur eine Linse für die Untergrundbahn, die A. E. G.-Lampe für Hauptbahnen hat zwei Linsen. Als Linsen werden Fresnelsche Stufenlinsen verwendet. Bei gleichen optischen Verhältnissen ist der Winkel, der bestrichen werden kann, bei einer Linse kleiner als bei zwei Linsen, er beträgt bei einer Linse 80°, bei zwei Linsen annähernd das Doppelte, 150°. Die Stufenlinsen werden gegossen, weil das Schleifen zu teuer wäre. Bei der Verwendung von zwei Linsen ist die innere Linse die Farblinse, denn die innere Linse ist kleiner, und da die farbigen Linsen teurer sind, kann dadurch etwas gespart werden. Außerdem bleibt die Farbe bei Zerstörung der Außenlinse erhalten. Die Reichsbahn hat sich zur Einführung von zweilinsigen Laternen entschlossen. Der ganze Lampenkörper ist mit der Außenluft durch zweckentsprechend angeordnete Lüftungslöcher verbunden, so daß das Eindringen von Schmutz und Insekten vermieden wird. Wesentlich ist die Befestigungseinrichtung für die Lampe, die so gewählt ist, daß die Lampe nach drei Richtungen hin verstellbar ist und ganz genau in den Brennpunkt des Systems eingesetzt werden kann. Die Verschiebbarkeit nach der Höhe beträgt 8 mm, nach den Seiten 25 mm und von vorn nach hinten 35 mm. Die Birnen, die in die Lampen eingesetzt werden, müssen bei der Anlieferung sehr genau geprüft werden, bezüglich der Höhenlage des Fadens im Körper. Die Befestigung der Lampen am Mast erfolgt durch Schrauben mittels eines Bleches, welches gleichzeitig für die Lampen einen günstigen Hinter-

*) Auch auf der Deutschen Verkehrsausstellung in München wurden die Signale vorgeführt.
Die Schriftleitung.

grund bildet. Vorn an der Lampe ist noch die Schute angebracht, über deren Bedeutung noch einiges gesagt werden soll. An Signallaternen werden Richtmarken angebracht, um einen bestimmten Zielpunkt scharf einzustellen. Der günstigste Hintergrund hat eine bestimmte Größe und nach den Versuchen wurde festgestellt, daß der Abstand der Lampe vom Rande des Hintergrunds mindestens 300 mm betragen soll. Änderungen in der Farbe des Hintergrunds beeinflussen die Sichtbarkeit. Ferner befindet sich an der Lampe eine Schute, sowohl um Sonnenlicht abzuhalten als auch um zu verhindern, daß Staub, Schnee oder Regen sich auf der Linse absetzen. Läßt man die Schute weg, so treten Glanzlichter auf, die oft so weit gehen, daß die Farbe des Signals durch Blendung überhaupt nicht mehr erkannt werden kann. Die Maste, an denen die Laternen angebracht werden, sind schmal, bieten daher wenig Winddruckfläche und lassen sich sehr gut zwischen den Schienen aufstellen. Schwierigkeiten bereitet nur die Wahl der richtigen Lampe. Aus wirtschaftlichen Gründen ist es wünschenswert, nur eine Lampe zu verwenden, die als marktgängige Lampe auch sonst verwendet wird. Die bei der Hochbahn verwendeten Zentrallampen kommen für die Reichsbahn nicht in Frage, da ihre Sichtbarkeit nicht ausreicht. Die Reichsbahn hat die Verwendung von Nitrallampen der Osramgesellschaft in Aussicht genommen. Der Leuchtkörper besteht aus Wolframdraht in Form eines großen lateinischen A. Für die Vorsignale sollen die gleichen Lampen verwendet werden. Die Normung dieser Signallampen wird von der Reichsbahn sehr gewünscht. Es sollen Lampen mit geringem Widerstand gebrannt werden, um eine höhere Lebensdauer zu erreichen. In Amerika verwendet man Lampen von 10 Watt und versucht jetzt mit 5 Watt auszukommen. Die norwegischen Bahnen haben an den 40-Wattlampen festgehalten. Bei Dunkelheit wird die Spannung für alle Lampen auf die Hälfte herabgesetzt, damit sie nicht blenden. Die Betriebssicherheit erfordert es, daß, wenn ein Signal erlischt, sofort eine Ersatzlampe aufflammt. Die Versuche haben gezeigt, daß die Verwendung eines Doppelfadens in der gleichen Lampe nicht zweckmäßig ist, denn beim Durchbrennen des einen Fadens erhält der andere eine höhere Spannung und die Folge ist, daß er dann meist auch sehr bald durchbrennt. Die Hochbahn hat sich in der Weise geholfen, daß sie zwei Lampen in eine Laterne einsetzt. Wenn die eine erlischt, brennt das Signal schwächer. Für die Reichsbahn ist dieser Weg nicht geeignet, weil eine stärkere Sichtbarkeit der Signale erforderlich ist. Wahrscheinlich wird man in der Weise vorgehen, daß beim Erlöschen der ersten Lampe sofort die zweite aufflammt, welche stärker brennt. Die Lebensdauer der Lampen wird von der Osramgesellschaft mit 800 bis 1000 Brennstunden gewährleistet. Auf der Versuchsstrecke sind aber schon Lampen, die über 3000 Stunden gebrannt haben und nach ihrer Herausnahme bei der Untersuchung keine nennenswerte Abnahme ihrer Leuchtkraft zeigten. Eine weitere Frage bei der Durchbildung der Tageslichtsignale ist die Färbung der Linse. Rote, grüne oder gelbe Blenden färben das Licht so wenig, daß sie kaum vom weißen Licht zu unterscheiden sind, die Farbscheiben müssen viel dunkler sein als bei den jetzt verwendeten farbigen Linsen. Es ist überaus schwierig, die richtige Farbtiefe zu erzielen, man erhält daher viel Ausschuss, wodurch eine Verteuerung eintritt.

Die schwierigste Frage ist die Streuung der Linse. Wegen der Streuung muß die Einstellung der Lampen sehr genau erfolgen. Der Streuwinkel in der Laterne, der normal 8° beträgt, muß auf 38° vergrößert werden, denn bei einer Geschwindigkeit von 65 km beträgt der Bremsweg 235 m, aus Sicherheitsgründen wird eine Sichtbarkeit in 300 m Entfernung entsprechend einem Streuwinkel von 30° gefordert. Zur Erhöhung der Streuung hat die A. E. G. in die Stufenlinse drei Riefen eingepreßt, und nach den bisher vorgenommenen Sichtversuchen scheint dies den Anforderungen zu genügen. Bei Siemens hat man das Problem noch weiter gefaßt und zusammen mit der Firma Busch, Rathenow, wurde eine Linse ausgebildet, die aussichtsreich erscheint. Praktische Versuche im Freien konnten allerdings noch nicht durchgeführt werden, da diese Linsen erst vor kurzem fertiggestellt wurden.

Die erste Betriebsstrecke mit Licht-Tagessignalen wird voraussichtlich noch in diesem Jahre vollendet werden.
Pl.