

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat ein

Preisausschreiben

zur Erlangung eines Spannungs- und eines Schwingungsmessers für die Bestimmung der dynamischen Beanspruchung unserer Brücken erlassen.

Die näheren Bestimmungen sind auf Seite 368 dieses Heftes erlassen.

Der Fahrdiagraph.

Von Regierungsbaurat Dr. Ing. Knorr, München.

Hierzu Tafeln 35 und 36.

Zweck und Anwendungsgebiet des Gerätes.

Der Fahrdiagraph stellt einen neuartigen Integrativen dar, mit dem erstmals allgemeinere Differentialgleichungen integriert und zahlreiche wichtige Aufgaben rasch und genau auf mechanischem Wege gelöst werden können*). Sein Anwendungsgebiet läßt sich durch die nachstehende sehr allgemeine Differentialgleichung zweiter Ordnung, die kurz als Hauptgleichung bezeichnet sei, mathematisch umschreiben:

$$1) \dots a \frac{d^2 y}{dx^2} = a \frac{dy}{dx} = u + v + w = f_1(y') + f_2(y) + f_3(x).$$

Hierin bedeuten x und y die beiden Veränderlichen, $y' = \frac{dy}{dx}$ ihre erste Ableitung und a eine Konstante. $u = f_1(y')$, ferner $v = f_2(y)$ und $w = f_3(x)$ sind Funktionen, die in Form von Diagrammen bzw. als Linien u/y' (lies u über y'), v/y und w/x gegeben sein sollen. Das Gerät integriert die vorstehende Differentialgleichung für beliebige Anfangsbedingungen durch gleichzeitige Aufzeichnung der ersten und zweiten Integrallinie y'/x und y/x .

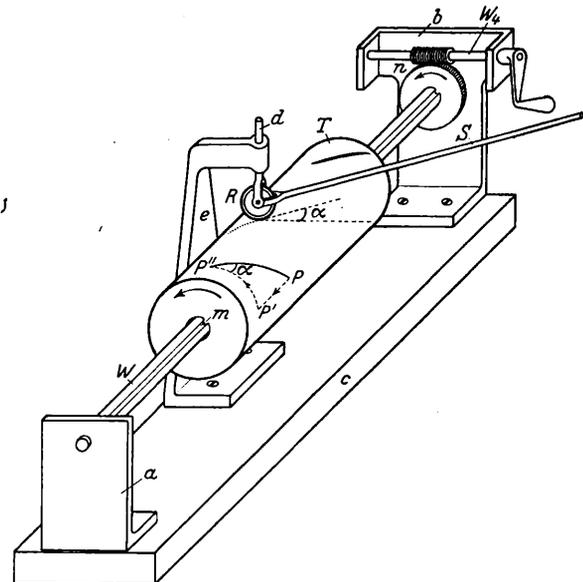
Nachdem unter anderem die mechanische Grundgleichung (Kraft = Masse mal Beschleunigung) in der Hauptgleichung 1) enthalten ist, lassen sich mit dem Fahrdiagraphen die verschiedensten Bewegungsvorgänge, wie z. B. Zugsbewegungen oder das dynamische Verhalten von Kraft- und Arbeitsmaschinen, ferner mechanische und elektrische Schwingungen usw. untersuchen. Er eignet sich weiterhin z. B. zur Aufzeichnung des Temperaturverlaufes an elektrischen Maschinen, wie Bahnmotoren usw. Bei weiterer Ausgestaltung des Fahrdiagraphen können auch Differentialgleichungen beliebig höherer als zweiter Ordnung integriert und damit zahlreiche andere Aufgaben auf mechanischem Wege behandelt werden. In dem neuen Gerät steht ein an Vielseitigkeit und Genauigkeit unerreichter Integrativen zur Verfügung, mit dem die gestellten Aufgaben wesentlich rascher als auf anderem Wege gelöst werden können.

Wirkungsweise des Fahrdiagraphen.

Einen wesentlichen Bestandteil des neuen Integrativen bildet die »Schraube mit veränderlicher Steigung« in der in Textabb. 1 schematisch dargestellten Ausführungsmöglichkeit. Zwei Stützen a und b , die auf der Grundplatte c befestigt sind, tragen eine durch die Welle w_4 anzutreibende Welle w . Auf dieser ist die Trommel T angeordnet, die mit dem Mitnehmer m

in eine Längsnut der Welle w eingreift. Die Trommel dreht sich daher zwangsläufig mit ihrer Welle, kann sich aber außerdem noch in achsialer Richtung auf ihr verschieben. Diese Verschiebung wird durch die Reibrolle R bewirkt, die durch die Steuerstange S um die lotrechte Achse d geschwenkt werden kann. Als Maß dieser Schwenkung dient der Winkel α (Anstellwinkel), den die Rollenebene und die Normalebene zur Welle w miteinander einschließen. Wird die Trommel T über die Welle w in Drehung versetzt, so suchen sich T und R aufeinander abzuwälzen. Die Trommel T erfährt infolgedessen für alle von null verschiedenen Winkel α aufser der reinen Drehbewegung gleichzeitig eine achsiale Verschiebung, so daß jeder Punkt ihres Umfanges eine Schraubenlinie beschreibt,

Abb. 1.



deren Steigungswinkel jeweils gleich dem eingestellten Winkel α ist. Der beliebige Punkt P der Trommel gelangt daher nach einiger Zeit an die Stelle P'' im Raume und hat dabei die Gesamtverschiebung PP' und die Gesamtverdrehung $P'P''$ erfahren. Umgekehrt hinterläßt ein an die Trommel angelegter Schreibstift eine Spur, die in P'' beginnend nach P fortschreitet. Durch Änderung von α kann man hiernach auf der Trommel T Linien ganz beliebigen Verlaufes aufzeichnen.

Am Fahrdiagraphen sind, da gleichzeitig zwei Integrallinien mit ihm aufgezeichnet werden sollen, zwei solcher Schrauben mit veränderlicher Steigung T_1 und T_2 vorhanden (Textabb. 2), deren jede mit einer Ebene E_1 bzw. E_2 gekuppelt ist, auf die die gegebenen Diagramme u/y' und v/y aufgelegt werden, während das gegebene dritte Diagramm w/x auf die

*) Der Fahrdiagraph ist durch die deutschen Reichspatente Nr. 286519 und 340239 patentiert und wird durch die Fabrik für Feinmechanik der Gebr. Stürzl in München 2 SO hergestellt.

Auf die ausführlichen Beschreibungen in der Zeitschrift Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen (Verlag R. Oldenbourg in München) 1920, Heft 7 und 8, ferner 1921, Heft 23 und 24, sowie auf die Dissertation des Verfassers, die durch die vorgenannte Firma erhältlich ist, wird Bezug genommen.

zwischen T_1 und T_2 liegende Diagrammtrommel T_3 aufgespannt wird. Über den drei Diagrammen können an festen Laufbahnen die drei von Hand bedienten Fahrschieber F_1, F_2 und F_3 gleiten, deren Ausschläge — mit Hilfe eines Seilzuges algebraisch addiert — auf den Steuerschieber St_1 zur Steuerung der Rolle R_1 übertragen werden.

Vor Beginn der Aufnahme sind die gegebenen Diagramme und die verstellbaren Teile des Gerätes in die aus Abb. 2a ersichtliche Nullage zu bringen. Hierauf ist den gestellten Anfangsbedingungen am Geräte Rechnung zu tragen. Bei der der Abb. 2 zugrunde gelegten Aufgabe ist angenommen, daß für $x = 0: y' = y'_0 = O_3 M$ und $y = y_0 = O_3 N$ ist. Man verschiebt daher aus der Nullage heraus Sch_1 von O_3 nach Punkt M und Sch_2 von O_3 nach Punkt N . Nun erst beginnt man mit der eigentlichen Aufnahme indem man das Gerät über die Welle w_4 antreibt. Hierdurch verschieben sich die »Schrauben« T_1 und T_2 , wobei sie die Ebenen E_1 und E_2 mitnehmen, während sich die Trommel T_3 dreht.

Abb. 2a.

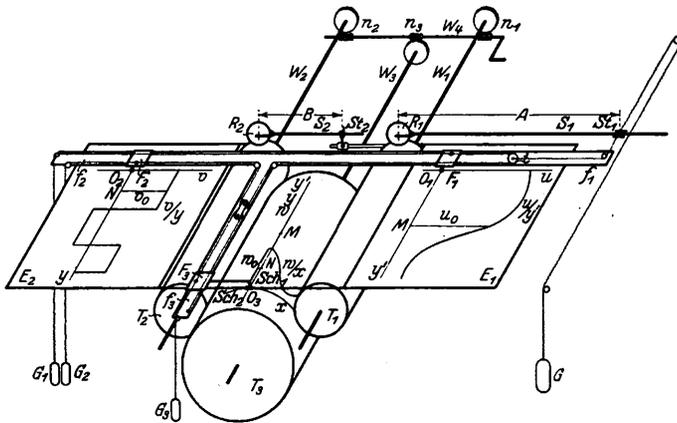
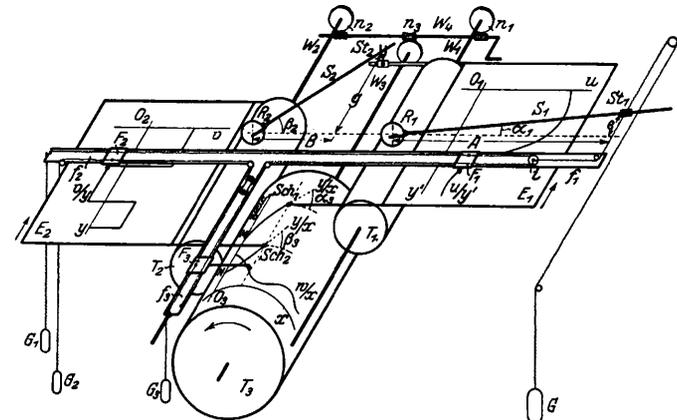


Abb. 2b.



Damit die gesuchten Linien als Spuren von Sch_1 und Sch_2 zustande kommen, sind die drei Fahrschieber F_1, F_2 und F_3 so zu führen (Fahrschieberregel), daß sie trotz der Verschiebungen der Diagramme ständig auf deren Linien zeigen (Abb. 2b). Hierdurch wird Rolle R_1 so verstellt, daß $tg \alpha_1$ und infolgedessen auch $tg \alpha_3$ jeweils proportional der algebraischen Summe der Fahrschieberausschläge also proportional $u + v + w$ und demnach gemäß Beziehung 1) proportional $\frac{dy'}{dx}$ ist. Bei einer

Verdrehung der Diagrammtrommel T_3 um dx verschiebt sich demnach Sch_1 um dy' . Die Gesamtverdrehung von T_3 seit Beginn der Aufnahme entspricht daher dem augenblicklichen Wert von x und die Gesamtverschiebung von Sch_1 dem augenblicklichen Wert von y' . Die von Sch_1 auf T_3 hinterlassene Spur ist demnach die gesuchte erste Integrallinie $y' \cdot x$.

Die Rolle R_2 andererseits wird durch die Ebene E_1 so gesteuert, daß $tg \beta_2$ und damit $tg \beta_3$ jeweils proportional y'

und demnach gemäß Beziehung 1) proportional $\frac{dy}{dx}$ ist. Bei einer Verdrehung der Diagrammtrommel T_3 um dx , verschiebt sich demnach Sch_2 um dy . Die Gesamtverschiebung von Sch_2 entspricht daher dem augenblicklichen Wert von y , d. h. die von Sch_2 auf T_3 aufgezeichnete Linie ist die gesuchte zweite Integrallinie y/x .

Die ganze Tätigkeit während der Aufnahme besteht demnach darin, daß man mit Fahrschiebern den gegebenen Linien nachfährt. Auch verwickelte Aufgaben lassen sich daher rasch und mühelos mit dem Gerät lösen.

Bei der maßstäblichen Behandlung der Aufgaben mit dem Fahrdiagrammen sind lediglich folgende Beziehungen zu beachten. Für den in der Zeichnung erscheinenden Fortschreitwinkels α_3 der Linie y'/x ergibt sich mit Beziehung 1):

$$2) \dots tg \alpha_3 = \frac{dy' \mu_{y'}}{dx \mu_x} = \frac{(u + v + w) \mu_u}{a \mu_a} = \frac{dy'}{dx} = \frac{(u + v + w)}{p_1}$$

wobei für u, v und w einheitlich der Maßstabsfaktor μ_u gilt*). Als Beziehung für die Maßstäbe ergibt sich hieraus:

$$3) \dots \dots \dots \frac{\mu_{y'}}{\mu_x} = \frac{\mu_u}{\mu_a}$$

Für die Polentfernung p_1 erhält man:

$$4) \dots \dots \dots p_1 = a \mu_a \text{ (mm)}$$

Für den in der Zeichnung erscheinenden Fortschreitwinkels β_3 der Linie y/x ergibt sich aus der Hauptgleichung 1):

$$5) \dots \dots \dots tg \beta_3 = \frac{dy u_y}{dx \mu_x} = \frac{y' \mu_{y'}}{p_2} = \frac{dy}{dx} = \frac{y'}{p_2}$$

Für die Maßstabsfaktoren und die Polentfernung p_2 folgt hieraus:

$$6) \dots \dots \dots p_2 = \frac{\mu_x \mu_{y'}}{\mu_y} \text{ (mm)}$$

Den gewählten Maßstäben wird bei der Aufnahme mit dem Gerät durch die Einstellungen A und B (Textabb. 2), die den Polentfernungen p_1 und p_2 entsprechen, Rechnung getragen. Hierfür gelten die Beziehungen:

$$7) \dots \dots \dots A = C_1 \times \text{Const.} \times p_1 \text{ (mm) und}$$

$$8) \dots \dots \dots B = C_2 \times \text{Const.} \times p_2 \text{ (mm)}$$

worin die beiden Const. sich aus den Abmessungen des Gerätes ergeben, während C_1 und C_2 Korrekturfaktoren bedeuten, die praktisch gleich 1 sind.

Textabb. 3 zeigt eine Ausführung des Fahrdiagrammen.

Praktische Beispiele.

Zwei Beispiele aus den Bahnbetrieben, nämlich die Untersuchung von Zugsbewegungen (Fahrdiagramme) und die Untersuchung des Erwärmungsvorganges von Bahnmotoren sollen die praktische Anwendung des Gerätes im einzelnen näher zeigen.

1. Die Aufzeichnung von Fahrdiagrammen.

Dem nachstehenden Beispiel ist ein elektrisch angetriebener Zug zugrunde gelegt. Die Ausführungen gelten indessen sinngemäß für jede andere Antriebsart.

Bezeichnungen: m ($kg m^{-1} sec^2$), die Masse je Tonne Zugsgewicht samt dem der Lokomotive, einschließlich der durch die umlaufenden Massen bewirkten scheinbaren Vergrößerung.

Die nachfolgenden Kräfte und Widerstände sind sämtlich auf den Triebumfang bezogen und gelten je Tonne Zugsgewicht:

W_0 (kg), der Fahrwiderstand des Zuges samt Lokomotive auf gerader, ebener Strecke,

W (kg), der zusätzliche Widerstand des Zuges samt Lokomotive infolge Steigungen und Krümmungen,

*) μ_x, μ_y usw. sind die Maßstabsfaktoren, mit denen man die Größen x, y usw. multiplizieren muß, um sie als Strecken auszudrücken. Ihre Dimension ist im vorliegenden Fall: mm.

- P_0 (kg), die beschleunigende Kraft auf gerader, ebener Strecke, wobei W_0 bereits berücksichtigt ist,
- $P = P_0 - W$ (kg), die beschleunigende Kraft bei Fahrt mit Triebkraft (eingeschaltetem Triebmotor),
- $P = -W_0 - W$ (kg), desgleichen bei Fahrt ohne Triebkraft,
- B (kg), die Bremskraft,
- b ($m \text{ sec}^{-2}$), die Beschleunigung,
- t (sec) bzw. T (min), die Zeit,
- s (m) bzw. S (km) der Weg,
- v ($m \text{ sec}^{-1}$) bzw. V (km/Std.), die Fahrgeschwindigkeit,
- μ die Maßstabsfaktoren und zwar:
 - $\mu_m \left(\frac{mm}{kg \text{ m}^{-1} \text{ sec}^2} \right)$ für die Masse,
 - $\mu_P \left(\frac{mm}{kg} \right)$ für die Kräfte und Widerstände,
 - $\mu_t \left(\frac{mm}{sec} \right)$ für die Zeit, wenn sie in Sekunden gemessen wird,
 - $\mu_T \left(\frac{mm}{min} \right)$ für die Zeit, wenn sie in Minuten gemessen wird, ($\mu_T = 60 \mu_t$),
 - $\mu_s \left(\frac{mm}{m} \right)$ für den Weg, wenn er in Metern gemessen wird,

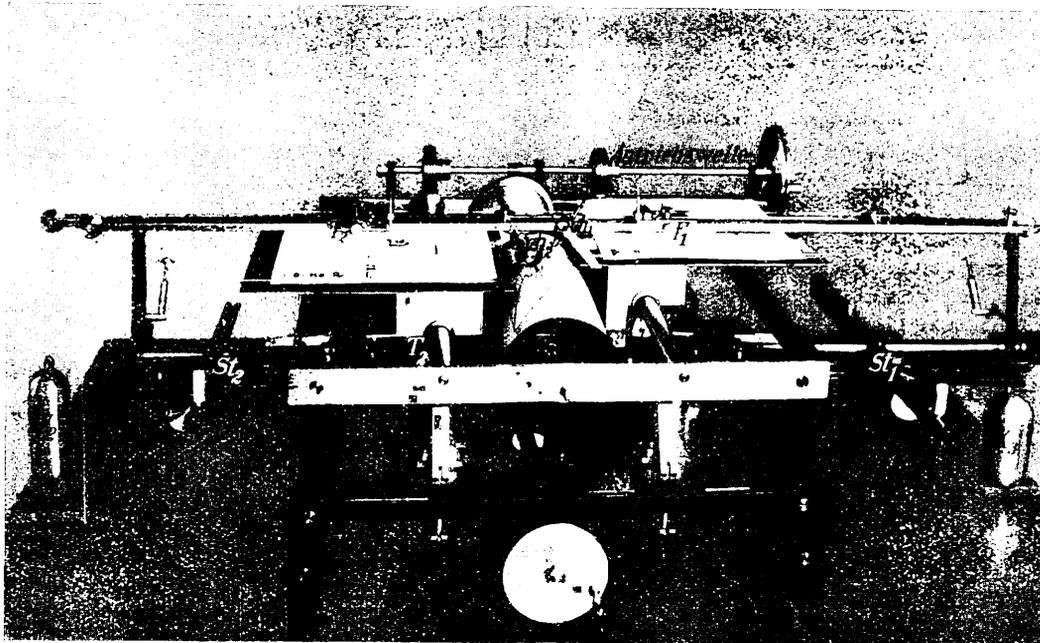
Ferner sei gegeben:

der Verlauf der beschleunigenden Kraft auf gerader, wagrechter Strecke gleichfalls in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, Linie P_0/v (Abb. 1 a auf Taf. 35), der Verlauf des Fahrwiderstandes auf gerader, wagrechter Strecke, gleichfalls in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, W_0/v (Abb. 1 a auf Taf. 35) und der Verlauf der Streckenwiderstände und Krümmungen in Abhängigkeit vom Weg, Linie W/s (Abb. 1 b auf Taf. 35). Schliesslich seien noch die besonderen Fahrtvorschriften, bezüglich der Haltepunkte, Höchstgeschwindigkeit, Bremsverzögerung usw. bekannt.

Gesucht wird der Verlauf der Geschwindigkeit (v/t -Linie) und des Weges (s/t -Linie) in Abhängigkeit von der Zeit.

Allgemeines: Bei Fahrt mit Kraft (eingeschaltetem Triebmotor) wirken auf den Zug zwei Kräfte ein, nämlich die beschleunigende Kraft P_0 , die lediglich eine Funktion der Geschwindigkeit ist: $P_0 = f_1(v)$ und die verzögernde Kraft (Widerstand) W , die lediglich eine Funktion des Weges ist: $W = f_2(s)$. Für den Bewegungsvorgang ist die mechanische Grundgleichung: Masse \times Beschleunigung = resultierende Kraft, maßgebend. Man erhält damit im vorliegenden Fall als Differentialgleichung für den Bewegungsvorgang:

Abb. 3. Der Fahrdiagraph.



- $\mu_s \left(\frac{mm}{km} \right)$ für den Weg, wenn er in Kilometer gemessen wird, ($\mu_s = 1000 \mu_s$),
- $\mu_v \left(\frac{mm}{m/sec} \right)$ für die Geschwindigkeit, wenn sie in $\frac{m}{sec}$ gemessen wird,
- $\mu_V \left(\frac{mm}{km/Std.} \right)$ für die Geschwindigkeit, wenn sie in $\frac{km}{Std.}$ gemessen wird ($\mu_V = \frac{1}{3,6} \mu_v$).

Für den als Beispiel gewählten elektrisch angetriebenen Schnellzug sei noch folgendes gegeben bzw. bekannt:

Lokomotive: Schnellzugstypen 1 A A A A 1 mit vier Motoren von je 440 kW Stundenleistung und 370 kW Dauerleistung, Übersetzung 1 : 2,63, Triebraddurchmesser 1,64 m.

Lokomotivgewicht 100 t, Wagenzuggewicht 45 t, Gesamtgewicht 550 t.

$$9) \dots m \frac{d^2 s}{dt^2} = m \frac{dv}{dt} = P_0 - W = f_1(v) - f_2(s).$$

Bei Fahrt ohne Triebkraft tritt an die Stelle von P_0 der Fahrwiderstand W_0 . Bei Fahrt mit Bremsung vergrößert sich W um B .

Die Aufzeichnung der gesuchten Linien v/t und s/t im Fahrdiagramm läuft demnach auf die Integration einer linearen Differentialgleichung zweiter Ordnung hinaus. Beachtet man, dass sich die Größen der Hauptgleichung 1) und der vorstehenden Differentialgleichung wie folgt entsprechen:

10)	Hauptgleichung 1)	x	y	$\frac{dy}{dx} = y'$	$u = f_1(y')$	$v = f_2(y)$	$w = f_3(x)$	a
	Differentialgleichung 9)	t	s	$\frac{ds}{dt} = v$	$\frac{P_0 \text{ bzw. } W_0 = f_1(v)}$	$W = f_2(s)$	—	m

so erkennt man in der Differentialgleichung 9) eine vereinfachte Form der Hauptgleichung 1). Ihre mechanische Integration mit dem Fahrdiagraphen ist daher ohne weiteres möglich.

Vorbereitungen für die Aufnahme.

Infolge der Umbenennung der GröÙen gemäß Übersicht 10) ergeben sich auch für die Maßstabsfaktoren und Polentfernungen anders lautende Beziehungen als früher. Statt 3) erhält man:

$$11) \dots \dots \dots \frac{\mu_v}{\mu_t} = \frac{\mu_p}{\mu_m}$$

Der Kräftemaßstab μ_p gilt dabei einheitlich für die Kräfte P_0 , W_0 und W . Will man die Zeit statt in Sekunden in Minuten und die Geschwindigkeit statt in $\frac{m}{sec}$ in $\frac{km}{Std}$ messen,

so treten an die Stelle der Maßstabsfaktoren μ_t $\left(\frac{mm}{sec}\right)$ und

μ_v $\left(\frac{mm}{m/sec}\right)$ die Maßstabsfaktoren μ_T $\left(\frac{mm}{min}\right) = 60 \mu_t$ und

μ_V $\left(\frac{mm}{km/Std}\right) = \frac{1}{3,6} \mu_v$. Damit erhält man an Stelle von 11):

$$12) \dots \dots \dots \frac{3,6 \mu_V}{1} = \frac{\mu_p}{60 \mu_T}$$

Für die Polentfernung p_1 ergibt sich statt 4):

$$13) \dots \dots \dots p_1 = m \mu_m \text{ (mm)}$$

Weiter erhält man für die Polentfernung p_2 statt 6):

$$14) \dots \dots \dots p_2 = \frac{\mu_t \cdot \mu_v}{\mu_s} \text{ (mm)}$$

oder wenn statt mit sec , m und $\frac{m}{sec}$ mit min , km und $\frac{km}{Std}$ gerechnet wird:

$$15) \dots \dots p_2 = \frac{\frac{1}{60} \mu_T \cdot 3,6 \mu_V}{\frac{1}{1000} \mu_s} = 60 \frac{\mu_T \mu_V}{\mu_s} \text{ (mm)}$$

Für die Strecken A und B ergeben sich gemäß den Beziehungen 7) und 8) mit den Abmessungen des ausgeführten Gerätes folgende Bestimmungsgleichungen:

$$16) \dots \dots \dots A = C_1 \cdot 5 p_1 = 5 p_1 \text{ (mm)}$$

$$17) \dots \dots \dots B = C_2 \cdot 0,5 p_2 = 0,5 p_2 \text{ (mm)}$$

C_1 und C_2 können dabei gleich 1 gesetzt werden.

Man nehme nun in (12) drei der Maßstabsfaktoren an, z. B.:

$$\mu_v = 2 \left(\frac{mm}{km/Std}\right), \quad \mu_T = 18 \left(\frac{mm}{min}\right), \quad \mu_p = 5,5 \left(\frac{mm}{kg}\right)$$

Damit errechnet sich aus 12): $\mu_m = 0,229 \left(\frac{mm}{kg m^{-1} sec^2}\right)$.

Für die in die Rechnung einzuführende Zugsmasse m erhält man unter Berücksichtigung des Einflusses der umlaufenden

Massen auf die Tonne Zugsgewicht bezogen: $m = \frac{1000}{9,81} \cdot 1,15 =$

$= 117,4 \text{ (kg } m^{-1} sec^2)$. Für die Polentfernung p_1 ergibt sich demnach gemäß 13):

$$18) \dots \dots \dots p_1 = 117,4 \cdot 0,229 = 26,9 \text{ (mm)}$$

und mit 16)

$$19) \dots \dots \dots A = 134,5 \text{ (mm)}$$

Nun wählt man noch in 15), nachdem μ_v und μ_T bereits festliegen: $\mu_s = 10 \left(\frac{mm}{km}\right)$ und errechnet damit:

$$20) \dots \dots \dots p_2 = 216 \text{ (mm)}$$

und mit 17) schließlic:

$$21) \dots \dots \dots B = 108 \text{ (mm)}$$

Hierauf zeichnet man mit den gewählten Maßstäben die gegebenen Diagramme Abb. 1a und b auf Taf. 35 legt sie in der aus Abb. 2a auf Taf. 35 ersichtlichen Weise auf die beiden Diagrammebenen E_1 und E_2 des Gerätes auf und bringt es in die Nullstellung. Hierzu stellt man gemäß den oben gegebenen allgemeinen Anweisungen Sch_1 und Sch_2 gemeinsam auf den Ursprung O_3 des aufzunehmenden Fahrdiagrammes und

F_1 und F_2 auf die Ursprünge O_1 und O_2 der gegebenen Diagramme ein. Die Schieber F_1 und F_2 sind durch je ein Seil mit den Schreibstiften Sch_1' und Sch_2' gekuppelt, die gleichfalls auf O_3 eingestellt werden. Mit dem Schieber F_3 soll die Bremsung des Zuges berücksichtigt werden. An diesem Schieber ist hierzu eine Rolle angebracht, um die das von F_2 kommende und nach i weiterlaufende Seil geführt ist. In der Nullstellung steht der Schieber F_3 auf der Marke null des auf seiner Laufbahn angebrachten Maßstabs. Die beiden Steuerstangen S_1 und S_2 werden so eingestellt, daß $\alpha_1 = 0$ und $\beta_2 = 0$ ist. Den Strecken A und B gibt man die Werte aus 19) und 21). Die Schieber F_1 und F_2 , sowie St_1 und St_2 werden nun in der vorbeschriebenen Lage an ihren Seilen angeklemt.

Aufnahme: Nachdem im vorliegenden Fall die Ausgangsstellung mit der »Nullstellung« zusammenfällt, da für $T = 0$ auch V und $S = 0$ sind, so kann hier gleich aus der Nullstellung heraus mit der eigentlichen Aufnahme begonnen werden. Man treibt hierzu das Gerät an und führt die beiden Fahrschieber F_1 und F_2 gemäß der Fahrschieberregel auf den ihnen zugeordneten, gegebenen Linien. Hierbei ist noch folgendes zu beachten. Solange der Zug mit Kraft (eingeschaltetem Triebmotor) fährt, ist F_1 ständig auf der Linie P_0/V zu halten (Abb. 2b auf Taf. 35). Sobald indessen der Zug ohne Kraft (mit ausgeschaltetem Triebmotor) fährt, ist F_1 sofort auf die Linie W_0/V umzustellen und auf dieser weiterzuführen (Abb. 2c auf Taf. 35). Die Bremsung kann auf dreierlei Weise dargestellt werden:

1. Bremsung mit F_3 nach der in Abb. 2c auf Taf. 35 dargestellten Anordnung: Hierbei hat man zu berücksichtigen, daß der Schieber F_3 bei der gewählten Seilführung auf die Rolle i doppelt so stark einwirkt als die beiden anderen Schieber F_1 und F_2 . Soll mit einer konstanten zusätzlichen Bremskraft gefahren werden, so berechnet man sich den Streckenwert dieser Kraft: $\bar{B} = B \mu_p$ und verschiebt F_3 um den halben Wert desselben. (Vergl. Abb. 2c auf Taf. 35). Die Verwendung eines eigenen Bremsschiebers F_3 hat den Vorteil, daß man bezüglich der Bewegung der beiden anderen Fahrschieber F_1 und F_2 völlig unbehindert ist.

2. Die Bremsung mit F_2 : Diese Möglichkeit eignet sich besonders für die Fälle, bei denen ungeachtet der während der Bremsung auftretenden Streckenwiderstände eine bestimmte Bremsverzögerung b eingehalten werden soll. Die jeweils erforderliche Bremskraft ergibt sich aus der gesamten verzögernden Kraft mb abzüglich des Fahrwiderstandes W_0 und des Streckenwiderstandes W , also: $B = mb - W_0 - W$. Bei der Aufnahme wird daher F_2 im Fall der Bremsung nicht mehr auf der Linie W/S geführt, sondern auf die konstante Auslenkung $(mb - W_0) \mu_p$ eingestellt. Auf die Streckenwiderstände braucht dabei, solange sie kleiner als diese Kraft sind, nicht Rücksicht genommen zu werden.

3. Schließlic könnte man für die Bremsung auch den Schieber F_1 benützen, indem man ihn um ein der zusätzlichen Bremskraft entsprechendes Maß aus seiner Nulllage auslenkt.

Zu den schematischen Darstellungen der Abb. 2 auf Taf. 35 ist noch kurz folgendes zu bemerken: In dem in Abb. 2b auf Taf. 35 dargestellten Augenblick befährt der Zug eben eine kleine Steigung. Der Triebmotor ist eingeschaltet. F_1 ist daher auf die Linie P_0/V eingestellt. F_2 wird auf der Linie W/S geführt. Die Auslenkung von F_3 ist null, da die Bremskraft null ist. Bei Abb. 2c auf Taf. 35 ist angenommen, daß der Zug ohne Kraft (Triebmotor ausgeschaltet) durch ein Gefälle fährt und gebremst wird. F_1 ist daher auf die Linie W_0/V eingestellt, F_2 wird nach wie vor auf der Linie W/S geführt. Die Auslenkung von F_3 entspricht dem halben Streckenwert der gewählten Bremskraft B .

Soll der Zug unter Einhaltung einer bestimmten Bremsverzögerung an einer vorgeschriebenen Stelle zum Stillstand ($V = 0$) kommen, so nimmt man diesen Teil des Fahrdiagrammes

zweckmäßig von rückwärts auf (wenn man die Aufgabe nicht durch Probieren lösen will) und setzt ihn mit dem Hauptteil des Fahrgraphen in bekannter Weise zusammen.

Ergebnis: Abb. 1c auf Taf. 35 zeigt ein mit dem Fahrgraphen aufgenommenes Fahrdiagramm für den gewählten Schnellzug und zwar für die Strecke Lindau—Oberstaufen (—München)*.

Das Gerät zeichnet in Abhängigkeit von der Fahrzeit gleichzeitig vier Linien auf, nämlich:

- den Verlauf der Geschwindigkeit V durch Sch₁,
- den Verlauf des Weges S durch Sch₂,
- den Verlauf der beschleunigenden Kraft P₀ durch Sch₁' und
- den Verlauf der Streckenwiderstände W durch Sch₂'.

Die Differenz der Ordinaten der letzten beiden Linien liefert die jeweilige resultierende beschleunigende Kraft P₀ - W. (Siehe die schraffierten Flächen in Abb. 2b und c auf Taf. 35). Zeichnet man nachträglich noch die W₀/T-Linie unterhalb der Abszissenachse ein, so kann man zwischen der P₀ T und der W₀/T sofort die jeweilige Zugkraft abgreifen.

Mit diesem Vier-Linien-Diagramm lassen sich alle wesentlichen Fragen über die Zugsbewegung beantworten. Das Diagramm gibt Aufschluss, welche Zeit der Zug zum Befahren der ganzen Strecke oder bestimmter Teilabschnitte benötigt, mit welcher Geschwindigkeit er den oder jenen Streckenabschnitt durchfährt, welche Höchstgeschwindigkeit auftritt und an welcher Stelle sie erreicht wird, welche beschleunigende Kraft da und dort zur Verfügung steht, wo mit und wo ohne Triebkraft gefahren wird usw. Es ist ein leichtes, das Diagramm mit Hilfe der vom Gerät aufgezeichneten Linien noch durch den Verlauf der Leistung, des Stromes und des cos φ usw. zu ergänzen. Die Genauigkeit des aufgenommenen Diagrammes ist sehr zufriedenstellend.

Zur Verwendung des Gerätes für die Aufnahme von Fahrgraphen ist abschließend kurz noch folgendes zu bemerken: In ähnlicher Weise wie für elektrisch angetriebene Züge können mit dem Gerät auch Fahrgraphen für Dampfzüge usw. aufgezeichnet werden. Man braucht hierzu auf die Ebenen E₁ und E₂ nur andere Diagramme aufzulegen.

Die Aufnahme der Fahrgraphen mit dem Gerät bedeutet gegenüber der rein zeichnerischen Behandlung eine erhebliche Ersparnis an Zeit und Arbeit. Da das Gerät leicht zu handhaben ist, kann man für seine Bedienung billiges Personal verwenden. Der Fahrgraph vermittelt sehr gut das für die Behandlung der vorliegenden Aufgaben und insbesondere für die wirkliche Führung der Züge notwendige »mechanische Gefühl«. Er erweist sich demnach nicht nur für das Studium und die Projektierung von Bahnen als wertvolles Hilfsmittel, sondern kann auch bei der Schulung des Führerpersonals sehr gute Dienste leisten.

2. Die Ermittlung des Temperaturverlaufs an Bahnmotoren.

Die Ausführungen gelten sinngemäß für alle elektrischen Motoren, Maschinen und Apparate.

Bezeichnungen:

- K $\left(\frac{\text{Watt sec}}{^{\circ}\text{Cels}} = \frac{\text{Joule}}{^{\circ}\text{Cels}} \right)$, die Wärmekapazität des Motors,
- W_z (Watt), die im Motor sekundlich in Wärme umgesetzten Verluste,
- W_a (Watt), die an die Umgebung in Form von Wärme sekundlich abgeführte Arbeit,
- τ (°Cels), die jeweilige Übertemperatur über die Umgebung,
- τ_a (°Cels), die Anfangsübertemperatur,

*Das Diagramm ist beim Reichsverkehrsministerium, Zweigstelle Bayern, aufgenommen worden, das für die umfangreichen Untersuchungen von Zugsbewegungen bei den Arbeiten für die Einführung der elektrischen Zugförderung im bayerischen Abschnitt der Reichsbahn einen Fahrgraphen zur Aufzeichnung der Fahrgraphen und Erwärmungslinien verwendet.

- τ_e (°Cels), die Endübertemperatur bei Beharrung,
- t (sec) bzw. T (min), die Zeit,
- T₁ und T_s (sec) bzw. T_L und T_S (min), die Zeitkonstanten des Motors für Lauf und Stillstand,
- r (Ω), der für die Erwärmung in Rechnung zu stellende Ersatzwiderstand des Motors,
- J (Amp), der für die Erwärmung in Betracht kommende Strom; J² × r = W_z,
- i (Amp), ein gedachter Strom, der ein Maß für die Wärmeabfuhr gibt; i² × r = W_a,

c $\left(\frac{\text{Watt}}{^{\circ}\text{Cels cm}^2} \right)$, der Kühlfaktor, d. i. die von 1 qcm Abkühlungsfläche bei 1 °Cels Übertemperatur in Form von Wärme an die Umgebung abgegebene sekundliche Arbeit,

O (cm²), die wirksame Abkühlungsfläche,

μ, die Maßstabsfaktoren.

Allgemeines: Die physikalische Betrachtung des Erwärmungsvorganges zeigt, dass in jedem Zeitabschnitt die in Wärme übergehende Verlustarbeit abzüglich der in Form von Wärme an die Umgebung abgehenden Arbeit gleich der Änderung der im Motor in Form von Wärme aufgespeicherten Arbeit sein muß, oder:

22) (W_z - W_a) dt = K dτ.
 Hieraus folgt für den Fall des Laufes:
 23) $\frac{d\tau}{dt} = \frac{W_z - W_a}{K} = \frac{J^2 r - i^2 r}{K} = \frac{J^2 - i^2}{\frac{K}{r}} = \frac{\tau_e - \tau}{T_1}$

Zur Begründung diene kurz folgendes: die bei der Übertemperatur τ in Form von Wärme an die Umgebung abfließende Leistung ist:

24) τ c O = W_a = i² r.

Die dem Motor bei der Belastung mit dem Strome J in Form von Wärme sekundlich zugeführte Verlustarbeit ist:

25) W_z = J² r.

Die Endübertemperatur τ_e für diesen Strom tritt ein, wenn W_a = W_z = τ_e c O = J² r wird. Daraus folgt, dass jedem Strom J eine Endübertemperatur τ_e entspricht, nach dem Gesetz:

26) J² = $\frac{c O}{r} \tau_e = b \tau_e$, wobei

27) b = $\frac{c O}{r} \left(\frac{\text{Amp}^2}{^{\circ}\text{Cels}} \right)$ ist.

In Verbindung mit 24) und 25) ergibt sich:

$J^2 - i^2 = \frac{c O}{r} (\tau_e - \tau)$ und
 28) $\frac{J^2 - i^2}{r} = \frac{\tau_e - \tau}{\frac{K}{c O} T_1}$,

wobei T₁ = $\frac{K}{c O}$ die Zeitkonstante für Lauf bedeutet. Da der in dieser Formel vorkommende Kühlfaktor c von der Drehzahl bzw. Belüftung des Motors abhängt, entspricht streng genommen jeder Drehzahl ein anderes T₁. Ähnlich steht es mit der Konstanten b. Für die Zwecke der Praxis genügt es aber zunächst, mit einem Mittelwert der Zeitkonstanten für Lauf (T₁) und einem Wert für Stillstand (T_s), sowie mit einem festen Wert von b zu rechnen. Das hindert nicht, wo es notwendig erscheint, genauer zu arbeiten. Das für den Fahrgraphen entwickelte neuartige Verfahren*), das auch für die rein graphische Untersuchung von Erwärmungsvorgängen mit Vorteil verwendet werden kann, ist hierzu ohne weiteres geeignet.

Die Werte von T und b bestimmt man aus Versuchen, wobei man zweckmäßig von der aus 23) ableitbaren Beziehung:

29) dt = T₁ $\frac{b}{J^2 - b\tau}$ dτ

*) Siehe Elektrotechnische Zeitschrift 1922, S. 1032.

ausgeht, die durch Integration bei konstantem J übergeht in:

$$30) \dots \dots \dots t = 2,3 T_1 \log \frac{J^2 - b\tau_a}{J^2 - b\tau}$$

wobei τ_a die Übertemperatur zu Beginn des Versuches darstellt. Man bestimmt aus mehreren Versuchen zusammengehörige Werte von t und τ und errechnet aus 30) durch Probieren die Größen T_1 und b .

Der Strom J ist unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen nur von der Belastung des Motors abhängig und demnach eine Funktion der Zeit: $J^2 = f_3(t)$. Der gedachte Strom i hingegen ist gemäß 24) lediglich eine Funktion von τ , also: $i^2 = f_1(\tau)$. Aus 23) ergibt sich in Verbindung mit 26) als Differentialgleichung des Erwärmungsvorganges:

$$31) \dots b T_1 \frac{d\tau}{dt} = J^2 - i^2 = f_3(t) - f_1(\tau) = tg \alpha,$$

wobei α den Fortschrittswinkel der Erwärmungslinie darstellt. Beachtet man, daß sich die Größen der Hauptgleichung 1) und der vorstehenden Differentialgleichung wie folgt entsprechen:

Hauptgleichung 1)	x	y	$\frac{dy}{dx} = y'$	$u = f_1(y')$	$v = f_2(y)$	$w = f_3(x)$	a
Differentialgleichung 31)	t	τ	$i^2 = f_1(\tau)$	—	$J^2 = f_3(t)$	bT	

so erkennt man in der Differentialgleichung 31) eine vereinfachte Form der Hauptgleichung 1). Die Differentialgleichung des Erwärmungsvorganges ist daher mit dem Fahrdiagramm ohne weiteres integrierbar.

Mit den hier geltenden Bezeichnungen ergeben sich für die Maßstabsfaktoren und die Polentfernung folgende Beziehungen: Statt 3) erhält man:

$$33) \dots \dots \dots \frac{\mu\tau}{\mu_t} = \frac{\mu_{i^2}}{\mu_p}$$

Hierbei ist μ_{i^2} gleichzeitig der Maßstabsfaktor von i^2 und J^2 und μ_p der Maßstabsfaktor des Produktes bT_1 .

Für die Polentfernung p_1 ergibt sich statt 4) hier:

$$34) \dots \dots \dots p_1 = b T_1 \mu_p \text{ (mm)}$$

Wird die Zeit statt in Sekunden in Minuten gemessen, wobei dann statt μ_t und μ_p die Maßstabsfaktoren μ_T und μ_P gelten, so erhält man statt 33):

$$35) \dots \dots \dots \frac{\mu\tau}{60 \mu_T} = \frac{\mu_{i^2}}{\mu_P}$$

und für die Polentfernung statt 34):

$$36) \dots \dots \dots p_1 = 60 b T_1 \mu_P \text{ (mm)}$$

wobei T_1 in Minuten einzusetzen ist.

Als praktisches Beispiel soll in Anknüpfung an die vorige Aufgabe (Fahrdiagramm) für die gleiche Fahrt der voraussichtliche Temperaturverlauf an den Triebmotoren der elektrischen Lokomotive ermittelt werden.

Aus Versuchen sei bekannt:

- die Zeitkonstante für Lauf: $T_L = 40,66$ (min),
- die Zeitkonstante für Stillstand: $T_S = 61$ (min) und

$$\text{die Konstante: } b = 10100 \left(\frac{\text{Amp}^2}{^\circ\text{Cels}} \right)$$

Gegeben sei ferner der Belastungsverlauf J^2/T (Abb. 2a auf Taf. 36).

Gesucht wird der Verlauf der Übertemperatur an den Triebmotoren, d. h. die τ/T -Linie, einmal für den Fall, daß die Übertemperatur zu Beginn der Fahrt 0°Cels , das andere Mal, daß sie 20°Cels betrage.

Vorbereitungen für die Aufnahme:

Gewählt werden die Maßstabsfaktoren:

$$\mu\tau = 2,5 \left(\frac{\text{mm}}{^\circ\text{Cels}} \right)$$

$$\mu_T = 18 \left(\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right) \text{ und}$$

$$\mu_{i^2} = \mu_{J^2} = 0,00004 \left(\frac{\text{mm}}{\text{Amp}^2} \right)$$

Damit errechnet sich gemäß 35) und 36):

$$p_1 = 60 \cdot 10100 \cdot 40,66 \cdot 0,0000048 = 118 \text{ (mm)}$$

Die am Gerät einzustellende Entfernung A wird hiermit nach 16) unter Zwischenschaltung einer vorhandenen Übersetzung 1:2:

$$37) \dots \dots \dots A = \frac{1}{2} (5 p_1) = 295 \text{ (mm)}$$

Man zeichnet nun mit den gewählten Maßstäben die beiden Linien J^2/T und i^2/τ , wobei sich letztere gemäß 24) als gerade Linie O_1-L darstellt, und legt sie wie in Abb. 1a, Taf. 36 auf die T_3 bzw. E_1 auf. Hierauf bringt man das Gerät in die Nullstellung, wobei Sch_1 und F_3 auf O_3 , sowie F_1 auf O_1 steht und der Winkel α_1 an der Steuerstange S_1 gleich null ist. Außerdem wird St_1 auf die vorerrechnete Entfernung A eingestellt. In dieser Lage werden die einzelnen Schieber an ihren Seilen festgeklemmt.

Das Gerät wird nun in die Ausgangsstellung, die den verlangten Anfangsbedingungen Rechnung tragen soll, gebracht. Im ersten Fall (Anfangsübertemperatur $\tau_a = 0^\circ$) deckt sich die Ausgangsstellung mit der Nullstellung; im zweiten Fall (Anfangsübertemperatur $\tau_a = 20^\circ$) braucht man lediglich E_1 zusammen mit Sch_1 um den Streckenwert der verlangten Anfangsübertemperatur aus der Nullage zu verschieben.

Aufnahme: Das Gerät wird nun angetrieben und F_1 und F_3 gemäß der »Fahrschieberregel« auf der Geraden O_1-L und der Linie J^2/T geführt (Abb. 1b auf Taf. 36). Die vom Schreibstift Sch_1 aufgezeichnete Linie ist dann die gesuchte Erwärmungslinie τ/T .

Die Aufnahme der Temperaturlinie für den Fall des Stillstandes des Triebmotors während der Aufenthalte des Zuges bedarf einer besonderen Betrachtung. Für diese Fälle würde statt der Zeitkonstanten T_L , die Zeitkonstante T_S gelten. Damit ergäbe sich nach 36) eine neue Polentfernung und damit auch eine neue Einstellung A. Man müßte daher bei jedem Übergang von Lauf auf Stillstand und umgekehrt die Strecke A ändern. Diese Umständlichkeit läßt sich aber, wie nachstehend gezeigt wird, leicht vermeiden. Bei Stillstand des Triebmotors ist $J^2 = 0$. Die Differentialgleichung 31) vereinfacht sich daher wie folgt:

$$b T_s \frac{d\tau}{dt} = -i^2,$$

wofür man schreiben kann:

$$b T_1 \frac{d\tau}{dt} = -\frac{T_1}{T_s} i^2$$

Man kann daher die dem Produkt $b T_1$ entsprechende Polentfernung für Lauf und die zugehörige Einstellung A unverändert auch für Stillstand beibehalten, wenn man im i^2, τ -Diagramm die Koordinaten i^2 mit dem Verhältnis $\frac{T_1}{T_s}$ vervielfacht.

Im vorliegenden Fall entwickelt sich dementsprechend aus der Geraden O_1-L für Lauf, eine Gerade O_1-S für Stillstand (Abb. 1 und 2b auf Taf. 36). Für die Aufnahme hat man in Ergänzung der Fahrschieberregel lediglich zu beachten, daß bei Stillstand des Zuges der Fahrschieber F_1 statt auf der Geraden O_1-L auf der Geraden O_1-S geführt wird.

Abb. 2a auf Taf. 36 zeigt die mit dem Fahrdiagramm aufgenommenen beiden Erwärmungslinien τ/T .

Schlussbemerkung: Wie die vorstehenden Ausführungen gezeigt haben dürften, steht dem forschenden und projektierenden Ingenieur in dem Fahrdiagramm ein wertvolles Hilfsmittel zur Verfügung, das bei der Behandlung zahlreicher wichtiger Aufgaben durch Ersparnis an Zeit und Mühe die besten Dienste leistet.

Schienenbefestigung „System V“.

Von Professor dipl. Ing. Dr. Alfred Birk, Prag.

Auf der belgischen Eisenbahnstrecke Uccle-Rhode-St. Genève (in der Nähe von Brüssel) wird seit zwei Jahren unter schwierigen Verhältnissen eine Schienenbefestigung erprobt, die Beachtung verdient. Sie stammt aus Belgien, wo F. Radelet & Cie (Bruxelles, Rue Royale 41) sie vertreten und führt wegen der kegeligen Form des Schraubenkopfes, in der das Wesen der Erfindung liegt, die Bezeichnung »System V«. Wie die Abb. 1 zeigt, besteht sie in ihrer Grundausführung aus einer Unterlagsplatte, zwei Schwellenschrauben und zwei Zwischenstücken. Durch die besondere Gestaltung dieser drei Teile ist eben auch ihre besondere Wirkungsweise gegeben, die von der der gebräuchlichen Befestigung wesentlich abweicht. Bei der Befestigungsschraube ist die untere Fläche unter 60° kegel-förmig gestaltet; sie greift in die Aussparungen ein, die sich in dem erhöhten Rande der Unterlagsplatte und in dem, den Schienenfuß übergreifenden, gestanzten Zwischenstück befinden. Die Aussparungen in den Unterlagplatten werden der Billigkeit halber durch Ausfräsen der zuerst ausgebohrten zylindrischen Löcher hergestellt.

Abb. 1.

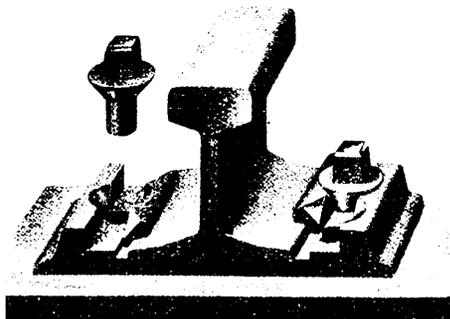
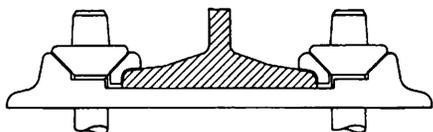


Abb. 2 lässt die Wirkungsweise der Anordnung erkennen: Die beim Anziehen der Schraube neben den senkrechten Kräften auftretenden wagrechten Kräfte suchen Platte und Zwischenstück auseinander zu treiben, verspannen also die Schiene fest zwischen den Rändern der Unterlagsplatte und erzeugen einen innigen Zusammenhang der Befestigungsteile. Die großen Berührungsflächen zwischen Schraube und Zwischenstück, Schraube und Plattenrand, Zwischenstück und Schienenfuß erzeugen als Reibungsflächen große Widerstände gegen die auf Lockerung der Befestigung hinwirkenden Kräfte, verhüten auch örtliche Beanspruchungen, die zu örtlichen Abnutzungen, zur Entstehung von Spielräumen, zu Verletzungen des Schienenfußes beitragen. Die so bewirkte dauernd starke Verspannung der Schiene mit ihrem Lager bietet überdies kräftigen Schutz gegen das Schienenwandern.

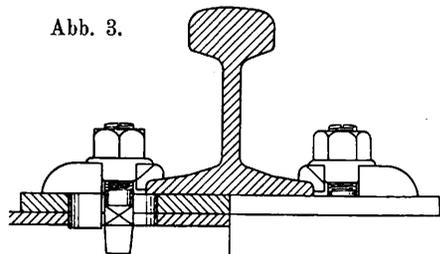
Abb. 2.



Die Schienenbefestigung »System V« auf Eisenschwellen ist aus Abb. 3 ersichtlich. Hier kommen Hakenschauben zur Anwendung; die verspannende Kegelfläche befindet sich an der Mutter; zum Zwischenstücke tritt ein abnehmbares Schulterstück, das mit einem Zapfen in das erweiterte Bolzenloch greift; die Zapfen werden mit verschiedenen Stärken hergestellt, so dass die Spurerweiterungen in den Bögen in gewöhnlicher Weise ausgeführt werden können. Die länglichen Bolzenlöcher in der Schwellendecke sind beiderseits halbkreisförmig begrenzt; dem entsprechend sind auch die Zapfen geformt, so dass trotz

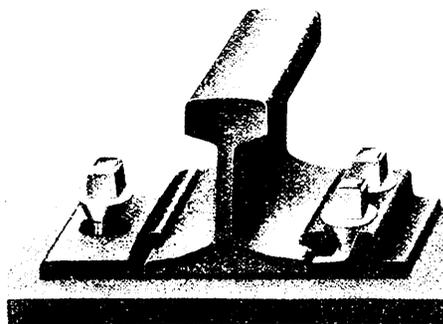
des starken Druckes auf die Lochwände ein schädlicher Angriff auf die Schwelle nicht zu befürchten ist.

Abb. 3.



Die Befestigungsweise »System V« ist auch bei Hakenplatten anwendbar (Abb. 4); durch das kräftige Anpressen der Platte an die Schwelle wird die Beweglichkeit der Hakenplatte gemildert und durch die Keilwirkung der Schraube wird das Entstehen von Spielräumen im Hakenhohlraum verhütet. Treten dennoch Abnutzungen auf, so lässt sich wieder ein fester Anschluss des Schienenfußes an den Haken herstellen. Die Mängel der Hakenplatte, die zu ihrer teilweisen Ausschaltung bei dem neuen Oberbau der deutschen Reichsbahn führten, werden daher bei Anwendung des »Systems V« behoben oder doch wesentlich vermindert.

Abb. 4.



Die Schraube wird bei »System V« weder auf Abscheerung noch auf Biegung beansprucht. Die Schraubenmutter zieht sich erst nach dem Verschwinden aller Spielräume fest; das leicht gewölbte Zwischenstück verhindert mithin das Schlagen der Befestigung, wenn sie bei andauernd nachlässiger Gleisunterhaltung sich lockern sollte.

Die von der amtlichen Anstalt in Malines (Belgien) an Eisenschwellen vorgenommenen Versuche mit gewöhnlichen Schwellenschrauben und mit Schwellenschrauben »System V« haben gezeigt, dass der Widerstand gegen seitliche Verschiebung bei diesen drei- bis viermal so groß ist, als bei jenen und dass das Losreißen eines Schienenstückes von 50 kg/m, das auf zwei Schwellen ohne Unterlagsplatte mit je zwei Schrauben befestigt war, bei »System V« eine Kraft von 8300 kg, bei den gewöhnlichen Schrauben eine solche von 4100 kg erforderte. Auf der eingangs erwähnten Eisenbahnstrecke, über die täglich 3500 bis 4000 Achsen laufen und in der Züge mit 82 km Fahrgeschwindigkeit verkehren, liegt »System V« in einem Bogen von 1000 m Halbmesser und in der Steigung von 13 v. T. Da der Bettungsstoff sehr minderwertig ist, konnte bisher keine Schienenbefestigungsweise befriedigen. »System V« hat ein gutes Ergebnis geliefert. Wie mir mitgeteilt wird, zeigen sich bis jetzt keine örtlichen Beanspruchungen, halten sich Befestigung und Spurweite einwandfrei und sind auch die Erfahrungen hinsichtlich der Schienenwanderung, der mechanischen Abnutzung der Schwellen und der leichten und billigen Unterhaltung des Gleises günstig.

Erhöhung der Schub- bzw. Biegezugfestigkeit der gewöhnlichen Schwellenschrauben durch Verlängerung des Schaftes.

Von Ing. Otto Bauer, Oberbaurat der Österreichischen Bundesbahnen Graz.

Bei den in Verwendung stehenden Schwellenschrauben (Abb. 1) zur Befestigung der Schienen bzw. Unterlagsplatten auf hölzernen Querschwellen reicht das Gewinde bis zur Ausmündung des Schwellenloches und nur in vereinzelten Fällen läßt man den vollen oberen gewindelosen Schaft ein kurzes Stück in das Schwellenloch hineinreichen*).

Die Schwellenschraube erhält durch diese Ausführungsform wohl die größtmögliche Haftfestigkeit, aber der Widerstand gegen seitliche Verdrückung ist zu klein, um den Anforderungen des Betriebs voll zu entsprechen, es wird daher für die Aufnahme der seitlichen Schubkräfte der dafür besser geeignete Hakennagel noch immer mit Vorliebe verwendet. Es ist bis jetzt noch nicht gelungen, die hohe Haftfestigkeit der Schraube

Gewindedurchmesser in Lärchenholz von 1400 kg auf 2500 kg, d. i. um 80 %, erhöht. Die Haftfestigkeit verringert sich bei gleicher Schaftlänge bzw. gleichem Gewichte um rund 10 %; die Verringerung der Haftfestigkeit kann durch Zugabe eines Gewindeganges leicht ausgeglichen werden, ohne daß aber die Notwendigkeit hierfür vorliegt.

Wird der obere Schaft noch weiter verstärkt (Abb. 3), so kann der Widerstand gegen seitliche Verdrückung weiter gehoben werden.

Durch diese einfache Verbesserung wird an den gebräuchlichen Schwellenschrauben ohne Arbeits- und Materialaufwand tatsächlich erreicht, daß die hohe Haftfestigkeit der Schraube mit der hohen Schub- bzw. Biegezugfestigkeit des Nagels vereint wird, denn die Schub- bzw. Biegezugfestigkeit eines Achtkantnagels von 20 mm äußerem Kreisdurchmesser (Abb. 4) beträgt in Lärchenholz ebenfalls rund 2500 kg, bei nur rund 2000 kg Haftfestigkeit.

Weiters wird durch das Tieferlegen des Schraubengewindes aus der Zone des gefährlichen Querschnittes heraus die Kerbwirkung des Gewindeganges und damit die Gefahr des Reißens der Schraube durch Dauerbeanspruchung vollkommen beseitigt, was namentlich in Gebirgsstrecken und scharfen Bögen von großer Bedeutung ist.

Die Ursache, weshalb diese Verbesserung noch nicht gefunden wurde, bzw. in zielbewusster Weise zur allgemeinen Einführung gelangte, dürfte darin liegen, daß der gefährliche Querschnitt gegen Verbiegung an der Ausmündung des Schwellenloches angenommen wurde. Dies ist aber nicht der Fall, denn der gefährliche Querschnitt liegt je nach Holzgattung und Größe des Schaftdurchmessers einige Zentimeter tiefer, unter der Ausmündung des Schwellenloches.

Die wirtschaftlichen Vorteile dieser Verbesserung der Schwellenschraube für den Haushalt der Bahn sind bedeutende:

1. Verlängerung der Lebensdauer der Schwelle,
2. die Erhaltungsarbeiten für Spurregulierungen werden besonders in Gebirgsstrecken und scharfen Bögen wesentlich herabgesetzt und
3. die billigere Weichholzwelle kann durch Hartholzplatten und -Einsätze in Verbindung mit diesem Befestigungsmittel die Güte einer Hartholzwelle erreichen.

Mit Rücksicht auf die angeführten Vorteile bringt der Verfasser die angeführte Verbesserung zur allgemeinen Kenntnis und stellt sie zur Beurteilung und Erprobung.

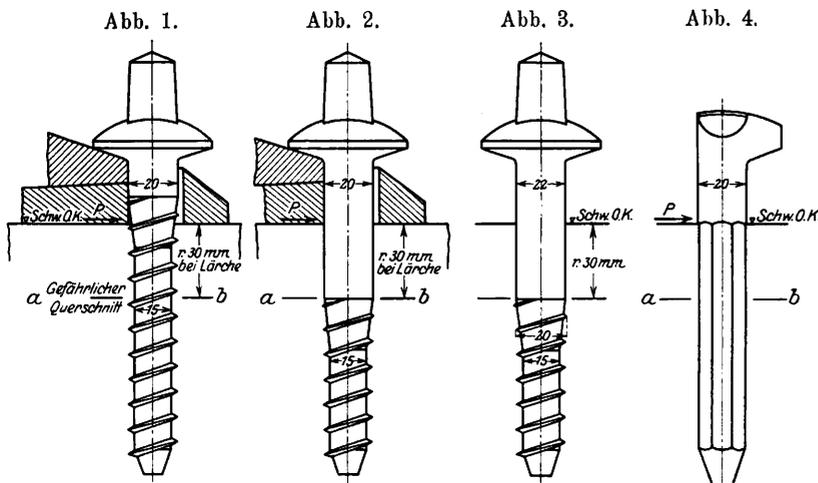
Die Neuordnung der Deutschen Reichsbahn.

In Ausführung des Dawes-Gutachtens, zu der sich die deutsche Regierung im Londoner Protokoll verpflichtet hat, hat am 11. Oktober 1924 die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft den Betrieb der deutschen Bahnen, der seit Jahrzehnten ausschließlich in der Hand des Staates lag, übernommen.

Nach der auf Grund des Gesetzes für den Übergang der Bahnen an die Gesellschaft erlassenen Geschäftsordnung sind die Organe der Gesellschaft der Vorstand und der Verwaltungsrat. Ersterer besteht aus dem Generaldirektor und den Direktoren, die in der Hauptverwaltung tätig sind, letzterer aus 18 nicht dem Eisenbahndienst angehörenden Mitgliedern. Nach dem Gesetz ist die Hälfte dieser Mitglieder von der Reichsregierung zu ernennen, die andere Hälfte von dem als Vertreter der Gläubiger der Reparationsschuldverschreibungen aufgestellten

Treuhänder; unter letzterer können fünf Deutsche sein, diese Zahl wurde bei Durchführung der Ernennungen auch erreicht.

Der Vorstand führt die Geschäfte der Gesellschaft unter der Aufsicht des Verwaltungsrats. Die oberste Leitung der Geschäfte hat die Hauptverwaltung mit dem Generaldirektor an der Spitze. Zum Geschäftskreis der Hauptverwaltung gehören insbesondere: die Regelung der allgemeinen Verkehrs-, Finanz- und Personalpolitik, kaufmännische und technische Maßnahmen von grundlegender Bedeutung, insbesondere grundlegende Fragen der Beschaffung und Konstruktion, die Verteilung der Mittel, die Festsetzung allgemeiner Dienstvorschriften für das Personal, für das Kassen- und Rechnungswesen und für die Dienstzweige des Betriebs, Verkehrs und Baues, die Vertretung der Gesellschaft gegenüber dem Verwaltungsrat



mit der hohen Schubfestigkeit bzw. Biegezugfestigkeit des Nagels bei gleicher Profilstärke in einem Befestigungsmittel zu vereinen.

Durch Verlängerung des oberen vollen gewindelosen Schaftes der Schwellenschraube (Abb. 2) in das Schwellenloch hinein und durch Tieferlegen der Gewindegänge (rund 3 cm unter Schwellenlochausmündung) wird erreicht, daß sich der Widerstand gegen seitliche Verdrückung bzw. Verbiegung z. B. bei Schrauben mit 20 mm äußerem und 15 mm innerem

*) Anmerkung der Schriftleitung. Die beim Oberbau der ehemals bayer Staatseisenbahnen verwendeten Schwellenschrauben haben einen der Stärke von Schiene und Unterlagplatte entsprechenden zylindrischen Schaft, an den sich mit kegelförmigem Übergang die Schraube ansetzt. Dieser Kegel drückt sich fest an das Holz an. Dadurch wird sattes Anliegen der Schraube in allen Teilen erreicht, ohne daß ein Loch mit verschiedenem Durchmesser in der Schwelle gebohrt werden muß.

einschließlich der Vorberatung aller Vorlagen an diesen und die Vertretung der Gesellschaft gegenüber der Aufsichtsbehörde und gegenüber dem Eisenbahnkommissar, der zur Wahrung der Rechte aus den Reparationsverpflichtungen bestellt ist.

Außer der Hauptverwaltung in Berlin besteht eine Gruppenverwaltung in Bayern für Regelung der Angelegenheiten ihres Bereichs, soweit sie nicht wegen ihrer besonderen Bedeutung von der Hauptverwaltung zu erledigen sind.

Das Berufsbeamtenum bleibt erhalten; die Rechtsverhältnisse der Reichsbeamten werden in enger Anlehnung an das Reichsbeamtenrecht geregelt und fortentwickelt.

Das Reichsverkehrsministerium ist als Hoheitsbehörde bestehen geblieben. Zur Bearbeitung der Aufgaben des Reichs auf dem Gebiete des Eisenbahnwesens sind zwei Abteilungen, eine Verwaltungs- und eine technische Abteilung gebildet worden.

Persönliches.

Richard Sarre †.

Am 13. November d. J. ist der Wirkliche Geheime Oberbaurat Richard Sarre, Präsident des Eisenbahn-Zentralamts a. D., Mitglied des Verwaltungsrats der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und Abteilungsvorsteher der Akademie des Bauwesens, nach kurzer, schwerer Krankheit in Berlin-Halensee im 70. Lebensjahr verstorben. Der Heimgegangene hatte das Glück, bis zu seinem Lebensende über körperliche Rüstigkeit und geistige Frische verfügen zu können; von einer schweren Lungenentzündung wurde er leider in wenigen Tagen hinweggerafft.

Nach dem Ausscheiden aus dem Amte und nach Niederlegung der ihm lieb gewordenen Tätigkeit im Eisenbahn-Zentralamt hat er nicht etwa die Hände in den Schoß gelegt und sich Ruhe gegönnt, dazu war seine ganze Veranlagung nicht geschaffen. Wenn er auch eine regelmäßige Tätigkeit nicht mehr ausübte, so hat er doch alle Vorkommnisse auf eisenbahntechnischem Gebiet noch mit großem Interesse verfolgt. Insbesondere fand er in der Akademie des Bauwesens, in der er Abteilungsvorsteher für das Bau- und Maschineningenieurwesen war, reichlich Gelegenheit, sich mit Erfolg zu betätigen. Auch zur Erstattung wichtiger Gutachten in Organisationsfragen wurde er vom Reichsverkehrsministerium herangezogen. Ferner wurde Sarre bei der Zuteilung der Eisenbahnfahrzeuge an die abgetretenen Gebiete gemäß Artikel 371 des Versailler Vertrages als deutsches Mitglied des Ausschusses ernannt und hat als solches durch sein ruhiges und sachliches Auftreten dahin gewirkt, daß die Zuteilung reibungslos und einwandfrei sich vollzog.

In neuerer Zeit wurde Sarre bei der Bildung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft als Mitglied in den Verwaltungsrat berufen; gerade die Berufung seiner Person fand in Kollegenkreisen ungeteilten Beifall, weil ihm Pflichterfüllung, aufsergewöhnlicher Fleiß und Gründlichkeit über alles ging und man ihm bei seinen großen Fachkenntnissen das größte Vertrauen darin entgegenbringen konnte, daß er seine Verwaltungsratsstätigkeit mit großem Verständnis für die Bedürfnisse eines geordneten Eisenbahnbetriebs ausüben werde. Auch der Präsident des Verwaltungsrats und der Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft haben in der Bekanntgabe des Ablebens von Sarre zum Ausdruck gebracht, daß sie in dem Verstorbenen einen hervorragenden Eisenbahnfachmann und einen ausgezeichneten Mitarbeiter von vornehmer Denkungsart und großer persönlicher Liebenswürdigkeit verlieren.

So ist er nun von uns geschieden, einer der tüchtigsten und besten seines Faches, tiefbetrauert von der einzigen, von ihm über alles geliebten Schwester, mit der er seit Jahren einen gemeinsamen Hausstand hatte, und von allen denen, die ihm als Fachmann wie als Menschen nahe zu treten das Glück hatten.

Richard Sarre wurde geboren am 25. März 1855 in Spandau, wo sein Vater als Telegraphen-Direktionsrat angestellt war. Nach Absolvierung der Realschule I. Ordnung bezog Sarre Ostern 1873 die Technische Hochschule in Dresden, auf der er $4\frac{1}{2}$ Jahre Bauingenieurwissenschaft studierte und die Abgangsprüfung mit Auszeichnung ablegte. Vom 1. Januar 1878

war Sarre bei der städtischen Baudeputation in Berlin im Brückenbau beschäftigt; als Bauführer sodann von 1880—1882 beim Bau der Berliner Staatsbahn, 1883 legte er die zweite Hauptprüfung im Bauingenieurfach mit glänzendem Erfolge ab und wurde zum Regierungsbaumeister ernannt. 1884 kam er zur Eisenbahndirektion Cöln linksrh. und wurde dort mit der Ausführung von generellen Vorarbeiten für die Eisenbahnstrecken Ahrweiler—Adenau und Elsdorf (Bedberg)—Horrem betraut und später beim Umbau des Bahnhofs Cöln beschäftigt. 1889 wurde Sarre als Hilfsarbeiter in das Ministerium der öffentlichen Arbeiten berufen, trat aber 1891 in das Reichsamt für die Verwaltung der Reichseisenbahn über, wo er 1893 zum Regierungsrat und am 1. Juli 1899 zum Geheimen Baurat und Vortragenden Rat ernannt wurde. In dem genannten Reichsamt wurde er nicht nur mit bautechnischen Aufgaben und Fragen befaßt, sondern er erledigte auch hier die maschinentechnischen Angelegenheiten bei der Generaldirektion der Reichseisenbahnen. Ihm ist es besonders zu danken, daß bei der letzteren der Verwendung von Güterwagen mit Selbstentladevorrichtung, soweit sich diese unter den damaligen Verhältnissen ermöglichen ließen, näher getreten wurde. Am 1. April 1910 wurde Sarre Präsident der Eisenbahndirektion Kattowitz, die er bis Anfang 1912 leitete, um dann die Leitung des Eisenbahn-Zentralamts in Berlin zu übernehmen. Am 1. Juli 1920 trat er in den Ruhestand. Seine Tätigkeit im Eisenbahn-Zentralamt, die seinem Namen in der Eisenbahnwelt und in der Industrie auch über die Grenzen unseres engeren Vaterlandes hinaus den besten Klang sicherte, fiel in eine Zeit, in der es besonders darauf ankam, für rechtzeitigen Ersatz und für die Vermehrung der Eisenbahnfahrzeuge und des Oberbaumaterials Sorge zu tragen. Dieser Aufgabe hat er sich mit großer Hingabe unterzogen, so daß ihm ein wesentliches Verdienst zukommt, daß nach Beendigung des Krieges der Eisenbahnbetrieb bald wieder in geordnete Bahnen gebracht werden konnte.

Allseitige Verehrung seiner zahlreichen Untergebenen sowohl wie der Mitarbeiter und Vorgesetzten waren der Erfolg seiner hervorragenden persönlichen Eigenschaften. Seinen Untergebenen war er ein rechter und gerechter Vorgesetzter, mit Rat und Tat zu helfen bereit, soweit es in seinen Kräften stand; den Mitarbeitern ein treuer und erfahrener Gefährte, gleich liebenswürdig als Beamter wie als Mensch. Die näheren Fachgenossen aber, und namentlich deren jüngeres Geschlecht, schulden dem Dahingeschiedenen größten Dank, da er zu denjenigen Männern gehörte, deren fruchtbringende Tätigkeit zu der heutigen Stellung der Techniker im Eisenbahndienst geführt hat.

Daß die großen Verdienste, die er sich auf allen Zweigen erworben, ihm auch äußere Ehren aller Art einbrachten, und daß seine Brust mit zahlreichen Orden geschmückt war, kann nicht Wunder nehmen.

Die deutsche Eisenbahntechnik verliert in Sarre eine hervorragende Kraft. Sein Andenken wird von allen seinen Freunden und Fachgenossen dauernd in Ehren gehalten werden.
Mr.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel; Oberbau.

Beobachtungen über die dynamische Einwirkung der Verkehrslast auf Eisenbahnbrücken.

Den dynamischen Beanspruchungen aller Art an Maschinen, Bauwerken, Brücken usw. wird zur Zeit allseitig Aufmerksamkeit zugewendet. Allgemein besteht das Bestreben, die Lücke auszufüllen, die die bisher allzu einseitige Betonung der Statik ergab. Kapitän Ernst Nilsson weist in der schwedischen *Teknisk Tidskrift*, Väg-och-Vattenbyggnadskonst 4 vom 26. April 24 auf die an verschiedenen Stellen des Auslandes in letzter Zeit ausgeführten, teilweise auch noch laufenden Untersuchungen über die dynamische Einwirkung der Verkehrslasten auf Eisenbahnbrücken hin. Insbesondere werden dabei die Arbeiten des in mehreren Abteilungen vorgehenden schweizerischen Ausschusses hervorgehoben. Ebenso werden die ersten planmäßigen Versuche von Rabut (Annales des Ponts et Chaussées 1901), die Versuche der American Railway Engineering Association und dann die im Auftrage des Ministeriums für Verkehrswesen 1920 in England angestellten umfassenden Messungen gewürdigt. Nilsson kommt zu dem Schlusse, daß man von den Messungsversuchen keinen formelmäßig genauen Zusammenhang zwischen den dynamischen Spannungszuschlägen und den Brückenspannweiten erwarten dürfe. Man erhält keine einigermaßen regelmäßigen Schaulinien, sondern Punktgruppen: die aufgestellten Formeln sind demnach als Umhüllungen zu betrachten, die im großen ganzen die Größtwerte umfassen. Die Stosswirkungen an Brücken setzen sich aus einer ganzen Reihe von Einflüssen zusammen: von den Betriebsmitteln her: die der Geschwindigkeit, der Unregelmäßigkeiten an den Fahrzeugen, des Massenausgleichs der Treibräder der Lokomotive, der Lagerung der Lokomotivachsen; vom Oberbau her: die Einflüsse der Unregelmäßigkeiten in der Verlegung und der Schienenstöße, von der Brücke selbst: die Art der Auflage und der Befestigung der Brücke. Diese Einwirkungen können alle sozusagen mit verschiedenem Vorzeichen auftreten. Sie werden am ungünstigsten, wenn alle einwirkenden Einflüsse mit gleichem Zeichen auftreten. Es können also ganz verschiedene Stosswirkungen auftreten, wenn der gleiche Zug mit derselben Geschwindigkeit über eine Brücke fährt. Es ist daher weniger wünschenswert, die Versuche an einer größeren Anzahl von Brücken zu wiederholen, als an einer kleinen Anzahl bezeichnender Brückenarten eine große Zahl von Versuchen bei verschiedenen Zuggeschwindigkeiten, aber unter sonst gleichen Verhältnissen auszuführen. In Schweden hatten sich nun Meinungsverschiedenheiten darüber ergeben, wie die dortigen Vorschriften, die im Jahre 1919 über Normalbestimmungen für Eisenkonstruktionen erlassen worden waren, ausulegen seien. Es wurden daher Spannungsmessungen an Brücken im oberen schwedischen Norrland ausgeführt, und zwar nach einem Kugelfahrer von Prof. Kreüger und mit vier selbstaufzeichnenden holländischen Spannungsmessern von Okhuizen. Die Schaulinien zeigen, daß eine unmittelbare Beziehung zwischen der Zuggeschwindigkeit und dem dynamischen Zuschlag nicht besteht. Der Zuschlag wächst anfangs bedeutend schneller als die Geschwindigkeit. In manchen Fällen wurde für eine geringere Geschwindigkeit ein größerer dynamischer Größtzuschlag erzielt als für eine höhere. Es kann dies auf die geringe Zahl der Versuche zurückzuführen sein, aber auch auf der Möglichkeit beruhen, daß für jede Brücke eine oder mehrere kritische Geschwindigkeiten bestehen.

Bezüglich der Einwirkung der Verkehrslast in seitlicher Richtung stellte sich heraus, daß die gemessenen Biegungsbeanspruchungen in keinem Falle die Hälfte der berechneten erreichten, sich gewöhnlich sogar bedeutend darunter hielten. Die Einwirkung der Seitenkräfte war in der Regel bei geringen Zuggeschwindigkeiten größer als bei hohen. Eigentümlich war, daß die größte Prozentzahl nicht bei Vorübergang der schwersten Lokomotivachse an den Messpunkten eintrat, sondern für eine leichtere Achse. Schließlich betont Nilsson die dringende Notwendigkeit, weitere Versuche anzustellen, wobei an wenigen geeigneten Brücken verschiedener Bauart eine große Reihe von Messungen vorzunehmen wäre, um die ungünstigsten Fälle mit Sicherheit zu treffen.

Die schon erwähnten Untersuchungen mit einem neuen schwedischen Meßinstrument, der Kugeldose von Prof. Kreüger, bespricht der die Messungen ausführende Bureauingenieur C. R. Kolm in *Teknisk Tidskrift* 1924 Väg-och-Vattenbyggnadskonst 5. Die Kugeldose besteht aus zwei Stahlzylindern und einer den verschiedenen Versuchen angepaßten Steuerhülse. Die Endflächen des unteren Zylinders sind beide eben, während der obere Zylinder, der unter Belastung gegen den unteren gedrückt wird, dem unteren Zylinder eine kugelförmige Anlagefläche zuwendet und nach oben eine ebene Fläche hat. Die gegenseitigen Anlageflächen der beiden Zylinder sind fein geglättet, während die anderen Endflächen nur geschliffen und die Mantelflächen der Zylinder fein abgedreht sind. Die Zylinder sind aus sehr hartem Chromstahl. Die Kugeldose kann also mit ansehnlichen Gewichten belastet werden, ohne daß an den Zylindern dauernde Formänderungen auftreten. Bei den Belastungsproben wird die kugelförmige Fläche des oberen Zylinders, die in unbelastetem Zustande die mit einer ganz dünnen Rußschicht überzogene Fläche des unteren Zylinders nur in einem Punkte berührt, abgeplattet und es entsteht eine kreisförmige Berührungsfläche, die sich in der Rußschicht als blanker Fleck abzeichnet. Der Zusammenhang zwischen Berührungsdurchmesser und der zu bestimmenden Druckkraft bestimmt sich nach Hertz. Auf Grund von Druckproben sind Schaulinien aufgezeichnet, nach denen die Drücke schnell angegeben werden können. Das Messungsverfahren ist zunächst nur dazu bestimmt, den dynamischen Zuschlag für den Auflagerdruck an Brücken zu bestimmen. Es werden zu diesem Zweck am Auflagerplatten eingeschoben, die aus einem Ober- und einem Unterteil bestehen, zwischen denen drei Kugeldosen angeordnet sind. Durch Zusammenzählen der Drücke an den drei in der Auflagerplatte angebrachten Kugeldosen wird der Auflagerdruck gemessen. Die Belastungsversuche wurden mittels Lokomotiven mit verschiedenen Geschwindigkeiten angestellt. Aus den noch nicht endgültig abgeschlossenen Untersuchungen scheint für die Bestimmung des dynamischen Zuschlages soviel hervorzugehen, daß eine bisher angenommene geradlinige Abhängigkeit des dynamischen Zuschlages für geringere Geschwindigkeiten als 100 km/Std. mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmt. Insbesondere anfangs, von 0 bis 10 km/Std., manchmal auch noch weiter, steigt der dynamische Zuschlag besonders stark. Von zwei je 20,88 m gleich weit gespannten Brücken, eine aus Fachwerk, die andere eine Blechbalkenbrücke, ergab bei gleicher Probelokomotive die Blechbalkenbrücke wesentlich geringere Zuschläge als die Fachwerkbrücke. Die zeichnerische Auftragung der Einzelmessungen ergab bei Fachwerkbrücken und noch mehr bei kleineren Blechbalkenbrücken ein starkes Schwanken der gemessenen Werte. Man muß also eine große Anzahl Proben anstellen, um den geeignetsten Wert des dynamischen Zuschlages zu bestimmen.

Man beabsichtigt, die zunächst nur auf Auflagerdrücke abzielenden Messungen auch auf den Zuschlag zu den Beanspruchungen der übrigen Teile der Eisenkonstruktion auszudehnen.

Die Kugeldose ist ein einfaches, handliches Instrument. Sie ist vom Wetter verhältnismäßig unabhängig, was für die Arbeiten im Freien von Wichtigkeit ist.

Nicht ohne Belang sind in diesem Zusammenhange Versuche, die nach der russischen Zeitschrift *Technika i Ekonomika* Putej Soobschenja 1924 Nr. 2 im November 1921 an der hölzernen Behelfsbrücke über den Tomfluß in Werst 1255 der Amurbahn angestellt wurden. Es wurden mit Betriebszügen vier Versuche gemacht, der erste mit 5 Werst/Std. Geschwindigkeit, zwei mit 15 Werst/Std. Geschwindigkeit und der letzte bei ruhender Last. Die größten lotrechten Durchbiegungen traten ausnahmslos bei ruhender Last ein, die kleinsten bei 5 Werst/Std. Geschwindigkeit. Die Seitenschwankungen zeigten sich bei den beiden Versuchen mit 15 Werst/Std. Geschwindigkeit größer als bei 5 Werst/Std. Die Messungen geschahen teils von festen, auf dem Eis aufgestellten Ständern aus, teils mittels Biegunsmessern von Griot. Spannungsmessungen wurden mit Spannungsmessern Rabut-Manet ausgeführt. Sie ergaben ebenfalls bei 5 Werst/Std. Geschwindigkeit wesentlich geringere Beanspruchungen als bei 15 Werst/Std. Dr. Saller.

Lokomotiven und Wagen.

Probefahrten mit einer 60 PS-Diesellokomotive auf der London & North Eastern Bahn.

(Railway Gazette vom 8. August 1924.)

Auf der Great Eastern-Strecke der London & North Eastern Eisenbahngesellschaft wurde kürzlich eine zweigekuppelte Diesellokomotive einigen Probefahrten unterzogen. Diese Lokomotive, ein Erzeugnis der Grazer Waggon- und Maschinenfabrik A.-G. vorm. Joh. Weitzer, ist mit einem 60 pferdigen Sechszylinder-Dieselmotor ausgestattet, dessen Leistung mittels Lentzgetriebes und Kurbelstangen auf die Kuppelachsen übertragen wird.

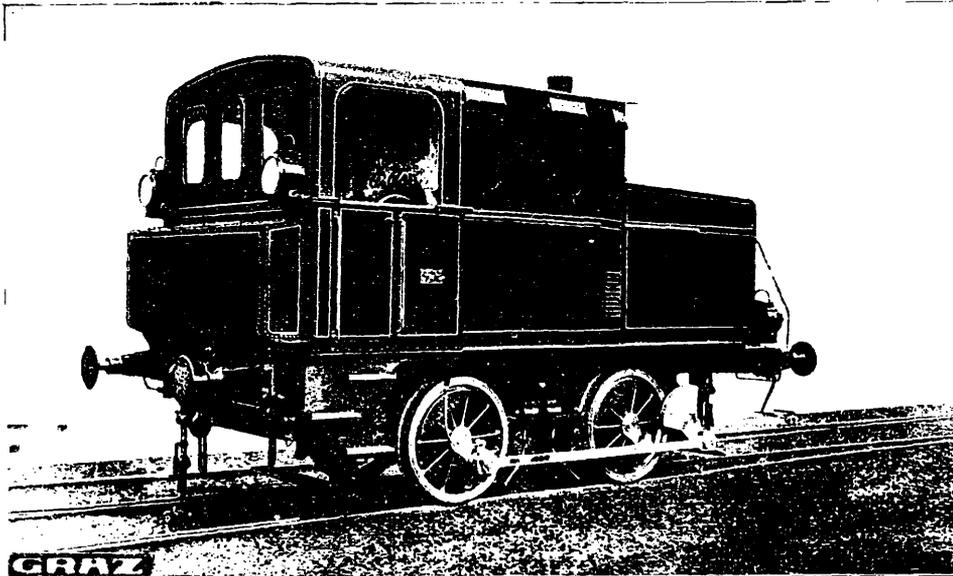
Abb. 1 und 2 zeigen die allgemeine Anordnung der einzelnen Teile wobei ersichtlich ist, daß der Dieselmotor den Raum unmittelbar vor dem Führerstande inne hat, während das Lentzgetriebe

Lokomotive befindlichen Behältern aufgespeichert wird und zum Anfahren und zum Einblasen während der Fahrt dient. Die geringe beim Anlassen des Motors verbrauchte Druckluft wird sogleich wieder ersetzt. Bei den neuesten Ausführungen dieser Diesellokomotive wird der Kompressor weggelassen; die Einspritzung des Brennstoffs erfolgt hierbei ohne Druckluft. Die Regulierorgane der beschriebenen Maschine sind Sonderbauarten der Grazer Fabrik und werden von der Lentzfirma für gewöhnlich nicht verwendet.

Einzelheiten der Versuche.

Die ersten Versuche galten der Feststellung der bei Verwendung als Verschiebelokomotive zu erwartenden Ersparnisse und der ungefähren Betriebskosten. Zunächst erfolgten Fahrten auf Strecken-

Abb. 1. Ansicht der 60 PS-Diesellokomotive.



zwischen Motor und Kühler angeordnet ist. Das Lentzgetriebe ist sowohl für Vorwärts- wie auch für Rückwärtsfahrt für drei Geschwindigkeitsstufen von 5, 10 und 15 km/Std. gebaut. Die Treibräder haben einen Durchmesser von 860 mm und die Maschine entwickelt eine größte Zugkraft von 4100 kg. Ihr Dienstgewicht beträgt 20 t.

Der Dieselmotor arbeitet mittels einer elastischen Bolzenkupplung, die im Notfalle ausgetückt werden kann, unmittelbar auf die Ölpumpe des Lentzgetriebes, die Öl in veränderlicher Menge und von veränderlicher Pressung in den unmittelbar darunter angeordneten Ölmotor liefert. Die Dieselmotorachse und die Achse der Ölpumpe des Lentzgetriebes liegen in der Längsrichtung des Fahrzeugs, während die Achse des Ölmotors im rechten Winkel hierzu, also quer im Untergestell gelagert ist und das Drehmoment auf zwei zu beiden Seiten angeordnete ausbalancierte Kurbeln überträgt, die ihrerseits mittels Treibstangen das hintere der beiden Kuppelräderpaare antreiben.

Das Getriebe wird mittels eines im Führerhaus angebrachten Handrades von großem Durchmesser gesteuert, wobei durch Zeigerstellung drei Vorwärts- und drei Rückwärtsgeschwindigkeiten, sowie zwei Vorwärts- und zwei Rückwärtsbremsstellungen kontrolliert und eingestellt werden können. Durch ein Umlauforgan kann das Getriebeöl von der Einwirkung auf den Ölmotor ganz oder teilweise abgeschaltet werden, wodurch die Wirkung einer Kupplung erzielt und bei Verschiebewegungen das Öl vom Drucke entlastet wird.

Die drei Übersetzungsverhältnisse werden durch Beeinflussung des im Getriebe umfließenden Öles erhalten, wobei zur Erreichung eines großen Anfahrmoments ein niedriges Übersetzungsverhältnis dadurch hervorgerufen wird, daß die Ölpumpe verhältnismäßig wenig Treiböl aber von hohem Drucke in den Ölmotor pumpt, während für leichtere Belastungen bei größerer Geschwindigkeit ein größeres Quantum Öl bei niedrigem Drucke geliefert wird.

Ein von der Motorwelle unmittelbar angetriebener zweistufiger Kompressor erzeugt Druckluft von ca. 49 at, die in drei auf der

abschnitten von ca. 400 m Länge bei einer Steigung von 1 : 360 und einer Belastung durch sechs beladene Kohlenwagen, sowie Leerlokomotivfahrten. Es wurde festgestellt, daß eine Belastung von ca. 100 Tonnen die Höchstbelastung war, die noch angehängt werden konnte. Die Brennstoffkosten betragen bei Vollastbetrieb 2 sh 1 d (ca. 1,96 \mathcal{M}) für die Stunde oder 0,07 d pro Tonne und Meile (ca. 0,34 Pfg. pro t und km) bei einem Brennstoffpreis von $8\frac{1}{2}$ d/Gallon (etwa 14,7 Pfg. für 1 l) frei London. Unter der Annahme, daß bei Verschiebedienst der halbe Arbeitstag durch Fahrten mit leerer Maschine mit 1 sh 8 d (ca. 1,57 \mathcal{M}) Brennstoffkosten pro Stunde ausgefüllt wird, würden die durchschnittlichen Brennstoffkosten in der Stunde etwa 1 sh $10\frac{1}{2}$ d (ca. 1,76 \mathcal{M}) betragen.

In dem offiziellen Berichte über diese Versuche wurde festgestellt, daß die Dieselmachine während sämtlicher Versuche befriedigend arbeitete und sowohl vom kalten Zustande aus als auch nach zeitweiligen Stillständen sofort angelassen werden konnte. Die Vibrationen, die man bei unbelasteter Maschine wahrnehmen konnte, waren bei belasteter Maschine weniger bemerkbar. Abgesehen von der Möglichkeit der Bremsung durch das Getriebe, war die Lokomotive noch mit einer gewöhnlichen Handbremse ausgerüstet.

Versuchsfahrt auf der Hauptlinie.

Am Sonntag den 13. Juli wurde mit der Diesellokomotive eine Versuchsfahrt zwischen der Station Angel Road (Edmonton) und Cambridge und zurück mit einer Gesamtstreckenlänge von 168,9 km unternommen. Die Gesamtfahrzeit (ohne Aufenthalts- und Verschiebedienstzeiten) zwischen den Stationen betrug 7 Stunden 36 Minuten, was eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 21,8 km pro Stunde ergibt. Die mittlere Geschwindigkeit zwischen zwei Stationen betrug zwischen 16,9 und 22,2 km/Std. Die Gesamtzeit, während welcher die Dieselmachine mit 225 Umdrehungen in der Minute auf den Aufenthaltsstationen leer lief, betrug 98 Minuten. Genau genommen

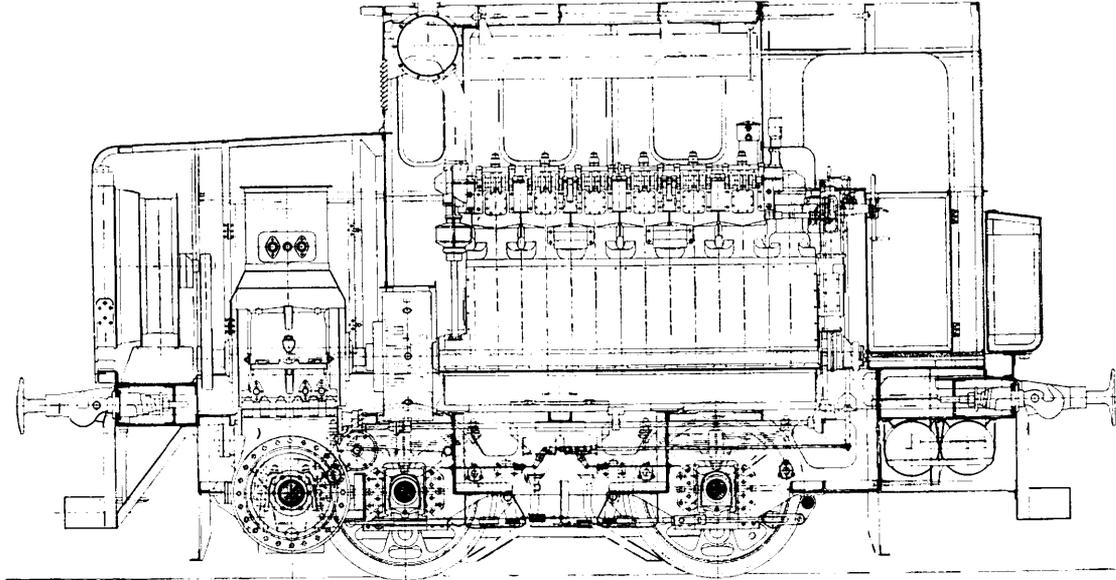
begannen die Versuche in Tottenham, da die Lokomotive von Angel Road (Edmonton), wo sie hinterstellt war, unbeladen nach Tottenham fuhr, um erst hier mit dem Versuchszuge verkuppelt zu werden.

Die Versuche wurden ausgeführt, um die Temperaturerhöhungen des Getriebeöles und den möglicherweise eintretenden Verlust an letzterem, den Brennstoffverbrauch, die Kühlwassertemperaturen, sowie die allgemeine Verlässlichkeit der Lokomotive und des Getriebes bei dauernd schwerer Belastung festzustellen. Der Zug war gemäß folgender Übersicht zusammengestellt.

liegt, die für ein gutes Schmieröl gestattet sind. Die höchste erreichte Kühlwassertemperatur war 53,2° C.

Der Gesamtverbrauch an Brennstoff für die Hin- und Rückfahrt war 115,9 l, nach Abzug des bei Leerlauf verbrauchten Öles 106,4 l. Für die mit 225 Umdrehungen in der Minute leer laufende Maschine betrug der Verbrauch 6,9 l pro Stunde. Die Brennstoffkosten pro km befahrener Strecke, Verschiebungen eingerechnet, betragen bei einer Streckenlänge von 168,945 km 1,9 d (9,3 Pf.) bei einem Ölpreis von 8 1/2 d/Gallon (ca. 14,7 Pf. für 1l).

Abb. 2. Schnitt durch die 60 PS-Diesellokomotive.



Übersicht 1.

Wagen Nr.	Type	Gewicht Tonnen	
250	Durchgangswagen III. Kl. . . .	26,65	Gesamtgewicht
601	" " " "	26,65	
774	" I. u. III. Kl.	26,40	rund
224	Bremswagen III. Kl.	12,80	92 1/2 Tonnen

Das Gesamtgewicht der Lokomotive samt Zug war 112 1/2 t. Es machte den Eindruck, daß diese Belastung noch innerhalb der Leistungsgrenzen der Dieselmachine lag, da sich Schwierigkeiten weder beim Anfahren noch in den Kurven und Steigungen zeigten. Die Dieselmachine wurde mit geringen Ausnahmen mit 350 Umdrehungen in der Minute betrieben, welche Umdrehungszahl von der Grazer Waggonfabrik als die höchstzulässige angegeben war.

In einem Gefälle von 1:180 konnte das Getriebe in die Leerangstellung gebracht werden und der Zug ohne Antriebskraft fahren. In stärkeren Gefällen konnte hierdurch eine Geschwindigkeit von 40,25 km/Std. erreicht werden. Diese Zunahme der Geschwindigkeit bei Talfahrt mit leerlaufender Dieselmachine bewirkte eine etwas größere Durchschnittsgeschwindigkeit, als sie erhalten worden wäre, wenn die Maschine zugeschaltet gewesen wäre und vermindert den Einfluß der langsameren Fahrten mit kleiner Übersetzung auf die Durchschnittsgeschwindigkeit. Übersetzungswechsel waren notwendig bei nachstehend angegebenen Steigungen, wobei die zugehörigen Zug-

Übersicht 2.

Getriebeübersetzung	Steigung	Geschwindigkeit
Zweite	1:136	Geschätzt 11 km/Std.
Erste (oder kleine Übersetzung)	1:101	" 4,4 "

geschwindigkeiten angeführt sind. Die Temperatursteigerung des Öles bei Talfahrt war 20° C, wobei die höchste Temperatur 42,2° C betrug. Die Viskosität des Öles bei dieser Temperatur war im Verhältnis von 4:1 niedriger als vorher, was innerhalb der Grenzen

Die Dieselmachine lief während der ganzen Versuchsfahrt gut und erforderte außer der zeitweiligen Schmierung keine besondere Aufmerksamkeit. Der Versuch erwies die geringen Betriebskosten einer solchen Lokomotive und ebenso die praktische Brauchbarkeit des hydraulischen Getriebes für Lokomotivzwecke.

Betriebserfahrungen mit der Turbolokomotive, Bauart Ljungström.
Hierzu Tafel 37.

Über Betriebserfahrungen mit der Turbolokomotive der Bauart Ljungström bei den schwedischen Staatsbahnen wird uns folgendes mitgeteilt.

Die Ljungström-Lokomotive wird zur Beförderung des fahrplanmäßigen Tag-D-Zugs zwischen Gothenburg und Stockholm verwendet.

Ljungström-Turbinenlokomotive.



Diese Strecke ist 459 km lang und führt, wie aus dem Schaubild (Abb. 1, Taf. 37) ersichtlich, durch bergiges Gelände. Da die D-Züge auf dieser Strecke gewöhnlich mit Lokomotiven mit Kolbenmaschinenantrieb gefahren werden, kommen nicht weniger als drei solcher Lokomotiven in Teilstrecken zur Verwendung. Der Lokomotivenwechsel findet statt in Falköping-Ranten und Hallsberg. Wird dagegen die Turbinenlokomotive verwendet, so fährt der Zug ohne Lokomotivwechsel von Gothenburg nach Stockholm durch, wobei nur die gewöhnlichen Aufenthalte in den Zwischenstationen gemacht werden. Der auf der Anfangsstation eingekommene

Kohlen- und Wasservorrat reicht ohne Ergänzung leicht für die ganze Strecke aus. Der Wasserverbrauch betrug nämlich nur 2 cbm, während die gewöhnlichen Lokomotiven auf dieser Strecke nicht weniger als 45 cbm verbrauchen. Die Bedeutung der Ljungström-Turbinenlokomotive für wasserarme Gegenden dürfte wohl offenbar sein. Da noch dazu der Brennstoffverbrauch gegenüber demjenigen der gewöhnlichen Lokomotiven nur ungefähr 50% beträgt, steht die Wirtschaftlichkeit der Ljungström-Lokomotive weit über der Kolbenlokomotive.

Die Abb. 2, Taf. 37, veranschaulicht das Aussehen eines neuen Entwurfs einer Turbinenlokomotive, wie sie sich für die Rechnung der schwedischen Staatsbahnen zur Zeit im Bau befindet. Abb. 3, Taf. 37, zeigt eine für England bestellte und jetzt im Bau begriffene Turbinenlokomotive. Bei einem Vergleich dieser Abbildungen mit dem Aussehen der erten Ljungström-Lokomotive fällt sofort ein bedeutender Unterschied in der Ausführung der Rauchkammer und der Stirnseite des Kesselwagens auf. Wie ersichtlich, ist bei den neuen Lokomotiven der alte Luftvorwärmer durch den bereits bekannten Luftvorwärmer mit Drehbewegung ersetzt, welcher sich durch seine zylindrische Form dem Lokomotivkessel anpaßt und gewissermaßen eine Fortsetzung desselben bildet. Durch diesen Luftvorwärmer werden über 55% der Rauchgaswärme wiedergewonnen, so daß er zusammen mit der Turbine und dem Kondensator ein technisches Gebilde höchsten wärmewirtschaftlichen Erfolges darstellt.

Eine andere interessante Versuchsfahrt fand auf der Strecke Katrineholm-Stockholm statt, wo die Turbinenlokomotive als Güterzuglokomotive Verwendung fand. In der Abb. 4, Taf. 37 ist die erzielte Zugkraft und Leistung der Lokomotive, sowie die erreichte Zuggeschwindigkeit angegeben. Besonders bemerkenswert ist die große Anfahrzugkraft der Turbinenlokomotive, welche nahezu 15 000 kg betrug, während bei den entsprechenden Schnellzuglokomotiven der schwedischen Staatsbahnen nur ungefähr 9 000 kg erreicht werden.

Die Hauptmaße der neuen Entwürfe sind:

	Turbinenlokomotive	
	nach Abb. 2, Taf. 37	Abb. 3, Taf. 37 (im Bau)
Kesseldruck	20 at	nicht angegeben
Durchmesser der Treibräder	1530 mm	1600 mm
Rostfläche	3,1 qm	3,25 qm
Heizfläche der Feuerbüchse	11,8 "	13,5 "
Heizrohre	110,0 "	151,2 "
des Überhitzers	73,0 "	57,1 "
insgesamt	194,8 "	224,8 "
des Luftvorwärmers	800 "	1347 "
Kühlfläche des Kondensators	1200 "	1254 "
Dienstgewicht	142,8 t	142,25 t
Reibungsgewicht	49,5 "	56,5 "
Kohlenvorrat	8 "	6,5 "
Höchstleistung am Treibradumfang	1800 PS	2000 PS
Zugkraft	14 800 kg	17 200 kg
Höchstgeschwindigkeit etwa	90 km/Std.	112 km/Std.

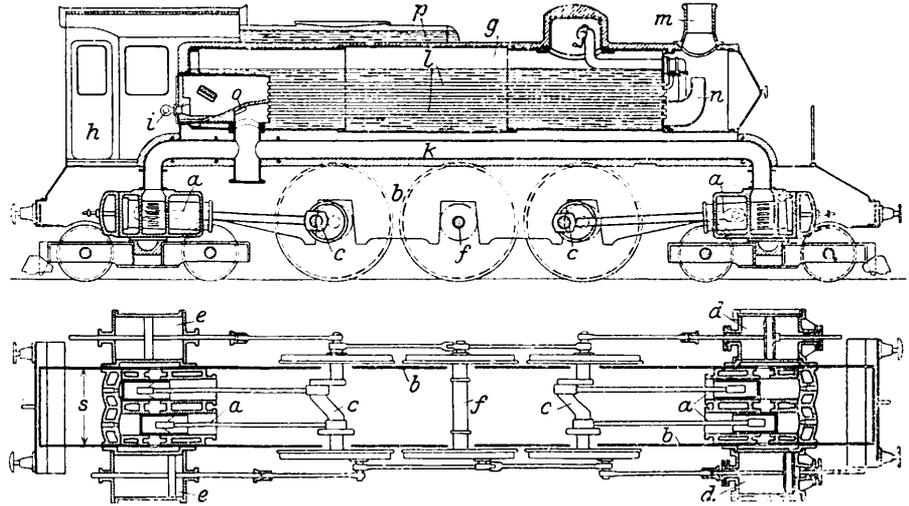
Diesel-Dampf-Lokomotive.

(Les chemins de fer et les tramways 1924, Nr. 2.)

Die Quelle gibt einen neuartigen Entwurf für eine Diesel-Dampf-Lokomotive wieder, der in der Schweiz ausgearbeitet wurde und in der Abbildung dargestellt ist. Abweichend von der üblichen Ausführung hat hier der Kessel g keine eigentliche Feuerbüchse mit Rost. Er ruht indessen, wie üblich, auf dem Rahmen b und auch die Bedienungsmannschaft steht, wie sonst, hinter dem Kessel im Führerhaus h. Durch den Brenner i kann die obere Gruppe der Heizrohre mit Öl aus dem Behälter p beheizt werden, aber in der Regel sollen zur Heizung die durch das Rohr k zuströmenden Abgase der Verbrennungs-

zylinder genügen. Diese durchströmen nur die untere Heizrohrguppe und münden ebenso wie der Abdampf in einem Blasrohr n, damit stets der erforderliche Zug für die Heizölfueuerung vorhanden ist. Nötigenfalls soll hierzu noch ein Ventilator mitwirken. Vorn und hinten liegen zwischen den Rahmen je zwei Verbrennungszylinder a, die auf die vordere und hintere Kropfchse c wirken. Das Öl fließt diesen Zylindern aus dem auf dem Kessel liegenden

Diesel-Dampf-Lokomotive.



Behälter p ohne Zuhilfenahme einer Pumpe unmittelbar zu. Der im Kessel erzeugte Dampf wird in den außen liegenden Dampfzylindern d am vorderen Maschinenende ausgenützt. Symmetrisch zu diesen liegen am hinteren Ende der Lokomotive zwei Zylinder e, die zur Erzeugung der Spülluft dienen sollen. Die Kurbeln von je zwei zusammengehörigen Zylindern sind um 90° versetzt und die hin- und hergehenden Massen überall möglichst gleich gehalten, um einen guten Ausgleich zu erzielen. Der Entwurf soll nach der Quelle den besonderen Vorteil haben, daß die Verbrennungszylinder gut zugänglich seien, scheint jedoch eher die gegenteilige Ansicht zu rechtfertigen. Auch ist es sehr zweifelhaft, ob die Verbrennungsabgase zur Erzeugung der in der Regel erforderlichen Dampfmenge ausreichen werden. Trotz vieler Mängel, die ihm zweifellos anhaften, ist aber der Entwurf bemerkenswert, weil er die Lösung des Problems der Diesellokomotive auf einem neuen Weg sucht, indem er die Vorteile der Dampfmaschine und des Dieselmotors zu verbinden trachtet. Denselben Weg hat man ja auch schon in England beschritten, wo z. Zt. eine Stilllokomotive*) entworfen wird.

R. D.

Gelenkpersonenwagen Bauart Jakobs.

(Glaser's Annalen 1924, vom 1. Juli.)

In einem ausführlichen Aufsatz behandelt Regierungsbaurat Speer die erstmals in Deutschland nach den Vorschlägen des Bau-rats Jakobs gebauten Personenwagen. Es werden die Fehler der Drehgestellwagen gewöhnlicher Bauart aufgeführt und als Anlaß angegeben zu dem im Jahre 1901 von dem damaligen Direktor der Waggonfabrik Rastatt, dem Kgl. Eisenbahnbauinspektor Baurat Jakobs aufgestellten Entwurf; das deutsche Reichspatent für diese Erfindung wurde noch in demselben Jahre erteilt.

Bei dem ersten Entwurf ist der Gelenkpersonenwagen aus drei Teilen zusammengesetzt. Die beiden Aufsenenden der Einheit weichen nicht von der gewöhnlichen Personenwagenbauart ab, wohl aber die Innenenden der einzelnen Wagenklassen. Diese haben ein gemeinsames Drehgestell Jakobsscher Bauart mit einem unbelasteten Drehzapfen, dessen eigenartige Ausführung dem Wagen ein gutes Anpassen an die Gleislage ermöglicht und der eine genügende Festlegung des Mittelpunktes des Drehgestelles zu den Schnittpunkten der Mittellinien der einzelnen Wagenkasten bewirkt.

Die durch diese Bauart eingetretene Verkürzung des Wagenzuges bei gleicher Plätzezahl ergibt nicht allein den Vorteil eines geringeren Gewichtes, sondern gleichzeitig auch den einer geringeren Breitenbeschränkung, da der Ausschlag der um den Drehzapfen wagrecht sich bewegenden Kastenenden geringer wird. Dieser

*) Organ 1924, Heft 2.

Vorteil wird durch die Gegenüberstellung zweier Einheits-D-Zugwagen (I) und eines entsprechenden Doppelgelenkwagens (II) klar ersichtlich:

	I.	II.
Ganze Länge	41,220 m	33,790 m
Kastenlänge	38,620 „	32,110 „
Anzahl Drehgestelle	4	3
Kastenlänge auf 1 Drehgestell	9,655 m	10,703 m
Gewicht der Drehgestelle	26.000 t	19.500 t
Drehstellgewicht/1 m Kastenlänge	0,673 t	0,606 t

Durch diese allein am Drehstellgewicht ersparten 67 kg. und durch den Fortfall von Zug- und Stossvorrichtungen, sowie durch eine leichtere Ausbildung der Stirnwände, Übergangseinrichtungen und der kürzeren Überhänge ergibt sich zugunsten der Jakobsschen Bauart eine Gewichtsverminderung auf 1 m Kastenlänge von 6 v. H. die sich bei ausreichender Vermehrung der Kasten auf 15 v. H., steigern läßt.

Dieses letztere Verhältnis ist beispielsweise auf der Londoner Nordostbahn, wo bereits seit einigen Jahren, ebenso wie auf der englischen Nordbahn und in Frankreich, Gelenkwagen mit anerkannten Erfolgen laufen, nicht nur erreicht, sondern um ein Geringes schon überschritten worden.

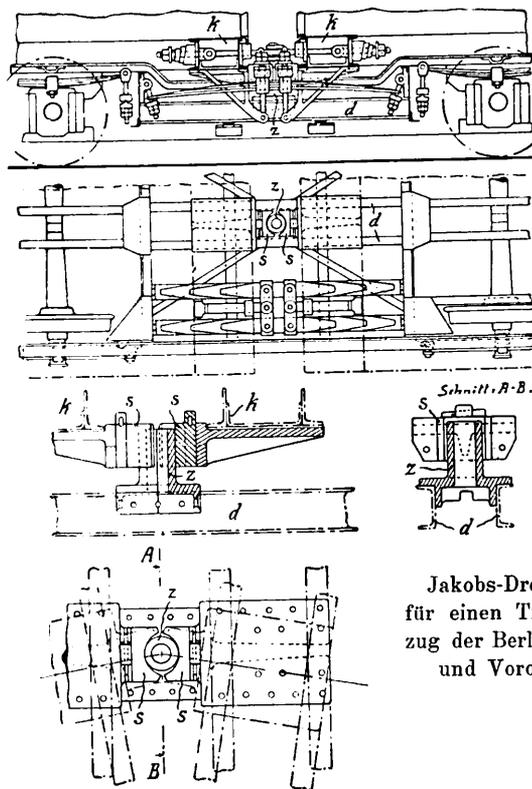
Die im Auslande festgestellten günstigen Erfahrungen legten den Versuch zur Verwendung der Gelenkwagen auf der Berliner Stadt- und Vorortbahn nahe. Bevor man dieser Absicht näher trat, hatte man bei der in Aussicht genommenen Einführung des elektrischen Betriebes auf diesen Strecken Triebwagenzüge von rund 140 m Länge, bestehend aus zwei gleichen Einheiten von je 70 m Länge, geplant. Aus mancherlei Gründen ging man jedoch von diesem Plane ab und wendete sich der Benutzung der Jakobsschen Gelenkwagen zu. Die Waggon- und Maschinenbau-A.-G. Görlitz erhielt einen entsprechenden Auftrag. Unter Mitwirkung des Baurats Jakob hat sie dann zunächst ein Versuchswagenpaar, einen Doppelwagen mit drei Drehgestellen, ausgeführt. Die hiermit angestellten Probefahrten waren so günstig, daß nunmehr sofort der ganze beabsichtigte Triebwagenzug hergestellt wurde. Da auch die mit diesem Zuge vorgenommenen Probefahrten vollauf befriedigten, so wurde er schon kurz darauf (Ende 1923) auf der Berliner Stadtbahn in Betrieb genommen und bewährte sich daselbst unter den bekannten schwierigen Verkehrsverhältnissen auf das beste. Die elektrische Einrichtung war jedoch vorläufig nicht eingebaut worden; es wurden daher die Probefahrten, sowie auch der spätere Betrieb auf der Berliner Stadtbahn, mit Dampflokomotiven ausgeführt. Bei diesem Triebwagenzuge, bestehend aus zwei gleichen Halbzügen, beträgt die

ganze Länge	$2 \times 70 \text{ m} = 140,00 \text{ m}$
Drehzapfenabstand	12,450 „
Achsstand: Jakobs-Drehgestelle	3,500 „
Enddrehgestelle	2,500 „
Kastenlänge: Mittelwagen	12,070 „
Endwagen	15,360 „
Lichter Abstand der Stirnwände	
zwischen Mittelwagen	0,380 „
zwischen Endwagen	$2 \times 0,650 = 1,300$ „
Raddurchmesser: Enddrehgestelle	1,00 „
Jakobs-Drehgestelle	0,850 „
Gewicht des ganzen Zuges	218,5 t

Die Jakobsschen Drehgestelle sind bei diesem Zuge im allgemeinen so ausgeführt worden, wie sie s. Zt. von Jakob angegeben worden sind. Der Drehzapfen hat lediglich mit Rücksicht auf seine sehr sorgfältige und bei dem Massenschnellverkehr erschwerte Schmierung eine Umänderung erfahren, indem an seine Stelle die auf der Berliner Stadtbahn in Betrieb befindliche und bewährte Regelkurzkupplung mit angepaßter Abänderung verwendet wurde.

Sie ist aus nachstehender Abbildung, die ein Jakobssches Drehgestell für den betreffenden Triebwagenzug darstellt, ersichtlich. Aus dem halbzyklindrischen Stosspuffer der Regelkurzkupplung ist der vollzyklindrische Hohlzapfen z, auf den inneren Längsstreben d befestigt, aus der einen halbrunden sind zwei den Zapfen z umschließende, halbrunde Pfannen s, an den Kopfstücken k der Wagenkästen angebracht, geworden. Die erforderliche, geringe, freie Beweglichkeit dieser Teile gegen einander bei Neigungswechsel, Durchbiegung der Federn, mangelhafter Gleislage usw. ist genügend gewährleistet durch das Balligdrehen des Zapfens z. Die mit starken Federn versehene Zugstange liegt über dem Drehzapfen z und über-

trägt die Zugkraft auf dieselben Kopfstücke k, an denen die Pfannen s befestigt sind. Ein Abkommen der Pfannen vom Zapfen ist bei dieser Bauart nur in geringem Grade angängig; etwa dabei auftretenden Stößen ist der stark bemessene Zapfen z gewachsen.



Jakobs-Drehgestell für einen Triebwagenzug der Berliner Stadt- und Vorortbahn.

Der weiteren Einführung der Gelenkwagen haben sich nun durch dringend gewordene Verkleinerung auf halbe Leistung und infolgedessen notwendige Verdoppelung der Elektromotoren aus wirtschaftlichen Gründen Schwierigkeiten entgegengestellt, die vielleicht eine Verwendung der gewöhnlichen Drehgestellwagen nach sich ziehen werden.

Die Hamburger Stadtbahn hingegen hat eine Beschaffung von Wagen nach Jakobsscher Bauart vor.

Die z. Zt. dort in Gebrauch befindlichen etwa 30 m langen Doppelwagen mit einem Elektromotor-Drehgestell an jedem äußern, einer Lenkachse an jedem innern Ende und mit Regelkurzkupplung der Berliner Stadtbahn haben sich nicht bewährt. Sie laufen unruhig und hart, wohl in der Hauptsache infolge der großen Überhänge, die wegen der Lastenverteilung notwendig waren, und wegen der ungünstigen Achsenanordnung.

Durch den günstigen Ausfall der Berliner Probefahrten hat sich auch diese Stadtbahn zur Beschaffung von Jakobsschen Gelenkwagen entschlossen und bereits 35 Doppelgelenkwagen bei der schon genannten Firma in Görlitz für die Strecke Blankenese-Ohlsdorf bestellt. Die Einheiten bestehen hierbei, wie früher, aus einem Trieb- und einem Beiwagen, die auch in derselben Weise kurzuggekuppelt sind; sie laufen stets in dieser Zusammenstellung. Die verwendeten Jakobsschen Drehgestelle sind von derselben Bauart wie die beim Berliner Triebwagenzug eingebauten, jedoch mit Raddurchmesser von 1,000 m. Eine wesentliche Gewichtsverminderung konnte bei dieser Anordnung nicht eintreten, der erreichte Hauptzweck war die Verbesserung des Laufes. Es beträgt

ganze Länge	30,000 m
Drehzapfenabstand: Triebwagen	11,412 „
Beiwagen	11,850 „
Achsstand: Jakobs-Drehgestell	3,500 „
Enddrehgestell	2,500 „
Kastenlänge: Triebwagen	
Beiwagen	14,158 „

Von den weiter angegebenen Entwürfen der Wumag-Görlitz sei nur kurz erwähnt, daß einer für einen Jakobsschen Gelenkwagen 3. Klasse und einer für einen solchen 1./2. Klasse für D-Züge vorliegt, daß aber über die Ausführung noch nichts bekannt ist.

Außer den bereits im Vorstehenden berichteten Vorteilen der Gelenkwagen gegenüber den gewöhnlichen, die kurz zusammengefaßt in dem kleineren Gewicht und der kleineren Länge, der geringeren Breitenbeschränkung, der geringeren Anzahl an Zug- und Stoßapparaten, der leichteren Bauweise der Zwischenstirnwände und Übergangseinrichtungen, der fehlenden Übergänge an den Kurzkupplungsstellen und in dem ruhigeren Lauf bestehen, sei noch besonders auf folgende hingewiesen:

Da der Wagenfußboden auf 1000 mm über S. O. liegt, die Bahnsteige 760 mm hoch sind, ist eine Zwischentrittstufe entbehrlich; deshalb läßt sich, da nur Schiebetüren vorhanden sind, die Breite der Wagen bis zur Umgrenzungslinie ausführen. Der Achsstand der Drehgestelle kann, da ihr Drehpunkt mit dem Kupplungspunkt zusammenfällt, beliebig groß gemacht und dadurch ein ruhigerer Lauf bewirkt werden. Die Beanspruchung ihrer Längsrahmen ist günstiger, da die Last nicht in der Mitte vom Drehzapfen, sondern durch die Federn und die Querträger in der Nähe der Aufhängepunkte der Achsbüchsenfedern auf die Längsrahmen übertragen wird.

Werkstätten, Stoffwesen.

Das Wesen der Eisenkohlenstofflegierungen.

In den „Richtlinien für den Werkstattebetrieb“, die die D. R. B. (Eisenbahnzentralamt) in zwangloser Folge von Heften herausgibt, um die Werkstattearbeit zu fördern und Fortschritte und Verbesserungen rasch zum Gemeingut zu machen, ist als Heft 5 eine Abhandlung über das Wesen der Eisenkohlenstofflegierungen, die auf Grund von Vorträgen von Regierungs- und Baurat Fuchs, und Regierungsaurat Dr. Ing. Kühnel ausgearbeitet ist. Die Arbeit ist dazu bestimmt, das Werkstattpersonal besonders derjenigen Abteilungen, die mit der Formgebung und Feuerbehandlung des für die Fahrzeuge wichtigsten Werkstoffes, Eisen, zu tun haben, als Gießerei, Schmiede, Werkzeugmacherei, Schweißerei, in knapper Darstellung mit den wissenschaftlichen Grundlagen der bei der Werkstattearbeit sich abspielenden Vorgänge vertraut zu machen. Den Schlüssel zu ihrem Verständnis gibt die Betrachtung des Kleingefüges, besonders der Veränderung der Kristallbildung unter dem Einfluß der Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr. In 22 Abbildungen, die leicht auf Wandtafeln aufgezogen werden können, sind die Schaulinien der Kristallisationsvorgänge in Beziehung zur Temperatur und die wichtigsten Gefügebilder des schmiedbaren Eisens und Gußeisens wiedergegeben. Lehr- und Handbücher der Fachgelehrten behandeln wohl den Stoff in breiterer Ausführlichkeit, aber nur einzelne Betriebsleiter kennen sie. Weitere Werkstattkreise, für die der Stoff weder auf Hoch- noch Fachschulen bisher Prüfungsgegenstand war, sollen auf dem Wege einer kurzen Unterrichtung über die Zusammenhänge bei der Stoffverarbeitung auf das wirtschaftliche Ziel, aus einer gegebenen Werkstoffmenge das höchste ihrer Stoffleistungsfähigkeit herauszuholen, den Ausschufs der Fertigung auf das erreichbare Mindestmaß zu bringen, hingelenkt werden. Nicht nur die Werkstätten der Deutschen Reichsbahn, deren Unterrichtswagen ja die Aufgabe erhalten haben, die Kenntnisse des Werkstattpersonals in seinem Arbeitsgebiet zu vertiefen, sondern auch Werkstätten verwandter Betriebe und des allgemeinen Maschinenbaues, welche Werkstatteunterricht eingerichtet haben, werden von der vorliegenden Arbeit Nutzen ziehen.

Die Abhandlung ist auch in der Zeitschrift „Das Eisenbahnwerk“ erschienen und kann vom Verlag, Berlin W 57, auch als Sonderabdruck bezogen werden.

Neue Lokomotivnormen.

Außer den in Heft 9 vom 15. September 1923, Seite 181 und 182 veröffentlichten Lonormen sind inzwischen folgende weiteren Lonormen erschienen:

LON	6 Zeichnungen, Formate, Maßstäbe,
„	211 Gelenkbänder, Zusammenstellung,
„	212 „ Einzelteile,
„	217 Vorstecker,
„	231 Schmierlöcher und Schmiernuten,
„	234 Ausfräsungen für Getriebeteile,
„	2031 Hinterkessel, Blechstärken, Kumpelhalbmesser und Bordhöhe, Bodenring,
„	2032 Bodenringecke für 70×90 mm Bodenringquerschnitt, Kesseldurchmesser über 1200 mm und kupferne Feuerbüchse,
„	2033 Bodenringecke für 70×90 mm Bodenringquerschnitt, Kesseldurchmesser über 1200 mm und flufseiserne Feuerbüchse,

Das Bremsgestänge wird durch die Unterbringung der Bremszylinder (Kunze-Knorr) im Drehgestell sehr kurz, einfach, leicht und billig.

Von den Schattenseiten der Jakobsschen Gelenkwagen dürften die Schwierigkeiten bei der Unterhaltung in den Ausbesserungswerkstätten nicht besonders ins Gewicht fallen, da sich in diesen wenn nötig leicht geeignete Hilfsmittel und Bauten herstellen ließen. Das Aussetzen eines Teiles des Zuges beim Heißlaufen einer Achse dürfte sich schon weit ungünstiger gestalten, doch ist in anbetracht der wesentlich verbesserten Schmierung heute mit keiner allzu häufigen Störung in dieser Beziehung zu rechnen. Auch die Erschwernisse beim Aufgleisen werden sich durch Vorhalten besonderer Einrichtungen beschränken lassen. Eine wesentliche Schwierigkeit wird aber immerhin bei der je nach Umständen erforderlich werdenden Vergrößerung oder Verkleinerung des Zuges auf den verschiedenen Stationen bestehen bleiben.

B. E. Eck.

LON 2034	Verstärkte Bodenringecke für 70×90/60 mm Bodenringquerschnitt, Kesseldurchmesser über 1200 mm und kupferne und flufseiserne Feuerbüchse,
„ 2035	Verstärkte Bodenringecke für 70×90/60 mm Bodenringquerschnitt, Kesseldurchmesser von 900–1200 mm und kupferne und flufseiserne Feuerbüchse,
„ 2036	Bodenringecke für 70×90 mm Bodenringquerschnitt, Kesseldurchmesser von 900–1200 mm und kupferne und flufseiserne Feuerbüchse,
„ 2037	Bodenringecke für 55×60 mm Bodenringquerschnitt, Kesseldurchmesser unter 900 mm und kupferne und flufseiserne Feuerbüchse,
„ 2039	Nietverbindung für Feuerbüchsedecke und Rohrwand,
„ 2061	Beiblatt: Stehbolzenberechnung,
„ 2131	Kleine Waschluge mit Lukenfutter an den Stehkesselecken,
„ 2132	Kleine Waschluge ohne Lukenfutter an den ebenen Stehkesselwänden und Rauchkammerrohrwand,
„ 2133	Kleine Waschluge mit Lukenfutter an den ebenen Stehkesselwänden und Rauchkammerrohrwand,
„ 2135	Große Waschluge,
„ 2136	Große Waschlugen für Klein- und Industriebahnlokomotiven.
„ 2137	Reinigungsschraube,
„ 4301	Achslagerschalen für 85–140 mm Achsschenkel,
„ 4302	„ „ 130–280 „ „
„ 4303	„ „ 180–300 „ „
„ 5325	Treib- und Kuppelstangen-Lagerschalen mit Weißmetallausguß für 50 80 mm Lagerdurchmesser. Anzug durch Schraubenstellkeil,
„ 5326	Treib- und Kuppelstangen-Lagerschalen mit Weißmetallausguß für 85 210 mm Lagerdurchmesser. Anzug durch Schraubenstellkeil,
„ 6010	Handstange mit Befestigung durch Sechskantmutter,
„ 6011	Handstangenstütze mit Befestigung durch Sechskantmutter, Verschlusspfropfen für Handstangenrohre,
„ 6012	Handstangenstütze mit Flanschbefestigung,
„ 6013	Unterlage für Handstangenstützen,
„ 6019	Haken zum Abheben des Führerhauses und der Wasserkästen,
„ 8001	Rohrflanschverbindung für Grofsrohrüberhitzer durch Flansch mit Ansätzen.
„ 8002	Rohrflanschverbindung für Grofsrohrüberhitzer durch glatten Flansch.

Außerdem sind erschienen:

Lonormtafel 1 Einheitliche Benennungen, Gruppe Kessel		
„ 2	„ „ Steuerung(Heusing)	
„ 3	„ „ Stopfbüchsen.	
Die Abgabe der Lonormen erfolgt zu nachstehenden Preisen:		
Lon 1	für das Stück	2.— Goldmark
„ 2	„ „ „	3.50 „
„ 3	„ „ „	2.— „
„ 2 u. 3	„ „ „	3.50 „
„ 7	„ „ „	2.— „
„ 2 K	„ „ „	1.50 „
„ 4, 5, 10 usw.	„ „ „	0.40 „
Lonormtafel 1, 2 und 3 das Stück		0.10 „

Bei Bezug von	6--10 Stück derselben Nummer	10 v. H. Nachlafs
"	"	"
"	11--20	20 v. H.
"	"	"
"	21--50	30 v. H.
"	"	"
"	über 50	40 v. H.

Bestellungen sind zu richten an:

Hanomag für ELNA, Hannover-Linden, Postfach 55.

Zahlungen erbeten nur an „Hannoversche Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vormals Georgs Egestorff, Hannover-Linden“ auf deren Konto bei der Hannoverschen Bank, Filiale der Deutschen Bank, oder auf Postscheckkonto Nr 1480 Amt Hannover mit der gleichzeitigen Angabe, dafs der Betrag für ELNA zu verwenden ist.

In der Anschrift von Postanweisungen, Postschecküberweisen usw. ist das Wort „ELNA“ zu vermeiden.

Preis Ausschreiben

der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft zur Erlangung eines Spannungs- und eines Schwingungsmessers für die Bestimmung der dynamischen Beanspruchung eiserner Brücken.

Die bis in die neueste Zeit gebauten Apparate zur Messung und Aufzeichnung von Schwingungen die an eisernen Brücken durch dynamische Beanspruchung hervorgerufen werden, entsprechen noch immer nicht den an solche Apparate zu stellenden Anforderungen. Der Grund hierfür liegt einerseits darin, dafs die zu messenden kleinen Bewegungen (Mefsgenauigkeit etwa $\frac{1}{1000}$ mm) stark vergrößert, aber unverzerrt als Diagramme aufgezeichnet werden müssen, andererseits dürfte er darin zu suchen sein, dafs die meisten Hersteller solcher Mefsgeräte mit der Mefsaufgabe und den Begleitumständen nicht genügend vertraut zu sein scheinen.

Aus dem Schrifttum, das sich mit dieser Aufgabe befaßt, seien folgende Veröffentlichungen besonders erwähnt:

1. Melan: Über dynamische Wirkung bewegter Lasten auf Brücken. Z. österreich. Ing. u. Arch.-Verein 1893, S. 293.
2. Zimmermann: Die Schwingungen eines Trägers mit bewegter Last. Zentralblatt der Bauverwaltung 1896, S. 264 ff.
3. Bühler: Darstellung und Kritik der in der Literatur vorliegenden Untersuchungen über Schwingungen eines Trägers mit bewegter Last. Glasers Annalen 1909, Bd 65.
4. a) American railway Engineering and Maintenance of Way Association. Bulletin Nr. 125, Juli 1910.
b) Eisenbau 1910, S. 290.
5. Hawranek: Schwingungen von Brücken. Eisenbau 1914, S. 221.
6. a) Ministry of Transport. Tests on Railway Bridges in Respect of Impact Effect. London 1921. The Railway Engineer 1921, S. 325 und 369.
b) Bauingenieur 1922, S. 33. Die englischen Versuche über Stofswirkungen von Dr. Ing. G. Müller.
7. Saller: Einfluß bewegter Lasten auf Eisenbahnoberbau und Brücken. 1921. Wiesbaden, C. W. Kreidels Verlag.
8. Geiger: Mechanische Schwingungsvorgänge und deren meßtechnische Untersuchungen. Maschinenbau, Gestaltung 1922 vom 12. August.
9. Schweizerische Bauzeitung 1923, Heft 1.
10. Geiger: Dynamische Untersuchungen von Brücken. Bauingenieur 1924, Heft 19.
11. Engineering vom 21. März 1924: Einfluß von Stößen und bewegter Lasten auf Schwingungen von Brückenträgern.
12. Hülsenkamp: Welche Anforderungen sind an Mefsgeräte für die Ermittlung der dynamischen Wirkungen an eisernen Brücken zu stellen? Bautechnik 1924, Heft 51.

Die deutsche Reichsbahn-Gesellschaft veranstaltet daher einen Wettbewerb zur Erlangung von naturgroßen, betriebsfähigen Modellen je eines Spannungs- und eines Schwingungsmessers, die hinsichtlich des dynamischen Verhaltens der eisernen Brücken richtige Angaben machen. Beide Apparate können auch in ein Gerät vereint werden, so dafs gewissermaßen ein Universalapparat entstände, mit dem sowohl Schwingungen als auch Spannungen gemessen werden können. Indessen wird auf eine solche Vereinigung kein Wert gelegt, da beide Apparate zugleich gebraucht werden und die Handlichkeit dadurch leiden könnte.

Dem Preisgericht, bestehend aus den Herren

Wirkl. Geh. Oberbaurat Dr. Ing. Dr. Zimmermann,

Professor Dr. Ing. Gehler,

Oberregierungsbaurat Dr. Ing. Saller,

Brückeningenieur der Schweizerischen Bundesbahnen Bühler,

Regierungsbaurat Hülsenkamp,

steht eine Summe von 33000 \mathcal{M} zur Verfügung, aus denen für die vom Preisgericht als geeignetste Apparate anerkannten Spannungs- und Schwingungsmesser je 3 Preise ausgesetzt werden.

1. Preis für Spannungsmesser	. . .	8000 \mathcal{M} .
2. " " "	. . .	6000 "
3. " " "	. . .	4000 "
1. Preis für Schwingungsmesser	. . .	7000 "
2. " " "	. . .	5000 "
3. " " "	. . .	3000 "

Die preisgekrönten Apparate bleiben mit allen Rechten Eigentum der Erfinder. Die Apparate sind bis zum 1. Juni 1925 dem Eisenbahn-Zentralamt Berlin, Hallesches Ufer 35 mit äußerlich als „Wettbewerb für Spannungs- und Schwingungsmesser für eiserne Brücken“ gekennzeichneten Begleitschreiben einzusenden.

Zur Wegleitung sollen folgende Bedingungen dienen, denen die Apparate zu dienen haben:

A. Spannungsmesser.

Der Spannungsmesser soll mit einer Registriervorrichtung versehen sein, die mindestens 200 Spannungsschwingungen in der Sekunde aufzeichnen kann. Dies bedingt in erster Linie, dafs kein Teil des Apparates, also auch des die Diagramme aufzeichnenden Teils, in irgendwelcher Hinsicht eine Eigenschwingungszahl haben darf, die niedriger ist als der vierfache Wert der oben genannten Schwingungszahl. Die Eigenschwingungszahl der Geräteteile einzeln und zusammen arbeitend, darf also nicht kleiner sein, als 800 Schwingungen in der Sekunde. Die Schreibvorrichtung muß die Diagramme sozusagen reibungslos aufzeichnen können.

Auf den Diagrammen soll neben der Spannungs- oder Schwingungskurve eine sich nicht verändernde gerade Linie, die sogenannte Nulllinie aufgezeichnet werden, die als Grundlinie für die Ausmessung der Diagramme dienen soll. Ferner soll eine Einrichtung vorhanden sein, die es ermöglicht, die Diagramme mit Zeitmarkierung zu versehen. Die Zeitmarkierung kann mit der Nulllinie verbunden werden. Es soll außerdem eine z. B. mit Elektromagneten versehene Markierungsvorrichtung angebracht sein, die gestattet, bestimmte Zeitpunkte auf dem Diagramm durch äußeren Stromschluß festzuhalten, um Stellungen der fahrenden Last mit den Diagrammpunkten in Beziehung bringen zu können.

Die Übersetzung des Apparates soll veränderlich sein; bei kleinster Mefslänge und bei kleinster Übersetzung müssen am Diagramm Spannungsunterschiede von mindestens 20 kg/qcm festgestellt werden können. Bei größter Übersetzung und bei größter Mefslänge sollen am Diagramm dagegen Spannungsänderungen von 5 kg/qcm noch bestimmbar sein. Auch die Mefslänge soll nach Möglichkeit veränderlich sein, bei unveränderlicher Mefslänge soll diese nicht mehr als 20 cm betragen.

Die Diagrammbandbreite muß so bemessen sein, dafs sowohl Zug- als auch Druckspannungen bis zu 2000 kg/qcm aufgezeichnet werden können (Gesamtmeßbereich 2000 kg/qcm). Die Diagramme sollen ohne vergrößemde Hilfsmittel auswertbar sein. Der Ablauf des Diagrammbandes soll in den Grenzen zwischen 0,5 cm und 10 cm in der Sekunde veränderbar sein. Die Einschaltung des Uhrwerks soll fernbedienbar sein, damit mehrere Apparate gleichzeitig bedient werden können. Die Papiertrommel braucht nicht mehr als 20 m Papierstreifen zu fassen.

Die photographische Erzeugung von Diagrammen ist nicht erwünscht, da dadurch die praktische Verwendbarkeit stark beeinträchtigt wird, indem erst nach Beendigung der Messungen durch Entwickeln der Filme festgestellt werden kann, ob die aufgenommenen Diagramme den Anforderungen entsprechen oder ob die Versuche nochmals wiederholt werden müssen.

Die Befestigung des Apparates soll weder umständlich, noch zeitraubend sein und auch von weniger Geübten bewerkstelligt

werden können. Sie müssen durchaus fest und unverrückbar sein, so daß der Apparat stärkste Erschütterungen ohne die geringste Lockerung ertragen kann. Die Anbringung des Apparates an der Meßstelle muß so geschehen, daß die Meßlänge unzweideutig festliegt und die Meßstrecke nicht beeinflusst wird. Die Apparate müssen sich an allen wagrechten, lotrechten und schrägen Brückengliedern und an allen hierzu verwendeten Formeisen anbringen lassen. Als kleinste Profile kommen hierbei U- und Doppel T-Eisen von 16 cm Außenhöhe und als größte Dicke von verstärkten Flanschen 10 cm in Frage. Der Spannungsmesser sollte, wenn irgend möglich, die Spannung einer wirklichen Querschnittsfaser und nicht die einer aufserhalb des Querschnitts liegenden ideellen Faser anzeigen. Die Verwendung einer Meßstange oder dergleichen sollte also vermieden werden.

Alle beweglichen Teile sollten vor Staub, Schmutz, Regen und Wind möglichst geschützt angeordnet sein.

Im folgenden werden einige bestehende Apparate, die der Zeit der Erfindung nach geordnet sind, kurz beschrieben und ihre Vorzüge und Nachteile angegeben.

1. Spannungsmesser System Fränkel-Leuner.

Die Längenänderungen werden von einer Meßstange durch Hebel- und Stahlbandgelenkübersetzung 150 fach vergrößert und durch einen Anilinfarbstift auf Chrompapier aufgezeichnet.

Vorzüge: Ziemlich einfache Befestigungsart und Bedienung. Meßlänge veränderlich. Toter Gang durch Federgelenke möglichst aufgehoben.

Nachteile: Eigenschwingungszahl des schreibenden Teils viel zu gering. Spannungsmessung erfolgt in einer ideellen Faser. Kleinste Meßlänge mit 50 cm zu groß. Papierablauf hat unveränderliche und zu kleine Geschwindigkeit. Reibung zwischen Schreibstift und Papier zu groß.

Literatur: Zentralblatt der Bauverwaltung 1884. Deutsche Bauzeitung 1893 Heft 94, S. 576.

2. Spannungsmesser System Okhuizen.

Zweifaches Hebelgerät ohne Meßstange, dessen Messingschreibstift die Bewegungen etwa 400 fach vergrößert auf Chrompapier schreibt.

Vorzüge: Handliche Befestigungsart. Geringe Meßlänge. Toter Gang durch konische Gelenkhalter vermieden. Spannungsmessung erfolgt auf einer wirklichen Querschnittsfaser.

Nachteile: Eigenschwingungszahl zu gering. Papierablauf nur mit der Hand zu bewerkstelligen. Reibung zwischen Schreibstift und Papier zu groß.

Literatur: Beschreibung von Apparaten zur Untersuchung von eisernen und massiven Bauwerken zusammengestellt vom Brückenbaubüro der Generaldirektion der Schweizerischen Bundesbahnen.

3. Spannungsmesser System Mesnager.

Dreifaches Hebelgerät ohne Meßstange, dessen Schreibstift die Bewegungen etwa 1000 fach vergrößert und auf gewöhnliches Papier schreibt.

Vorzüge: Einfache Befestigungsart. Geringe Meßlänge. (5 cm) Toter Gang durch Federgelenke vermieden. Spannungsmessung erfolgt in einer wirklichen Querschnittsfaser. Geringe Reibung zwischen Schreibvorrichtung und Papier.

Nachteile: Eigenschwingungszahl zwar höher als bei System zu 1. und 2. aber noch nicht hoch genug. Bei raschen Schwingungen wird die Tinte der Schreibvorrichtung herausgeschleudert. Kein fortlaufender Papierstreifen, daher zu begrenzter Raum für Diagramme. Apparat ist zu hoch, um in kleinen Profilen angebracht werden zu können.

Literatur: Annales des Ponts et Chaussées 1903. 1 Teil, 3 S. 212. Beschreibung von Apparaten zur Untersuchung von eisernen und massiven Bauwerken wie zu 2.

4. Spannungsmesser System Ferday-Palmer.

Röhrenförmiger mechanisch-optischer Apparat ohne Meßstange, bei welchem ein mit Federgelenk versehener einarmiger Hebel einen Spiegel trägt, der durch Spannungswechsel in Drehungen versetzt wird. Der Spiegel erhält von einer im Apparat befindlichen Lichtquelle einen Lichtstrahl, der durch den Spiegel auf ein Filmband geworfen wird.

Vorzüge: Soll bis 300 Spannungswechsel in der Sekunde anzeigen. Einfache Befestigung. Toter Gang im mechanischen Teil des Apparates durch Federgelenk vermieden. Spannungsmessung erfolgt in einer wirklichen Querschnittsfaser. Ablauf des Diagrammpapiers in weiten Grenzen veränderbar.

Nachteile: Vermutlich wird das Rohr, in das der Apparat eingebaut ist, gelegentlich erschüttert, wodurch die Diagramme gefälscht werden können. Meßlänge von 50 cm zu groß. Erzeugung der Diagramme auf optisch-photographischem Wege unerwünscht und umständlich.

Literatur: Railway Engineer Sept. 1921, S. 328. Der Bauingenieur 1922, S. 33.

5. Electrical Telemeter des Standard-Büro in Washington.

Mehrere in 2 Stapeln aufeinander liegende Kohleplättchen werden durch Veränderung des Abstandes der beiden Meßpunkte zusammengedrückt oder entlastet, wodurch ihre elektrische Leitfähigkeit verändert wird. Mit Hilfe der Wheatstonschen Brückenschaltung wird die Widerstandsänderung auf einen Oscillographen übertragen, durch dessen Oscillogramme die Spannungswechsel angezeigt werden.

Vorzüge: Soll bis zu 100 Spannungswechsel in der Sekunde anzeigen. Oscillograph kann entfernt von der eigentlichen Meßstelle aufgestellt werden. Einfache Befestigung.

Nachteile: Es besteht die Gefahr, daß infolge der Elastizität der Kohleplättchen die Bewegung derselben raschen Spannungswechseln nicht folgen kann, wodurch die Widerstandsänderung nicht gleichzeitig mit den Spannungswechseln erfolgt. Aufzeichnung der Diagramme auf photographischem Wege durch den Oscillographen. Die Zahl der sekundlichen Spannungswechsel ist noch zu gering.

Literatur: Engineering News Record v. 5. 7. 23. Bautechnik 1924, Heft 18, S. 194.

A New Electrical Telemeter. Washington, Government Printing Office 1924.

6. Spannungsmesser der Cambridge und Paul Scientific Instrument Company.

Zweifaches Hebelgerät, von dem der eine Hebel ein Federgelenk besitzt und der zweite durch Federzug gegen den ersten geprefst wird. Der zweite Hebel besitzt an seinem Ende eine Spitze, die die Diagramme in ein Zelluloidband einkratzt. Der Apparat soll bis zu 1400 Spannungswechsel in der Sekunde anzeigen, was jedoch in Anbetracht der verhältnismäßig großen Reibung zwischen Schreibstift und Zelluloidband zu bezweifeln ist.

Vorteile: Einfache Befestigungsart. Toter Gang des einen Hebels durch Federgelenk, des anderen Hebels durch Federdruck aufgehoben. Meßlänge mit etwa 25 cm noch annehmbar. Spannungsmessung erfolgt in einer wirklichen Querschnittsfaser.

Nachteile: Da der Apparat mit einer nur 15fachen Übersetzung arbeitet, müssen die Diagramme mit einem Mikroskop ausgewertet werden.

Literatur: The Engineer 1924, S. 12.

Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure Nr. 17 vom 26. IV. 1924, S. 425.

7. Spannungsmesser System Dr. Geiger.

Die Längenänderungen werden durch eine Meßstange und verschiedene Hebel übertragen. Die Aufzeichnung erfolgt auf gewöhnlichem Papier mit Tinte, die sofort getrocknet wird.

Vorzüge: Sehr hohe Eigenschwingungszahlen bis zu 600 in der Sekunde. Reibung zwischen Papier und Schreibstift besteht nur in Flüssigkeitsreibung. Papierablauf in weiten Grenzen veränderbar. Meßlänge und Übersetzung veränderbar. Toter Gang wird durch Federdruck aufgehoben.

Nachteile: Umständliche Befestigung. Spannungsmessung erfolgt in ideeller Faser.

Literatur: Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1924, Heft 11.

8. Spannungsmessung durch elektrische Widerstandsmessung von Ober-Ing. Elsässer.

Die Längenänderungen werden auf einen Widerstandsdraht übertragen, dessen Ohmscher Widerstand unter Zuhilfenahme eines Oscillographen gemessen wird.

Vorzüge: Eigenschwingungszahl der messenden Teile kann sehr hoch gewählt werden. Meßlänge kann in weiten Grenzen verändert werden. Spannungsmessung erfolgt in einer wirklichen Querschnittsfaser. Toter Gang der messenden Teile so gut wie ausgeschlossen.

Nachteile: Ziemlich umständliche Befestigungsart. Aufzeichnung der Diagramme auf photographischem Wege durch Oscillographen.

16. Heft. 1924.

Literatur: Messen von Schwingungs- und Drehmomenten mittels Oscillographen von Ober-Ingenieur Elsässer, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure von 1924, Heft 20.

B. Schwingungsmesser.

Der Schwingungsmesser soll auf dem seismographischen Prinzip beruhen und mit Registriervorrichtung versehen sein. Es sollen mit ihm sowohl Horizontal-, wie auch Vertikalschwingungen von mindestens 200 Schwingungen in der Sekunde bis hinunter auf eine Schwingung in der Sekunde aufgenommen werden können. Letztere Bedingung erfordert eine Veränderung der Eigenschwingungszahl der trägen Masse bis zu 0,5 Schwingungen in der Sekunde. Die Übersetzung in der Schreibvorrichtung soll verändert werden können, braucht aber eine 25fache Vergrößerung nicht zu übersteigen. Als Diagrammbandbreite würden vertikal wie horizontal ungefähr 5 cm genügen. Es wäre auch erwünscht, mit dem gleichen Apparat durch Veränderung der trägen Masse oder deren Aufhängung die vertikale und horizontale Durchbiegung von Brückenträgern messen zu können. Es würde dies bedingen, daß die Eigenschwingungszahl der trägen Masse 0,1 Schwingung in der Sekunde nicht übersteigt. Für die Aufzeichnung der vertikalen Durchbiegung wäre dann eine Diagrammbandbreite von 8 cm erforderlich. Die Durchbiegungen können in diesem Falle naturgroß oder bis zu doppelter Vergrößerung aufgezeichnet werden. Im übrigen gelten bezüglich der Eigenschwingungen, der Reibung der Schreibvorrichtungsteile, der photographischen Herstellung der Diagramme, des Diagrammbandablaufs, der Befestigung usw. des Apparates die unter A beim Spannungsmesser angegebenen Grundsätze. Außerdem muß die träge Masse so angeordnet sein, daß sie durch Windstöße der Atmosphäre oder der rasch fahrenden Belastungszüge nicht beeinflusst wird.

Im folgenden werden einige bestehende Apparate kurz beschrieben und ihre Vorzüge und Nachteile angegeben:

1. Schwingungsmesser System Fränkel-Leuner.

Apparat mit Vertikal- und Horizontalpendel.

Vorzüge: Die Vertikal- und Horizontalschwingungen werden auf das gleiche Diagrammpapier aufgezeichnet. Einfache Aufstellung und Handhabung. Eigenschwingungszahl der trägen Masse für Horizontalschwingungen ist gering genug. Aufzeichnung auf gewöhnlichem Papier.

Nachteile: Die Eigenschwingungszahlen der Pendel können nicht verändert werden. Für das Vertikalpendel ist die Eigenschwingungszahl mit 1 Schwingung in der Sekunde zu groß. Die Eigenfrequenz der Schreibvorrichtung ist zu klein. Durchbiegungen können nicht aufgenommen werden. Reibung zwischen Schreibstift und Papier zu groß.

Literatur: Schweizerische Bauzeitung 1897.

Beschreibung von Apparaten zur Untersuchung von eisernen und massiven Bauwerken. Zusammengestellt vom Brückenbaubüro der Generaldirektion der Schweizerischen Bundesbahnen.

2. Apparat von Prof Grunmach.

Dreipendelapparat, durch den die Schwingungen mit Hilfe eines Saitengalvanometers registriert werden.

Vorzüge: Eignet sich für sehr rasche Schwingungen mit kleinem Schwingungsausgang. Die Aufzeichnung der Diagramme erfolgt vom Schwingungsmesser entfernt, wodurch große Unabhängigkeit von der Witterung erzielt wird. Träge Massen sind vor Windeinfluss geschützt.

Nachteile: Aufzeichnung der Diagramme erfolgt auf photographischem Wege. Apparat eignet sich in der bestehenden Ausführung nicht für langsame Schwingungen.

Literatur: Berichte der Deutschen Physikalischen Gesellschaft im Jahre 1909, S. 583. Über neue Methoden zur Messung von Erderschütterungen kleinster Periode von Prof. Grunmach.

3. Vibograph von Dr. Geiger.

Einfacher Pendelapparat, mit dem sowohl Vertikal- als auch Horizontalschwingungen aufgenommen werden können. Aufzeichnungen erfolgen mit Tinte auf gewöhnlichem Papier.

Vorzüge. Eigenschwingungszahl des Schreibgeräts sehr hoch. Die Eigenschwingungen der trägen Masse, die Schreibhebelübersetzung und der Papierablauf können in weiten Grenzen verändert werden. Reibung zwischen Schreibstift und Papier besteht nur in Flüssigkeitsreibung.

Nachteile: Aufzeichnungen der Vertikal- und Horizontalschwingungen erfolgen nicht gleichzeitig. Träge Masse ist bei geringer Eigenschwingungszahl nicht gegen Luftstöße geschützt.

Literatur: Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1922, Seite 437.

4. Schwingungsmesser der Cambridge & Paul Scientific Instrument Company.

Vertikalschwingungsapparat, bei dem die Schwingungen ähnlich wie beim Spannungsmesser der gleichen Firma durch einen Schreibstift in ein Zelluloidband eingekratzt werden.

Vorzüge: Eigenschwingungszahl kann verändert werden.

Nachteile: Reibung zwischen Schreibstift und Zelluloidband jedenfalls groß. Apparat ist nur für Vertikalschwingungen gebaut. Träge Masse ist nicht gegen Luftstöße geschützt.

Literatur: The Engineer 1923, Nr. 3549.

Berlin, den 1. November 1924.

Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft
Eisenbahn-Zentralamt.

Bücherbesprechungen.

Beton-Kalender 1925. Taschenbuch für Beton- und Eisenbetonbau. Herausgegeben von der Zeitschrift „Beton und Eisen“. Verlag Wilhelm Ernst u. Sohn, Berlin. Zwei Teile, kart. 6,60 G. M.

Die herausgebende Schriftleitung bemerkt im Vorworte, daß sich die letzten Jahrgänge notgedrungen auf die Anwendungen des Betons im Hochbau beschränken mußten, daß aber nunmehr das umfangreiche Gebiet des Ingenieurbauwes wenigstens zum großen Teile gebührend wieder berücksichtigt werden konnte.

Der allgemeine Teil ist sowohl im Abschnitt Festigkeitslehre, wie auch in der Statik der Baukonstruktionen bereichert. Auch die behördlichen Bestimmungen sind gegen früher in vermehrtem Umfange aufgenommen. Der zweite, den Anwendungen gewidmete Teil bringt auf 380 Seiten eines mittleren Taschenformates in vorbildlicher, zusammengefasster Darstellung viele handfertige Beispiele aus dem Grundbau und dem Mauerwerksbau, von Zwischendecken, Säulen und Pfeilern, Treppen, Balkenbrücken, gewölbten Brücken, Silos, Behältern, Rauhmauern, Zementwaren und Kunststeinen. Vom handwerklichen bis zur wissenschaftlichen Einzelberechnung hinauf ist jedes Bedürfnis in schlagender Kürze erfüllt, die zahlreichen Abbildungen sind trotz des kleinen Maßstabes klar, scharf und erschöpfend. Man muß den Bearbeitern Dank für ihre Gaben wissen. Und wenn es auf dem Titelblatte heißt, dass der Kalender „unter

Mitwirkung hervorragender Fachmänner“ herausgegeben werde, so läßt sich dies dahin steigern, daß dieser Generalstab der Bearbeiter geradezu die besten Namen des deutschen Eisenbetonbaues vereinigt.

Die Ausbeute aus dem Kalender für den Eisenbahn-Ingenieur ist schon jetzt sehr reich. Gleichwohl wird man wünschen müssen, in späteren Auflagen Sonderanwendungen, wie Bahnsteighallen und -Dächer, Eisenbetonschwellen, Wagenkästen aus Eisenbeton und dergl. behandelt zu finden, Ausführungen, die teilweise schon in früheren Auflagen berücksichtigt, jetzt aber zurückgestellt waren.

Es wird nicht viel Wissensgebiete geben, die eine Jahresschau ihrer Entwicklung in so mustergültiger Form aufzuweisen haben. Aber gerade wegen der hervorragenden Bedeutung des fachwissenschaftlichen Teiles erscheint der Kalender, der dem Werke den Namen gibt, als lose Zutat, als nebensächlich, beinahe störend. Wer wird ein solches Buch wirklich als Taschenkalender benutzen? Wer wird den Wunsch haben, die gebräuchlichen mathematischen Tabellen und die behördlichen Bestimmungen im Taschenkalender dauernd bei sich zu führen und sie dazu alljährlich neu zu kaufen? Möglich, daß das verdienstvolle Unternehmen an innerer Geschlossenheit, an Bedeutung und Verbreitung noch gewinnen könnte, wenn es in reinster Form, von Nebensächlichem befreit, als „Jahrbuch des deutschen Eisenbetonbaues“ erschiene!

Dr. Bl.