

Verfahren zur Berechnung von Heißdampflokomotiven mit einfacher Dampfdehnung*).

Von Ing. Dr. techn. K. Koref, Košice.

Gegenstand der Abhandlung ist: auf dampftheoretischen und erfahrungsmässigen Grundlagen ein Verfahren zu entwickeln, welches die Beziehungen zwischen den Bestimmungsgrößen eines »Modelles« einer Heißdampflokomotive mit einfacher Dampfdehnung in zwei, drei oder vier gleichen Dampfzylindern in rechnerischer und graphischer Darstellung festlegt und die Berechnung und Beurteilung von Heißdampflokomotiven mit einfacher Dampfdehnung erleichtert.

Die Modelllokomotive soll folgende Verhältnisse aufweisen:

- Rostfläche R = 1,0 m²
- Triebraddurchmesser D = 1,0 m
- Inhalt eines Zylinders J = 100 l
- Kesseldruck p_k = 15 ata
- Druck im Schieberkasten p_s = 14 ata.

Die Dampftemperatur im Überhitzer sei mit der Rostanstrengung von 310° bis 360° C steigend. Die Temperatur T des Dampfes im Schieberkasten wird um 10° C kleiner angenommen**). Die Rostanstrengung ist das Kohlegewicht r kg, welches je Stunde und m² Rostfläche verbrannt wird.

A. Dampfentwicklung des Kessels.

Das Kohlegewicht r kg/m² h entwickelt in der Stunde ein Dampfgewicht $\frac{Q}{R}$ kg/m² h, welches aus dem Heizwert der Kohle, H Cal, dem Wärmeinhalt des Frischdampfes i_0 (im Kessel), der Speisewassertemperatur (15°) und dem Kesselwirkungsgrad η_k sich ergibt zu:

$$\frac{Q}{R} = r \eta_k \frac{H}{i_0 - 15} \left(\eta_k \frac{H}{i_0 - 15} = \delta = \text{Verdampfungs-ziffer} \right)$$

Das Ergebnis ist für η_k nach Dr. Sanzin »Indikatorversuche an Lokomotiven«, 1914, $H = 6700$ Cal (und auch für 8000 bis 4000 Cal) und r bis 700 kg/m² h in Abb. 1 verzeichnet. Für $H = 6700$ Cal, womit im weiteren gerechnet wird (oberschlesische Kohle), ist auch die $\frac{Q}{R}$ -Kurve bei Anwendung

einer Speisewasservorwärmung (z. B. Metcalfe) auf 90° C gezeichnet. Es ergibt sich bei unveränderter Leistung z. B. $r = 500$ ohne Vorwärmer und $r' = 410$ mit Vorwärmer, also eine theoretische Brennstoffersparnis von ~ 18%; in der Praxis werden infolge der wechselnden Füllungen etwa 12 bis 15% erreicht.

Wir betrachten die Lokomotive in den Anstrengungsgrenzen $\frac{Q}{R} = 1800$ bis 3300; für $H = 6700$ Cal entspricht diesen Grenzen ein $r = 235$ bis 635 kg/m² h.

Wegen der ansteigenden Temperatur legen wir zwischen die beiden $\frac{Q}{R} =$ Kurven für 310° und für 360° C eine mittlere Kurve und erhalten folgende Zahlenwerte:

- für $r = 200, 300, 400, 500, 600, 700$
- ist $\delta \cong 7,74, 7,00, 6,30, 5,75, 5,38, 5,05$

und $\frac{Q}{R} = 1548, 2100, 2520, 2875, 3228, 3535$.

* Der Aufsatz ging der Schriftleitung vor der Veröffentlichung der Ausführungen Professor Nordmanns in Glasers Annalen, Band 99, Heft 10 »Über neuere Lokomotivversuche« zu. Ein kurzer Auszug aus diesen Ausführungen ist auf Seite 154 veröffentlicht.

** Es sei für ein Dampfgewicht von kg/m² Rostfläche und Stunde $\frac{Q}{R} = 1800, 2100, 2400, 2700, 3000, 3300$; $T = 300, 328, 338, 345, 349, 350^\circ$ C.

B. Leistung der Dampfmaschine.

Aus Diagrammen einer Maschine mit unvollständiger Expansion, $m = 10\%$ schädlichem Raum, 14 ata Eintrittsspannung und mit einem Koeffizienten der Adiabate $k = 1,05$ bis 1,25, für $T = 300^\circ$ C ($\frac{Q}{R} = 1800$), $k = 1,10$ bis 1,30 für $T = 350^\circ$ C ($\frac{Q}{R} = 3300$) erhält man für eine theoretische Füllung ϵ' (auf dem Einströmdruck $p_s = 14$ ata) die Endspannung der Dehnung p_e aus $p_e = p_s \left(\frac{\epsilon' + m}{100 + m} \right)^k$. Für die Verdichtungsline sei $k = 1,2$.

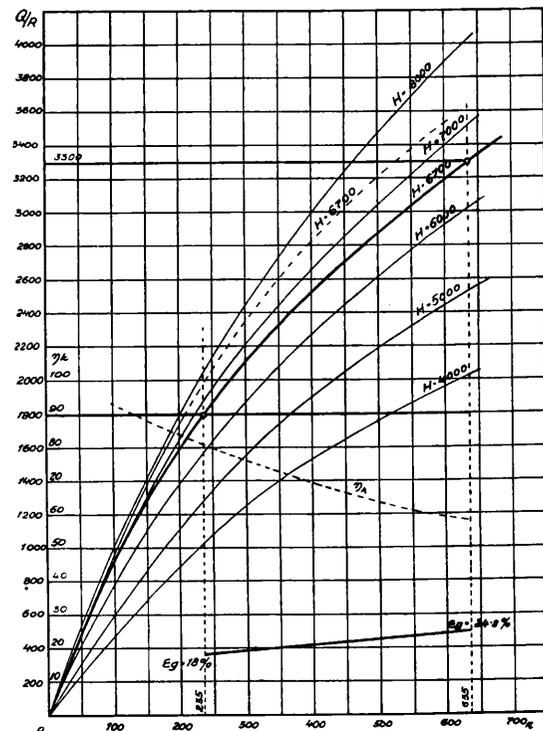


Abb. 1. Kesselleistung, kg Dampf je m² Rostfläche und Stunde.

Für den Gegendruck während der Ausströmung bis Beginn der Verdichtung kann angenommen werden:

bei $\frac{Q}{R} = 1800$ $p' = 1,8 - 0,012 \epsilon$

bei $\frac{Q}{R} = 3300$ $p' = 2,1 - 0,02 \epsilon$

bei Füllungen von $\epsilon \cong 50\%$ sei $p' = 1,2$ ata.

In diesen Formeln ist ϵ die tatsächliche Füllung bei Abschluss des Steuerorgans. Dieses sei ein Kolbenschieber (Ventil), dessen Größe im Verhältnis zur Zylindergröße für alle Lokomotiven gleich sei. Wir erhalten demnach für alle Lokomotiven mit einfacher Dehnung bei gleichem Frischdampfdruck, gleicher Rostanstrengung und gleicher Drehzahl auch denselben Spannungsabfall während der Füllung. Im Schnittpunkt der abfallenden Einströmlinie mit der Adiabate kann man annähernd den Punkt der tatsächlichen Absperrung

annehmen. Man erhält so die wirkliche Füllung ϵ , zu welcher jenes oben erwähnte theoretische p_e gehört.

Nach Strahl »Einfluss der Steuerung auf Leistung und Dampfverbrauch der Heißdampflokomotive«, 1923, kann man im Mittel den Spannungsabfall in die Diagramme einzeichnen und so die wirklichen Füllungen bestimmen.

Zur Berechnung des spezifischen Dampfverbrauches D_o kg/PS_ih und des mittleren indizierten Druckes p_o des Vergleichsdiagramms der verlustlosen Maschine mit unvollständiger Dehnung, der theoretischen Füllung ϵ' und gleichem p_e , ohne schädlichen Raum, wird das Schülesche Verfahren unter Benützung des JS-Diagramms angewendet. Bei Beachtung der Annahme: $p_g = 14$ ata, $T = 300$ und $350^\circ C$ für die beiden

Grenzanstrengungen, mit $\frac{Q}{R}$ verhältnismäßiger Spannungsabfall, Abhängigkeit des Gütegrades η_g (s. Schüle) von der Füllung, Umdrehungszahl und Überhitzung, kann für jede Füllung ϵ

$$D_o = \frac{632,3}{A L_o}$$

und $p_o = \frac{427 A L_o}{10000 v_e}$ berechnet werden.

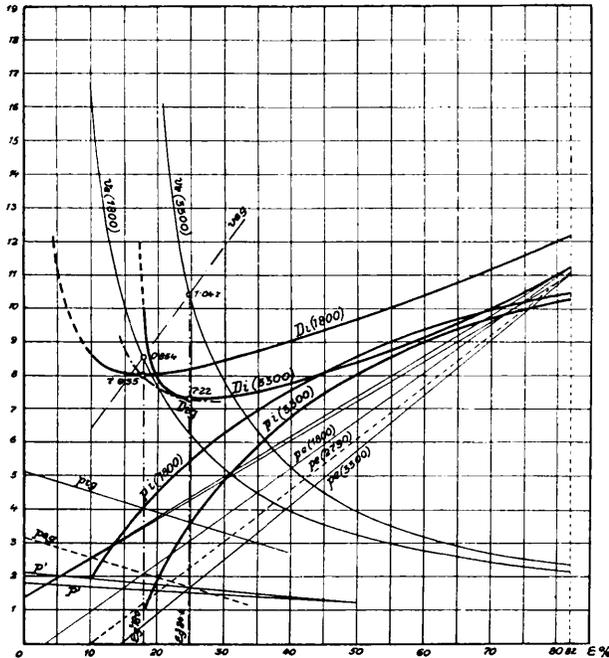


Abb. 2. Die leistungsbestimmenden Größen D_i , p_i , v_e , p_e .

$A L_o$ = Arbeit in Cal, v_e = Rauminhalt des Dampfes am Ende der Dehnung beim Drucke p_e ; zu beachten ist der Zustand des Dampfes, der sich aus dem JS-Diagramm ergibt. Die Enddrücke p_e liegen beinahe auf geraden Linien (Abb. 2). Für den Gütegrad kann angenommen werden:

$T = 300^\circ C \quad \eta_g = 0,7538 + 0,0009 \epsilon$
 und für $T = 350^\circ C \quad \eta_g = 0,7630 + 0,000786 \epsilon$.

Damit wird für das Indikatordiagramm

a) $D_i = \frac{632,3}{\eta_g A L_o}$
 b) $p_i = \frac{427 \eta_g A L_o}{10000 v_e}$

hieraus

1) $D_i \cdot p_i = \frac{27}{v_e} (= D_o p_o)$.

Behufs Einführung von »Einheiten« für das Modell wird als »spezifische Leistung« definiert.

a) $N_{i_s} = \frac{N_i}{R} = \frac{Q/R}{D_i} \text{ PS}_i/\text{m}^2\text{h}$

und als »spezifische Umdrehungszahl«

b) $n_s = \frac{n}{R} \text{ Umdreh./Sekunde}$

$\frac{J}{100}$

Die bekannte Strahl'sche Formel für N_i aus p_i und n wird nun

$N_{i_s} = \frac{160}{3} p_i n_s (J = 100 \text{ l})$

und aus dieser und Gl. 1) ergibt sich

2) $n_s = \frac{Q}{1440 R} v_e$

Die Übereinstimmung der Formel mit den praktischen Erfahrungswerten ist durch die Einführung des richtigen Spannungsabfalles, sowie der richtigen Werte von ϵ und p_e erreicht. Sie ermöglicht den Entwurf eines alle Beziehungen umfassenden Diagramms. Die Ergebnisse der vorstehenden Berechnungen für die beiden Grenzanstrengungen sind in nachfolgenden zwei Übersichten zusammengestellt.

Zusammenstellung 1.

$\frac{Q}{R} = 1800, T = 300^\circ C, \eta_g = 0,7538 + 0,0009 \epsilon,$
 $n_s = 1,25 v_e, p_e = -0,48 + 0,1425 \epsilon, \epsilon_g = 18\%$

ϵ	p_e	p'	v_e	$A L_o$	η_g	D_i	p_i	n_s	N_{i_s}
10	0,945	1,68	1,695	95,82	0,7628	8,65	1,84	2,119	208,1
15	1,66	1,62	1,018	103,35	0,7673	7,97	3,33	1,273	225,9
18	2,08	1,58	0,854	103,60	0,7700	7,935	3,99	1,068	227,0
20	2,37	1,56	0,768	103,00	0,7718	7,96	4,42	0,960	226,1
30	3,80	1,44	0,514	95,90	0,7808	8,44	6,22	0,643	213,3
50	6,645	1,20	0,328	81,80	0,7988	9,68	8,50	0,410	186,0
82	11,20	1,20	0,214	62,92	0,8275	12,14	10,40	0,268	148,2

Zusammenstellung 2.

$\frac{Q}{R} = 3300, T = 350^\circ C, \eta_g = 0,7630 + 0,000786 \epsilon$
 $n_s = 2,2917 v_e, p_e = -2,38 + 0,1643 \epsilon, \epsilon_g = 24,8\%$

ϵ	p_e	p'	v_e	$A L_o$	η_g	D_i	p_i	n_s	N_{i_s}
18	0,58	1,74	2,679	79,22	0,7771	10,27	0,98	6,14	321,3
20	0,90	1,70	1,823	101,60	0,7787	8,00	1,85	4,19	407,4
24,8	1,68	1,604	1,047	111,86	0,7825	7,22	3,576	2,40	457,0
30	2,55	1,50	0,765	110,80	0,7866	7,25	4,87	1,753	455,1
40	4,192	1,30	0,516	103,75	0,7944	7,67	6,82	1,183	430,2
50	5,833	1,20	0,398	94,40	0,8023	8,34	8,09	0,916	395,7
65	8,30	1,20	0,300	80,88	0,8140	9,60	9,37	0,688	343,7
82	11,09	1,20	0,236	68,50	0,8275	11,15	10,26	0,540	296,0

Da Spannungsabfall und $\frac{Q}{R}$ verhältnismäßig angenommen sind und die p_e über ϵ aufgetragen, gerade Linien bilden, lässt sich für zwischenliegende Anstrengungen leicht eine ebensolche Übersicht aufstellen. Die Abb. 2 ergibt für die »günstigsten« Füllungen (bei welchen $D_i = D_{i_g}$ einen Mindestwert hat) einen linearen Zusammenhang für die entsprechenden Werte von v_e , p_e und p_i , welche ebenfalls mit dem Index »g« bezeichnet werden. Man kann schreiben:

3) $v_{e_g} \cong 0,3432 + 0,02838 \epsilon_g$
 4) $p_{i_g} \cong 5,076 - 0,06089 \epsilon_g$
 5) $p_{e_g} \cong 3,138 - 0,0588 \epsilon_g$

Aus Gl. 1) ergäbe sich

6a) $D_{i_g} = \frac{27}{(5,076 - 0,06089 \epsilon_g)(0,3432 + 0,02838 \epsilon_g)}$

Dafür soll die einfachere Näherungsformel verwendet werden.

6) $D_{ig} = 14,339 - \epsilon_g (0,54 - 0,0102 \epsilon_g)$.

Die fehlende GröÙe von ϵ_g ergibt sich aus Abb. 1 als Funktion der Rostanstrengung r zu

7) $\epsilon_g = 14,00 + 0,017 r$,

da aus Zusammenstellung 1 und 2 ϵ_g für $\frac{Q}{R} = 1800$ und 3300

($r = 235$ und 635) bekannt und ein linearer Zusammenhang mit sehr guter Annäherung annehmbar ist.

Der Mindestwert von D_{ig} ergibt sich aus

$$\frac{dD_{ig}}{d\epsilon_g} = -0,54 + 0,0204 \epsilon_g = 0$$

zu:

$$\begin{aligned} \epsilon_{gmax} &= 26,47 \text{ ‰} \\ D_{igmin} &= 7,192 \text{ kg/PS}_i \text{ h} \\ \left(\frac{Q}{R}\right)_{max} &= 3560 \text{ kg/m}^2 \text{ h} \\ N_{igmax} &= 495 \text{ PS}_i \\ n_{sgmax} &= 2,707 \text{ t/Sek.} \end{aligned}$$

C. Konstruktion des Hauptdiagramms.

a) In einem rechtwinkligen Achsenkreuz mit n_s als Abszissen, v_e als Ordinaten werde über den n_{sg} die v_{eg} aufgetragen. Jeder Strahl vom Ursprung zu einem Punkt (n_{sg}, v_{eg}) entspricht nach Gl. 2) $n_s = \frac{Q}{1440 R} v_e$ einem bestimmten $\frac{Q}{R}$ und enthält für jede Füllung ϵ das zugehörige v_e . Alle diese Strahlen seien als » v_e -Strahlen« bezeichnet. Die v_{eg} liegen auf der Geraden

$$v_{eg} = 0,70 + 0,145 n_{sg}$$

b) Die Verbindung der v_e für gleiche Füllung ϵ liefert ebenso ein Geraden-Büschel von » ϵ -Strahlen« aus dem Ursprung ($-1,2, 0,100$). Die ϵ -Strahlen sind aber für beiläufig $\epsilon < 15\%$ nicht mehr geradlinig; sie sind jedoch nur bis $\sim \epsilon = 18\%$ benötigt und bis zu diesem Werte können sie noch ohne merklichen Fehler als gerade angenommen werden.

c) Die Konstruktion der ϵ -Kurven ist aus der Abb. 3 ersichtlich.

d) Konstruktion der D_i -Kurven. Wegen der besseren Trennung dieser Kurven in der Nähe ihrer Mindestwerte wurde zu ihrer Darstellung ein drehbares rechtwinkliges Achsenkreuz verwendet, dessen Abszissenachse der jeweilige » v_e -Strahl«, die Ordinate das zum betreffenden ϵ gehörige D_i ist.

Man findet, daß die Verbindungslinie der D_i für gleiches ϵ abermals Gerade sind; dadurch sind Zwischenwerte leicht bestimmbar.

e) Die N_{is} -Kurven im oberen Diagramm sind aus $N_{is} = \frac{Q/R}{D_i}$ berechnet und aufgetragen. Für die Verbindungskurve der N_{isg} ließe sich ein analytischer Ausdruck aus unseren Gleichungen finden, es genügt aber die graphische Darstellung.

f) Auf Grund der Definition γ) $Z_{is} = \frac{Z_i}{J/100}$ können aus

$$Z_i = \frac{270 N_i}{V} = \frac{270 N_{is} R}{11,3 D n_s \frac{R}{J/100}}$$

»spezifische indizierte Zugkraft« Linien gezeichnet werden.

Man erhält $Z_{is} = 23,89 \frac{N_{is}}{n_s}$

g) Im Diagramm der » N_{is} « werden die Kurven konstanter Füllung eingezeichnet.

h) Für irgendein konstantes » n_s « denke man sich in jedem » N_{is} « die GröÙe $\frac{Q}{R}$ in der Zeichenebene senkrecht zur

n_s -Ordinate aufgetragen; die Verbindung der Endpunkte ist eine Gerade.

i) Für irgendein konstantes » n_s « erhält man im Schnitt der auf dem v_e -Strahl errichteten Senkrechten mit der D_i -Geraden für die zugehörige Füllung, den Dampfverbrauch. Die Verbindungskurve ergibt » D_i « für konstantes » n_s « (»Strahlische Betriebscharakteristik«).

An Beispielen sei nun der Gebrauch der aufgestellten Formeln und des Hauptdiagramms erläutert.

I. Die dauernde Höchstleistung und die zugehörige »günstigste« Geschwindigkeit der G 12 Lokomotive der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft sei zu berechnen.

Es sei $\frac{Q}{R} = 3000$, $T = 330^\circ \text{C}$. Die Lokomotive hat: $p_k = 15 \text{ ata}$, $R = 3,90 \text{ m}^2$, $J = 252 \text{ l}$ (drei Zylinder), $D = 1,40 \text{ m}$. Es ist daher $\frac{R}{J/100} = \frac{3,9}{2,52} = 1,548$.

Nach Abb. 1 erhält man für $H = 6700 \text{ Cal}$, $\frac{Q}{R} = 3000$, $r = 540$ und somit aus Gl. 7) $\epsilon_g = 14,00 + 0,017 \times 540 = 23,18\%$ nach unserer Annahme ist für $\frac{Q}{R} = 3000$, $T = 349^\circ \text{C}$ und aus Gl. 6) $D_{ig} = 14,339 - 23,18 (0,54 - 0,0102 \times 23,18) = 7,315 \text{ kg PS}_i \text{ h}$.

Da $T = 330^\circ$ vorausgesetzt wird, wird D_i im umgekehrten Verhältnis der adiabatischen Wärmegefälle für $p' = 1,6$ (vollständige Expansion) (oder für $p_{eg} = 1,775$) größer.

$$D_{ig} \approx \frac{112}{108,5} \cdot 7,315 = 7,549$$

Man erhält $N_{isg} = \frac{3000}{7,549} = 397,4$ und $N_{ig} = 397,4 \times 3,9 = 1550 \text{ PS}_i$. Aus Gl. 5) $p_{eg} = 3,138 - 0,0588 \times 23,18 = 1,775$ erhält man mit Hilfe des JS-Diagramms $v_{eg} = 0,988$ und schließlich aus $V_g = 11,3 D n_s \frac{R}{J/100}$ mit $n_{sg} = \frac{3000}{1440} \cdot 0,988 = 2,058$ $V_g = 50,4 \text{ km/h}$.

II. Bestimmung der Geschwindigkeit V_r der Lokomotive Reihe 455,0 der Tschechoslowakischen Staatsbahn (2 D Lokomotive der früheren Kaschau-Oderberger Bahn) an der Reibungsgrenze. Nach Strahl ist die indizierte Reibungszugkraft $Z_{ir} = \frac{G_a}{5}$ (ohne Sandstreuer) $G_a =$ Reibungsgewicht, hier $= 60000 \text{ kg}$. Die Lokomotive hat: $p_k = 15 \text{ ata}$, Zylinderdurchmesser $d = 610 \text{ mm}$, Hub $s = 650 \text{ mm}$ (zwei Zylinder), $D = 1,700 \text{ m}$, $R = 4,47 \text{ m}^2$.

Bei einer Anstrengung $\frac{Q}{R} = 2860$, $T = 347^\circ \text{C}$ erhält man $J = \frac{\pi}{4} d^2 s = 190 \text{ l}$

$$\begin{aligned} \frac{R}{J/100} &= 2,3526 \\ \frac{J/100}{D} &= 1,118 \\ Z_{ir} &= 12000 \\ Z_{isr} &= \frac{Z_{ir}}{J/100} = \frac{12000}{1,118} = 10730 \end{aligned}$$

Aus Abb. 3: $n_{sr} = 0,72$ daher: $V_r = 11,3 \times 1,7 \times 0,72 \times 2,3526 = 32,5 \text{ km/h}$

$$N_{ir} = \frac{12000 \times 32,5}{270} = 1443 \text{ PS}_i, \epsilon_r \approx 53 \%$$

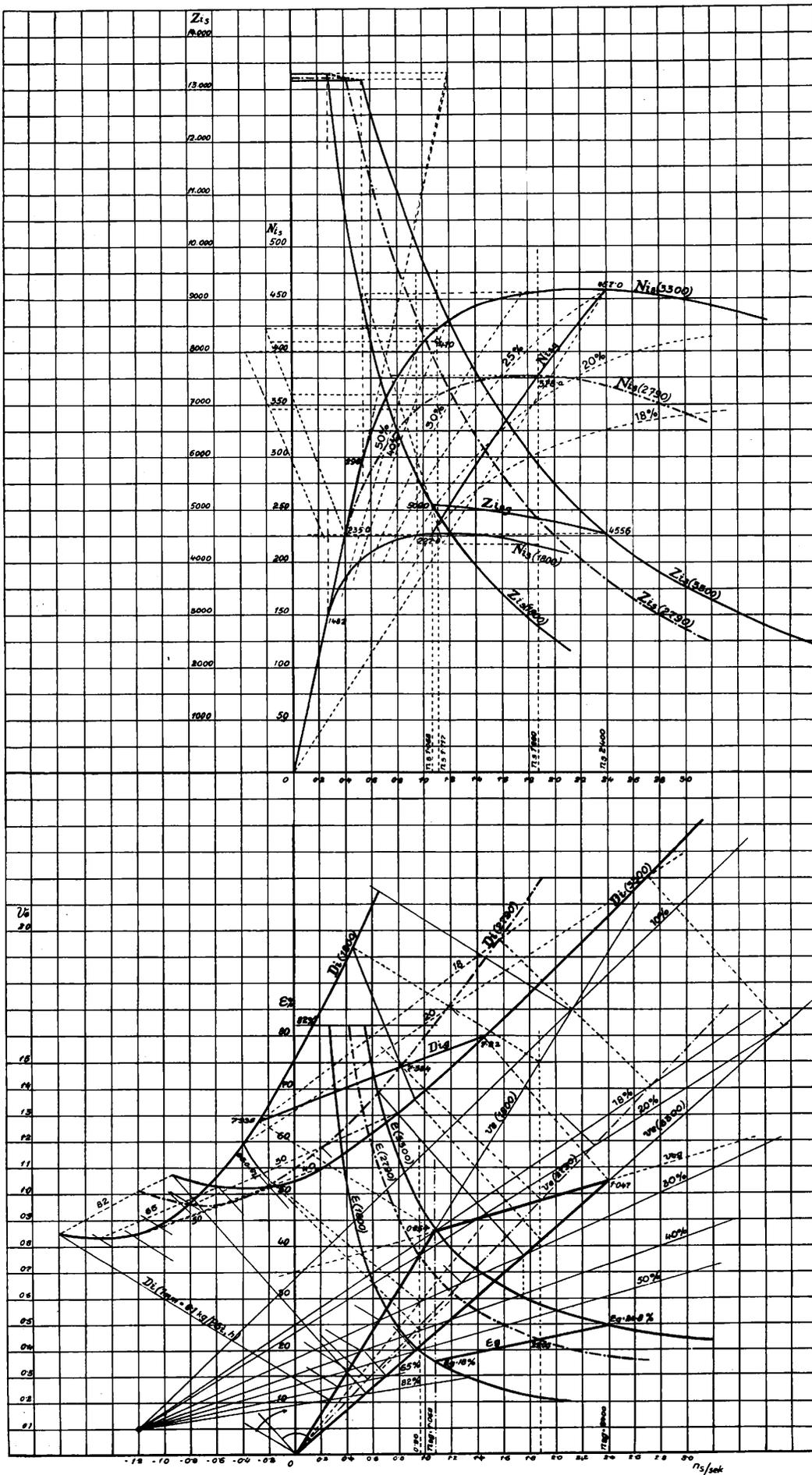


Abb. 3. Hauptdiagramm der Heißdampflokomotive mit einfacher Dampfdehnung. $p_k = 15 \text{ ata}$.

Ist $\frac{Q}{R} = 3300$, wird $n_{sr} = 0,84$

und $V_r = 38,0 \text{ km}$
 $N_{ir} = 1687 \text{ PS}_i$
 $\varepsilon_r \approx 53 \text{ ‰}$

III. Berechnung einer Lokomotive bei gegebenem Betriebsprogramm.

Es soll eine Heißdampf-Zwillingslokomotive berechnet werden, welche

1. einen Güterzug von 800 t auf einer langen Steigung von 10 ‰ (einschließlich Bogenwiderstand) mit annähernd 30 km/h und
2. einen Güterzug von 560 t auf einer Steigung von 16 ‰ mit $\sim 25 \text{ km/h}$ befördern kann.

Wir wählen: $p_k = 15 \text{ ata}$, $V_{\max} = 60 \text{ km/h}$, Achsdruck $P \approx 15,0 \text{ t}$.

Zu 1. Das Gewicht von Lokomotive und Tender kann nach ausgeführten Lokomotiven auf $G_{1+t} = 120 \text{ t}$ geschätzt werden. Nach der »vereinfachten« Widerstandsformel ist:

$$W = (800 + 120) \left(2,5 + \frac{30^2}{2000} + 10 \right) = 11910 \text{ kg}$$

Mit einem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0,90$ erhält man

$$Z_i = \frac{11910}{0,9} = 13230 \text{ kg}$$

und

$$N_i = \frac{13230 \times 30}{270} = 1470 \text{ PS}_i.$$

Die Rostanstrengung sei zu $r = 500 \text{ kg}$ für dauernde Höchstleistung angenommen, womit aus Abb. 1 $\frac{Q}{R} = 2875$ sich ergibt.

Aus Gl. 7) und Gl. 3) folgt $v_{eg} = 0,982$.

Nimmt man $V_{\max} = V_g = 60 \text{ km/h}$ an, so ist

$$n_{sg} = \frac{2875}{1440} \times 0,982 \approx 1,964.$$

Bei $V = 30 \text{ km/h}$ ist dann $n_s = \frac{1,964}{2} = 0,982$ und nach Abb. 3 die entsprechende spezifische Leistung $N_{is} \approx 365 \text{ PS}_i$. Da wir $N_i = 1470 \text{ PS}_i$ brauchen, ergibt sich die notwendige Rostfläche zu $R = \frac{1470}{365} = 4,028 \text{ m}^2$.

Der Triebbraddurchmesser sei $D = 1,30 \text{ m}$, dann ist aus $V_g = 11,3 \times D \times n_{sg} \times \frac{R}{J/100} = 60 = 11,3 \times 1,3 \times 1,964 \times \frac{4,028}{J/100}$

$$J = 194 \text{ l.}$$

Nach üblicher Annahme des Hubes, ergibt sich hieraus der Zylinderdurchmesser.

Zu 2. Der Widerstand ergibt sich zu:

$$W = (560 + 120) \left(2,5 + \frac{25^2}{2000} + 16 \right) = 12780 \text{ kg}$$

und wieder Z_i , diesmal als indizierte Zugkraft an der Reibungsgrenze $Z_{ir} = \frac{12780}{0,90} = 14200 \text{ kg}$; mit $f_i = \frac{1}{5}$ wird das notwendige Reibungsgewicht $G_a = 14200 \times 5 = 71000 \text{ kg}$ entsprechend fünf gekuppelten Achsen zu $P = 14,2 \text{ t}$ Achsdruck.

Die spezifisch indizierte Zugkraft:

$$Z_{isr} = \frac{14200}{\frac{J/100}{D}} = \frac{14200}{1,492} \approx 9520 \text{ kg}$$

aus Abb. 3 $n_{sr} = 0,86$, $V_r = 26,15 \text{ km/h}$, $\varepsilon_r \approx 45 \text{ ‰}$.

D. Kurze Behandlung einiger Fragen, deren Beantwortung Abb. 3 erleichtert.

a) Ausnützung der Zugkraft an der Reibungsgrenze mit Rücksicht auf die dauernd anwendbare größte Füllung.

Wenn die, mit einem $f_i = \frac{1}{5}$ nach Beispiel II, bestimmte Füllung ε_r zu groß wird und wegen der Feuerhaltung nicht für längere Zeit (Fahrt mit der Reibungsgeschwindigkeit im Beharrungszustand, zum Unterschied vom Anfahren, wo größere Füllung für kurze Zeit in Betracht kommt) angewendet werden kann, muß die Anstrengung der Lokomotive ermäßigt werden; die Füllung des Beharrungszustandes wird: $\varepsilon_k < \varepsilon_r$, $V_b > V_r$ (siehe Ingenieur Arlet »Kritische Geschwindigkeit« in der Zeitschrift »Die Lokomotive« 1922). Wenn sich z. B. herausstellt, daß die Lokomotive des Beispiels II eine Füllung von $\varepsilon_r = 53 \text{ ‰}$ auf die Dauer nicht verträgt, so muß mit $\varepsilon_k < 53 \text{ ‰}$, z. B. $\varepsilon_k = 45 \text{ ‰}$ gefahren werden. Bei $\frac{Q}{R} = \text{Konstante}$, wird

dann $f_i < \frac{1}{5}$, $V_b > V_r$ (neue Reibungsgeschwindigkeit) und die Belastung wird kleiner.

b) Anfahren.

Für das, kurze Zeit dauernde, Anfahren auf starker Steigung kann 1. $\frac{Q}{R} = 3300$, 2. $f_i = \frac{1}{4}$ angenommen werden. Mit Hilfe der Abb. 3 lassen sich die mit zunehmender Umdrehungszahl abnehmenden Z_i bestimmen, ebenso der Dampfverbrauch und mit Abb. 1 dann auch der Kohlenverbrauch.

c) Größte mögliche Reibungszugkraft.

Nach Abb. 3 ist $Z_{i_{g_{\max}}} \approx 13360$; damit ist für eine bestimmte Lokomotive die größte Zugkraft aus der Kesselleistung und somit auch $f_{i_{\max}}$ bestimmt. Die größte Füllung ist in Abb. 3 $\varepsilon_{\max} = 82 \text{ ‰}$ angenommen. Es wird meistens der Strahlische Höchstwert $f_i = \frac{1}{3,33}$ nicht erreichbar sein.

d) Wahl der Zylindergröße mit Rücksicht auf die Höchstfüllung an der Reibungsgrenze.

Je größer der Zylinderinhalt, desto kleiner wird, bei gleichem f_i , die Füllung ε_r . Man kann also auch $f_i > \frac{1}{5}$ erreichen, wenn entweder ε_r größer zugelassen wird, oder wenn J vergrößert wird.

1. Die Rechnung, welche zugleich ein Beispiel zum Fall a) bietet, werde für eine dreifach gekuppelte Heißdampflokomotive mit $G_a = 3 \times 16 = 48 \text{ t}$, $D = 1,700 \text{ m}$, $p_k = 15 \text{ ata}$, $R = 4,5 \text{ m}^2$ durchgeführt. Wie groß muß J sein, wenn $\varepsilon_r = 50 \text{ ‰}$, $f_i = \frac{1}{4}$

und $\frac{Q}{R} = 3300$ angenommen wird?

Aus Abb. 3: $Z_{i_{sr}} = 10400$

$$n_{sr} = 0,90$$

$$\text{da } Z_{ir} = \frac{48000}{4} = 12000 \text{ ist}$$

$$\text{entnimmt man } \frac{J/100}{D} = \frac{12000}{10400} = 1,154$$

$$J/100 = 1,154 \times 1,7 = 1,96$$

$$J = 196 \text{ l}$$

Die Reibungsgeschwindigkeit ist $V_r = 39,8 \text{ km/h}$.

Bei einem normalen Wert $f_i = \frac{1}{5}$ und $\frac{Q}{R} = 2860$

$$\text{ist } Z_{i_r} = \frac{48000}{5} = 9600$$

$$Z_{i_{s_r}} = 8320$$

$$n_{s_r} = 1,08, V_r = 47,8$$

$$\varepsilon_r \sim 36\%$$

Diese Füllung ist für die, richtigerweise nur auf großen Steigungen vorkommende, Geschwindigkeit zu klein; Füllungen zwischen 30 und 40% kommen für die günstigen Strecken zur Anwendung, auf den selteneren großen Steigungen kann $\varepsilon_r = 45\%$ betragen. Mit $f_i = \frac{1}{5}$ wird dann $Z_{i_{s_r}} = 9900$.

$$n_{s_r} = 0,82$$

$$J = \frac{9600 \times 1,7 \times 100}{9900} = 165 \text{ l}$$

$$V_r = 44 \text{ km/h.}$$

Damit ist auch eine größere Spannung zwischen V_g und V_r erreicht, was für die Einstellung der notwendigen Leistungen vorteilhaft ist.

$$\text{Im Falle } J = 196 \text{ l ist } V_r = 47,8, V_g = 87,2$$

$$\text{» » } J = 165 \text{ l ist } V_r = 44,0, V_g = 103,2$$

und das Verhältnis wird einmal $\frac{V_g}{V_r} = 1,824$, das anderemal $= 2,345$.

2. Die Lokomotive habe $J = 170 \text{ l}$, $D = 1,7 \text{ m}$, $R = 4,5 \text{ m}^2$, vier gekuppelte Achsen zu 16 t, also $G_a = 64000 \text{ kg}$.

$$\text{Mit } f_i = \frac{1}{5} \text{ ist } Z_{i_r} = 12800$$

$$Z_{i_{s_r}} = \frac{12800}{\frac{1,7}{1,7}} = 12800$$

und nach Abb. 3 $n_{s_r} = 0,56$, $V_r = 28,4$, $\varepsilon_r = 64\%$.

Diese Füllung ist auf längere Zeit nicht einzuhalten, sie kann aber z. B. $\varepsilon_k = 45\%$ sein.

$$\text{Dann ist } Z_{i_{s_r}} = 9900$$

$$Z_{i_r} = 9900$$

$$f_i = \frac{1}{6,465}, V_r = 41,7 \text{ km/h.}$$

Diese geringe Ausnutzung der Reibung beweist, daß die Zylinder zu klein sind und somit die vierte Kuppelachse zwecklos wäre. Um sie auszunutzen, wenn $f_i = \frac{1}{5}$, $\varepsilon_r = \varepsilon_k = 45\%$, also

$$Z_{i_r} = 12800$$

$$n_{s_r} = 0,82$$

$$Z_{i_{s_r}} = 9900 \text{ ist}$$

mufs $J = 100 \frac{Z_{i_r}}{Z_{i_{s_r}}} D = 221 \text{ l}$ gewählt werden.

Dann ist $V_r = 32,1 \text{ km/h}$ (Reibungsgeschwindigkeit = kritische Geschwindigkeit nach Ing. Arlet.

e) Betriebscharakteristik nach Strahl.

Man kann für irgendeine Rostanstrengung nach bekanntem Verfahren die Belastungen berechnen und den stündlichen Dampf- und Kohlenverbrauch für jede Geschwindigkeit bestimmen; für Geschwindigkeiten unterhalb V_r ist zu beachten, daß der spezifische Dampfverbrauch im Verhältnis des ganzen Wärmegefälles zum gedrosselten größer wird, da die Ausnutzung des vollen Dampfdruckes infolge der Beschränkung der Zugkraft durch die Reibung unmöglich wird.

Aus der Belastung G und der Geschwindigkeit V erhält man im Produkt (GV) die Bruttotonnenkilometer. Der stündliche Verbrauch durch (GV) dividiert, ergibt den Verbrauch je Tonnenkilometer, welcher ein Maßstab der Wirtschaftlichkeit ist. Für eine bestimmte Geschwindigkeit und Steigung läßt

sich nun nach C , h und C , i die Strahlsche »Betriebscharakteristik« zeichnen. Als Abszissen erscheinen hier die N_j , anstatt N_e nach Strahl.

Die Betriebscharakteristik in ihrer vollständigen Darstellung läßt dann Schlüsse auf den Einfluß der verschiedenen Auslastung des Zuges, auf die Änderung des Verbrauches bei anderer Geschwindigkeit und Steigung, die Eignung der Lokomotive für den verlangten Dienst u. ä. zu. Die weitläufigen Untersuchungen sollen an dieser Stelle nicht weiter behandelt werden.

E. Die Kennziffern der Lokomotive.

Die sogenannte erste Kennziffer $C_1 = \frac{d^2 s}{D}$ wird für die Modell-Lokomotive

$$C_1 = 1274$$

Die zweite (Garbesche) für eine beliebige Lokomotive

$$C_2 = \frac{d^2 s}{D G_a} \text{ wird}$$

$$C_2 = \frac{400 J}{\pi D G_a}$$

wobei J in Litern, d und s in dm, D in dm, G_a in t einzusetzen ist.

F. Abweichungen von den Annahmen und deren Berücksichtigung.

1. Für eine Kohle von anderem Heizwert als $H = 6700$ ändern sich bei gleichen Grenzanstrengungen $\frac{Q}{R}$ die Werte r . Da die ε_g unverändert bleiben, läßt sich die geänderte Gleichung 7) $\varepsilon_g = a + br$ leicht anschreiben. Die anderen Gleichungen bleiben unverändert.

2. Der Dampfdruck hat nur geringen Einfluß auf $\frac{Q}{R}$ (Strahl).

3. Werden die hier vorausgesetzten Dampftemperaturen im Kessel nicht erreicht, so wird sich $\frac{Q}{R}$ für unverändertes r ändern und zwar für kleineres T' im Verhältnis $\frac{i_o - t}{i_o' - t}$ größer werden. Für die Anstrengungsgrenzen $\frac{Q}{R} = 1800$ bis 3300 ergeben sich somit kleinere r . Gl. 7) müßte ebenfalls entsprechend geändert werden.

4. Wenn die Dampftemperatur im Schieberkasten eine andere als die angenommene ist, so kann dies berücksichtigt werden, indem D_j im Verhältnis der bez. Wärmegefälle verändert wird; ebenso wird D_j durch eine Änderung des Dampfdruckes beeinflusst. Für den oft vorkommenden Druck $p_k = 13 \text{ ata}$ empfiehlt sich der vollständige Entwurf eines Hauptdiagramms. [Das in Gl. 2) vorkommende v muß bei abweichenden Betriebsbedingungen aus dem JS-Diagramm bestimmt werden, es ändert sich dann auch n_s .]

G. Schluß.

Die Verschiedenheit der Steuerungen, die Güte der Ausführung u. ä. bewirkt, daß die Vorausbestimmung der erreichbaren Leistung einer zu entwerfenden Lokomotive äußerst schwierig ist. Im vorangehenden wurden durchwegs mögliche, nicht gar zu günstige Voraussetzungen, insbesondere bezüglich des Dampfverbrauches gemacht; der Gütegrad des Indikator-diagramms, der ja nach Erfahrung angenommen werden muß, ist derart gewählt, daß mit dem Verfahren brauchbare Ergebnisse erzielt werden.

Während der Beschäftigung des Verfassers mit vorliegender Arbeit erschien das nachgelassene Werk von G. Strahl; mit Benützung der Angaben Strahls über den »Spannungs-

abfall« wurde nachträglich eine wesentliche Vereinfachung des neuen Verfahrens erreicht. Die Nachrechnung der Strahlschen Probefahrten und der amerikanischen Prüfstandversuche (Brückmann) erhärtete die Brauchbarkeit dieses Vorschlages. Ver-

fasser hat auch durch Durchrechnung einer Güterzuglokomotive, deren Leistung ihm durch amtliche und eigene Probefahrten einwandfrei bekannt ist, dieses Verfahren als verwendbar bestätigt gefunden.

Über exzentrische Belastung der Holzschwellen.

Von Joseph Nemcsek, Ing. der k. ung. Staatsbahnen, Hatvan.

Exzentrische Belastung der Holzschwellen findet statt bei einseitig schief abgeplatteten Schwellen, wie solche bei vielen Bahnen noch im Gebrauch sind, und weiter bei exzentrisch angebrachten Unterlegplatten, die nach Umnagelungen häufig vorkommen. Die Beanspruchung von Holz und Bettung ist in diesem Falle ungünstig: dies rechnerisch klarzulegen ist die Aufgabe folgender Ableitungen.

Der Schienendruck (ΣP) übt durch einen 1 cm breiten Streifen quer zur Schwellenachse den Teildruck P auf die Schwelle aus, welcher fast genau $\frac{\Sigma P}{1}$ ist, wobei l die Länge der Unterlagsplatte (parallel zur Schwellenachse gemessen) bedeutet (siehe Abb. 1). Dieser Druck erregt wieder auf der unteren Seite der Schwelle einen gleich großen Gegendruck

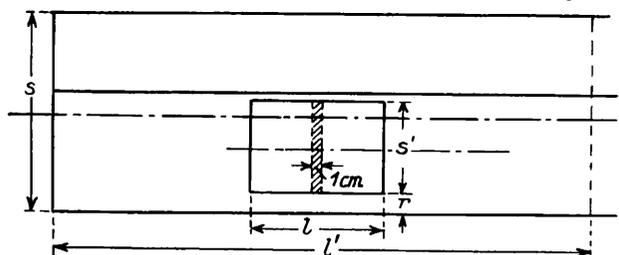


Abb. 1.

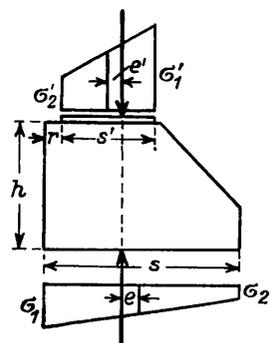


Abb. 2.

auf der Fläche l'. Die Verteilung der Kräfte in der Richtung der Schwellenachse soll hier nicht verfolgt werden, und das Verhältnis $\frac{l}{l'}$ bleibe unbestimmt.

Abb. 2 zeigt die Querschnitte der Spannungsprismen, die bei exzentrischer Belastung unter der Unterlagsplatte und über der Bettung auftreten. Sie müssen Trapeze sein, weil bei rechtwinkligen Figuren die Schweren des oberen und unteren Spannungskörpers nicht zusammenfallen könnten.

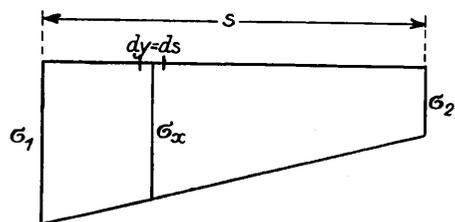


Abb. 3.

Wählt man die in der Abb. 2 vorgeführten Bezeichnungen, so sind die Spannungen:

$$\sigma_1 = \frac{P}{s} \left(1 + \frac{6e}{s} \right) \text{ und } \sigma_1' = \frac{P}{s'} \left(1 + \frac{6e'}{s'} \right)$$

und hieraus die Exzentrizitäten:

$$e = \left(\frac{s\sigma_1}{P} - 1 \right) \frac{s}{6}; \quad e' = \left(\frac{s'\sigma_1'}{P} - 1 \right) \frac{s'}{6}.$$

Mit den Exzentrizitäten können wir die statische Gleichgewichtsbedingung ausdrücken: $r + \frac{s'}{2} + e' = \frac{s}{2} - e$. Diese

gibt nach Benützung obiger Beziehungen

$$s^2 \sigma_1 + s'^2 \sigma_1' = -2P(3r + s' - 2s) \dots a)$$

Diese Bedingung genügt aber nicht zur Bestimmung der beiden Unbekannten (σ_1 und σ_1'), und es gibt auch keine weitere statisch bestimmte Bedingung, so dass wir die Arbeitsgleichung der obwaltenden Kräfte aufstellen müssen. Die Aufgabe ist nicht die schablonenmäßige, da wir es mit stetig ungleichmäßig verteilten Kräften zu tun haben, doch das Prinzip der kleinsten Arbeit führt hier leicht zum Ziele.

Es bedeutet A die innere Formänderungsarbeit der Spannungen σ (deren Grenzen σ_1 und σ_2 sind) im Holze, und A' die innere Formänderungsarbeit der Spannungen σ' (deren Grenzen σ_1' und σ_2' sind) im Holze. Der Gleichung a) entsprechen noch immer unendlich viele Möglichkeiten der Spannungsverteilungen, doch jene einzige wird tatsächlich auftreten, bei welcher die inneren Formänderungsarbeiten A und A' zusammen den kleinsten Wert abgeben, d. h.:

$$\frac{d(A + A')}{d\sigma_1} = \frac{dA}{d\sigma_1} + \frac{dA'}{d\sigma_1} = 0 \dots b)$$

Wenn die Höhe der Schwelle mit h bezeichnet wird, und sie auf der Breite dx unter dem Einflusse der Spannung σ_x (s. Abb. 3) die elastische Formänderung $d h = \frac{h \cdot \sigma_x}{E}$ erleidet, so ist der Ausdruck der inneren Arbeit:

$$A = \frac{1}{2} \int_0^{x=s} \sigma_x dx \cdot d h = \frac{1}{2} \frac{h}{E} \int_0^{x=s} \sigma_x^2 dx,$$

und ebenso $A' = \frac{1}{2} \frac{h}{E} \int_0^{x=s'} \sigma_x'^2 dx$, Gleichung $\dots b)$

$$\text{Somit wird: } \frac{d}{d\sigma_1} \int_0^{x=s} \sigma_x^2 dx + \frac{d}{d\sigma_1'} \int_0^{x=s'} \sigma_x'^2 dx = 0 \dots c)$$

Aus Abb. 3 ist ersichtlich, dass $\sigma_x = \sigma_1 + \frac{2x(P - s\sigma_1)}{s^2}$ ist,

$$\text{wodurch } \int_0^{x=s} \sigma_x^2 dx = \frac{s^2 \sigma_1^2 + 4P^2 - 2Ps\sigma_1}{3s} \text{ und}$$

$$\int_0^{x=s'} \sigma_x'^2 dx = \frac{s'^2 \sigma_1'^2 + 4P^2 - 2Ps'\sigma_1'}{3s'}$$

Nach Gleichung c) wird daher

$$\frac{d}{d\sigma_1} \left(\frac{s^2 \sigma_1^2 + 4P^2 - 2Ps\sigma_1}{3s} \right) + \frac{d}{d\sigma_1'} \left(\frac{s'^2 \sigma_1'^2 + 4P^2 - 2Ps'\sigma_1'}{3s'} \right) = 0.$$

Aus der Bedingungsgleichung a) erhalten wir

$$\sigma_1' = \frac{-2P(3r + s' - 2s) - s_1^2 \sigma_1}{s'^2}.$$

Setzen wir dies in obige Gleichung ein, so erhalten wir durch Differenzieren die größte Spannung an der unteren Fläche der Schwelle bei exzentrischem Druck in der Form

$$\sigma_1 = \frac{P}{ss'^3 + s^4} [4s^3 - 3s^2(s' + 2r) + s'^3] \dots d)$$

Da aber $l = l'$ ist, so erleidet dieser Ausdruck eine Reduktion; der verhältnismäßige Einfluss der Exzentrizität ist aber auch bestimmbar, ohne dass man die Verteilung der Druckkräfte senkrecht zur Kraftebene verfolgt. Es sei der gleichmäßige Bettungsdruck unter der Schwelle bei zentrischer Belastung in der Ebene des Schienenlängsschnittes $\sigma = \frac{\sigma_1}{\kappa}$, so ist der Einfluss der Exzentrizität aus

$$\frac{P}{s} \kappa = P \frac{4s^3 - 3s^2(s' + 2r) + s'^3}{ss'^3 + s^4} \text{ nach Ein-}$$

führung der Verhältniszahlen $\frac{s'}{s} = \alpha$ und $\frac{2r}{s} = \beta$ berechenbar zu:

$$\kappa = \frac{\alpha^3 + 4 - 3(\alpha + \beta)}{\alpha^3 + 1} \dots \dots \dots e)$$

Bei zentrischer Belastung, wenn also bei Schwellen rechtwinkligen Querschnittes die Unterlegplatte über der Längsachse mittig liegt, ist $\beta = 1 - \alpha$, was in den Ausdruck für κ eingesetzt natürlich = 1 liefern muß, da in diesem Falle $\sigma_1 = \sigma$ ist.

Wenn eine 16 cm breite Unterlegplatte am Rande einer Schwelle liegt, deren untere Breite 25 cm ist, wobei $P = \frac{8000}{18} = 444$ kg wird, so liefert obige Gleichung $\sigma_1 = 1,85 \sigma$, d. h. eine 85%ige Überbelastung der Bettung infolge der Exzentrizität, die sich zu 3,85 cm berechnen läßt.

Falls $\beta = 0$, sind die zusammengehörigen Werte:

$\alpha = 0,5$	$0,6$	$0,7$	$0,8$	$0,9$	$1,0$
$\kappa = 2,33$	$1,99$	$1,67$	$1,40$	$1,17$	$1,00$

Für die Holzpressung unter der Platte liefert Gleichung a) den Übergang von σ_1 der Gleichung d) auf σ_1' . Es sei $\sigma_1' = \lambda \sigma = \lambda \frac{P}{s}$, wobei:

$$\lambda = \frac{3\alpha(1-\beta) - 2\alpha^3 + 1}{\alpha + \alpha^4} \dots \dots \dots f)$$

Wenn $\alpha = \beta = 0,5$ ist, so wird $\lambda = 2,00$ und wenn $\alpha = 0,5, \beta = 0$, so wird $\lambda = 2,666$, die Überbelastung beträgt also 33%.

Bei $\sigma_1' = \lambda' \sigma' = \lambda' \frac{P}{s'}$ ist

$$\lambda' = \frac{1 + 3\alpha^2(1-\beta) - 2\alpha^3}{1 + \alpha^3} \dots \dots \dots g)$$

$\beta = 1 - \alpha$ gibt wieder $\lambda' = 1$ und $\alpha = 0,5, \beta = 0, \lambda' = 1,33$, also gleichfalls 33% Überbelastung.

Es können aber noch größere Beanspruchungen auftreten. Das ist leicht einzusehen, wenn die Resultierende außerhalb des Kernes wirkt, also die Exzentrizität Dreiecksspannungsfiguren hervorruft.

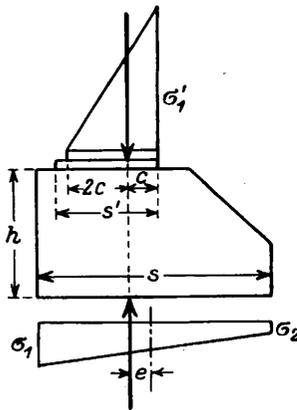


Abb. 4.

Das ist jedoch bei den in Frage kommenden Mafsen nicht der Fall, wenn man noch voraussetzt, daß die Schiene die Unterlegplatte gleichmäÙig beansprucht. DaÙ oben und unten Dreiecksfiguren nicht zugleich entstehen können, ist leicht zu beweisen, wogegen der Beweis, daß der in der Abb. 4 angedeutete Fall nicht vorkommen kann, sehr langwierig ist. Wir begnügen uns an einem Beispiel zu zeigen, daß der angedeutete Fall dem Satze vom Minimum der inneren Arbeiten widerspricht.

Wenn der Fall möglich wäre, so müÙten die statisch bestimmten und unbestimmten Bedingungen*) zu folgender Gleichung 3. Grades führen:

$$\sigma_1^3 - \sigma_1^2(1-4\varrho) + 4\sigma_1\varrho\sigma_1'(1+\varrho) - 4\sigma_1^3(1+\varrho^2) = 0 \dots h)$$

wo $\varrho = 2 - \frac{3}{2}\beta - 3\alpha, \sigma = \frac{P}{s}, \alpha = \frac{s'}{s}, \beta = \frac{2r}{s}$.

*) Die statisch bestimmte Bedingung lautet $\frac{s^2\sigma_1}{2P} - \frac{2P}{\sigma'} = 2s - 3r - 3s'$, und aus der Bedingung der kleinsten Formänderungsarbeit erhalten wir $\frac{d}{d\sigma_1} \left(\frac{s^2\sigma_1^2 + 4P^2 - 2Ps\sigma_1}{3s} \right) + \frac{d}{d\sigma_1} \frac{2}{3} P\sigma' = 0$. Es ist weiter hierin $\frac{d\sigma'}{d\sigma_1} = \frac{4P^2s^2}{s^4\sigma_1^2 + 4P^2(2s - 3r - 3s')^2 - 4Ps^2\sigma_1(2s - 3r - 3s')}$.

σ' ist dann $= \frac{4\sigma^2}{\sigma_1 - 2\sigma\varrho}$ und $e = \left(\frac{s\sigma_1}{P} - 1 \right) \frac{s}{6}, c = \frac{2}{3} \frac{P}{\sigma'}$.
 Zur Probe muß $r + s' - c = \frac{s}{2} - e$ sein.

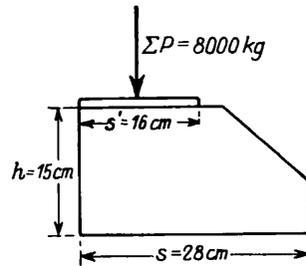


Abb. 5.

Berechnen wir nun den Grenzfall der Abb. 5 nach Gleichung h). Wir bekommen $\sigma_1 = 25,4 \text{ kg/cm}^2, \sigma' = 62,5 \text{ kg/cm}^2$. Nehmen wir dagegen Vierecksfiguren an, so wäre nach Gleichung e) $\sigma_1 = 33,0 \text{ kg/cm}^2$ und $\sigma' = 37,5 \text{ kg/cm}^2$.

Welche der beiden Fälle unter der Belastung tatsächlich eintritt, hängt davon ab, ob bei der ersten Gruppe der Spannungen oder bei der zweiten gröÙere innere Arbeiten vorkommen.

Die inneren Arbeiten bei zwei viereckigen Spannungsfiguren sind:

unter der Schwelle $A_u = \frac{\varrho s}{3} (\sigma_1^2 + 4\sigma^2 - 2\sigma\sigma_1) \cdot 1,0 \text{ kgcm},$

unter der Platte $A_o = \frac{\varrho s}{3} \left(\frac{a^2\sigma'^2 + 4\sigma^2 - 2\sigma a\sigma'}{a} \right) \cdot 1,0 \text{ kgcm},$

bei einer Dreiecksspannungsfigur und einer Vierecksfigur

unter der Schwelle $A_u = \frac{\varrho s}{3} (\sigma_1^2 + 4\sigma^2 - 2\sigma\sigma_1) \cdot 1,0 \text{ kgcm},$

unter der Platte $A_o = \frac{\varrho s}{3} 2\sigma\sigma' \cdot 1,0 \text{ kgcm}.$

Bei unserem Beispiel ist mit $\Sigma P = 8000 \text{ kg}, l = 18 \text{ cm}, h = 15 \text{ cm}, \varrho = \frac{h}{2E} = 0,0000681 \text{ cm}^3\text{kg}^{-1}, \sigma = \frac{\Sigma P}{s l}, s = 28 \text{ cm}, \alpha = 0,57, A_u = 0,724 \text{ kgcm}, A_o = 0,874 \text{ kgcm}, \bar{A}_u = 0,531 \text{ kgcm}, \bar{A}_o = 1,260 \text{ kgcm}.$

Da $A_u + A_o < \bar{A}_u + \bar{A}_o$ ist, so haben wir den Beweis dafür, daß selbst in diesem extremen Fall die Resultierenden innerhalb des Kernes verbleiben.

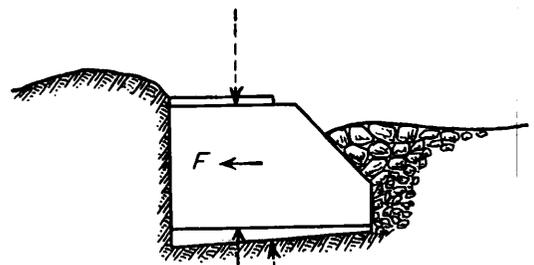


Abb. 6.

Exzentrisch belastete Schwellen (besonders solche vom Querschnitte der Abb. 6) verursachen noch eine unangenehme Erscheinung, die ihre Anwendung in minderwertiger Bettung und bei Unterhaltung nach den Grundsätzen der planmäßigen Gleisunterhaltung nicht ratsam macht. Eine solche Schwelle wandert nämlich und zwar um so rascher, je weniger Reibungswiderstand die Bettung und die Schiene bieten. Während bei gut unterstopfter Schwelle in Steinschlag die Wanderung kaum merkbar ist, kommt die Schwelle in schlechtem Schotter, besonders wenn fehlerhaft oder zu selten nachgestopft wird, erst durch den Gegendruck eines aufgestauchten Schotterhügels und durch die Spannwirkungen einer inzwischen eintretenden schrägen Lage der wandernden Schwelle in einen Gleichgewichtszustand. Der Abstand von der Nachbarschwelle kann sich dabei nach zahlreichen Aufmessungen bis zu 25 bis 30% verändern.

Bemerkenswert bei dieser Wanderung einzelner Schwellen ist, daß die Schwelle mit ihrer lotrechten Fläche F vorwärtsdringt, nicht aber in der Richtung ihrer Keilform. Die Schwelle verschiebt sich also in jener Richtung, wohin die Resultierende der Druckkräfte bei der exzentrischen Belastung von der Halbierungsachse des Schwellenfeldes vorrückt. Die Ursache dürfte in der ungleichförmigen Belastung der Bettung zu suchen sein, wodurch leicht eine schiefe Auflagerfläche unter der hohl liegenden Schwelle entsteht. Wenn auch die resultierende Auflagerkraft, die zu dieser schiefen Fläche senkrecht zu

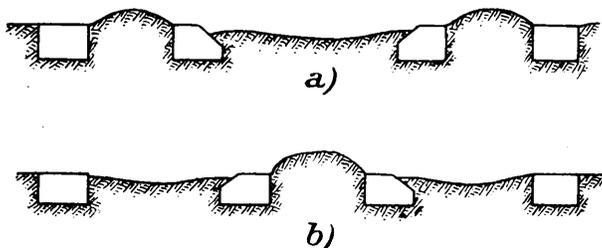


Abb. 7.

denken ist, eine kleinere wagrechte Komponente hat als die P -Übung, so wirken die Schwingungen der entlasteten Schwelle auf dieser schiefen Fläche sicher wanderungserregend. Eine einwandfreie Erklärung und numerische Behandlung dieser Besonderheit bedarf noch eingehenderer Untersuchungen.

Wichtig ist noch der Fall, wenn zwei seitlich abgeschrägte Schwellen nebeneinander zu liegen kommen; hier können bald Wanderungen nach den zwei entgegengesetzten Fällen a) und b) der Abb. 7 eintreten. Auf diese Weise können einzelne Schwellen auch entgegengesetzt zur Wanderrichtung der Schiene wandern, auch bergwärts. Dagegen konnten selbst in sparsam unter-

haltener Schotterbettung kaum jemals Fälle beobachtet werden, daß solche Schwellen auf die Dauer fest stehen, noch weniger, daß sie entgegen der angeführten Regel wandern.

Lehrreich ist die Beobachtung, daß bei ausgeräumtem Schotter die in ihre ursprüngliche Einteilungen gebrachten Schwellen nach drei bis vier Tagen beträchtliche Wanderungen ausführen, je in der Richtung ihrer exzentrischen Beanspruchung.

Bei Nebenbahnen sind mitunter schräg liegende Mittelschwellen bemerkbar; die Untersuchung wird bei den meisten ergeben, daß die eine Unterlegplatte exzentrisch liegt, die andere besser oder ganz symmetrisch.

Unsere Untersuchungen führen zu folgenden Ergebnissen über das Verhalten exzentrisch belasteter Schwellen:

1. Die Beanspruchung des Holzes unter der Platte ist um 20 bis 40% größer als bei gleichmäßiger Belastung durch die in der Mittellinie auflagernde Platte; dieser Umstand ist nicht zu unterschätzen, wenn man bedenkt, daß die Kraftübertragung durch die Platte senkrecht zu den Holzfasern geschieht und die Beanspruchung durch den Plattenrand als Abscherung parallel zu den Fasern wirkt. In der Tat sind solche Schwellen durch die Platten am meisten eingekerbt und man wird immer beobachten, daß die Einkerbungen an jener Plattenseite am stärksten sind, die der Schwellenmitte näher liegt. Die oben angedeutete Prozentzahl wird noch größer, wenn die Schiene in ihren elastischen Schwingungen mehr an dieser Vorderseite der Platte den Raddruck übermittelt.

2. Die Bettung kann eine fast 100%-ige einseitige Überbelastung erfahren, wobei gleichzeitig die andere Seite stark entlastet wird, wodurch die Schwelle sehr bald hohl zu liegen kommt.

3. Wenn die Schwelle nicht auf bester Unterlage liegt und öfter unterstopft wird, so wandert sie und es entstehen unzulässige Schwellenabstände.

Plötzliche Wanderungen der Schwellen.

Von Elemér v. Pál, Dipl.-Ingenieur.

Inspektor der kgl. ung. Staats-Eisenbahn.

Man bemerkt öfters Schwellen, die ganz nahe zur Nachbarschwelle liegen. Als Begleiterscheinung zeigt sich eine unnatürliche Aufbauschung der Bettung.

Diese Erscheinung, die durch die rollende Belastung verursacht wird, sei »Schwellenwanderung« genannt.

Es sei darauf hingewiesen, daß auch die allgemein bekannte »Schienenwanderung« eine Verschiebung der Schwellen zur Folge haben kann. Diese Erscheinung zeigt denselben Charakter, wird aber durch andere Ursachen hervorgerufen und ist also von der »Schwellenwanderung« streng zu unterscheiden*). Solche Schwellenwanderungen werden in der Regel in der Mitte der Schienenfelder, seltener in der Nähe der Schienenstöße beobachtet. Die Masse der Verschiebungen betragen oft 25 bis 30, sogar bis 50 cm.

Bewegen sich beide Enden der Schwellen gleichmäßig, so hat man es mit einer zweiseitigen, wenn hingegen nur ein Ende verschoben wird, mit einer einseitigen Schwellenwanderung zu tun.

Diese Bewegung der Schwellen unterscheidet sich von den anderen Veränderungen des Oberbaues (z. B. Schienenwanderung, Senkungen usw.). Diese entstehen langsam und benötigen manchmal Monate, sogar Jahre, bis sie bemerkt werden. Mit den Schwellenwanderungen steht die Sache jedoch anders, denn die Beobachtungen und die Begleiterscheinungen haben ergeben, daß sie plötzlich, wie durch Schlagwirkung an einem im vorhinein nicht bestimmbar Orte auftreten.

*) (Anmerkung der Schriftleitung). Es dürfte sich empfehlen, die plötzlich und sprunghaft auftretende »Schwellenwanderung« zum Unterschied von der ähnlichen Folgeerscheinung des Schienenwanderns mit einem besonderen Namen zu bezeichnen, etwa mit »Schwellenschub«.

Diese Erscheinung soll im folgenden in kurzer Zusammenfassung erklärt werden.

Eine Schwelle drängt sich derart in die Nähe der Nachbarschwelle, als ob sie auf ihren Schienenennägeln hinge, der Drang erzeugt vor sich eine Aufbauschung, hinter sich eine Lücke in der Bettung.

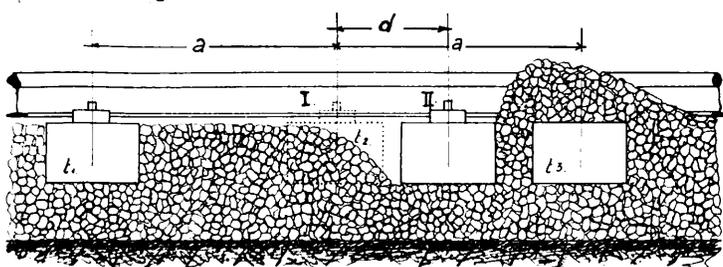


Abb. 1. Wanderschwelle. Schwelle t_2 wandert von Lage I in Lage II und bauscht die Bettung auf. a ist die ursprüngliche Schwellenweite, d die Größe der Wanderung.

Der erste Eindruck bei der Beobachtung einer Wanderschwelle (Abb. 1) ist, als ob jemand gegen die Mitte der Schwellenoberkante einen starken Hammerschlag geführt hätte. Man sucht die Spuren dieses starken Schlages, glaubt ihn verursacht durch hängende Wagenbestandteile, findet aber nichts. Diese Schwellenwanderungen haben zweierlei sehr gefährliche Eigenschaften. Die eine ist ihre rasche Entstehung, die zweite ist der im vorhinein nicht bestimmbar Ort. Betreffs der raschen Entstehung bemerkt man, daß ein einziger durchfahrender Zug eine derartige Schwellenwanderung hervorrufen kann. Dies läßt sich durch folgende Beobachtungen begründen:

1. Die Aufbauscheidung der Bettung macht den Eindruck einer Sprengung und zwar deshalb, weil die großen Bettungskörner weiter, die kleineren näher an der Wanderschwelle liegen; ferner, weil zwischen der Wanderschwelle und der aufgebauten Bettung ein senkrechter, 8 bis 10 mm breiter Zwischenraum sichtbar wird, der dadurch entsteht, daß die elastische Bettung die Wanderschwelle zurückwirft. Dieser Spalt verschwindet jedoch wieder durch die walzende Wirkung der nachkommenden Züge. Die Ansicht, daß ein entgegengesetzt kommender Zug solchen Spalt erzeugen kann, ist nicht zutreffend, da ein dadurch entstandener Spalt auch später sichtbar bleiben würde.

Bei einer frisch entstandenen Schwellenwanderung ist die obere Seite der Schwelle von einer feinkörnigen dünnen Schotterschicht bedeckt, weil die Bettung vor der raschen Bewegung der Schwelle nicht ausweichen kann und auf die Schwelle zurückfällt. Diese dünne Schotterschicht verschwindet dann teilweise durch die Erschütterung, durch den Luftstrom der rollenden Züge, ist aber bei einer frischen Wanderschwelle immer sichtbar.

2. Infolge der Verschiebung verkratzen die Befestigungsmittel den Schienenfuß oben oder unten, je nachdem ob Unterlagsplatten oder nur Schienennägel vorhanden sind.

Diese Verkratzungen bestätigen die Schnelligkeit der Verschiebung und beweisen die gleichzeitige Verschiebung der ganzen Schwelle. Diese Verkratzungen zeigen der ganzen Länge nach Metallglanz, der sich selbstredend mit der Zeit oxydiert, so daß nur die rostige Spur zurückbleibt, die noch lange Zeit sichtbar ist.

Eine andere gefährliche Erscheinung der Schwellenwanderung ist ihr unerwartetes Auftreten. Den Ort einer kommenden Schwellenwanderung verrät weder der Zustand der Schwelle noch der des Bahngleises. Eine Schwellenwanderung entsteht unbedingt, wenn die Lastübertragung an der Schwellenlagerfläche nicht in die senkrechte Mittellinie oder in ihre unmittelbare Nähe fällt. Bei einer Schwelle mit trapezförmigem Querschnitt kommt dies öfter vor.

Wanderschwellen kommen bei jedem Oberbau, auf jeder Haupt- und Nebenlinie, in der Geraden sowie in Krümmungen, Gefällen und Steigungen vor, wenn die Gleiserhaltung nicht mit entsprechender Sorgfalt durchgeführt wird. Außerdem hat man beobachtet, daß Schwellenwanderungen sehr häufig in verschmutzter Bettung und sogar bei kurz vorher eingebauten Eisenbetonschwellen entstanden.

In Ungarn fand der Verfasser Wanderschwellen am häufigsten bei Vizinalbahnen, wo der Oberbau schwächer und die Bettung minderwertig ist. Bei der Arad-Csanáder-Eisenbahn hat man unmittelbar nach der serbischen Besetzung in manchen Abschnitten auf 100 m 25 bis 30 Wanderschwellen gefunden.

Über die Einzelheiten, die Entstehung und die Folgen der Schwellenwanderung ist folgendes zu bemerken:

1. Es gibt einseitige und zweiseitige Schwellenwanderung, bei letzterer bewegen sich die beiden Enden der Schwelle ungleichmäßig.

2. Nur bei großem Gefälle geht die Fortbewegung in der Fallrichtung, bei geringem oder auf der Wagrechten kann die Fortbewegung in beiden Richtungen vorkommen, bei Nachbarschwellen sogar in entgegengesetzter Richtung. Dies beweist am schlagendsten, daß sich die Schwelle unmöglich durch Schienenwanderung fortbewegt haben kann.

3. In der Nähe von Haltestellen, wo schnellfahrende Züge stark bremsen, hat man Wanderschwellen in größerer Anzahl beobachtet als auf der übrigen Strecke.

4. Wichtig sind die geologischen Verhältnisse des Untergrundes. Unserer Überzeugung nach erleichtert elastischer Untergrund wie z. B. Torf, Moor, feuchter Lehm usw. die Entstehung von Schwellenwanderungen.

Wenn sich einer Schwelle eine rollende Belastung nähert, so treten laut Couard's Beobachtungen folgende Erscheinungen auf:

1. Wenn das erste Rad 6 m vor der Schwelle ist, so hebt sich diese aus ihrer Ruhestellung.

2. Wenn das erste Rad 3 m vor der Schwelle ist, so erreicht ihre Aufwärtsbewegung den Höhepunkt.

3. Wenn das erste Rad 2 m vor der Schwelle ist, so senkt sich diese unter ihre Ruhestellung und erreicht

4. ihren tiefsten Punkt, wenn das Rad sich über der Schwelle befindet.

Diese Zahlen sind Durchschnittsangaben. Es ist somit festgestellt, daß die rollende Belastung selbst bei gut erhaltenen Strecken im Oberbau (Schienen und Schwelle zusammen) eine pendelnde Bewegung in senkrechter Richtung erzeugt. Die Folgen sind verschiedene Beschädigungen der Strecke, wie Senkungen, Nachlassen des Kleineisens usw.

Diese Pendelbewegung gepaart mit der walzenden Wirkung der rollenden Belastung erzeugt die Wanderschwellen. Wir haben hier dieselbe Erscheinung wie bei einer arbeitenden Straßenswalze, wenn die Schotterkörner infolge des starken Druckes herauspringen. Ziehen wir noch außerdem die Elastizität der Schiene in Betracht, so haben wir alle Ursachen, die eine Wanderschwelle erzeugen.

Wenn wir auf einem in einer horizontalen Ebene liegenden Körper durch einen Hebel, dessen Gelenk in derselben Ebene liegt, einen Druck in senkrechter Richtung ausüben (siehe Abb. 2), so bewegt sich unter gewissen Umständen dieser Körper trotz des senkrechten Druckes horizontal. Die Möglichkeit dieser horizontalen Bewegung hängt außer von der Größe der Kraft noch vom Reibungswiderstand und vom Angriffswinkel ab.

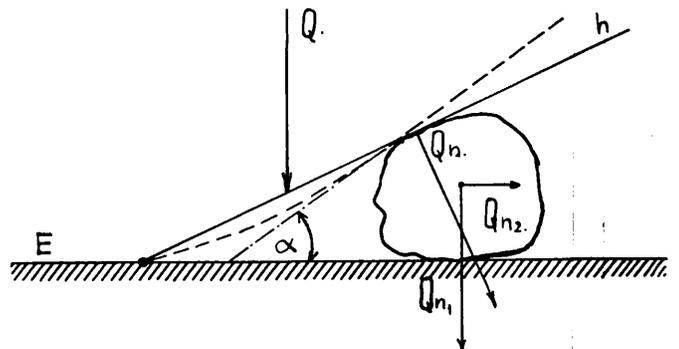


Abb. 2. Wagrechte Verschiebung eines durch Hebel in Anspruch genommenen Körpers.

Die Verschiebung der Schwelle kann nun folgendermaßen erklärt werden.

Das gegen die Schwelle rollende Rad drückt laut Couard (Punkt 3) die Schwelle aus ihrer Ruhelage nach abwärts; die Einbiegung der Schiene dreht die Schwelle um ihre untere Kante gegen die rollenden Räder und drückt die Schwelle in die Bettung. Infolge dieser Verdrückung entsteht in der lockeren Bettung eine schiefe Böschung, auf welche die walzende Wirkung der Räder die gelockerte Schwelle hinaufdrückt.

Der Winkel dieser entstandenen Böschung ist bei der trapezförmigen Schwelle steiler, als bei der gewöhnlichen und die Folge ist, daß bei einer trapezförmigen Schwelle eine Verdrückung beinahe immer erfolgt. Es wirkt hier ein Kräftepaar weil der Gegendruck der Bettung nicht in die Richtung der Lastübertragung fällt, und weil die untere Fläche dieser Schwelle breiter ist als die obere (siehe Abb. 3). Je breiter diese untere Fläche ist, um so größer ist der entstehende Hebelarm, ebenso das Trägheitsmoment, infolgedessen auch der Winkel, welchen die untere Fläche unter Beeinflussung der Einbiegung aufnimmt. Die Auflagefläche, auf welcher die Schwelle liegt, ist nur in

der Ruhelage eine Fläche, beim Überfahren eines Rades bildet die Unterfläche der Schwelle eine zylindrische Oberfläche.

Die gelockerte Schwelle muß somit beim Überfahren jedes einzelnen Rades eine ziemlich verwickelte Bewegung ausführen.

Die Bedingungen für das Entstehen der Schwellenwanderung können somit wie folgt zusammengefaßt werden:

- a) Lockerung der sich verschiebenden Schwelle;
- b) Die Befestigungsmittel halten den Schienenfuß nicht fest;
- c) Vor der entstehenden Wanderschwellen müssen zwei bis drei Schwellen gelockert sein;
- d) ebenso muß die nach der Wanderschwellen liegende Schwelle locker sein, weil dann die Einbiegung um so größer sein kann.

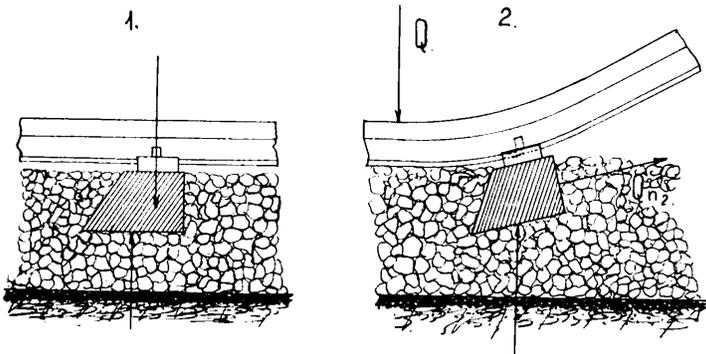


Abb. 3. Trapezförmige Schwelle.

1. in Ruhelage, 2. in Lage 3 von Gouard.

Ein wichtiger Einfluß ist noch die Zuggeschwindigkeit, vielleicht im Verein mit der Bremsung; zahlenmäßige Angaben über diese Einflüsse können aber noch nicht gemacht werden.

Von der Kraft, welche diese Bewegung hervorruft, brauchen wir die horizontale Komponente, doch ist dieselbe aus den zur Verfügung stehenden Angaben schwer zu bestimmen, weil wir im Vorhinein nicht wissen, welche Schwelle die bekannten Erscheinungen zeigen wird. Unserer Meinung nach ist zur Verdrückung einer Schwelle keine große Kraft nötig, denn es ist ja bekannt, daß das Zurückschlagen einer Schwelle auf ihren Platz für zwei Arbeiter eine geringe Arbeit ist. Das

hundertfache dieser Kraft kann ein rollender Zug leicht hervorrufen und dies genügt schon, daß eine Schwellenwanderung entsteht.

Diese Frage könnte man durch mathematische Berechnung auf verschiedene Weise lösen, aber wir kommen leichter zum Ziel, wenn wir durch Messungen und Beobachtungen den Grund einer Erscheinung aufklären. Dieser Weg ist zwar länger, aber der Erfolg sicherer.

Bei beiderseitigen Wanderschwellen ändert sich auch die Schwellenweite und tritt infolgedessen in den Schienen eine schädliche Spannungsvermehrung auf.

Wenn beide Schwellenenden im gleichen Maße verschoben sind, so entsteht keine Spurverengung, immer aber bei ungleichmäßiger Verrückung; bei 20 cm Verdrückung kann die Spurverengung schon 9 mm betragen.

Die Folgen solcher Verdrückungen sind nicht nur Spurverengungen, sondern es werden auch die Unterlegplatten, die Nägel und die Schienenschrauben locker, die Schwelle wird beschädigt, die Nagellöcher werden größer, mit einem Wort, die Einheit des Bahngleises ist an dieser Stelle gestört.

Da die notwendigen Ausbesserungen (Schotterung, Stoffersatz, Zurückschlagen der Schwelle u. s. w.) große Kosten verursachen, so muß getrachtet werden, die Entstehung der Schwellenwanderung möglichst zu verhindern.

Die Bewegung der Schwelle ist sehr verschieden und beträgt oft 1 bis 2 cm. Bei beiderseitiger Wanderschwellen kann sie 20 bis 30 cm, sogar 50 cm erreichen. Bei einseitigen Wanderschwellen beträgt die größte Bewegung 22 cm (nach Messungen des Verfassers). Dabei entsteht schon eine Verengung von 14 mm.

Nur durch sorgfältige und gewissenhafte Erhaltung der Gleise kann die Entstehung der Schwellenwanderung verhütet werden. Bei dem heutigen Vorgehen, wo nur stellenweise Ausbesserungen durchgeführt werden und dadurch die Einheit der Strecke gestört wird, werden Wanderschwellen immer entstehen.

Die Schwellenwanderung an sich ist ja nicht gefährlich, kann es aber werden, wenn man sie unbeachtet läßt. Jedenfalls ist eine Wanderschwellen ein Warnungszeichen, daß die Strecke nicht in Ordnung ist.

Ein schwieriger Umbau: Bahnhof Cannon Street der englischen Südbahn.

Von Geh. Regierungsrat **Wernecke**, Berlin-Zehlendorf.

Die alte englische Südostbahn endigte bis zum Jahre 1864 im Bahnhof London Bridge südlich der Themse; es bedeutete für sie einen großen Vorteil gegenüber den anderen Eisenbahnen von Süd-England, daß sie 1864 ihren Bahnhof Charing Cross und am 1. September 1866 den Bahnhof Cannon Street, beide auf dem Nordufer der Themse gelegen, in Betrieb nehmen und damit in die City und das Westend eindringen konnte. Die Kosten für diese Neubauten, die zwei Themsebrücken einschlossen, waren allerdings außerordentlich hoch; sie hatten bei wenig über 4 km Länge den für die damalige Zeit ungeheuren Betrag von 4 Mill. Pfd. Sterl. (über 80 Mill. Mark) ausgemacht. In dem Zustande, in dem er 1865 geschaffen worden ist, ist der Bahnhof Cannon Street bis in die Mitte des Jahres 1926 verblieben, ein Zeichen dafür, daß seine Erbauer einen weiten Blick gehabt haben. Betreffs der Verkehrsleistung dieses Bahnhofs und ihrer Zunahme in der letzten Zeit sei hier nur erwähnt, daß an einem 21stündigen Betriebstag im Jahre 1912 1169 Zug- und Lokomotivfahrten den Bahnhof berührten und daß diese Zahl bis 1925 auf 1500 angewachsen war. Zur Bewältigung dieses Verkehrs standen zehn Bahnsteigkanten mit neun Gleisen auf einer Breite von 62,5 m zur Verfügung; die Bahnsteige waren 264 m lang, einer davon war bis auf die Themsebrücke, die sich unmittelbar an den Bahnhof anschließt,

vorgeschoben. Quer über dieser Brücke stand bis Mitte 1925 auch das Stellwerk Nr. 1, das mit seinen 244 Hebeln lange Zeit für das größte der Welt gegolten, jedenfalls immer zu den größten gezählt hat. Daß ein solcher Bahnhof im Laufe der Jahrzehnte erweiterungsbedürftig werden mußte, ist klar; ebenso klar ist aber, daß eine Erweiterung zwar technisch möglich war, nach den räumlichen Verhältnissen aber geradezu ausgeschlossen schien, wenn man bedenkt, daß der Bahnhof auf seiner Kopfseite von der engen Bebauung der Londoner City eingeschlossen wird und auf der Außenseite ein Teil seiner Bahnsteige bis auf die Brücke, seine letzten Weichenverbindungen sogar über die Brücke hinüber bis auf dasjenige Ufer reichen. Wenn also die Leistungsfähigkeit des Bahnhofs Cannon Street erhöht werden sollte, so konnte das nur durch betriebliche Veränderungen und durch einen Umbau innerhalb des gegebenen Rahmens, nicht aber durch Erweiterung der Anlagen geschehen. So ist man denn auch vorgegangen, ehe aber die Neuordnung der Dinge beschrieben wird, muß noch ein Punkt der Vorgeschichte, die Einführung elektrischer Zugförderung im Londoner Vorortverkehr, berührt werden.

Durch das Eisenbahngesetz von 1921 wurden bekanntlich die bis dahin in zahlreiche Einzelnetze zersplitterten englischen Eisenbahnen, im wesentlichen nach geographischen Gesichts-

punkten, zu vier großen Gruppen zusammengefaßt, und der neu gegründeten Südbahn fiel dadurch das Verkehrsgebiet südlich und östlich von London auf dem Südufer der Themse, damit auch dasjenige der ehemaligen Südostbahn zu, die s. Z. den Bahnhof Cannon Street gebaut hatte. In diesem Gebiet ist seit 1909 die Einführung elektrischen Betriebes im Gange, die seitdem stetig weiter ausgedehnt worden ist. Im Juni 1926 sind hier die auf drei verschiedenen Wegen nach Dartford führenden Strecken auf elektrische Zugförderung umgestellt worden, und damit sind die Arbeiten zur Einführung elektrischen Betriebs auf den Vorortstrecken der Südbahn zum Abschluß gekommen. Die Kosten für das, was bisher hier geschaffen worden ist, haben 160 Mill. Mark betragen. Die Südbahn betreibt jetzt ein Netz von 1042 km Gleislänge elektrisch, was zur Zeit das größte zusammenhängende derartige Netz ist. Damit ist u. a. eine der größten englischen Eisenbahnen, diejenige von London nach Greenwich, die im Jahre 1833 zum Bau genehmigt und im Jahre 1837 eröffnet worden ist, zu elektrischem Betrieb übergegangen. Im Zusammenhang mit der Einführung dieser neuen Betriebsform sind auch die Umänderungen auf dem Bahnhof Cannon Street vorgenommen worden.

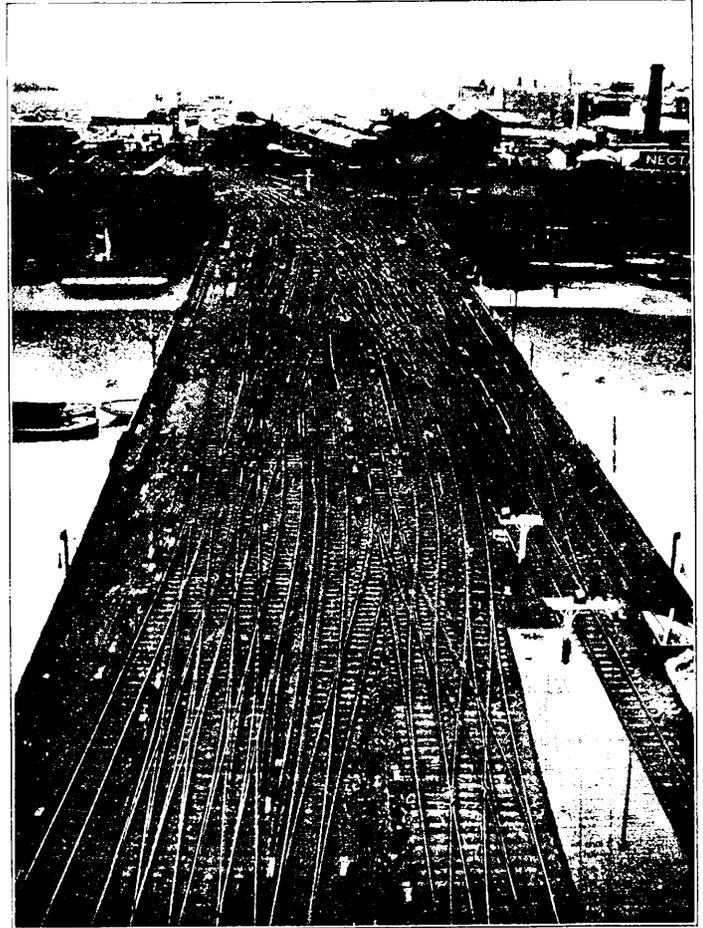
Ogleich Cannon Street ein Kopfbahnhof ist, haben doch bis 1922 die Züge dort nicht geendigt. Von London Bridge kommend, wendeten sie vielmehr sofort in Cannon Street, um nach Charing Cross weiterzufahren, und umgekehrt. Dabei mußten die Züge, z. B. die von Charing Cross, also von Westen kommenden, auf der Brücke die Hauptgleise kreuzen, um einen mittleren oder östlichen Bahnsteig zu erreichen, von dem sie wieder ausfahren konnten. Diese Betriebsart ist neuerdings aufgegeben worden. Die Strecke London Bridge—Cannon Street wird nur noch von in Cannon Street endigenden Zügen befahren. Reisende, die nach Charing Cross wollen, müssen in London Bridge umsteigen, oder von Cannon Street mit der Untergrundbahn, die beide Bahnhöfe berührt, weiterfahren, wenn sie es nicht vorziehen, den Omnibus zu benutzen, der ja im Londoner Verkehrswesen eine überragende Rolle spielt. Im Zusammenhang mit dieser veränderten Betriebsart und trotz der dadurch geschaffenen Erleichterungen machte sich ein Umbau der Bahnsteig- und Gleisanlagen nötig, dem aber der Zugverkehr unüberwindliche Schwierigkeiten in den Weg gestellt haben würde, wenn man ihn hätte während des Betriebes vornehmen wollen; man entschloß sich daher, den Bahnhof Cannon Street während des Umbaus stillzulegen, eine Maßnahme, die im neuzeitlichen Eisenbahnwesen gewiß ihresgleichen sucht. Um aber den Umbau so schnell wie möglich fertigstellen zu können, wurden alle seine Gleise vorher an anderer Stelle zusammengebaut, um dort aufgehoben und an ihrem endgültigen Ort wieder eingebaut zu werden. Dieses Bauverfahren mag zum Teil damit zusammenhängen, daß die englischen Eisenbahnen nicht so streng wie z. B. die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft an Regelformen für ihre Weichen festhalten, sondern früher allgemein und vielleicht auch heute noch in gewissen Fällen die Weichen auf einem Schnürboden aufreissen und danach zusammenbauen. Bei den beengten Verhältnissen des Bahnhofs Charing Cross wäre es möglicher Weise auch gar nicht gelungen, mit Regelformen durchzukommen.

Als Bauplatz, sozusagen als Schnürboden, für die neue Gleisanlage wurde ein freies Feld in der Nähe des Güterbahnhofs New Cross Gate, etwa 5 km von Cannon Street entfernt, ausgewählt. Die ganze Anlage, die die vor den Bahnsteigenden liegenden Gleise umfaßt, ist etwa 300 m lang; ihre Teile wiegen mehrere 1000 t. Diese Gleisanlagen wurden auf dem Feld bei New Cross Gate vollständig betriebsfertig zusammengestellt, die Weichenmotoren wurden eingebaut, die Stromschienen wurden neben den Gleisen verlegt, die Schienenverbinder für den Stromübergang wurden angeschlossen, alle Stromkabel für den Zug- und den Signalbetrieb wurden probeweise verlegt. Die Zu-

sammensetzung der einzelnen Gleisabschnitte war darauf zugeschnitten, daß sie bequem aufgehoben und an der endgültigen Stelle wieder eingebaut werden konnten.

Ehe dies geschah, wurden die Bahnsteige auf dem Bahnhof Cannon Street Schritt für Schritt umgebaut. Einige Tragteile der Themsebrücke, die durch die Neuanlage stärker als bisher beansprucht wurden, mußten verstärkt werden.

Am Sonnabend, den 5. Juni, nachmittags 3 Uhr, wurde der Bahnhof Cannon Street für den öffentlichen Verkehr geschlossen und der Leitung des Umbaus in vollem Umfang überwiesen. Sie verfügte für ihre Arbeiten über 500 Oberbauarbeiter und 250 andere Arbeitskräfte, die in drei Schichten arbeiteten, über die nötigen Bauzüge, Hebezeuge und über die sonst nötigen Geräte. Von den Arbeitern hatte jeder seinen



Blick vom Bahnhof Charing Cross auf die Themse-Brücke (neuer Zustand).

besonderen Auftrag. Nach einem kurzen Probetrieb der Neuanlage trat am Montag, den 28. Juni, morgens 4 Uhr, der Betrieb wieder die Herrschaft über den umgebauten Bahnhof an, allerdings zunächst nur mit einem Fahrplan von 62 ein- und ausfahrenden Zügen täglich. In den Mittagstunden wurde der Verkehr der Züge wieder unterbrochen, um die ganze Anlage noch einmal durchzusehen und zu überholen. Diese Störung wird für den Verkehr leicht zu ertragen gewesen sein, denn Cannon Street hat fast nur Geschäftsverkehr der sich in den Morgen- und Abendstunden — rush hours — abspielt; Sonntags, wo also kein Geschäftsverkehr stattfindet, liegt der Bahnhof still.

Zu den Umbauarbeiten gehörte auch der Abbruch der die Gleise überquerenden Stellerei Nr. 1 über der Brücke und der Neubau eines Stellwerks auf dem Nordufer neben den

Gleisen, also etwa in Höhe der Bahnsteigenden, das auch die alte Stellerei Nr. 2 neben der Drehscheibe auf dem Südufer mit ersetzt. An Stelle des Handbetriebs der alten ist bei der neuen Anlage Kraftbetrieb getreten, und die neuen Vorrichtungen nehmen infolgedessen erheblich weniger Platz ein. Die neuen Signale sind Lichtsignale mit vier, stellenweise auch drei Signalbildern. Die neue Anlage enthält 75 Weichen und Kreuzungen gegen 86 der alten.

Die alte Anlage des Bahnhofs Charing Crofs enthielt, wie schon erwähnt, neun Gleise an zehn Bahnsteigkanten. Das eine Gleis war nämlich sozusagen in den einen Bahnsteig eingeschritten und endigte etwa 100 m vor dem Kopfende der anderen Gleise, um durch diese Anordnung jenseits seines Kopfendes Raum für die in England übliche, bis zwischen die Gleise führende Droschkenanfahrt zu schaffen; dafür reichten die Bahnsteigkanten zwischen diesem verkürzten Gleis und seinen beiden Nachbarn weit über den Kopf der anderen Bahnsteige hinaus auf die Themsebrücke. Die neue Anlage hat nur noch acht Bahnsteigkanten und acht Gleise; während aber bei der alten nur vier Gleise elektrisch befahren werden konnten, sind es nunmehr fünf, und jeder Bahnsteig kann jetzt von jedem Gleis aus erreicht werden; umgekehrt können die Züge von jeder Bahnsteigkante über jedes Gleis ausfahren. Während früher die Gleise für den elektrischen Betrieb in der Mitte lagen, sind sie nunmehr am östlichen Rande angeordnet. Das erwähnte verkürzte Gleis diente nur noch als Notbehelf bei besonders lebhaftem Verkehr; aber auch dann war seine Aufnahmefähigkeit beschränkt, weil am Bahnsteig nur Züge von geringerer als der Regellänge Platz finden konnten; jetzt sind alle Bahnsteige so lang, daß alle Züge an ihnen halten können.

Ein Mangel der alten Anlagen war auch, daß sie wenig Raum für leerbefahrende Lokomotiven bot; Lokomotiven, die

einen in Cannon Street wendenden Zug bei der Ausfahrt übernehmen sollten, mußten daher häufig auf den Hauptgleisen warten. Die Einführung elektrischen Betriebes hat natürlich in dieser Beziehung gründlich Wandel geschaffen, solange aber in Cannon Street noch Dampfzüge verkehren und solange elektrische Züge von Lokomotiven gezogen werden, hört das Warten von Lokomotiven, um einen ausfahrenden Zug zu übernehmen, nicht auf, wenn auch sein Umfang zurückgegangen ist. Auf diesem Gebiet bedeutet aber die Neuanlage schon eine erhebliche Verbesserung. Die Abbildung zeigt einen Blick von einem erhöhten Punkt des Bahnhofs auf die Gleisentwicklung auf der vor ihm liegenden Brücke.

Von Cannon Street nach London Bridge führen jetzt vier Gleise, die paarweise nebeneinander in der gleichen Richtung befahren werden; von ihnen aus können, wie schon erwähnt, alle Bahnsteiggleise erreicht werden und umgekehrt. Alle diese vier Gleise sind für elektrischen Betrieb ausgestattet, aber auf dem Bahnhof selbst fehlt noch die elektrische Ausrüstung für die drei westlichen Randgleise, die jedoch jederzeit nachgeholt werden kann. In der Richtung nach Charing Crofs führen zwei Gleise, die sich dann außerhalb des Bahnhofs zu drei Strängen ausbreiten und damit der Gleisanlage entsprechen, die von London Bridge nach Charing Crofs führt. Hier werden jedoch in Zukunft ebenso wie bisher nur einzelne Lokomotiven und Leerzüge verkehren.

Die Umbauarbeiten sind ohne Störung vor sich gegangen; sie wurden zum Teil von den eigenen Kräften der Südbahn, zum Teil von einem Unternehmer ausgeführt. Ein Teil der Weichen ist in bahneigenen Werkstätten gebaut worden, andere sind ebenso wie die Signalanlagen usw. von außerhalb bezogen worden, und auch hier haben neben den Arbeitskräften der Eisenbahn die Lieferwerke beim Einbau mitgewirkt.

Dynamische Messungen am Eisenbahnoberbau.

Zu dem Aufsatz »Dynamische Messungen am Eisenbahnoberbau« in Heft 21 des vorigen Jahrganges erhielt die Schriftleitung folgende Zuschriften:

I. Zu den Ausführungen von Herrn Driessen in Heft 21 des Organs vorigen Jahres möchte ich zunächst all das hervorheben, worin ich mit Herrn Driessen einig gehe. Das ist vor allem die hohe Wertschätzung des überaus einfachen, leichten und handlichen Okhuizen-Messgerätes für statische Messungen und die Einschätzung der Geigerschen Vorrichtung mindestens als eines grundlegenden Versuches zu einem Fortschritte der Spannungsmessstechnik auf dynamischem Gebiet. Die geringe Mefslänge des Okhuizen ist zweifellos ein Vorteil der Vorrichtung, soweit es sich um Oberbaummessungen handelt, während man beim Brückenbau etwas größere Mefslängen vorzieht. Die Aufzeichnung des Okhuizen mittels feiner Neusilberspitze auf Indikatorpapier war mir nicht bekannt, da sie bei den Versuchen, denen ich anwohnte, nicht angewendet wurde. Eine solche Aufzeichnung ist zweifellos eine Verbesserung gegenüber der mit Bleistiftspitze. Daß die Aufzeichnung des Geiger-Apparates mittels Flüssigkeitsreibung noch besser ist, darin gebe ich Herrn Driessen recht. Ich stimme Herrn Driessen auch bei, daß man daran denken könnte, die Bewegung des Streifens am Okhuizen-Apparat durch ein Uhrwerk zu ersetzen, das gesondert aufgestellt wird. Bisher hatte die Okhuizen-Vorrichtung dieses Uhrwerk nicht. Sofern sich aber aus der getrennten Aufstellung von Mefsvorrichtung und Uhrwerk Vorteile ergeben sollten, stünde es ja wohl auch der Dr. Geigerschen Vorrichtung frei, sich diesen Vorteil anzueignen. Versuche scheinen, soviel mir bekannt, allgemein eine Neigung der Mefsvorrichtungen gezeigt zu haben, bei hohen Schwingungszahlen zuviel zu zeigen und zwar um so mehr, je größer die Eigenmasse der Mefsvorrichtung ist. Wie man sich das erklärt, wird vielleicht einmal von einer Stelle, die sich selbst mit den Versuchen befaßt hat, eingehend dargelegt werden. Man glaubt, daß bei hohen Schwingungszahlen infolge der damit verbundenen

Beschleunigungen und bei großen Apparatenmassen sowohl in den Teilen der Vorrichtungen selbst, wie auch an den Befestigungsstellen der Körnerspitzen der Vorrichtung Formänderungen entstehen, die die Anzeigen fälschen. Es wäre also recht wohl möglich, daß man künftig danach streben wird, die Vorrichtungen so leicht wie möglich zu machen und das unvermeidlich schwere Uhrwerk von der eigentlichen Anzeigevorrichtung zu trennen.

Ich gehe auch weiter mit Herrn Driessen einig darin, daß der »Okhuizen« das Mittel aus vielen Messungen oder wenigstens die ruhenden Spannungen, um die sich die Obertöne lagern, im allgemeinen richtig wiedergibt. Nur in der Einschätzung der technischen Bedeutung dieses Mittels scheinen unsere Ansichten grundsätzlich auseinanderzugehen. Der Ingenieur muß doch ganz allgemein seine Bauwerke für die höchsten vorkommenden Beanspruchungen berechnen und nicht für die Mittelwerte. Das gilt ganz allgemein im Bauwesen, also auch für den Eisenbahnoberbau. Wenn ich einen Bauteil habe, von dem ich weiß, daß er z. B. Beanspruchungen von $+4000 \text{ kg/cm}^2$ und -4000 kg/cm^2 ausgesetzt sein kann und daß er bei beiden überbeansprucht wird, so darf sich der Ingenieur nicht dabei beruhigen, daß das Mittel aus $+4000 = \text{Null}$ ist. Tatsächlich geht aber die Mittelwerttheorie, auch auf den Oberbau angewendet, auf eine solche ganz ungerechtfertigte Beruhigung hinaus. Ich glaube allerdings, daß es in diesem Fall ein Hauptzweck der Messungen sein muß, die äußersten Beanspruchungswerte, die einer Berechnung zugrunde zu legen sind, zu ermitteln und nicht nur die Mittelwerte.

Bei geringen Geschwindigkeiten werden zweifellos die dynamischen Oberschwingungen nicht viel ausmachen. Bis zu einer gewissen Grenze können wir uns vermutlich bei den Ergebnissen der ungleich einfacheren Okhuizen-Vorrichtung genügen lassen. Aber bei großen Geschwindigkeiten weichen

die statischen und dynamischen Spannungsbilder völlig von einander ab. Eine Vorrichtung, die überhaupt nicht darauf Anspruch macht, dynamisch eingestellt zu sein, wird in solchen Fällen zweifellos ganz unzuverlässig anzeigen. Das wollte ich in meinem Aufsatz Heft 10 des Organs vorigen Jahres augenfällig an Beispielen und Schaubildern nachweisen.

Der von Driessen bemerkte Verbesserungsfaktor 1,4 an einzelnen ausschreitenden Angaben der Dr. Geiger-Vorrichtung rührt nicht von mir her, sondern von Dr. Geiger selbst, der ja, wie Herr Driessen weiß, die Schaubilder von Heft 10 des Organs selbst aufgenommen hat und der sie auch selbst ausgewertet hat. Dafs er hierbei sich genötigt gesehen hat, an einzelnen Werten einen Verbesserungsfaktor anzubringen, ist zweifellos als ein Eingeständnis aufzufassen, dafs Herr Dr. Geiger den Aufschreibungen seiner Vorrichtung an diesen Punkten selbst nicht getraut hat. Er ging bei Festsetzung des Verbesserungsfaktors von dem bekannten Schaubild aus, das ich im Organ 1926, Heft 10, S. 184 wiedergegeben habe und das besagt, dafs der tatsächliche Ausschlag nur dann annähernd richtig wiedergegeben wird, wenn die beobachtete Schwingungszahl etwa bis zu $\frac{1}{4}$ der Eigenschwingungszahl des Mefsgertes beträgt. Im vorliegenden Fall soll aber dieses Verhältnis gegen $\frac{1}{2}$ gewesen sein. Dafür ergibt sich bei mangelnder Dämpfung etwa ein Verbesserungsfaktor 1,4. Immerhin haftet diesem Werte 1,4, zumal auf alle ausschreitenden Punkte gleichmäfsig angewendet, bei der Unsicherheit des Verhältnisses, Möglichkeit der Dämpfung usw. etwas Willkürliches an.

Eine Vorrichtung, die überhaupt keinen Versuch macht, auf dem Gebiete einer Aufzeichnung dynamischer Werte zu arbeiten, wird natürlich auf diesem Gebiete auch keine Fehler machen. Einer Vorrichtung aber, die damit, dafs sie sich auf dieses äufserst schwierige und unsichere Gebiet wagt, einen Fortschritt bringt, werden wir zugute halten müssen, wenn sie in manchen Fällen offensichtlich fehlerhaft ist, wenigstens solange wir erst am Beginn von Versuchen dynamischer Aufzeichnungen stehen. Die wissenschaftliche Grundlage, auf der die Geigersche Vorrichtung an dynamische Messungen herantritt, ist jedenfalls eine richtigere als die der Okhuizen-Vorrichtung. Damit möchte ich aber keineswegs Okhuizen nahetreten. Die Okhuizen-Vorrichtung macht ja gar nicht den Anspruch, dynamisch eingestellt zu sein. Wie aus dem inzwischen veröffentlichten Ergebnis des Preisauschreibens der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft hervorgeht, sind wir von der Errungenschaft wirklich allen Ansprüchen genügender Mefsvorrichtungen vielleicht doch noch beträchtlich weiter entfernt, als zu Beginn der Sache geglaubt wurde.

Es scheint mir jetzt schon recht wahrscheinlich, dafs die dynamischen Messungen am Oberbau an Mefsvorrichtungen die allergrößten Ansprüche stellen werden, vermutlich viel gröfsere, als dies z. B. bei Brücken der Fall ist. Wir haben es augenscheinlich am Oberbau mit ganz ungeheuren Schwingungszahlen zu tun. Ich habe schon in meinem Aufsatz in Heft 10 von einer Annahme bis gegen 20 000 Eigenschwingungen in der Minute gesprochen, ich zweifle aber, ob damit die obere Grenze schon erreicht ist. Ing. Schlatter hat kürzlich in der »Gleistechnik« 1926, Heft 15/16 den kühnen Versuch gemacht, die Eigenschwingungen am Oberbau zu rechnen. Er ist auf beiläufig 63 000 in der Minute gekommen. Die Rechnungsweise von Schlatter ist offenbar nach verschiedener Richtung angreifbar, jedenfalls läfst sie sich verbessern, aber etwas sicher Richtiges zu geben, ist schwer möglich. Ein Versuch, anders zu rechnen, führte mich auf Werte, die über die 63 000 noch weit hinausgingen. Ich habe den Versuch, die Eigenschwingungen an der Eisenbahnschiene zu rechnen, daher vorderhand aufgegeben unter dem Eindruck, dafs man da je nach Annahme alles Mögliche herausrechnen kann, aber ich glaube, dafs wir jetzt schon mit der Möglichkeit uns befassen müssen, dafs man es am Eisenbahnoberbau mit ganz ungeahnt grofsen Schwingungs-

zahlen zu tun hat. Von dieser Eigenschwingungszahl geht aber bekanntlich die Theorie der Mefstechnik dynamischer Beanspruchungen aus. Mechanisch aufzeichnende Mefsvorrichtungen einer für die Verhältnisse am Eisenbahnoberbau genügend hohen Eigenschwingungszahl haben wir eben noch nicht. Wir müssen sie erst zu bekommen suchen.

Was schliesslich den Versuch betrifft, den Herr Driessen mit der Geiger-Vorrichtung gemacht hat und den er am Schluss in seinen Ausführungen erwähnt, so besteht ja wohl kein Zweifel, dafs hier die Geiger-Vorrichtung Angaben macht, die der Wirklichkeit nicht zu entsprechen scheinen. Es wäre von Bedeutung gewesen, festzustellen, wie sich denn der Okhuizen im gleichen Falle benimmt. Vielleicht hätte er in diesem Falle auf Grund seiner Reibung überhaupt nichts gezeigt. Richtig wäre das natürlich auch nicht. Im übrigen bin ich selbst nicht in der Lage, Versuche zu machen, ich vermute aber, dafs eine mafsgebende Versuchsstelle sich um die Frage annehmen wird. Wir sind ja wohl bei unseren dynamischen Mefsvorrichtungen noch nicht so weit, dafs wir sie ohne weitere Überlegung und ohne besondere schwingungstheoretische Kenntnisse beliebig handwerksmäfsig anwenden können. Was für Eigenschwingungen oder erzwungene Schwingungen bei einem solchen einmaligen harten Stofs, wie ihn Herr Driessen angewendet hat, auftreten, wissen wir nicht. Offenbar liegen sie in der Nähe der Eigenschwingungszahl der Mefsvorrichtung.

Im übrigen begrüfse ich Driessens Ausführungen als einen bedeutungsvollen Beitrag zu jetzt spielenden Versuchen, auf schwierigstem Gebiet der Wahrheit näher zu kommen.

Dr. Heinrich Saller.

II. Zu dem Aufsatz des Herrn Ch. Driessen »Dynamische Messungen am Eisenbahnoberbau« seien nachfolgend einige Bemerkungen gemacht. Es dürfte dies schon aus dem Grunde nahe liegen, weil sich Herr Driessen in diesem Aufsatz im wesentlichen mit dem von mir angegebenen Dehnungsmesser bzw. mit einem Vergleich mit dem von Okhuizen gebauten beschäftigt.

Ich mufs mich zunächst gegen die Abb. 2, Taf. 37 des Aufsatzes von Herrn Driessen wenden. Hier sind sechs Schwingungen gleicher Amplitude untereinander gezeichnet. In der Zeichnung ergibt der Mittelwert dieser sechs Schwingungen 25%. Wer aber gibt nun Gewähr, dafs dieser Mittelwert auch bei Messungen im Durchschnitt erreicht wird?

Theoretisch sind alle beliebigen Mittelwerte zwischen + 100% und - 100%, also auch Werte weit über 25% möglich, je nach den Phasenwinkeln, unter denen die einzelnen sechs Schwingungen zu einander stehen; ein gegenseitiges Fortfallen aller Übertreibungen der Mittellinie wird also schon aus rein mathematischen Gründen nicht eintreten, wenn jeder Einzelwert in der Amplitude richtig und lediglich in der Phase falsch wäre. Um wie viel mehr müssen aber Irrtümer eintreten, wenn aufser den Fehlern in der Phase noch Fehler in der Amplitude vorhanden sind, wie sie aus schwingungstheoretischen Gründen ohne weiteres folgen.

Auch aus physikalischen Gründen wird übrigens ein gegenseitiges Aufheben der Fehler unwahrscheinlich sein: Betrachten wir ein einzelnes über einen bestimmten Schienenstofs mit einer gegebenen Geschwindigkeit rollendes Rad. Das Rad wird die anschließenden Schienen in Schwingungen und damit in Dehnungsschwankungen versetzen.

Wenn wir den Versuch beliebig oft wiederholen, so ist es klar, dafs z. B. das Eintreten des ersten Dehnungsmaximums immer ein und dieselbe, wenn auch sehr kleine Zeit nach Passieren des Schienenstoffes erfolgt, und nicht das eine Mal etwa nach $\frac{1}{1,00}$ Sekunde und das andere Mal nach $\frac{3}{1,00}$. Es wird also der Mittelwert aus einer grofsen Anzahl Messungen immer mit dem entsprechenden Einzelwert einer Messung annähernd übereinstimmen und nicht etwa z. B. nur 25% im

vorliegenden Falle davon betragen. Der Fehler wird also durch Bilden eines sogenannten Mittelwertes aus vielen Messungen keineswegs aus der Welt geschafft.

Gewiss gibt der Okhuizen dadurch, daß er auf rasch wechselnde dynamische Spannungen nicht mehr reagiert, einen Mittelwert, aber dieser Mittelwert ist eben im wesentlichen nichts anderes als die statische Beanspruchung; die Höhe der gleichzeitig damit auftretenden dynamischen Spannungen läßt sich leider aus diesem Mittelwert, auch wenn noch so viele und sorgfältige Messungsergebnisse zur Verfügung ständen, nicht entnehmen.

Herr Driessen hebt mit Recht die Einfachheit des Okhuizen-Dehnungsmessers hervor. Der Geiger-Dehnungsmesser ist demgegenüber allerdings in dreifacher Hinsicht verwickelter.

Er besitzt erstens ein Präzisionslaufwerk mit Fliehkraftregler, das so stabil gebaut ist, daß es auch bei stärksten Erschütterungen eine sehr gleichmäßige Fortbewegung des Papierbandes bewerkstelligt. Außerdem gestattet dieses Uhrwerk eine Veränderung der Papiergeschwindigkeit in den sehr weiten Grenzen zwischen 0,2 und 20 m/Min. Würde man ein Uhrwerk mit den gleichen Forderungen beim Okhuizen anwenden, so würde selbstredend seine Einfachheit verloren gehen. Die Möglichkeit, das Uhrwerk getrennt vom eigentlichen Meßgerät aufzustellen, besteht natürlich bei beiden in Rede stehenden Dehnungsmessern in gleichem Maße. Ihre Anwendung dürfte sich aber kaum allgemein lohnen, denn zunächst bietet sich auch bei der getrennten Anordnung von Meßgerät und Uhrwerk z. B. bei Brücken kaum die Möglichkeit, das Uhrwerk an einem wirklich erschütterungsfreien Ort aufzustellen, andererseits ist zu beachten, daß es zur Überleitung der Drehbewegung mechanischer Mittel (biegsame Welle, Kardangelenke usw.) bedarf, die durch Lose und schlecht kontrollierbare Reibungen unbedingt Unzuverlässigkeit hinsichtlich gleichmäßigen Ganges mit sich bringen.

Ein zweiter Grund der größeren Komplikation des »Geiger« ist die Anwendung je einer elektrischen Zeit- und Laststellungsmarkierung mit Flüssigkeitsschreibern und mit Vorrichtung beliebig viele derartige Apparate elektrisch zusammenschalten zu können.

Ein dritter Grund besteht endlich in der Anwendung des Gitterschreibhebels mit Flüssigkeitsschreibung, der allerdings wesentlich teurer als der einfache Okhuizen-Registrierhebel ist und auch eine Feineinstellung mit Hilfe einer Justierschraube erfordert, wozu noch der bequemen Bedienung wegen ein Handgriff zum plötzlichen Abheben des Schreibhebels kommt. Die in Anwendung gebrachte Komplikation ist aber durch die damit erzielten und von Herrn Driessen hervorgehobenen Vorteile wohl gerechtfertigt.

Ich möchte ferner ausdrücklich darauf aufmerksam machen, daß der in dem Aufsatz von Dr. Saller angegebene Verbesserungsfaktor 1,4 — oder richtiger $\frac{1}{1,4}$ — keineswegs »willkürlich« gegriffen ist, sondern sich vielmehr folgendermaßen ergibt:

Bei den damaligen Messungen ergab sich experimentell die Eigenfrequenz des an der Schiene befestigten Geiger-Meßgerätes zu ~ 11500 . Bei hoher Geschwindigkeit wechselten gewisse Größtausschläge mit einer Frequenz von $\sim 6000/\text{Min}$. d. h. mit etwas mehr als der Hälfte der Eigenfrequenz.

Für diesen Fall ergibt sich aber rein mathematisch ohne Dämpfung eine Verzerrung des wirklichen Ausschlags gegenüber dem gemessenen a_m um 40%, entsprechend der Gleichung

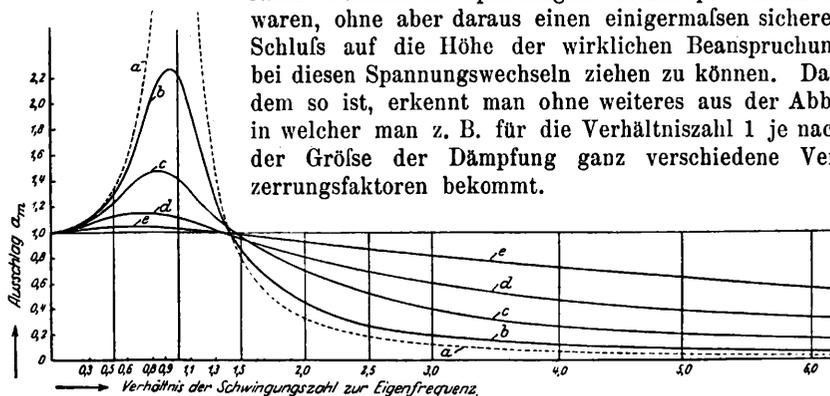
$$a_m = \frac{a_{\text{wirkl.}}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}$$

Die Ableitung dieser Gleichung ist u. a. in meinem Werk »Mechanische Schwingungen und deren Messung« Seite 181 geschildert.

Weiterhin wird man vielleicht einwenden, daß durch den Einfluß der Dämpfung eine gewisse Veränderung des Ausschlags a_m zu dem Ausschlag $a_{\text{wirkl.}}$ eintrete. Dieses Verhältnis habe ich bereits früher eingehend untersucht, wobei sich für den Fall einer sogenannten Relativdämpfung, die bei dem in Rede stehenden Meßinstrument die Hauptrolle spielt, die in der Abb. dargestellten Verhältnisse ergeben.

Man erkennt daraus, daß der Fehler in dem Gebiet zwischen der Frequenzzahl 0 und einer der Eigenschwingung gleichkommenden Frequenz um so geringer wird, je stärker die Dämpfung ist. Trotzdem ist aber von diesem günstigen Einfluß bei der Angabe des Verzerrungsfaktors 1,4 kein Gebrauch gemacht worden, weil die Größe des Dämpfungsfaktors sich nur schwer genau bestimmen läßt und von verschiedenen, nicht leicht kontrollierbaren Einflüssen abhängig ist.

An Hand der oben genannten Gleichung kennt man ohne weiteres, daß natürlich dieser Verzerrungsfaktor je nach dem Verhältnis, in dem erzwingende Frequenz und Eigenfrequenz zueinander stehen, verschieden groß sein wird. Ist diese Verhältniszahl unter 0,25, so kann man von der Anbringung eines Korrekturfaktors überhaupt absehen. Bis zu einem Wert von etwa 0,7 ist dagegen eine Korrektur unbedingt notwendig. Steigt diese Verhältniszahl über 0,7, so besitzen die unter diesen Umständen erhaltenen Meßresultate keinen quantitativen, sondern nur qualitativen Wert, d. h. man kann lediglich aus den Diagrammen herauslesen, daß derart rasch wechselnde Spannungen überhaupt vorhanden waren, ohne aber daraus einen einigermaßen sicheren Schluß auf die Höhe der wirklichen Beanspruchung bei diesen Spannungswechseln ziehen zu können. Daß dem so ist, erkennt man ohne weiteres aus der Abb., in welcher man z. B. für die Verhältniszahl 1 je nach der Größe der Dämpfung ganz verschiedene Verzerrungsfaktoren bekommt.



Schwingungsausschlag einer mit einem Punkt „A“ elastisch verbundenen Masse „M“ für den Fall, daß „A“ gegebene harmonische Schwingungen ausführt und eine Dämpfung vorhanden ist, welche proportional dem Relativausschlag zwischen der Masse „M“ und dem Punkt „A“ ist:

- a) bei Dämpfung = 0.
- b) „ $\frac{1}{4}$ der aperiodischen Dämpfung.
- c) „ $\frac{1}{2}$ „ „ „ „
- d) „ der aperiodischen Dämpfung.
- e) „ 2 mal der aperiodischen Dämpfung.

Ich komme nun zu dem von Herrn Driessen durchgeführten Schlagversuch und kann mich hierbei ebenfalls wieder auf die zuvor erwähnte Gleichung bzw. Abb. zur weiteren Erläuterung beziehen.

Die Eigenfrequenz einer unbelasteten Schiene liegt nach Überschlagsrechnung in der Gegend von etwa 60000 pro Minute. Denselben Wert fand unter anderem auch Schlatte in der »Gleistechnik«. Aus der Gleichung bzw. Abb. erhellt

nun ohne weiteres, daß eine Masse m , deren Eigenfrequenz bei 11 500 pro Minute liegt, auf Schwingungen des Punktes A von einer Frequenz von 60 000 pro Minute unmöglich mehr anspricht. Die Ausschläge der Masse m d. h. im Falle unseres Meßgerätes des Zeigers werden vielmehr verschwindend klein. Zu beachten ist natürlich, daß durch den Kramphammerschlag nicht nur die Schienen, sondern auch der Apparat selbst in Eigenschwingungen versetzt wurde. Das was der Apparat aufgezeichnet hat, sind daher vermutlich lediglich Eigenschwingungen des Meßgerätes und nicht Spannungswechsel der Schienen. Man kann also aus diesem Diagramm nicht eine Beanspruchung der Schienen ausrechnen. Wie wir an Hand der Abb. erkennen, reicht eben der Meßbereich jedes Dehnungsmessgerätes von einer Schwingungszahl 0 bis zu etwa der Hälfte der Eigenfrequenz.

Der Leser wird nun natürlich fragen, ob es nicht möglich ist, diese Eigenfrequenz wesentlich höher zu rücken. Dazu ist zu bemerken, daß die Eigenfrequenz bei dem Herrn Driessen von mir geliehenen Apparat deswegen verhältnismäßig niedrig lag, weil dieser Apparat von vornherein gar nicht als Spannungsmesser gebaut war. Derselbe ist vielmehr als sogenannter Universalapparat gebaut, soll normalerweise als Torsiograph bzw. als Vibrograph dienen und wurde erst nachträglich durch Umbau einiger Teile als Spannungsmesser ausgebaut. Bei einem speziell als Spannungsmesser gebauten Apparat bin ich dagegen zu einer rechnerischen Eigenfrequenz von 40 000 pro Minute gelangt.

Ich halte es für ziemlich wahrscheinlich, daß wir in der weiteren Entwicklung, an deren Anfang wir ja erst stehen, auf höhere Eigenfrequenzen kommen und vielleicht noch Spannungswechsel bis zu etwa 400 pro Sekunde mit mechanischen Mitteln registrieren können. Für noch höhere Frequenzen

dürfte allerdings die optische Methode am Platze sein. Man kann jedoch auf Grund der bisherigen Erwägungen schließen, daß die bei Brücken im wesentlichen vorkommenden Frequenzen sich im allgemeinen in der Höhe zwischen 1000 und 6000 pro Minute halten werden. Ich möchte zur Erhärtung dieses Schlusses auf den Umstand aufmerksam machen, daß das Geräusch, das wir wahrnehmen, wenn ein Zug über eine Brücke fährt, sich im großen ganzen mehr aus dumpferen Geräuschen zusammensetzt und nicht etwa einem schrillen Pfeifen ähnelt, wie wir es erwarten müßten, wenn die wirklich auftretenden Spannungswechsel etwa in der Gegend von 1000 pro Sekunde liegen würden.

Aus dem vorstehenden dürfte erhellen, daß wir vorläufig noch bei dem Gebrauch von Spannungsmessern etwas vorsichtig sein müssen und insbesondere, daß wir in jedem einzelnen Falle uns über die Lage der Eigenfrequenz des Meßgerätes an Ort und Stelle ein Urteil verschaffen müssen, wie ich das immer empfohlen habe.

Wenn der Geiger-Spannungsmesser vor andern bisher benutzten, abgesehen von praktischen Vorteilen (Tintenregistrierung, Lichtpausfähigkeit, unmittelbare Beobachtung der Entstehung des Diagramms usw.) noch einen besonderen Vorzug besitzt, so ist es der, daß sich seine Eigenfrequenz höher legen läßt als bei den andern bisher bekannten Meßapparaten.

Ich hoffe im vorstehenden etwas zur Klärung der Frage dynamischer Spannungsmessungen beigetragen zu haben. Es ist selbstverständlich, daß in einem so schwierigen und neuartigen Gebiet wie dem der dynamischen Untersuchungen die Meinung der Beteiligten, die dazu noch aus ganz verschiedenen Disziplinen stammen, zur Zeit noch auseinander gehen. Ich glaube aber, daß wir am besten dadurch vorwärts kommen, daß wir uns zunächst über die dynamische Theorie der Meßgeräte vollständig klar werden. Dr. Ing. Geiger.

Berichte.

Lokomotiven und Wagen.

Neuere Ergebnisse aus den Versuchen des Eisenbahn-Zentralamtes mit Dampflokomotiven.

Seit mehr als 20 Jahren sind die Strahlschen Formeln und Zahlen über den Betrieb und die Wirtschaftlichkeit von Lokomotiven in der wissenschaftlichen Literatur maßgebend. Strahl stellt für die Dampfleistung des Kessels und für die Änderung der Leistung mit der Geschwindigkeit allgemein gültigen Beziehungen auf und seine Angaben über den spezifischen Dampfverbrauch bewegen sich in sehr engen Grenzen. Professor Nordmann vom Eisenbahn-Zentralamt Berlin kommt nun, auf Grund zahlreicher Versuche zu dem Ergebnis, daß eine solche Allgemeingültigkeit in Wirklichkeit nicht bestehe.

Die erreichbare Heizflächenbelastung. Strahl bezieht die Dampfleistung des Kessels auf die Rostfläche und setzt als erste Grundlage den Durchschnittswert der erreichbaren Dampfleistung bei Nalddampflokomotiven auf 3500 kg/m^2 und h fest, ohne die Heizfläche zu berücksichtigen. Erst im weiteren Rechnungsvorlauf bezieht er die Heizfläche in die Leistungsformel ein. Wenn jedoch das Verhältnis wasserberührte Heizfläche : Rostfläche ≤ 56 ist, soll die spezifische Dampfleistung mit 63 kg/m^2 und h gleich bleiben. — Die Versuche wurden an verschiedenen Lokomotivtypen bei Beharrungszustand vorgenommen. Da $R : H$ bei sämtlichen Versuchslokomotiven ≤ 56 ist, so müßte nach Strahl die Dampfleistung immer 63 kg sein. Die Versuchswerte liegen zwar zum großen Teil über 63 kg oder 60 kg , sie sind aber unter Anwendung des Vorwärmers erreicht. Die Gründe für die große Verschiedenheit in der Heizflächenleistung sind jedenfalls zu einem Teil in den verschiedenen Kessellängen, der Verschiedenheit der Verdampfungsoberflächen und des Verhältnisses der Überhitzungsfläche zur Verdampfungsoberfläche zu suchen. Auf keinen Fall läßt sich ein allgemein gültiger Wert für alle Lokomotivtypen angeben. Er muß für jede Type durch

Versuch bestimmt werden. Ferner ergaben die Versuche, daß die höchsten Dampfleistungen bei verhältnismäßig niedrigen Radumdrehungen (durchschnittlich $n = 1,5$ in d. Sek.) erreicht werden.

Dampfverbrauch für die Leistungseinheit (PSh). In seinen ersten Abhandlungen setzt Strahl für den Dampfverbrauch für die indizierte Leistungseinheit allgemein $6,5$ bis $7,0 \text{ kg}$ für Heißdampf-Zwilling, bzw. $6,0 \text{ kg}$ für Heißdampf-Verbund. In späteren Abhandlungen gibt Strahl für verschiedene Lokomotivtypen verschiedene Verbrauchszahlen an. — Vom Eisenbahn-Zentralamt wurde der effektive Dampfverbrauch am Zughaken gemessen und mittels des Gesamtwirkungsgrades auf den indizierten Dampfverbrauch geschlossen. Der Vergleich der beiden Werte zeigt, daß die Werte Strahls durchschnittlich etwas niedriger, also günstiger angenommen sind. Die Abweichung der Strahlschen Werte liegt schon in der unzutreffenden Annahme, daß die Dehnungslinie nach der Beziehung $p : v = \text{const.}$ vor sich gehe, statt nach der polytechnischen Form. Es hat sich ferner gezeigt, daß der günstigste Dampfverbrauch nicht, wie früher angenommen wurde, bei 25 bis 30% Füllung auftritt, sondern erst bei 35 bis 40%. Im voraus ist es nicht möglich den kleinsten Wert des indizierten Dampfverbrauches festzustellen. Jede Lokomotive hat ihre eigenen Verbrauchsdaten, die nur auf dem Versuchsweg ermittelt werden können.

Leistungscharakteristik. Bei einer die jeweilige Höchstleistung der Lokomotive in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit darstellenden Kurve („Leistungscharakteristik“) zeigt sich im höchsten Punkt die der absoluten Höchstleistung der Lokomotive entsprechende Geschwindigkeit. Die Strahlsche Leistungsformel bezieht sich auf die relative Lage solcher Kurven. Bringt man daher durch entsprechende Umrechnung des Maßstabes die Kurven auf denselben Scheitel, so müßten sich die Kurven für die einzelnen Lokomotivtypen decken. Es zeigt sich aber, daß die Leistungen bis zu

60% höher liegen. — Ganz unhaltbar erscheint die letzte Annahme Strahls, die Kurve gleich einer Geraden zu setzen, wie man überhaupt nicht von einem universellen Charakter der Leistungscharakteristik sprechen kann. Jede Lokomotivgattung hat ihre eigene Leistungscharakteristik.

Nordmann kommt zu dem Schluss, daß man die Formeln und Zahlen Strahls, so sehr seine Leistung anzuerkennen ist, nicht als Ausgangspunkt für Berechnungen verwenden darf, weil seine Angaben vielfach auf unzureichende Versuche gegründet sind. Jede Lokomotivgattung besitzt ihre Eigenart in betrieblicher und wirtschaftlicher Beziehung. Das genaue wirtschaftliche und betriebliche Verhalten kann nur auf dem Versuchsweg ermittelt werden. Vg.

(Glasers Annalen Bd. 99, Heft 10.)

Neue Fragen für den amerikanischen Lokomotivbau.

Die 44. Tagung der Betriebsingenieure der nordamerikanischen Eisenbahnen, die vor kurzem in Chicago abgehalten wurde, befaßte sich auch mit einigen Punkten, die für den amerikanischen Lokomotivbau z. Z. von Bedeutung sind. Die Versammlung war sich darüber einig, daß weitere Leistungssteigerungen in der Hauptsache nur noch durch Verbesserung des Lokomotiv-Wirkungsgrades und durch Vergrößerung der Achsenzahle erreicht werden könnten, daß dagegen die Achsdrücke keine Erhöhung mehr zuließen. Eine Vergrößerung der Lokomotivleistung auf den angegebenen Wegen werde aber sehr schwierig sein, da schon jetzt einzelne Teile nicht mehr befriedigten.

Bei den Kesseln machen die immer größer, insbesondere länger werdenden Feuerbüchsen mit Verbrennungskammern Schwierigkeiten, da selbst die beweglichen Stehbolzen der bisherigen Bauart den Ausdehnungen nicht mehr folgen können und brechen. Man denkt daher an Stehbolzen, die beiderseits beweglich sind. Bei der Rauchkammer will man den vielen Undichtheiten zu Leibe gehen und insbesondere auch den Gegendruck durch Einbau von Schornsteinen größerer Weite mit tiefliegendem Blasrohr verringern.

Die Rahmen der älteren Lokomotiven sind fast durchweg zu schwach und brechen daher häufig. Soweit es noch wirtschaftlich ist, will man in diese Lokomotiven bei größeren Ausbesserungsarbeiten neue Rahmen einbauen. Nötig wäre eine bessere Durchrechnung der Rahmenentwürfe auf Grund der Beanspruchungen des Betriebes; es fehlt aber vorläufig noch eine geeignete Maßvorschrift für diese.

Viel ist noch zu tun zur Verringerung des Gewichtes der hin- und hergehenden Massen und zum besseren Ausgleich derselben. Vielfach könnte man hier noch 25 bis 50% des Gewichtes sparen, wenn Triebwerk und Steuerung besser durchgebildet würden. Zum besseren Ausgleich beginnt man neuerdings auch die gegenüberliegenden Räder heranzuziehen und neuere Lokomotiven zeigen auch im Gegensatz zu bisher wesentlich bessere Laufeigenschaften.

Große Schwierigkeiten macht auch die Durchbildung der Treibachslager. Die bisher üblichen Lager sind den großen Zylinderkräften nicht mehr gewachsen. Man will hier mit Ringschmierlagern, gegebenenfalls mit Prefsölschmierung Abhilfe schaffen. Auch den Drehgestellen, die häufig zum Warmlaufen neigen, soll künftig mehr Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Schließlich wird noch eine Verbesserung der Sandstreuer verlangt, um die großen Zylinderzugkräfte auch unter allen Umständen ausnutzen zu können. Auf den neueren, großen Lokomotiven sollen schon $3\frac{1}{2}$ t Sand mitgeführt werden.

Wie man sieht, machen sich die Amerikaner der Not gehorchend neuerdings viele Gedanken zu eigen, die bei uns schon länger in die Tat umgesetzt worden sind, weil hier schon bisher beim Entwurf einer Lokomotive meist sehr viel Rücksicht auf die zur Verfügung stehenden Achsdrücke genommen werden mußte, während man sich in Amerika in dieser Beziehung bisher weniger Gedanken machte.

(Railw. Age 1926, 2. Halbj., Nr. 12.)

R. D.

Neue Wagen der Nord-Südbahn Berlin.

Auf der Nord-Südbahn der Berliner Hoch- und Untergrundbahnen wurde kürzlich ein von der Firma Orenstein und Koppel gebauter Probezug mit neuen Wagen in Betrieb genommen, bei denen eine wesentliche Erhöhung des Fassungsvermögens auf die Längen- und Gewichtseinheit erreicht wurde. Während die alten Wagen der Hochbahngesellschaft bei 12,1 m Länge und 2,26 m Breite einen Fassungsraum für 30 Sitz- und 56 Stehplätze haben, hatten die ersten Wagen der Nord-Südbahn unter Ausnutzung des Lichttraums

bei einer Breite von 2,65 m und einer Länge von 12,9 m einen Fassungsraum von 34 Sitz- und 85 Stehplätzen, und bei den neuen Wagen von 18 m Länge und 2,65 m Breite ist dieser auf 50 Sitz- und 114 Stehplätze gesteigert. Im Spitzenverkehr können die Wagen bis zu 250 Personen aufnehmen. Das Eigengewicht eines Triebwagens beträgt 39 t, das eines Beiwagens 27,5 t. Ein Wagenzug besteht aus zwei Trieb- und zwei Beiwagen. Jeder Triebwagen ist mit vier selbstlüftenden Wendepolmotoren von 110 kW Leistung ausgerüstet, deren Steuerung mit Hilfe von unter dem Wagenkasten angeordneten Schützen erfolgt.

Das Wagengerippe besteht aus Eisen, die Seitenwände sind als tragende Konstruktion ausgebildet. Das Dach hat Lüftungsaufbau, an den Türen ist es aber in Tonnenform ausgebildet. Diese Dachform wird zum ersten Mal erprobt. Gerade über den Türen bietet das Tonnendach eine größere Querversteifung, während für den übrigen Wagenteil der Vorzug guter Ventilation des Lüftungsaufbaus erhalten bleibt. Bei anderen Probezügen wird man auch das reine Tonnendach erproben, das für leichte Herstellung und Unterhaltung Vorteile bietet und für gleich gute Lüftung des Wagens Luftsauger erhält. Zu weiterer Belüftung des Wagens sind an jeder Wagenseite sechs Fenster herabblafsbar eingerichtet und mit Ausgleichsvorrichtung versehen, so daß sie vom Publikum leicht geöffnet und geschlossen werden können.



Neuer 18 m-Wagen der Nord-Südbahn Berlin, erbaut von Orenstein & Koppel A.-G., Werk Spandau.

An jeder Wagenlängsseite sind zwei doppelflügelige Türen vorgesehen — andere Probezüge werden auch vier Türen erhalten —, die mit einer selbsttätigen Türschließeinrichtung ausgestattet sind, was für Berlin eine Neuerung darstellt. Sämtliche Türen des Zuges werden vom Führerstand aus durch den Zugführer mittels Druckluft geschlossen. Durch eine Kontrolllampe, die im Führerraum angeordnet ist, kann der Führer erkennen, ob sämtliche Türen geschlossen sind. An jeder Tür befindet sich ein Druckluftzylinder, dessen Ventil elektrisch gesteuert wird. Die Einrichtung ist mit einer roten Lampe verbunden, welche kurz vor dem selbsttätigen Schließen aufleuchtet, um so den Fahrgästen das unmittelbar bevorstehende Schließen der Türen anzuzeigen. Ein Verletzung durch Einklemmen ist ausgeschlossen, weil die Türkanten mit hohlen Gummileisten versehen sind und der Druck nur gering ist. Schlösser besitzen die Türen nicht, erst kurz vor dem Halten des Zuges wird die Druckluft abgestellt und die Fahrgäste öffnen sich selbst die Türen. In Notfällen kann die Druckluft einzelner Wagen auch durch plombierte Lufthähne, die sich außen und innen an jedem Wagen befinden, abgelassen werden. Diese Einrichtung entspricht der bei der Pariser Untergrundbahn im Gebrauch befindlichen. Es wird aber auch eine Anordnung der Knorrbremse A.-G. und eine amerikanische erprobt werden. Mit steigendem Verkehr wird das Schließen der Türen von Hand immer schwieriger, um so mehr als ständig nach Beschleunigung des Verkehrs gestrebt wird.

Die Beleuchtung der Wagen weicht von der bisher üblichen ab, indem einerseits die großen Lichtstellen über den ganzen Wagen

an der Decke und den Sitzen verteilt sind, andererseits das Licht jeder Glühlampe durch einen hinter ihr angebrachten Hohlspiegel erst gesammelt wird und dann durch eine matte, zerstreud wirkende Schale nach außen tritt, so daß ohne jede Blendwirkung eine gleichmäßige, angenehme Beleuchtung erzielt wird. So ist von jedem Sitz und Standort ein angenehmes Lesen möglich. Auf eine freundliche und gefällige Innenausstattung wurde ganz besonders Wert gelegt. Anstelle der bisherigen etwas nüchtern wirkenden Wandverkleidung aus Eichenholz hat man eine solche aus geflammter Birke mit Mahagonisockel und Mahagoni für das Leistenwerk gewählt. In Übereinstimmung hierzu ist grünes Kunstleder für die Sitze in

der 2. Wagenklasse genommen. Die Sitze sind wie auch sonst bei den Wagen der Berliner Hoch- und Untergrundbahnen als Längssitze angeordnet (siehe Abb.).

Als Bremse ist bei dem Probezug die Einkammer-Druckluftbremse Knorr, Patent Lambertsen, zur Anwendung gelangt, die eine äußerst feine Abstufung der Fahrgeschwindigkeit während der Bremsperiode gestattet. Die Kupplung der Wagen erfolgt selbsttätig nach der Bauart Scharfenberg, bei der auch die beiden Bremsluftleitungen mitgekuppelt werden. Es ist beabsichtigt, in Zukunft auch die elektrischen Verbindungen zwischen den Wagen in die Kupplung mit einzubauen.

Przygode.

Verschiedenes.

Die Studiengesellschaft für Rangiertechnik*).

Im Herbst 1926 gründete der Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft auf Anregung aus Industriekreisen die „Studiengesellschaft für Rangiertechnik“. Sie setzt sich aus je fünf Vertretern der Deutschen Reichsbahn, der Eisenbahnwissenschaft und der einschlägigen Industrie zusammen. Ihre Aufgabe ist die Erforschung aller Fragen, die die Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Rangierbahnhöfe betreffen, also die Förderung der Rationalisierung des Verschiebedienstes.

Die Rangiertechnik ist nicht nur ein lohnendes Arbeitsfeld für die Industrie, nicht nur ein interessantes Studiengebiet für Männer der Wissenschaft, sondern vor allem ein Glied der modernen wissenschaftlichen Betriebsführung, das zu einer ungeahnten Leistungssteigerung unserer Verschiebebahnhöfe und somit zu einer völligen Umgestaltung der Verteilung der Rangieraufgaben führen kann.

Im März hat die erste Tagung der Studiengesellschaft nach ihrer Gründung in Essen stattgefunden.

Am Vormittag des 11. März fand die Mitgliederversammlung statt. Das reichhaltige Arbeitsprogramm der Studiengesellschaft für Rangiertechnik wurde beraten und festgelegt. Sieben Sonderausschüsse sind gegründet worden, um das umfangreiche Arbeitsgebiet zu bewältigen und mit der erforderlichen Gründlichkeit zu erfassen.

Die Studiengesellschaft hat es bei dieser Gelegenheit für tunlich gehalten, sich an die Öffentlichkeit zu stellen, um sich mit ihren Bestrebungen bekannt zu machen. Als Auftakt wurde eine Besichtigung des Verschiebebahnhofs Hamm veranstaltet.

Der neue Ablaufberg mit seinen vier Gleisbremsen System Thyssenhütte und das automatische Ablaufstellwerk der A. E. G. riefen die Bewunderung der Besucher hervor.

Nach der Rückkehr von Hamm fand im Kaiserhof in Essen vor geladenen Gästen ein Vortragsabend statt.

Zunächst sprach Herr Professor Dr. Blum über die Ziele und Zwecke der Studiengesellschaft für Rangiertechnik.

Das Ziel der Studiengesellschaft für Rangiertechnik sei, im engsten Zusammenarbeiten zwischen den drei Gruppen Reichsbahn, Wissenschaft und Industrie alle Fragen zu klären, welche für den gesamten Rangierbetrieb und seine Auswirkungen maßgebend sind. Also zunächst die Gesamtanordnung der Bahnhöfe, die Durchbildung der einzelnen Gleisgruppen, sodann das Problem des Ablaufbetriebes, die möglichste Ausschaltung von Lokomotiven, Beschränkung in der Zahl der bedienenden Menschen, Beschränkung des Rangiergeschäftes, Erhöhung der Sicherheit durch sorgfältigste Regelung der Geschwindigkeit. Dadurch werde auch die Zugbildung auf das günstigste beeinflusst, man könne in größerem Umfange als bisher Ferngüterzüge bilden und die Folge sei eine Verbilligung und Beschleunigung des Verkehrs. Zusammenfassend sei also das Ziel der Studiengesellschaft: Die deutsche Volkswirtschaft zu unterstützen, indem der Güterverkehr so glatt und so billig bedient würde, wie möglich, die Leistungsfähigkeit des Eisenbahnnetzes zu steigern, ohne daß große Aufwendungen für neue Bahnhöfe oder den mehrgleisigen Ausbau der Strecken erforderlich werden, und außerdem der deutschen Industrie den Absatz im Auslande zu erschließen; denn Anlagen, die sich bei uns trefflich bewähren, werden auch vom Auslande anerkannt und dort eingeführt.

Nach Herrn Professor Dr. Blum sprach der Direktor bei der

*) Vergl. Seite 56.

Reichsbahn, Herr Masur-Essen über die Rationalisierung der Verschiebebahnhöfe im Bezirk Essen. Der Vortragende gliederte das Thema in die Rationalisierung der Rangieraufgaben und die des Rangierdienstes. Die Rationalisierung der Rangieraufgaben bezwecke, durch passende Maßnahmen wie Zugbildung, Leitungsvorschriften, Fahrpläne usw., die Zahl der Rangierungen zu vermindern, die verminderte Zahl auf wenigen Bahnhöfen zusammenzufassen und andere stillzulegen. Rationalisierung des Rangierdienstes bezwecke, die Rangieraufgaben der einzelnen Bahnhöfe sicher, pünktlich und wirtschaftlich zu erledigen. Das Ziel des neuen Verfahrens der zielbewußten Zugbildung wäre, möglichst auf denjenigen Bahnhöfen, wo die Frachten aufkommen, geschlossene Züge nach den Bestimmungsbahnhöfen der Wagen oder zum mindesten auf möglichst weite Entfernungen zu bilden. Als Erfolg sei zu buchen, daß bereits eine große Zahl von Ablaufbergen stillgelegt werden konnte.

Der Vortragende schilderte weiter, wie durch wissenschaftliche Erforschungen der Betriebs- und Arbeitsvorgänge, durch sorgfältige Aufstellung der Diensterteilungen, durch Überwachung des Verbrauchs an Rangiermaschinen eine Herabminderung des Aufwandes bei gleichzeitiger Steigerung der Leistungen erzielt werden konnte. Alles in allem bezifferten sich die wirtschaftlichen Erfolge auf viele Millionen, während die früher üblichen und fast zur Gewohnheit gewordenen Betriebsstörungen, Stockungen und Streckensperrungen nunmehr völlig ausblieben.

Zum Schluß machte Herr Eisenbahndirektor Simon Thomas, Utrecht, interessante Ausführungen über die Herabminderung der Rangierkosten. Zur Herabminderung der Rangierkosten ständen hauptsächlich zwei Wege offen: „Weniger rangieren“ und, wo rangiert werden müsse, „wirtschaftlicher arbeiten“; das erste hänge eng mit der Zugbildung zusammen, das zweite neige mehr nach der Richtung der Rangiertechnik. Die Rangieraufgaben könnten z. B. bedeutend herabgemindert werden durch Anwendung der zweckmäßigsten Rangierlokomotiven.

Die Bremsfrage bei Ablaufanlagen sei brennend. Die Thyssenbremse sei die einzige gewichtsautomatische. Bei der Einfachheit ihrer heutigen Konstruktion halte er diese Bremse für die beste Lösung der jetzigen Zeit.

Auf dem Gebiet der automatischen Ablaufstellwerke lägen zur Zeit drei Systeme vor: das System Professor Descubes in Blainville und in Metz-Sablon, das etwas ähnliche System von Siemens & Halske in Herne und das System der A. E. G. in Hamm. Insoweit er diese Systeme jetzt schon beurteilen könne, glaube er nicht, daß man mit den beiden erstgenannten Systemen eine so hohe Leistung hervorbringen könne wie in Hamm bei dem A. E. G.-System erzielt werde. Nach der Meinung des Vortragenden ist das Wertvollste, was man mit solchen mechanisierten Ablaufanlagen erreichen kann, die unbedingte Betriebssicherheit der Zerlegung. Man müsse die Eisenbahnen ebenso wissenschaftlich betreiben wie der Industrielle seine Werkstätten. Die wissenschaftliche Betriebsführung müsse aber bei der Zugbildung anfangen, und hier könnten nur systematische Untersuchungen Auskunft erteilen.

Die Tagung der Studiengesellschaft verlief unter dem Zeichen großer Arbeitsfreude und war ein schöner Beweis dafür, daß die Deutsche Reichsbahn mit Energie die Rationalisierung ihres Rangierdienstes in Verbindung mit der Wissenschaft und Industrie betreibt.

G.