

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. LII. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich.
Alle Rechte vorbehalten.

10. Heft. 1915. 15. Mai.

Über die Beanspruchung der Zapfen und Stangenschäfte des Triebwerkes der Lokomotiven.

Dr.-Ing. Heumann, Regierungsbaumeister in Berlin.

(Schluß von Seite 148.)

III. Schleudern.

Es soll näherungsweise Aufschluß über die durch den Schleudervorgang in den verschiedenen Triebwerkteilen wachgerufenen Beschleunigungen und Kräfte gegeben werden. Für die Rechnung wird während des Schleuderns die Reibung zwischen Rad und Schiene als ganz oder fast ganz aufgehoben angesehen. Die Einführung eines gewissen Reibungsbetrages ändert die Rechnung nicht grundsätzlich. Während des Schleuderns wird dann die Dampfarbeit in Arbeitsvermögen der bewegten Triebwerkteile umgesetzt. Die dadurch wachgerufenen Trägheitskräfte der hin und her gehenden Teile nehmen während des Hubes wechselweise zu und ab, im Mittelwerte zu. Im Augenblicke des «Greifens» am Ende des Schleuderns erleiden die bewegten Triebwerkteile wegen plötzlichen Anwachsens der Reibung zwischen Rad und Schiene eine dem Betrage der Reibung entsprechende Verzögerung; damit tritt eine zusätzliche Kraftwirkung der Trägheit an ihnen auf. Bei Vorhandensein von Spiel in den Gelenken entstehen Stosswirkungen, von denen hier aber abgesehen werden soll.

Hiernach ist im Folgenden die Wirkung des Schleuderns auf einen ganz bestimmten Triebwerkteil, den Kurbelzapfen, untersucht. Dazu ist derjenige Kurbelwinkel aufzusuchen, bei dem das «Greifen» die stärksten Beanspruchungen des untersuchten Triebwerkteiles ergibt, die durch die Trägheitskräfte der bewegten Teile hervorgerufen werden. Der fragliche Kurbelwinkel ist daher der, bei dem die durch die Dampfkraft und die beim «Greifen» plötzlich auftretende Reibung hervorgerufenen Trägheitskräfte zusammen ihren Höchstwert erreichen. Dann ist die Zeitdauer zu bestimmen, die für das Schleudern erforderlich ist, damit die gekennzeichneten ungünstigsten Beanspruchungen einen gefährlichen Betrag erreichen.

Für die Rechnung wird der mittlere Dampfdruck während des Schleuderns unveränderlich, der Betrag der statischen Widerstände = 0 angenommen.

Hier wird nur die Schleuderwirkung beim Anfahren, also bei der Anfangsgeschwindigkeit = 0, untersucht; der Vorgang des Schleuderns während der Fahrt verläuft in gleicher Weise.

III. A) Ermittlung der Beschleunigungen.

A. 1) Beschleunigungen durch Auftreten der Reibung zwischen Rad und Schiene im Augenblick des Greifens.

Es wird angenommen, daß ein Achssatz mit beiden Rädern gleichzeitig «greift».

Die hin und her gehenden, gleich großen Massen beider Seiten greifen am Kurbelhalbmesser r_K , um 90° gegen einander versetzt, an. Man kann diese Massen und ihre Wirkungen durch die Größe der Massen einer Seite, angreifend an dem Kurbelarme $r = r_K \cdot \sqrt{2}$, ersetzen, dessen Winkel um 45° gegen die beiden Kurbelwinkel versetzt ist.

Es bezeichnen: f den Wert der Reibung zwischen Rad und Schiene, G^{kg} das Gewicht eines Achssatzes, D^m den Rad-durchmesser, φ° den Kurbelwinkel, ψ° den Winkel des Kurbelarmes $r = \varphi + 45^\circ$, ω die Winkelgeschwindigkeit des Achssatzes, $d\omega : dt$ die Winkelbeschleunigung in Folge Auftretens von $-f \cdot G$, ΣJ die Trägheitsmomente der drehenden Teile, M_w und M_s die Massen der wagerecht und senkrecht hin und her bewegten Teile einer Lokomotivseite, bezogen auf den Kurbelarm r , M_s die ganze Masse der Kuppelstange und die halbe Masse der Triebstange, b_w und b_s die wagerechte und senkrechte Beschleunigung der am Mittelkurbelarme angreifend gedachten Massen M_w und M_s , hervorgerufen durch die Reibung zwischen Rad und Schiene.

Der Sinn aller Größen wird von oben nach unten, und von links nach rechts (Textabb. 18) + gerechnet.

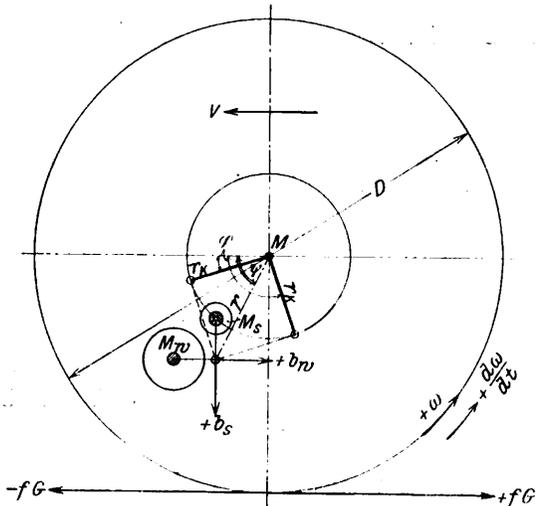
Die Momentengleichung für die Drehachse M des Triebachssatzes ergibt:

$$\text{Gl. 33)} - f \cdot G \cdot \frac{D}{2} + b_w \cdot M_w \cdot r \cdot \sin \psi + b_s \cdot M_s \cdot r \cdot \cos \psi + \Sigma J \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0.$$

Hierin sind außer $\frac{d\omega}{dt}$ noch b_w und b_s unbekannt.

Setzt man statt $-f \cdot G$ die Kraft $+f \cdot G$ (Textabb. 18), so erteilt diese den Massen M_w und M_s am Kurbelarme r die Beschleunigungen b_w und b_s mit den Werten:

Abb. 18.



$$b_w = \frac{d^2 s}{dt^2}, \quad s = r(1 - \cos \psi),$$

$$\frac{ds}{dt} = r \cdot \sin \psi \cdot \frac{d\psi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin \psi,$$

$$\text{Gl. 34)} \quad b_w = \frac{d^2 s}{dt^2} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \psi + r \cdot \sin \psi \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

$$b_s = \frac{d^2 s'}{dt^2}, \quad s' = r(1 + \sin \psi),$$

$$\text{Gl. 35)} \quad b_s = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi + r \cdot \cos \psi \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

Setzt man diese Werte für b_w und b_s in Gl. 33) ein, so ergibt sich:

$$-f \cdot G \cdot \frac{D}{2} + M_w \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi + M_w r^2 \cdot \sin^2 \psi \cdot \frac{d\omega}{dt} + M_s \cdot r^2 \cdot \cos^2 \psi \cdot \frac{d\omega}{dt} - M_s \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi + \Sigma J \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0.$$

$$\text{Gl. 36)} \quad -\frac{d\omega}{dt} = \frac{-f \cdot G \cdot \frac{D}{2} + r^2 \cdot \omega^2 \sin \psi \cdot \cos \psi (M_w - M_s)}{\Sigma J + M_w \cdot r^2 \cdot \sin^2 \psi + M_s \cdot r^2 \cdot \cos^2 \psi}.$$

A. 2) Beschleunigungen durch die Dampfkraft.

$$\frac{d\omega'}{dt}, \quad b'_w, \quad b'_s.$$

Bezeichnet K die doppelte Kolbenkraft, so ergibt sich nach d'Alembert als Gleichung der wagerechten Kräfte:

$$\text{Gl. 37)} \quad K - M_w \cdot b'_w - M_s \cdot b'_s - \frac{\Sigma J}{r \cdot \sin \psi} \cdot \frac{d\omega'}{dt} = 0.$$

Die Beziehungen zwischen $\frac{d\omega'}{dt}$, b'_w und b'_s sind dieselben, wie die zwischen $\frac{d\omega}{dt}$, b_w und b_s :

$$\text{Gl. 38)} \quad b'_w = r \cdot \omega'^2 \cdot \cos \psi + r \cdot \sin \psi \cdot \frac{d\omega'}{dt}.$$

$$\text{Gl. 39)} \quad b'_s = -r \cdot \omega'^2 \cdot \sin \psi + r \cdot \cos \psi \cdot \frac{d\omega'}{dt}.$$

Bei Einsetzen dieser Werte in Gl. 37) ergibt sich:

$$K - M_w \cdot r \cdot \sin \psi \cdot \frac{d\omega'}{dt} - M_w \cdot r \cdot \omega'^2 \cdot \cos \psi - M_s \cdot r \cdot \cos \psi \cdot \frac{d\omega'}{dt} + M_s \cdot r \cdot \omega'^2 \sin \psi - \frac{\Sigma J}{r \cdot \sin \psi} \cdot \frac{d\omega'}{dt} = 0.$$

$$\text{Gl. 40)} \quad \frac{d\omega'}{dt} = \frac{K \cdot r \cdot \sin \psi - r^2 \cdot \omega'^2 \cdot \sin \psi (M_w \cos \psi - M_s \cdot \sin \psi)}{\Sigma J + r^2 \cdot \sin \psi (M_w \cdot \sin \psi + M_s \cdot \cos \psi)}.$$

B) Ermittlung des Gesetzes des Wachsens der Winkelgeschwindigkeit ω während des Schleuderns.

Die Dampfarbeit L wird umgesetzt in die lebendige Kraft der Drehung der Achssätze und der hin und her gehenden Bewegung der Triebwerkteile.

Die ganze Dampfarbeit von der Zeit $t = 0$ bis $t = t$ ist $L = K_m \cdot \text{Kolbenweg}$, worin K_m die mittlere Kolbenkraft beider Kolben bedeutet. Der Kolbenweg ist $= \frac{2}{\pi}$ Kurbelweg. Der Kurbelweg ist $r_K \int_0^t \omega \cdot dt$, mithin $L = K_m \cdot \frac{2}{\pi} \cdot r_K \int_0^t \omega \cdot dt$. Das drehende Arbeitsvermögen der Achssätze im Zeitpunkte t ist $\Sigma J \cdot \frac{\omega^2}{2}$.

Das Arbeitsvermögen der hin und her gehenden Teile ist:

a) für die wagerecht bewegten Teile:

$$= M_w \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \psi}{2}$$

β) für die senkrecht bewegten Teile:

β. 1) für die Kuppelstange von der Masse M_K einer Lokomotivseite:

$$= M_K \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \psi}{2}$$

wie sich aus Textabb. 19 ergibt;

Abb. 19.

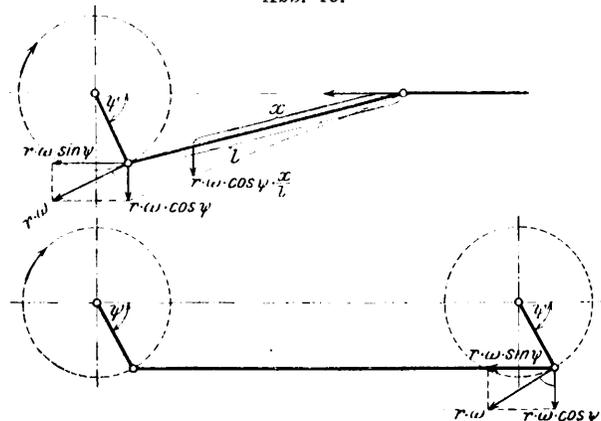


Abb. 20.

β. 11) für die Triebstange von der Masse M_T einer Lokomotivseite:

$$= \Sigma \left(\frac{m \cdot v_t^2}{2} \right), \quad \Sigma m = M_T.$$

Nach Textabb. 20:

$$v_t = r \cdot \omega \cdot \cos \psi \cdot \frac{x}{l}$$

$$M_T = \int_0^l F \cdot dx$$

Hierin bedeutet γ das Einheitsgewicht, F den Querschnitt der Stange.

Bei unveränderlichem F ergibt sich:

$$\Sigma \left(\frac{m \cdot v_t^2}{2} \right) = \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \psi}{2 l^2} \cdot \gamma \cdot F \int_0^l x^2 \cdot dx = \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \psi}{6} \cdot M_T.$$

Vereinigt man diese Beträge von L , so erhält man:

$$L = K_m \cdot r_K \cdot \frac{2}{\pi} \int_0^t \omega \cdot dt = \Sigma J \cdot \frac{\omega^2}{2} + M_w \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2 \sin^2 \psi}{2} + \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \psi}{2} \left(M_K + \frac{M_T}{3} \right)$$

Abgesehen von den Schwankungen während des hin und her Gehens des Kolbens wächst w verhältnismäßig mit der Zeit t an. Von diesen Schwankungen kann bei Betrachtung des Vorganges bei längerer Zeitdauer abgesehen werden, da ΣJ gegenüber M_w und M_s sehr groß ist. Setzt man daher zur Gewinnung einer mittlern Winkelbeschleunigung: $\omega = E \cdot t$, $E = \text{Festwert} = \omega : t$, so erhält man:

$$L = K_m \cdot r_K \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\omega}{t} \cdot \frac{t^2}{2} = K_m \cdot r_K \cdot \frac{\omega}{\pi} \cdot t = \Sigma J \cdot \frac{\omega^2}{2} + M_w \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \psi}{2} + \left(M_K + \frac{M_T}{3} \right) \frac{r^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \psi}{2}$$

Daraus ergibt sich nach einigen Umformungen der Näherungswert:

$$\text{Gl. 41) } t = \frac{\frac{\Sigma J}{r^2} + M_w \cdot \sin^2 \psi + \left(M_K + \frac{M_T}{3} \right) \cdot \cos^2 \psi}{K_m \cdot \sqrt{2}} \cdot r \omega \cdot \pi$$

Nun kann man die Gleichungen für die Kräfte aufstellen, durch die der Kurbelzapfen während des Schleuderns und beim Greifen beansprucht wird.

Die übrigen Triebwerkteile sind ebenso wie der Kurbelzapfen zu behandeln.

C) Kraftwirkung der einzelnen Triebwerksteile.

Es wird angenommen, der Triebachssatz greife allein mit beiden Rädern, der Kuppelachssatz schleudere weiter.

C. 1) Wagerechte auf einen der beiden Kurbelzapfen ausgeübte Kräfte.

α) Von der Triebstange:

α . I) während des Schleuderns: $P' = \pm K' - M'' b''_w$.
Darin ist K' die Kolbenkraft der betrachteten Seite, b''_w die wagerechte Beschleunigung des Kurbelzapfens durch Einwirkung der Dampfkraft, M'' die Masse von Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Triebstange:

α . II) im Augenblicke des Greifens: $P = P' - M''_w \cdot b''''_w$.
Darin ist b''''_w die wagerechte Beschleunigung des Kurbelzapfens bei plötzlichem Auftreten der Reibung am Umfange der Triebräder.

$$P = K' - M'' (b''_w + b''''_w),$$

$$b''_w = r_K \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + r_K \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\omega'}{dt},$$

$$b''''_w = r_K \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + r_K \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{Gl. 42) } P = K' - M'' \left[2 \cdot r_K \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + r_K \cdot \sin \varphi \left(\frac{d\omega}{dt} + \frac{d\omega'}{dt} \right) \right],$$

$$\varphi = \psi \pm 45^\circ, \quad \frac{d\omega}{dt} \text{ und } \frac{d\omega'}{dt} \text{ aus Gl. 36) und 40).}$$

1. β) Von der Kuppelstange ausgeübt:

β . I) während des Schleuderns:

$$P'_K = - M_K \cdot b''_w - \frac{J_K}{2 \cdot r_K \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{d\omega'}{dt}$$

Hier ist angenommen, daß die Winkelbeschleunigung des Kuppelachssatzes mit dem Trägheitsmomente J_K durch die bei-

den um 90° versetzten Kuppelstangen gleichmäßig erzeugt wird. Dies gilt mit Rücksicht auf die Elastizität der Kuppelstangen nicht für $\varphi \leq 0^\circ$ und 180° ; hier wird das zweite Glied der Gleichung einen sehr viel kleinern Wert annehmen, kann daher vernachlässigt werden:

β . II) Im Augenblicke des Greifens:

$$P_K = P'_K - M_K \cdot b''''_w - \frac{J_K}{2 \cdot r_K \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

Dieser Gleichung liegt dieselbe Annahme zu Grunde, sie gilt deshalb ebenfalls nicht für $\varphi \leq 0^\circ$ und 180° .

$$\text{Gl. 43) } P_K = - M_K \left[2 \cdot r_K \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + r_K \cdot \sin \varphi \left(\frac{d\omega}{dt} + \frac{d\omega'}{dt} \right) \right] - 2 \cdot r_K \cdot \sin \varphi \left(\frac{d\omega}{dt} + \frac{d\omega'}{dt} \right) \cdot \frac{J_K}{2}$$

Auch in dieser Gleichung kann für $\varphi \leq 0^\circ$ und 180° das letzte Glied $= 0$ gesetzt werden.

C. 2) Senkrechte Kräfte.

Die Dampfkraft wird vernachlässigt.

2. α) Von der Triebstange ausgeübt:

α . I) während des Schleuderns:

$V' = - M_u \cdot b''_s$; $M_u = \frac{1}{3} M_T =$ denjenigen Betrage der Triebstangenmasse, der, am Kurbelzapfen vereinigt gedacht, die senkrechte Beschleunigung des Kurbelzapfens erleidet*).
Darin bedeutet: b''_s die senkrechte Beschleunigung des Kurbelzapfens durch die Dampfkraft;

α . II) im Augenblicke des Greifens:

$$V = V' - M_u \cdot b''_s$$

$$V = - M_u (b''_s + b''''_s)$$

b''''_s ist die senkrechte Beschleunigung des Kurbelzapfens durch plötzlichem Auftreten der Reibung am Umfange der Triebräder.

$$b''_s = r_K \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d\omega'}{dt} - r_K \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi,$$

$$b''''_s = r_K \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d\omega}{dt} - r_K \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi.$$

$$\text{Gl. 44) } V = r_K \cdot \frac{M_T}{3} \left[2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi - \cos \varphi \left(\frac{d\omega}{dt} + \frac{d\omega'}{dt} \right) \right]$$

2. β) Von der Kuppelstange ausgeübt:

β . I) während des Schleuderns:

$$V'_K = - \frac{M_K}{2} \cdot b''_s$$

β . II) Im Augenblicke des Greifens:

$$V_K = + V'_K - \frac{M_K}{2} \cdot b''''_s$$

$$\text{Gl. 45) } V_K = r_K \cdot \frac{M_K}{2} \left[2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi - \cos \varphi \left(\frac{d\omega}{dt} + \frac{d\omega'}{dt} \right) \right]$$

Durch Nullsetzen der ersten Abgeleiteten der geometrischen Summe der wagerechten und senkrechten Kräfte nach φ erhält man die Winkel φ und ψ , bei denen die Beanspruchung des Kurbelzapfens im Falle des Greifens ihren Höchstwert erreicht. Schneller kommt man jedoch durch Schätzen und Versuchen von Fall zu Fall zum Ziele.

Ist auf diese Weise unter Annahme eines bestimmten w der gefährlichste Kurbelwinkel φ' und ψ' gefunden, so ist zu

*) Siehe v. Bach, Maschinenelemente.

untersuchen, welchen Wert ω und t annehmen, wenn die Spannung des Kurbelzapfens bei Greifen des Kurbelachssatzes bei dem gefährlichsten Kurbelwinkel einen gefährlichen Wert σ erreicht.

$$\sigma^2 = \sigma_w^2 + \sigma_s^2,$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_w &= \frac{l_a \cdot P + l_b \cdot P_K}{\varrho \varnothing} = \text{wagerechte} \\ \sigma_s &= \frac{l_a \cdot V + l_b \cdot V}{\varrho \varnothing} = \text{senkrechte} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Seitenspannung} \\ \text{von } \sigma. \end{array}$$

Setzt man in diese Gleichungen die oben gefundenen Ausdrücke für P , P_K , V und V_K mit $\varphi = \varphi'$ und $\psi = \psi'$ ein, so erhält man eine Beziehung zwischen ω und σ . Durch Verbindung dieser Beziehung mit Gleichung 41) erhält man die gesuchte Beziehung zwischen σ und t .

Setzt man in diesem Rechnungsgange statt P , P_K , V , V_K die Werte P' , P'_K , V' , V'_K , so erhält man ebenso eine Beziehung zwischen σ , ω , t für den Fall, daß durch das Schleudern selbst ohne Zusammenwirken mit dem «Greifen» gefährliche Beanspruchungen im Kurbelzapfen erzeugt werden.

Dann ergeben sich die Gleichungen für die Kräfte:

Gl. 46) $P' = \pm K' - r_K \cdot M'' \left(\omega^2 \cdot \cos \varphi + \sin \varphi \cdot \frac{d\omega'}{dt} \right),$

Gl. 47) $P'_K = -M_K \cdot r_K \left(\omega^2 \cdot \cos \varphi + \sin \varphi \cdot \frac{d\omega'}{dt} \right) - \frac{J_K}{2 r_K \cdot \sin \varphi} \left(\frac{d\omega'}{dt} \right),$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\frac{1}{3} \cdot 15000 \cdot \frac{1,64}{2} + 0,396^2 \cdot 0,573 \cdot 0,819 (47,9 - 20,45) \cdot \omega^2}{211,4 + 47,9 \cdot 0,396^2 \cdot 0,573^2 + 20,45 \cdot 0,396^2 \cdot 0,813^2},$$

$$\frac{d\omega}{dt} = -18,35 - 0,0091 \omega^2,$$

und nach Gl. 40) $\frac{d\omega'}{dt} = \frac{5000 \cdot 0,396 \cdot 0,573 - 0,396^2 \cdot 0,573 (47,9 \cdot 0,819 - 20,45 \cdot 0,573) \cdot \omega^2}{211,4 + 0,396^2 \cdot 0,573 (47,9 \cdot 0,573 + 20,45 \cdot 0,819)},$

$$\frac{d\omega'}{dt} = 5,22 - 0,0116 \omega^2,$$

$$\frac{d\omega}{dt} + \frac{d\omega'}{dt} = -13,13 - 0,0207 \omega^2,$$

nach Gl. 41) für $K_m = \sim 7000 \text{ kg}$

$$t = \frac{\frac{211,4}{0,396^2} + 47,9 \cdot 0,573^2 + \left(13,9 + \frac{13,1}{3} \right) \cdot 0,819^2}{7000 \cdot \sqrt{2}} \cdot 0,396 \cdot \pi \cdot \omega$$

$$t = 0,0865 \omega.$$

Damit ergeben sich folgende Gleichungen für die den Kurbelzapfen beim Schleudern im Augenblicke des Greifens beanspruchenden Kräfte.

Nach C. 1. a) Wagerechte Kraft, von der Triebstange ausgeübt: P nach Gl. 42) für den nacheilenden Kolben entsprechend $\varphi' = 170^\circ$, $K' = 4000 \text{ kg}$.

$$P = 4000 + 0,28 \cdot 34 [2 \cdot \omega^2 \cdot 0,985 + 0,174 (13,13 + 0,0207 \omega^2)],$$

$$P = 4022 + 18,8144 \omega^2.$$

Nach C. 1. b) Wagerechte Kraft, von der Kuppelstange ausgeübt = P_K nach Gl. 43). Weil φ' nahe 180° ist, kann das zweite Glied der Gleichung vernachlässigt werden. Dann ergibt sich:

Gl. 48) $V' = \frac{1}{3} M_T \cdot r_K \left(\omega^2 \cdot \sin \varphi - \cos \varphi \frac{d\omega'}{dt} \right),$

Gl. 49) $V'_K = \frac{M_K}{2} \cdot r_K \left(\omega^2 \cdot \sin \varphi - \cos \varphi \cdot \frac{d\omega'}{dt} \right).$

III. D) Zahlenbeispiel.

Angenommen werden $f = 1 : 3$, $G = 15000 \text{ kg}$, $D = 1,64 \text{ m}$, $M_w =$ Masse von Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf, Triebstange und Kuppelstange einer Lokomotivseite = $47,9 \sim 48 \text{ kg} \cdot \text{Sek}^2/\text{m}$. $M_s =$ Masse der Kuppelstange und der halben Triebstange = $20,45 \text{ kgSek}^2/\text{m}$, $J_T =$ Trägheitsmoment des Triebachssatzes = 108 kgmSek^2 , $J_K =$ Trägheitsmoment des Kuppelachssatzes = $103,4 \text{ kgmSek}^2$, $\Sigma J = J_T + J_K = 211,4 \text{ kgmSek}^2$, $M_T = 13,1 \text{ kgSek}^2/\text{m}$, $M_K = 13,9 \text{ kgSek}^2/\text{m}$, $M'' = 34,0 \text{ kgSek}^2/\text{m}$, $l_a = 21 \text{ cm}$, $l_b = 5 \text{ cm}$, $\varrho \varnothing = 372 \text{ cm}^3$.

Durch Versuchen wurde als ungünstigster Kurbelwinkel ermittelt: $\varphi' = 170^\circ$, entsprechend $\psi' = 170 + 45 = 215^\circ$, $\sin \varphi' = 0,174$, $\sin \psi' = -0,573$, $\cos \varphi' = -0,985$, $\cos \psi' = -0,819$. $\psi' = \varphi' + 45^\circ$; φ' gehört der nacheilenden Kurbel an, $\psi' = \varphi' - 45^\circ$ gibt wenig abweichende Werte.

Für diese Kurbelstellung ergibt sich als ganze Kolbenkraft nach dem Schaubilde bei 70% Füllung annähernd $K = +4000 - 19000 \text{ kg} = -15000 \text{ kg}$. Mit Rücksicht auf Drosselung wird $K = +5000 - 10000 \text{ kg} = -5000 \text{ kg}$ in die Rechnung eingeführt.

Setzt man diese Werte ein, so ergibt sich nach Gl. 36)

$$P_K = 13,9 \cdot 2 \cdot 0,28 \left[\omega^2 \cdot 0,985 + \frac{0,174}{2} (13,13 + 0,0207 \omega^2) \right].$$

$$P_K = 8,9 + 7,6740 \omega^2.$$

Nach C. 2. a) Senkrechte Kraft, von der Triebstange ausgeübt = V nach Gl. 44)

$$V = 0,28 \cdot \frac{13,1}{3} \left[2 \cdot \omega^2 \cdot 0,174 - 0,985 (13,13 + 0,0207 \omega^2) \right].$$

$$V = 0,4 \omega^2 - 15,8.$$

Nach C. 2. b) Senkrechte Kraft, von der Kuppelstange ausgeübt = V_K nach Gl. 45) $V_K = 0,637 \cdot \omega^2 - 25,2$.

Damit ergibt sich als wagerechte Seitenspannung der Biegespannung des Kurbelzapfens:

$$\sigma_w = \frac{l_a \cdot P + l_b \cdot P_K}{\varrho \varnothing}$$

$$= \frac{21 (4022 + 18,8144 \omega^2)}{372} + \frac{5}{372} (8,9 + 7,674 \omega^2),$$

$$\sigma_w = 227,22 + 1,1661 \omega^2.$$

Entsprechend wird die senkrechte Seitenspannung:

$$\sigma_s = \frac{31}{372} (0,4 \omega^2 - 15,8) + \frac{5}{372} (0,637 \omega^2 - 25,2),$$

$$\sigma_s = 0,03115 \omega^2 - 1,134,$$

$$\sigma^2 = (227,22 + 1,1661 \omega^2)^2 + (0,03115 \omega^2 - 1,134)^2.$$

Zusammenstellung XXXII (Abb. 5, Taf. 22 und Abb. 6, Taf. 23).

Schleppl Leistungen und Kohlenverbrauch von Nr. IV für 1000 tkm bei Fahrten an der Grenze der Kesselleistung für 500 kg/qmSt Rostanstrengung.

Geschwindigkeit V km St	Gefälle n ‰ =				Steigung n ‰ =												
	1		0		1		2		4		5		8		10		
	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	
40													344	145,3	264	189,5	
50													330	121,2	253	158,1	
60												498	66,9	314	106,1	241	138,2
70									537	53,2	443	64,5	282	101,3	216	132,2	
80									442	56,6	368	67,9	229	109,1	172	145,3	
90							555	40,0	359	61,9	298	74,6	181	122,7	184	165,8	
100					567	35,3	436	45,9	281	71,2	231	86,6	136	147,0	96	208,3	
110			586	31,0	431	42,2	332	54,7	211	86,1	172	105,6	95	191,4			
120	595	28,0	413	40,4	304	54,9	232	71,8	142	117,3	112	148,7	52	320,5			

Zusammenstellung XXXIII (Abb. 1, Taf. 23 und Abb. 1, Taf. 25).

Schleppl Leistungen und Kohlenverbrauch von Nr. V für 1000 tkm bei Fahrten an der Grenze der Kesselleistung für 500 kg/qmSt Rostanstrengung.

Geschwindigkeit V km/St	Gefälle n ‰ =				Steigung n ‰ =												
	1		0		1		2		4		5		8		10		
	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	G _w t	Δ _B kg/1000 tkm	
40													465	70,2	364	89,7	
50												564	46,3	360	72,5	278	93,9
60									542	40,1	450	48,3	280	77,7	213	102,1	
70							684	27,3	430	43,4	354	52,7	214	87,1	159	117,2	
80							522	31,3	328	49,8	265	61,6	156	104,6	110	148,3	
90			720	20,1	504	28,8	372	39,0	230	63,0	178	81,4	100	145,0	64	226,5	
100	690	18,9	442	29,5	310	42,1	226	57,7	132	98,9	100	130,2	46	283,7			
110	338	35,1	210	56,5	134	88,6	89	133,3									
120	52	209,3															

ungen und Geschwindigkeiten, sowie ihr Kohlenverbrauch für 1000 tkm angegeben, und zwar letzterer in den ausgezogenen Schaulinien für bestimmte Neigungen, in den gestrichelten für bestimmte Zuglasten. Wie früher für die 2 B. II. T. F. S-Lokomotive Nr. II kann der Kohlenverbrauch jetzt auch für die anderen bei den gewöhnlichen Höchstleistungen für veränderliche Wagenlasten, Geschwindigkeiten und Neigungen aus Abb. 4 bis 6, Taf. 23 und Abb. 1 und 2, Taf. 25 und den Zusammenstellungen XXXV bis XXXIX abgelesen werden; für Zusammenstellung XXX bis XXXIX, Abb. 3 bis 5, Taf. 22 und Abb. 1 und 2, Taf. 23, Abb. 4 bis 6, Taf. 23 und Abb. 1

und 2, Taf. 25 gilt das zu Zusammenstellung XIII und XV und Abb. 5, Taf. 17 und Abb. 1, Taf. 19 oben Gesagte.

Die Beziehungen zwischen Zuglast, Geschwindigkeit, Strecken-Neigung und Kohlenverbrauch sind hiermit für sechs Lokomotiven in Einzeldarstellung gegeben*); eine allgemeine Zusammenfassung verbietet die Verschiedenheit der Verhältnisse. Deshalb soll zum Abschlusse dieser Besprechung in vier aus-

*) Ähnliche Betrachtungen sind von Dr. R. Sanzin für die 2 B. II. t. F. S-Lokomotive der österreichischen Staatsbahnen ange stellt und in der Verkehrstechnischen Woche, IV. Jahrgang 1909/1910, Seiten 701, 721 und 741 veröffentlicht worden.

Zusammenstellung XXXIV (Abb. 2, Taf. 23 und Abb. 2, Taf. 25).
Schleppeleistungen und Kohlenverbrauch von Nr. VI für 1000 tkm bei Fahrten an der Grenze der Kesselleistung für 500 kg/qmSt Rostanstrengung.

Geschwindigkeit V km St	Gefälle n ‰ =		Steigung n ‰ =													
	1		0		1		2		4		5		8		10	
	G _w t	Δ _B kg/1000tkm														
40													546	67,6	431	85,6
50													414	71,3	323	91,3
60											516	47,7	324	75,9	250	98,4
70								501	42,1	416	50,6	258	81,6	196	107,5	
80								401	46,0	332	55,6	202	91,3	149	123,7	
90						493	33,2	314	52,2	258	63,5	152	107,8	108	151,7	
100					499	29,6	379	38,9	236	62,5	192	76,8	108	136,6	72	204,8
110			485	27,6	351	38,2	266	50,4	162	82,8	128	104,7	61	219,8		
120	444	27,7	299	41,1	213	57,7	156	78,8	86	143,0	64	192,2				

Zusammenstellung XXXV (Abb. 4, Taf. 23).

Geschwindigkeiten der Fahrt an der Grenze der Kesselleistung für bestimmte Zuglasten hinter Nr. I } bei 500 kg/qmSt Rostanstrengung.
Kohlenverbrauch für 1000 tkm

Wagenlasten G _w t	Gefälle n ‰ =		Steigung n ‰ =													
	1		0		1		2		4		5		8		10	
	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm
160	--	--	--	--	106	66,9	101	70,2	89	79,8	83	85,5	65,1	109,0	55,0	129,0
200	--	--	108	52,6	102,4	55,4	96,4	58,9	82,4	68,9	75,8	74,9	57	99,6	47,4	119,7
240	--	--	105,6	44,8	99	47,8	92	51,4	76,4	61,9	69	68,5	50,4	93,9	41,5	114,0
280	109,6	37,0	103,2	39,3	95,6	42,4	87,5	46,3	70,8	57,3	63	64,4	45	90,1	--	--
320	108	32,9	100,7	35,2	92,2	38,5	83,4	42,6	65,5	54,2	57,6	61,6	40,4	87,9	--	--
360	106,2	29,7	98,8	32,1	89	35,4	79,3	39,7	60,7	51,9	53	59,5	--	--	--	--
400	104,6	27,1	94,8	29,9	85,6	33,2	75,5	37,6	56,4	50,3	49	57,9	--	--	--	--
440	103	25,0	93,4	27,6	82,3	31,3	71,7	36,0	52,5	49,1	45,3	56,9	--	--	--	--

Zusammenstellung XXXVI (Abb. 5, Taf. 23).

Geschwindigkeiten der Fahrt an der Grenze der Kesselleistung für bestimmte Zuglasten hinter Nr. III } bei 500 kg/qmSt Rostanstrengung.
Kohlenverbrauch für 1000 tkm

Wagenlasten G _w t	Gefälle n ‰ =		Steigung n ‰ =													
	1		0		1		2		4		5		8		10	
	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm	Vkm/St	Δ _B kg/1000tkm
160	--	--	109,6	77,3	106	79,9	102,2	82,9	94,6	89,6	90	94,1	75,6	112,0	65,6	129,1
200	--	--	107,8	62,9	103,6	65,4	99,2	68,3	90	75,3	84,8	79,9	68,2	99,4	57,8	117,2
240	--	--	105,9	53,3	101	56,0	95,9	58,9	85,4	66,2	79,4	71,2	61,2	92,3	50,6	111,6
280	109	44,4	104	46,5	98,7	49,0	93,2	51,9	80,8	59,9	74	65,4	55	88,0	--	--
320	107,8	39,3	102,2	41,4	96,2	44,0	90,2	47,0	76,2	55,6	69	61,4	49	86,5	--	--
360	106,4	35,4	100,4	37,5	94	40,0	87,3	43,1	72	52,3	64,2	58,6	--	--	--	--
400	105,2	32,2	98,7	34,3	91,6	37,0	84,3	40,2	67,7	50,0	59,6	56,9	--	--	--	--
440	104	29,6	97	31,8	89,2	34,5	81,4	37,8	63,4	48,6	55,2	55,8	--	--	--	--

Zusammenstellung XXXVII (Abb. 6, Taf. 23).

Geschwindigkeiten der Fahrt an der Grenze der Kesselleistung für bestimmte Zuglasten hinter Nr. IV } bei 500 kg/qmst Rostanstrengung.
Kohlenverbrauch für 1000 tkm

Wagenlasten G_w^t	Steigung $n^{0/00} =$													
	0		1		2		4		5		8		10	
	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm
160	—	—	—	—	—	—	117	106,8	112	111,6	94,4	132,4	83	150,6
200	—	—	—	—	—	—	111,4	89,8	105,2	95,1	86	116,2	73,5	136,1
240	—	—	—	—	119,2	69,9	105,8	78,8	98,8	84,4	78	106,8	61,2	136,2
280	—	—	—	—	115	62,1	100,3	71,2	92,6	77,2	70,4	101,5	—	—
320	—	—	118,7	52,7	111	56,3	95	65,8	86,6	72,2	56,8	110,3	—	—
360	—	—	115,5	48,1	107,2	51,8	90	61,7	81	68,6	—	—	—	—
400	—	—	112,4	44,5	103,2	48,5	85	58,8	75,6	66,1	—	—	—	—
440	118,3	38,4	109,2	41,6	99,6	45,6	80,2	56,7	70,4	64,6	—	—	—	—

Zusammenstellung XXXVIII (Abb. 1, Taf. 25).

Geschwindigkeiten der Fahrt an der Grenze der Kesselleistung für bestimmte Zuglasten hinter Nr. V } bei 500 kg/qmst Rostanstrengung.
Kohlenverbrauch für 1000 tkm

Wagenlasten G_w^t	Gefälle $n^{0/00} =$		Steigung $n^{0/00} =$													
	1		0		1		2		4		5		8		10	
	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm
160	116	70,3	112,5	72,5	108,5	75,2	104,8	77,8	97	84,1	92	88,7	79,3	102,9	69,7	117,1
200	114,6	56,9	110,5	59,1	106,2	61,4	102	64,0	93	70,2	87,5	74,6	72,2	90,4	62,2	104,9
240	113,2	48,1	108,7	50,0	104	52,3	99,2	54,8	89	61,1	83	65,5	66	82,4	55,5	98,0
280	111,8	41,7	107	43,6	101,7	45,8	96,3	48,4	85	54,8	78,3	59,5	60	77,7	49,6	94,0
320	110,5	36,9	105,2	38,8	99,5	41,0	93,5	43,6	80,8	50,5	73,8	55,3	54,5	74,8	44,5	91,7
360	109,2	33,2	103,5	35,0	97,4	37,2	91	39,8	77	47,1	69,4	52,3	50	72,5	40,2	90,2
400	108	30,2	102	32,0	95,3	34,2	88,2	37,0	73	44,7	65	50,2	46	70,9	—	—
440	107	27,7	100	29,7	93,2	31,8	85,5	34,7	69	43,0	61	48,6	42	70,6	—	—

Zusammenstellung XXXIX (Abb. 2, Taf. 25).

Geschwindigkeiten der Fahrt an der Grenze der Kesselleistung für bestimmte Zuglasten hinter Nr. VI } bei 500 kg/qmst Rostanstrengung.
Kohlenverbrauch für 1000 tkm

Wagenlasten G_w^t	Steigung $n^{0/00} =$													
	0		1		2		4		5		8		10	
	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm	Vkm St	Δ_B kg 1000 tkm
160	—	—	—	—	119,6	77,1	110,3	83,6	105	87,8	88,2	104,6	77,7	118,7
200	—	—	—	—	116	63,6	104,7	70,4	99	74,5	80,3	91,8	69	106,8
240	—	—	118	52,1	112,2	54,8	99,4	61,9	93	66,1	73	84,2	61,6	99,8
280	—	—	115,1	45,8	108,6	48,5	94,2	55,9	87,1	60,5	66,4	79,4	55,4	95,1
320	118,8	38,8	112,3	41,0	105	43,9	89,3	51,6	81,6	56,6	60,6	76,1	50,4	91,5
360	116,6	35,2	109,5	37,4	101,5	40,4	84,6	48,5	76,4	53,7	55,8	73,5	46	89,1
400	114,5	32,2	106,6	34,6	98	37,6	80	46,1	71,6	51,5	51,4	71,8	42,4	87,0
440	112,4	29,8	103,8	32,3	94,6	35,4	76	44,1	67,2	49,9	47,7	70,3	—	—

Zusammenstellung XL (Abb. 3, Taf. 25).
Zuglast $G_w = 320$ t.

1	2	3	4	Steigung $n\text{‰} =$						9	10		
				Geschwindigkeit	Gefälle								
						Kohlenverbrauch für 1000 tkm	$n\text{‰} =$	1	2			4	5
I	Vkm St	108	100,7	92,2	83,4			65,5	57,6	40,4	—		
	Δ_B kg	32,9	35,2	38,5	42,6	54,2	61,6	87,9	—				
II	Vkm St	115,7	108,0	99,5	90	72,4	64	45,5	—				
	Δ_B kg	30,9	33,1	36,0	39,7	49,1	55,3	78,7	—				
III	Vkm St	107,8	102,2	96,2	90,2	76,2	69	49	—				
	Δ_B kg	39,3	41,4	44,0	47,0	55,6	61,4	86,5	—				
IV	Vkm St	—	125,5	118,7	111	95	86,6	56,8	—				
	Δ_B kg	—	49,8	52,7	56,3	65,8	72,2	110,3	—				
V	Vkm St	110,5	105,2	99,5	93,5	80,8	73,8	54,5	44,5				
	Δ_B kg	36,9	38,8	41,0	43,6	50,5	55,3	74,8	91,7				
VI	Vkm St	—	118,8	112,3	105	89,3	81,6	60,6	50,4				
	Δ_B kg	—	38,8	41,0	43,9	51,6	56,5	76,1	91,5				

Zusammenstellung XLI (Abb. 4, Taf. 25).
Fahrgeschwindigkeit $V = 100$ km/St.

1	2	3	4	Steigung $n\text{‰} =$						9	10		
				Wagengewichte	Gefälle								
						Kohlenverbrauch für 1000 tkm	$n\text{‰} =$	1	2			4	5
I	G_w^t	517	330	230	168			95	74	—	—		
	Δ_B kg	21,9	34,4	49,3	67,5	119,4	153,3	—	—				
II	G_w^t	—	440	312	232	138	108	50	—				
	Δ_B kg	—	26,0	36,7	49,3	82,9	106,0	229,1	—				
III	G_w^t	579	368	258	190	114	88	—	—				
	Δ_B kg	23,4	36,8	52,5	71,3	118,9	154,0	—	—				
IV	G_w^t	—	—	567	436	281	231	136	96				
	Δ_B kg	—	—	35,3	45,9	71,2	86,6	147,0	208,3				
V	G_w^t	690	442	310	226	132	100	46	—				
	Δ_B kg	18,9	29,5	42,1	57,7	98,9	130,2	233,7	—				
VI	G_w^t	—	—	499	379	236	192	108	72				
	Δ_B kg	—	—	29,6	38,9	62,5	76,8	136,6	204,8				

gewählten Beispielen versucht werden, die wirtschaftlichen Eigenschaften der Lokomotiven mittels der Zusammenstellungen XL bis XLIV und der Abb. 3 und 4, Taf. 25 und Abb. 1 und 2, Taf. 26 klar zu stellen.

Fall 1 (Zusammenstellung XL und Abb. 3, Taf. 25). Für 320 t Wagenlast ist zu untersuchen, wie groß die Geschwindigkeit auf gewissen Steigungen sein darf, oder welche Steigungen bei vorgeschriebenen Geschwindigkeiten überwunden werden können, und wie hoch sich der Kohlenverbrauch dabei stellt. Die Antwort geben Zusammenstellung XL und Abb. 3, Taf. 25, deren Zahlenwerte aus den Zusammenstellungen XXXV bis XXXIX übernommen sind. Im oberen Teile der Abb. 3, Taf. 25 sind die Fahrgeschwindigkeiten nach oben, im untern

Zusammenstellung XLII (Abb. 1, Taf. 26).
Steigung $n = 5\text{‰}$.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10								
										Wagengewichte	Geschwindigkeit $V\text{km St} =$						
											Kohlenverbrauch für 1000 tkm	40	50	60	70	80	90
I	G_w^t	512	388	302	235	177	124	74	—								
	Δ_B kg 1000 tkm	55,4	58,5	62,5	69,0	80,2	101,7	153,3	—								
II	G_w^t	—	454	350	278	212	159	108	56								
	Δ_B kg 1000 tkm	—	50,5	54,6	58,9	67,6	80,0	106,0	186,0								
III	G_w^t	—	496	396	312	237	161	88	—								
	Δ_B kg 1000 tkm	—	54,7	57,1	62,0	71,5	93,6	154,0	—								
IV	G_w^t	—	—	498	443	368	298	231	172								
	Δ_B kg 1000 tkm	—	—	66,9	64,5	67,9	74,6	86,6	105,6								
V	G_w^t	—	—	450	354	265	178	93	—								
	Δ_B kg 1000 tkm	—	—	48,3	52,7	61,6	81,4	140,2	—								
VI	G_w^t	—	—	516	416	332	258	192	128								
	Δ_B kg 1000 tkm	—	—	47,7	50,6	55,6	63,5	76,8	104,7								

Zusammenstellung XLIII (Abb. 2, Taf. 26).
Für Kohlenverbrauch $\Delta_B = 50$ kg.

1	2	3	4	5	6	7	8						
								Wagengewichte	Gefälle	Steigung $n\text{‰} =$			
										Geschwindigkeit	1	0	1
I	G_w^t	—	212	227	250	409	—						
	Vkm St	—	107,3	100,2	90,8	55,6	—						
II	G_w^t	—	198	210	229	314	—						
	Vkm St	—	115,6	109	100	73	—						
III	G_w^t	246	258	274	294	402	—						
	Vkm St	110,1	105,1	99	92,1	67,4	—						
IV	G_w^t	—	—	343	381	—	—						
	Vkm St	—	—	116,8	105	—	—						
V	G_w^t	230	240	253	269	326	402						
	Vkm St	113,5	108,6	103,2	97	80,1	65						
VI	G_w^t	—	—	252	269	339	439						
	Vkm St	—	—	117,2	109,7	87	67,2						

Zusammenstellung XLIV (Abb. 2, Taf. 26).
Kohlenverbrauch $\Delta_B = 50$ kg/qm St.

1	2	3	4	5					
					Nr.	$G_w = 360$ t		$V = 80$ km/St	
						Vkm St	$n\text{‰}$	G_w^t	$n\text{‰}$
I	65	3,6	284	2,8					
II	64	4,5	290	3,6					
III	76,5	3,4	340	3,15					
IV	113	1,45	—	—					
V	72	4,6	325	4,0					
VI	81,5	4,35	370	4,45					

ist der Kohlenverbrauch nach unten in Abhängigkeit von den Neigungen dargestellt. Beispiele der Benutzung der Schaulinien gibt Zusammenstellung XI.V für die Ermittlung der Geschwindigkeit und des Kohlenverbrauches eines Zuges von 320 t für die Steigung $n = +4,5\text{‰}$.

Zusammenstellung XI.V.
Steigung $4,5\text{‰}$.

Nr.	V km/St	$\Delta_B^{\text{kg 1000 t km}}$
I	51,5	57,7
II	68,3	52,2
III	72,5	58,5
IV	77,5	52,8
V	85,5	54,0
VI	90,7	68,9

Das Anwachsen der größtmöglichen Geschwindigkeit erfolgt nicht auf allen Steigungen in derselben Reihenfolge, wie auf der hier angenommenen, was das Überschneiden der Schaulinien zeigt. Die Leistungsfähigkeit der sechs Lokomotiven ist schon früher erörtert worden, jetzt ist der Brennstoffverbrauch zu verfolgen. Wird der gegebene Zug auf $n = +4,5\text{‰}$ mit einer Lokomotive Nr. II befördert, so ist der Kohlenverbrauch der geringste; dabei darf die Geschwindigkeit nur 68,3 km/St sein, während Nr. V denselben Zug auf dieser Steigung mit fast gleichem Verbrauch um etwa 9 km/St schneller, also mit 11 Minuten Zeitgewinn auf 100 km befördern kann. Nr. VI braucht gegen Nr. II und V nur 1,5 kg/1000 tkm im Mittel mehr, gewinnt aber 8 km/St gegen Nr. V und 172 km/St gegen Nr. II; das beleuchtet die wirtschaftliche Güte der drei Lokomotiven. Den größten Verbrauch auf $n = +4,5\text{‰}$ hat Nr. IV; sie gestattet zwar die höchste Geschwindigkeit, aber gegen Nr. VI wird eine Vergrößerung der Geschwindigkeit um 6‰ mit 27,5‰ Mehrverbrauch an Kohlen erkauft; für solche Fahrt wäre demnach Nr. IV unwirtschaftlich. Nr. I verbraucht auf $n = +4,5\text{‰}$ nur unerheblich weniger Kohlen als Nr. III, bleibt aber 16,8 km/St hinter dieser an Geschwindigkeit zurück.

Soll die Zuglast von 320 t mit gleicher Geschwindigkeit, etwa 90 km/St, befördert werden, so gibt Zusammenstellung XI.VI die möglichen Steigungen an.

Zusammenstellung XI.VI.
Für V = 90 km/St und $G_w = 320\text{ t}$ ist

bei Nr.	I	II	III	IV	V	VI
$n\text{‰}$	1,25	2,0	2,0	4,60	2,55	3,90
$\Delta_B^{\text{kg 1000 t km}}$	39,5	39,7	47,0	69,5	45,4	51,2

Obgleich die Höchststeigungen von Nr. II und III gleich sind, ist der Kohlenverbrauch bei Nr. III 18,4‰ größer, als bei Nr. II. Den größten Verbrauch hat wieder Nr. IV, sie braucht gegen VI 35,75‰ mehr Kohlen und gewinnt dadurch nur 8‰ an Steigung. Die Steigung, die Nr. V überwinden kann, ist 100‰ größer, als die steilste für Nr. I erreichbare, wobei der Kohlenverbrauch um weniger als 15‰ steigt.

Sollen alle sechs Lokomotiven unter den angegebenen Verhältnissen gleich viel, etwa 53 kg 1000 tkm Kohle verbrennen, so müssen die Geschwindigkeiten und Steigungen nach Zusammenstellung XI.VII geregelt werden.

Zusammenstellung XI.VII.
Für $G_w = 320\text{ t}$ und $\Delta_B = 53\text{ kg/1000 tkm}$ ist bei

Nr.	I	II	III	IV	V	VI
V km/St	67,0	67,2	76,7	117,0	77,2	87,1
$n\text{‰}$	3,83	4,62	3,50	1,175	4,52	4,3

Von Nr. I und II kann letztere bei gleicher Geschwindigkeit eine 20‰ steilere Steigung überwinden; Nr. V erklimmt gegen Nr. III eine 29‰ steilere Steigung sogar mit etwas größerer Geschwindigkeit; Nr. VI überwindet fast dieselbe Steigung, wie Nr. V mit nur 10 km größerer Geschwindigkeit; bei Nr. IV darf die Geschwindigkeit gegen Nr. VI zwar um 34,3‰ erhöht, dann muß aber die Höchststeigung um etwa 72‰ ermäßigt werden.

Die Einwirkung von drei verschiedenen Steigungen auf Kohlenverbrauch d_B und Geschwindigkeit d_V zeigen die Werte der Zusammenstellung XI.VIII für den 320 t schweren Zug, die die Veränderung gegen die wagerechte Fahrt enthält.

Zusammenstellung XI.VIII.

Änderung Δ_B von Δ_B und V in ‰ gegen die Wagerechte durch Steigungen bei $G_w = 320\text{ t}$.

Nr.	I	II	III	IV	V	VI	
$n = 1\text{‰}$	d_B	+ 9,4	+ 8,7	+ 6,2	+ 5,8	+ 5,7	+ 5,7
	d_V	- 8,5	- 7,9	- 5,9	- 5,4	- 5,4	- 5,5
$n = 2\text{‰}$	d_B	+ 21,0	+ 19,9	+ 13,5	+ 13,0	+ 12,4	+ 13,2
	d_V	- 17,2	- 16,7	- 11,8	- 11,5	- 11,2	- 11,6
$n = 5\text{‰}$	d_B	+ 75,0	+ 67,0	+ 48,3	+ 45,0	+ 42,5	+ 45,6
	d_V	- 42,8	- 40,7	- 32,0	- 31,0	- 29,9	- 31,3

Die Lokomotive Nr. V ergibt gegen Nr. II vor dem 320 t schweren Zuge in der Ebene eine Minderung der Geschwindigkeit von 2,8 km/St, also 2,6‰, bei 17,2‰ Mehrverbrauch an Kohlen; soll sie eine um 3,5 km/St oder 3,9‰ größere Geschwindigkeit auf der Steigung von 2‰ erzielen, so müssen 9,8‰ Kohlen mehr aufgewendet werden: selbst bei der um 9,8 km oder 15,3‰ größern Geschwindigkeit auf der Steigung 5‰ erfordern beide dieselbe Kohlenmenge, über diese Steigung hinaus nimmt Δ_B für die Lokomotive Nr. V trotz Zunahme des Unterschiedes der Geschwindigkeit sogar ab. Etwa dasselbe ergibt sich beim Vergleiche von Nr. VI mit Nr. II; beispielsweise nimmt der Kohlenverbrauch von Nr. VI gegen den von Nr. II auf 8‰ Steigung bei der um 33,2‰ größern Geschwindigkeit um 3,3‰ ab, also tritt die wirtschaftliche Überlegenheit der C.- gegen die B-Lokomotive erst mit der Zunahme der Steigung hervor und wächst mit dieser.

Fall 2 (Zusammenstellung XI.I und Abb. 4, Taf. 25). Die Geschwindigkeit von 100 km/St soll im Beharrungszustande

dauernd beibehalten werden. Es ist zu bestimmen, wie groß die Wagenlast auf bestimmten Steigungen sein darf, oder welche steilsten Steigungen mit bestimmten Wagenlasten überwunden werden können, und wie groß dabei der Kohlenverbrauch ist (Zusammenstellung XLI aus XXXV bis XXXIX und Abb. 4, Taf. 25). An Schleppleistung auf bestimmten

Zusammenstellung XLIX.

 G_w und Δ_B für $V = 100$ km/St und $n = + 5$ ‰

Nr.	I	II	III	IV	V	VI
G_w^t	74	108	88	231	100	192
$\Delta_B^{kg/1000tkm}$	153,3	106,0	154,0	86,6	130,2	76,8

Steigungen sind bei $V = 100$ km/St Nr. II und Nr. V gleich stark. Die Leistungen von Nr. I sind etwa 25 bis 30 ‰ geringer, als die von Nr. IV; Nr. III ist nur unbedeutend stärker als Nr. I, wenigstens auf den steileren Steigungen, auf flacheren Strecken dagegen in höherem Maße. Alle eben genannten Lokomotiven werden an Leistung übertroffen von Nr. IV und VI, die auf Steigungen bis 1,5 ‰ trotz der hohen Geschwindigkeit von 100 km/St sogar Züge schleppen, die schwerer sind, als die B. O. zulässt.

Nach Spalte 8 der Zusammenstellung XLI können auf 5 ‰ Steigung mit $V = 100$ km/St die in Zusammenstellung XLIX angegebenen Wagenlasten mit den eingeschriebenen Verbrauchswerten befördert werden.

Die meisten Kohlen verbrauchen in diesem Falle Nr. I und III, wobei sie nur höchstens zwei D-Wagen schleppen; nicht viel mehr befördern Nr. II und V. Dabei ist der Verbrauch von Nr. II trotz fast gleicher Leistung 16 ‰ geringer, als von Nr. V; für so hohe Geschwindigkeit ist eben die Bauart Nr. V nicht mehr vorteilhaft, während oben gezeigt wurde daß Nr. V bei niedrigeren Geschwindigkeiten der Nr. II überlegen ist. Nr. IV ist gegen Nr. III bedeutend im Vorteile; sie befördert einen um mehr als 150 ‰ schwereren Zug mit etwa 44 ‰ weniger an Kohlen. Nr. IV kommt Nr. VI nicht ganz gleich, denn diese erspart bei Beförderung eines um 16,9 ‰ leichtern Zuges nur 12 ‰ Kohlen gegen Nr. IV. Der Zweck von Nr. VI ist eben mehr die Beförderung starker Züge auf Steigungen mit nicht zu hohen Geschwindigkeiten, während es sich hier nur um die Beförderung von etwa fünf D-Wagen mit großer Geschwindigkeit handelt. Der Kohlenverbrauch von Nr. VI ist gegen den der übrigen Lokomotiven unter den gestellten Bedingungen am geringsten.

Für 200 t Zuglast und 100 km/St Geschwindigkeit gibt Zusammenstellung L die zulässigen steilsten Steigungen und den Kohlenverbrauch an.

Zusammenstellung L.

 n ‰ und $\Delta_B^{kg/1000tkm}$ für $G_w = 200$ t und $V = 100$ km/St

Nr.	I	II	III	IV	V	VI
n ‰	1,4	2,6	1,6	5,8	2,4	4,8
$\Delta_B^{kg/1000tkm}$	56	52,5	63,5	93,5	64,5	74,0

Nr. I und III sind wirtschaftlich auch hier wieder gleichwertig, denn der um etwa 14 ‰ steilere Steigung bei Nr. III entspricht auch der Mehrverbrauch an Kohlen. Viel günstiger ist Nr. II gegenüber Nr. V, denn zum Überwinden einer sogar noch etwas steileren Steigung hat Nr. II 18 ‰ weniger Kohle nötig, als Nr. V. Steile Steigungen können von Nr. IV und VI genommen werden, aber Nr. IV braucht zur Überwindung einer um 20 ‰ steileren Steigung 26 ‰ mehr Kohle als Nr. VI; Nr. IV verbraucht bei dieser Geschwindigkeit von 100 km/St überhaupt am meisten Heizstoff.

Soll der Kohlenbedarf für alle sechs Lokomotiven bei $V = 100$ km/St derselbe sein, vielleicht 60 kg, so können die in Zusammenstellung LI angegebenen Wagenlasten noch die unter ihnen stehenden Steigungen hinaufgeschleppt werden.

Zusammenstellung LI.

 $\Delta_B = 60$ kg/1000 tkm, $V = 100$ km/St

Nr.	I	II	III	IV	V	VI
G_w^t	188	192	228	336	220	246
n ‰	1,6	2,7	1,4	3,5	2,1	3,8

Nr. I schleppt am wenigsten, Nr. IV 80 ‰ mehr und am meisten, wobei sie eine doppelt so steile Steigung überwindet. Die von Nr. II geschleppte Wagenlast ist hier nicht größer als die von Nr. I; doch kann Nr. II eine etwa 69 ‰ steilere Steigung nehmen. Gleiche Wagenlasten schleppen auch Nr. III und VI, letztere jedoch auf einer um 50 ‰ steileren Steigung. Die steilste Steigung nimmt Nr. VI, doch befördert sie gegenüber Nr. IV auf einer um 20 ‰ steileren Steigung nur einen 26 ‰ leichteren Zug.

Den Kohlenmehrverbrauch $+ d_B$ und die Abnahme der Last $- d_w$ für die drei Steigungen $n = 1, 2$ und 5 ‰ bei 100 km/St Geschwindigkeit gegen die Fahrt auf der Wagerechten gibt Zusammenstellung LII an.

Zusammenstellung LII.

 $V = 100$ km/St, $n = 1, 2$ und 5 ‰

Nr.	I	II	III	IV	V	VI	
$n = 1$ ‰	$d_B^{‰}$	+ 43,3	+ 41,1	+ 42,7	+ 37,4	+ 42,7	+ 38,3
	$d_w^{‰}$	- 30,3	- 29,1	- 29,9	- 27,2	- 29,9	- 27,7
$n = 2$ ‰	$d_B^{‰}$	+ 96,2	+ 89,6	+ 93,7	+ 78,7	+ 95,6	+ 81,8
	$d_w^{‰}$	- 49,1	- 47,3	- 48,4	- 44,1	- 48,8	- 45,1
$n = 5$ ‰	$d_B^{‰}$	+ 316,0	+ 308,0	+ 318,9	+ 237,0	+ 341,9	+ 259,0
	$d_w^{‰}$	- 77,6	- 75,5	- 76,1	- 70,4	- 77,3	- 72,3

Fall 3 (Zusammenstellung XLII und Abb. 1, Taf. 26). Alle sechs Lokomotiven fahren auf der Steigung $n = + 5$ ‰ im Beharrungszustande; ermittelt werden die größten Wagenlasten bei gewissen Geschwindigkeiten, oder die mit bestimmten Wagenzügen zu erreichenden Geschwindigkeiten und der Kohlenverbrauch. Setzt man zunächst $V = 80$ km/St fest, so schleppt Nr. IV die größte Zuglast, dann folgt Nr. VI, die gegen Nr. IV vor 9,8 ‰ leichtern Zuge 18,1 ‰ Kohlen spart. Bei

V = 60 km/St braucht Nr. VI gegen Nr. IV zur Beförderung eines 3,6% schwerern Zuges 28,7% weniger Kohlen. Nr. V ist bei V = 80 km/St Nr. II überlegen, sie verbraucht 8,9% weniger Kohlen zur Beförderung eines 25% schwerern Zuges; bei V = 60 km/St spart sie sogar 11,5% Kohlen gegen Nr. V vor einem 28,6% schwerern Zuge. Auch das zeigt wieder, daß die C-Lokomotive besonders auf steilen Steigungen bei mittleren Geschwindigkeiten für schwere Züge vorteilhaft zu verwenden ist. Nr. III und II sind an Schlepplleistung bei etwa 90 km/St gleichwertig, bei V > 90 km/St ist Nr. II im Vorteile, bei V < 90 km/St übertrifft Nr. III die Nr. II an Leistung.

An Kohlenverbrauch ist die T- der t-Lokomotive um so mehr überlegen, je höher die Geschwindigkeit ist, wie oben gezeigt wurde; beispielsweise gibt Nr. II bei V = 90 km/St für gleiche Zuglasten gegen Nr. III schon etwa 13,5% Kohlenersparnis, bei V = 100 km/St braucht Nr. II aber zur Beförderung eines 22,7% schwerern Zuges schon 31,2% Kohlen weniger als Nr. III. Für hohe Geschwindigkeiten auf steilen Steigungen sind die Lokomotiven Nr. III nicht geeignet.

Für gleichen Wert $\Delta_B = 70 \text{ kg} \cdot 1000 \text{ tkm}$ bei allen sechs Lokomotiven auf der Steigung $n = + 5\text{‰}$ gibt Zusammenstellung LIII die noch möglichen Geschwindigkeiten und die zugehörigen Wagenlasten G_w bei voller Ausnutzung des Kessels an.

Zusammenstellung LIII.

$n = + 5\text{‰}$, $\Delta_B = 70 \text{ kg}/1000 \text{ tkm}$

Nr.	I	II	III	IV	V	VI
Vkm/St	70,6	82,3	78,8	83,2	85,4	95,6
G_w^t	230	198	244	346	218	220

Unter den hier gestellten Bedingungen $n = + 5\text{‰}$, $\Delta_B = 70 \text{ kg}/1000 \text{ t km}$ liefert Nr. I die geringste, Nr. VI mit 35,4% mehr die größte Geschwindigkeit bei etwa gleicher Wagenlast. Dieselbe Wagenzahl schleppt auch Nr. V, aber gegen Nr. VI mit 10% geringerer Geschwindigkeit, während Nr. V die Geschwindigkeit von Nr. I um 30% übertrifft. Nr. II und IV geben fast gleiche Geschwindigkeit, doch schleppt letztere dabei 74,7% mehr Wagenlast. Nr. III steht gegen Nr. II um 4,3% an Geschwindigkeit zurück, doch schleppt Nr. III dafür 23% mehr Zuglast. Um wie viele

Hundertstel der Kohlenverbrauch $\Delta_B \text{ kg}/1000 \text{ tkm}$ der sechs Lokomotiven gegen den bei V = 70 km/St zu- und um wie viele d_w dabei das Wagengewicht G_w^t abnimmt, wenn die Geschwindigkeit bei $n = + 5\text{‰}$ beispielsweise auf 80, 90 und 100 km/St gesteigert wird, zeigt Zusammenstellung LIV.

Zusammenstellung LIV.

$n = 5\text{‰}$

Zunahme des Kohlenverbrauches und Abnahme der Wagenlast gegen V = 70 km/St bei:

Nr.	I	II	III	IV	V	VI	
V = 80 km/St	$d_B^{0\text{‰}}$	+ 16,2	+ 14,8	+ 15,3	+ 5,3	+ 16,9	+ 9,9
	$d_w^{0\text{‰}}$	- 24,7	- 23,7	- 24,1	- 16,9	- 25,1	- 20,2
V = 90 km St	$d_B^{0\text{‰}}$	+ 47,4	+ 35,8	+ 51,0	+ 15,7	+ 54,5	+ 25,5
	$d_w^{0\text{‰}}$	- 47,2	- 42,8	- 48,4	- 32,8	- 49,7	- 38,0
V = 100 km/St	$d_B^{0\text{‰}}$	+ 122,2	+ 80,0	+ 148,4	+ 34,4	+ 166,0	+ 51,8
	$d_w^{0\text{‰}}$	- 68,5	- 61,2	- 71,8	- 47,9	- 73,8	- 43,9

Fall 4. In den drei ersten Fällen (Zusammenstellungen XI bis XLII und Abb. 3 und 4, Taf. 25 und Abb. 1, Taf. 26) wurden die Beziehungen zwischen Schlepplasten, Geschwindigkeiten und Neigungen bei unveränderlichem Δ_B dargelegt. Das wird nun in Zusammenstellung XLIII und Abb. 2, Taf. 26 nochmals behandelt, um zu zeigen, wie groß die Zuglasten für $\Delta_B = 70 \text{ kg}/1000 \text{ tkm}$ für die sechs Lokomotiven im Beharrungszustande an der Grenze der Kesselleistung auf gewissen Steigungen sein dürfen, welche Steigungen mit einer gewählten Zuglast bei diesem Kohlenverbrauche überwunden werden können, und wie groß die Geschwindigkeiten bei solchen Fahrten sein dürfen. Wie sich die einzelnen Lokomotiven auf bestimmten Steigungen unter dieser Voraussetzung bezüglich ihrer Schlepplleistungen und Geschwindigkeiten verhalten ist in Zusammenstellung XLIII gezeigt; für den Zug von 360 t und 80 km/St Geschwindigkeit ist Zusammenstellung XLIV errechnet, deren Zahlenwerte aus Abb. 2, Taf. 26 übernommen sind.

Durch die hier gebotenen Unterlagen ist die Möglichkeit gegeben, in den verschiedensten Beziehungen Urteile über die wichtigsten Schnellzug-Lokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen, hauptsächlich zur Klärung des Zusammenhanges zwischen Zuglast, Fahrgeschwindigkeit, Streckenneigung und Heizstoffverbrauch im Beharrungszustande bei voller Ausnutzung des Kessels zu gewinnen.

Überwachung der Fahrgeschwindigkeit.

Becker, Bahnmeister in Darmstadt.

Die elektrischen Vorrichtungen zur Überwachung der Fahrgeschwindigkeiten auf Eisenbahnstrecken, für die ermäßigte Geschwindigkeiten vorgeschrieben sind, in Bogen, auf Brücken und bei der Einfahrt in Kopfbahnhöfe bestehen aus je einem Schienenstromschließer am Anfange und Ende der zu überwachenden Strecke, einem Schreibwerke im Dienstraume der Überwachungsstelle und einer Reihe elektrischer Zellen nebst den zugehörigen Leitungen oder Kabeln.

Die verwendeten Schreibwerke haben verschiedene Ausführung.

Textabb. 1 zeigt eine Uhr zur Aufzeichnung der Fahrgeschwindigkeit bei den preussisch-hessischen Staatsbahnen*). Sie besteht aus der Uhr mit Schreibvorrichtung und dem Elektromagneten. Das Uhrwerk treibt eine mit Stiften versehene Trommel T, die den gelochten Papierstreifen fortbewegt. Die Abstände der Löcher in diesem Streifen entsprechen einer halben Minute. Der Papierstreifen ist so auf die Trommel gelegt, daß er auf ihrem höchsten Punkte die Zeit angibt, die die Uhr zeigt. Über diesem Punkte ist ein mit dem Anker des Elek-

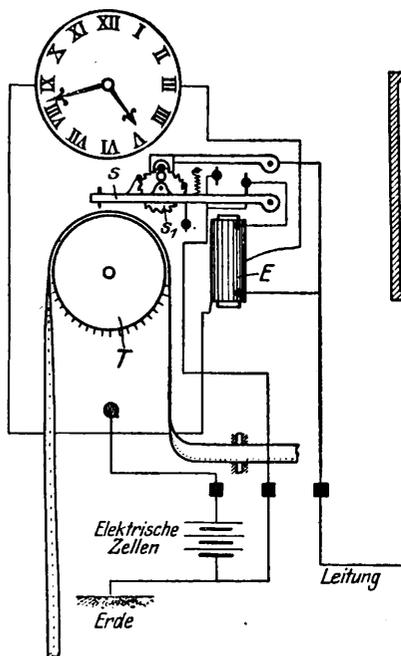
*) Dienstvorschrift 152 vom 1. X. 1911.

tromagneten E in Verbindung stehender Schreibhebel S und an diesem ein kleines Stahlmesser angebracht, das bei jeder Ankerbewegung eine Marke in den Papierstreifen schlägt. Die Windungen des Elektromagneten sind mit den Stromschließern durch eine Leitung und Erdrückleitung mit den elektrischen Zellen verbunden. Das Ganze steht in einem Gehäuse, das auch den abgelaufenen Papierstreifen aufnimmt.

Beim Überfahren eines Schienenstromschließers wird der Stromkreis geschlossen, der Anker des Elektromagneten angezogen und eine Marke in den Papierstreifen geschlagen, die in der Breite der Messerschneide und in der Länge der Stromschlußdauer entspricht. Letztere würde für einzelne Lokomotiven für die Deutlichkeit zu kurz sein. Deshalb hat die Uhr eine Verzögerungsvorrichtung, nämlich auf dem Schreibhebel S ein kleines Steigrad S^1 mit Druckfeder, das bei jeder Bewegung des Schreibhebels durch eine am Gehäuse sitzende Sperrfeder um einen Zahn weiter bewegt wird. Auf den vom Steigrade vorragenden Stiften ruht ein von einem kleinen Stromschlußhebel bewegter Zahn. Der Stromschlußhebel steht mit dem Elektromagneten in Verbindung. Wird der Schreibhebel angezogen und durch Selbstunterbrechung wieder nach oben geschwenkt, so wird das Steigrad um einen Zahn gedreht. Der auf seinem Zahne ruhende Stromschlußhebel fällt hierbei auf einen besondern Stromschließer und schaltet die elektrischen Zellen unmittelbar auf den Magnet. Der Schreibhebel arbeitet nun so lange weiter, bis das Steigrad eine volle Umdrehung gemacht und den Stromschlußhebel wieder gehoben hat. Die Länge des Merkzeichens entspricht daher der Zeit der vollen Drehung des Steigrades. Diese Anordnung läßt hohen Leitungswiderstand und die Benutzung einer mächtig starken Stromquelle zu. Schon ein geringer Strom genügt, um den Magnetanker aus seiner Ruhelage zu bringen und den Stromschlußhebel zu betätigen, weil der Strom dann seinen Weg nicht über die Leitung zu nehmen braucht, sondern nur über die Windungen des Elektromagneten.

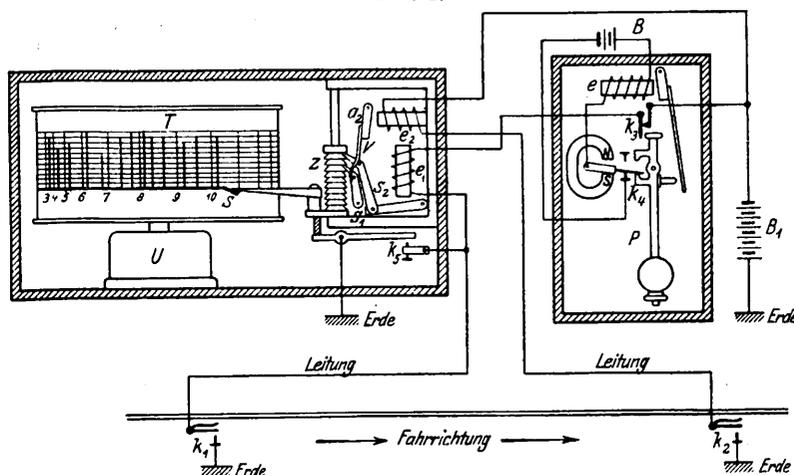
Die mittlere Geschwindigkeit zwischen dem Anfangs- und Endpunkte der zu überwachenden Gefahrstrecke wird durch Messen der Entfernung der auf dem Papierstreifen entstandenen Marken mit einem Maßstabe entsprechender Teilung festgestellt. Zum regelmäßigen Betriebe der Uhr genügen 100 Milliampere. Als Stromquelle dienen Zellen für Arbeitstrom, deren Zahl sich nach dem Leitungswiderstande richtet; in der Regel genügen acht.

Abb. 1.



Der Streifen läuft 12 mm in der Minute. Um deutliche Marken zu erzielen, müssen die Schienenstromschließser weit genug von einander liegen, in der Regel 250, 500 oder 1000 m,

Abb. 2.



je nach der Neigung der Strecke und der Geschwindigkeit der Züge.

Textabb. 2 zeigt ein Merkwerk in Verbindung mit der zu überwachenden Strecke*) neuerer Art der Siemens- und Halske Aktiengesellschaft. Es ermöglicht unmittelbare Ablesung der Fahrgeschwindigkeit und besteht aus einem elektrisch getriebenen Stromschließerpendel für halbe Sekunden und der Schreibvorrichtung. Die Uhr U der letztern dreht die Trommel T für den Merkstreifen täglich einmal. Das Stromschließerpendel P wird durch die Zellen B und den Steuerschließer k_4 dauernd in Bewegung gehalten und schließt alle halben Sekunden k_3 für die Zellen B 1.

Beim Befahren des Schienenstromschließers k_1 entsteht ein Stromkreis über den Elektromagneten e_1 , den Pendelschließer k_3 , die Zellen B 1 und die Erde als Rückleitung. Der Anker des Elektromagneten e_1 wird abwechselnd angezogen und losgelassen, wodurch der Sperrhebel S 2 die Zahnstange Z und die daran befestigte Schreibfeder S alle halben Sekunden schrittweise hebt. Diese erzeugt einen senkrechten Strich, der sein Ende erreicht, sobald der Schienenstromschließer k_2 befahren wird. Hierbei wird nämlich der Elektromagnet e_2 in den Stromkreis der Zellen B 1 geschaltet und der Anker a_2 angezogen. Dieser trägt die Verlängerung v, die die beiden Sperrhebel S 1, S 2 von der Zahnstange entfernt, so daß diese durch ihr Gewicht und das der Schreibfeder nach unten in die Ruhelage zurückgehen. Bei diesem Vorgange ist auf dem Papier ein Strich entstanden, dessen Länge der Fahrzeit zwischen den beiden Schienenstromschließern k_1 und k_2 entspricht. Die Schreibfeder zieht nun so lange die Nulllinie, bis wieder ein Zug den Stromschließer k_1 befährt.

Weil der Schienenstromschließer k_1 zur Erzeugung eines ununterbrochenen Striches nicht lange genug geschlossen bleibt, ist die Schreibvorrichtung mit einem Hilfschließer k_5 versehen, der sich schließt, wenn die Zahnstange mit dem Schreibhebel angezogen wird und neben dem Stromschließer k_1 eine Erdverbindung herstellt, die so lange bestehen bleibt, bis der

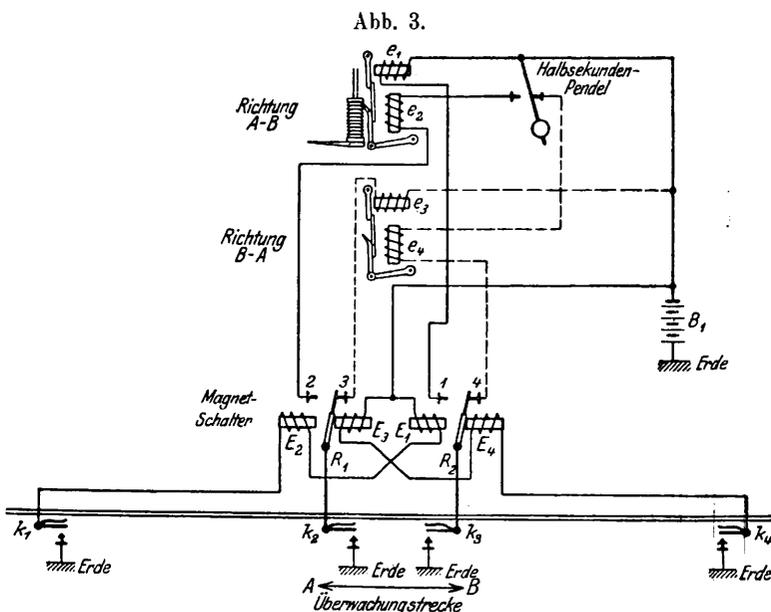
*) Verwendet bei der Hoch- und Untergrund-Bahn in Berlin.

Schienenstromschliefer k 2 vom Zuge betätigt wird. Die Vorrichtung ist, wie die zu Textabb. 1 beschriebene, zur Verwendung für zwei Fahrrichtungen eingerichtet. Der Abstand zwischen zwei lotrechten Marken zeigt die Zugfolge an. Das Ganze steht in einem Gehäuse mit Glastür.

Um die Geschwindigkeit auf eingleisigen Strecken in beiden Fahrrichtungen zu überwachen, verwendet man den Stromlauf nach Textabb. 3 mit vier Schienenstromschliefern k 1, k 2, k 3, k 4. k 2 und k 3 begrenzen die Überwachungstrecke, k 1 und k 4 dienen zur Schließung und Unterbrechung des elektrischen Stromes. Durch sie wird in Verbindung mit den beiden Magnetschaltern R 1 und R 2 erreicht, daß die eine Schreibvorrichtung nur für die Richtung A — B, die andere für B — A arbeitet.

Nach der Schaltung sind die Anker der Schliefer 3 und 4 angezogen und dadurch die Schienenstromschliefer k 2 und k 3 mit dem Schreibwerke für die Richtung B — A verbunden.

Fährt nun beispielsweise ein Zug in der Richtung A — B, so wird zunächst der Schienenstromschliefer K 1 betätigt, der Strom fließt von den Zellen B 1 über Erde, Stromschliefer k 1, den Elektromagnet E 2 des Magnetschalters R 1 und den Elektromagnet E 1 des Magnetschalters R 2, wodurch die Anker der Schliefer 3 und 4 frei und die der Schliefer 2 und 1



angezogen werden. Die Elektromagnete e₂ und e₁ des Schreibwerkes stehen hiernach mit den Schienenstromschliefern k 2 und k 3 in Verbindung, worauf die Schreibfeder die Aufzeichnung für die Richtung A — B bewirkt.

Die Aufzeichnung und Feststellung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt ebenso, wie bei der zu Textabb. 2 beschriebenen Einrichtung.

Nachrichten aus dem Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Die preussisch-hessischen Staatseisenbahnen im Rechnungsjahre 1913.

Dem «Bericht über die Ergebnisse des Betriebes der vereinigten preussischen und hessischen Staatseisenbahnen im Rechnungsjahre 1913» ist folgendes zu entnehmen.

Am Ende des Berichtsjahres betrug die Eigentumslänge der dem öffentlichen Verkehre dienenden Bahnstrecken 39327,63 km, und zwar:

Eigentümer	Hauptbahnen. km	Nebenbahnen. km	Zusammen km
Preußen	21596,71	16428,34	38025,05
Hessen	800,76	461,17	1261,93
Baden	40,65	—	40,65
Zusammen	22438,12	16889,51	39327,63

Davon waren:

regelspurig km	22438,12	16649,57	39087,69
oder %	57,4	42,6	100
schmalspurig, preußisch, km	—	239,94	239,94
eingleisig "	5574,54	16057,65	21632,19
zweigleisig "	16510,74	591,92	17102,66
dreigleisig "	53,58	—	53,58
viergleisig "	293,91	—	293,91
fünfgleisig "	5,35	—	5,35

Hierzu kommen noch 227,99 km regelspurige und 0,89 km schmalspurige Anschlussbahnen ohne öffentlichen Verkehr. Auch besaß Preußen außerhalb der Betriebsgemeinschaft noch die von der Großherzoglichen Eisenbahn-Direktion in Oldenburg verwaltete, 52,38 km lange Hauptbahn von Wilhelmshaven nach Oldenburg.

Die Betriebslänge der dem öffentlichen Verkehre dienenden Bahnen betrug am Ende des Jahres

1. für Regelspurbahnen	km
a) im Ganzen	39 184,70
b) Hauptbahnen	22 508,38
c) Nebenbahnen	16 676,32
d) für Personenverkehr	37 917,62
e) für Güterverkehr	38 874,68
2. für Schmalspurbahnen	
a) im Ganzen, sowie für Güterverkehr	239,94
b) für Personenverkehr	81,85
3. Zusammen	
a) im Ganzen	39 424,64
b) für Personenverkehr	37 999,47
c) für Güterverkehr	39 114,62

Die bis Ende März 1914 aufgewendeten Anlagekosten betragen für:

	im Ganzen M	auf 1 km Bahnlänge M
Vollspurbahnen	12 592 496 306	322 160
Schmalspurbahnen	17 729 991	73 893
Vollspurige Anschlussbahnen ohne öffentlichen Verkehr	12 362 665	54 014
Zusammen	12 622 588 962	319 103

Die eigenen Lokomotiven und Triebwagen haben auf eigenen und fremden Betriebstrecken, sowie auf eigenen Neubaustrecken geleistet:

568 863 767 Nutzkkm, jede Lokomotive durchschnittlich 26325,
48 573 604 Leerkm,
28 112 009 Stunden Verschlebedienst,

Die Leistung in den einzelnen Zuggattungen betrug:

Leistung in	Bei einer durchschnittlichen Zugstärke von Achsen	Lokomotiv-Zugkm	Wagenachskm
Schnell- und Eil-Zügen	29,54	78834283	2328502944
Personenzügen mit Einschluß der Triebwagenfahrten	23,49	251177247	5901039210
Truppenzügen	66,17	825320	55440434
Eilgüterzügen	36,66	19055630	698518696
Güterzügen	79,21	192045915	15212628405
Werkstättenprobe-, Überwachungs-, Hilfs- und sonstigen dienstlichen Sonderzügen	22,62	1395859	31567370
Arbeits- und Baustoff-Zügen	49,72	8366154	415992887
Zusammen	44,67	551700408	24643689946

Auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge 44,67 14045 627392

Die Einnahmen haben im Ganzen 2 557 339 309 *M* oder 65106 *M*/km betragen und zwar aus

	im Ganzen	auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge
	<i>M</i>	<i>M</i>
Personen- und Gepäck-Verkehr	713410039	18830
Güterverkehr	1671213451	42879
sonstigen Quellen	172715819	4397

Die Ausgaben betragen im Ganzen 1769849972 *M* oder 45058 *M*/km, oder 69,21% der Einnahme und zwar

	im Ganzen	auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge
	<i>M</i>	<i>M</i>
an Löhnen und Gehältern	861650498	21936
an sachlichen Kosten	908199474	23122

Der Überschuf betrug 787 489 337 *M*, oder 20048 *M*/km, oder 6,39% der Anlagekosten.

Bei der Beförderung der Reisenden betrug

	die Zahl der Reisenden	die durchschnittliche Wegstrecke für einen Reisenden-km	die Einnahme		
			im Ganzen	%	für 1 Reisenden-km Pf
			<i>M</i>		
in der I. Klasse	1397871	189,11	20099823	2,93	7,60
" " II. "	112260680	26,92	120732724	17,59	4,00
" " III. "	569822503	21,56	305943099	44,59	2,49
" " IV. "	571666639	21,79	226445638	33,00	1,82
Beförderung von Reisenden im öffentlichen Verkehre	1255147693	22,33	673221284	98,11	2,40
Truppen	12928138	90,33	12990797	1,89	1,01
Zusammen	1268075831	23,11	686212081	100	2,34
auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge	33470	—	18112	—	—
auf 10000 Achskm der Personenwagen	1869	—	1011	—	—

- 2558779 Stunden Dienst beim Vorheizen der Personenzüge, beim Entseuchen der Viehwagen und beim Wasserpumpen,
- 19510993 Stunden Bereitschaftsdienst und Ruhe im Feuer, also im Ganzen 924145251 Lokomotivkm für die Berechnung der Unterhaltungskosten der Lokomotiven und Triebwagen, wobei 1 Stunde Verschiebe- und sonstiger Stations-Dienst = 10 km gerechnet ist, und
- 809813297 Lokomotivkm für die Berechnung der Kosten der Züge, wobei 1 Stunde Verschiebe- und sonstiger Stations-Dienst = 5 und 1 Stunde Bereitschaftsdienst = 2 km gerechnet wurde.

Auf eigenen Betriebstrecken leisteten eigene und fremde Lokomotiven und Triebwagen folgendes:

- 568731267 Nutzkkm, davon 17030859 im Vorspann- und Verschiebedienste,
- 48563627 Leerkm,
- 27953113 Stunden Verschiebedienst,
- 2551440 Stunden Dienst beim Vorheizen der Personenzüge, beim Entseuchen der Viehwagen und beim Wasserpumpen, und
- 3897004 Stunden Bereitschaftsdienst,
- 15530659 » Ruhe im Feuer, im Ganzen also
- 896826024 Lokomotivkm zur Berechnung der Kosten für die Unterhaltung und Erneuerung des Oberbaues, wobei 1 Stunde Verschiebedienst mit 10 km in Ansatz gebracht ist.

Von den Wagen sind geleistet:

Auf eigenen Betriebstrecken	Personenwagen km	Gepäckwagen km	Güterwagen km	Postwagen km
von eigenen Wagen	6430109083	1446738884	15296014048	—
von fremden, auch Postwagen	354302530	72658445	651696539	392170417
Zusammen	6784411613	1519397329	15947710587	392170417

24643689946

darunter leer auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge	Personenwagen	Gepäckwagen	Güterwagen	Postwagen
	179071	40104	409181	10351

= 627392

auf fremden Betriebstrecken und auf Neubautrecken: von eigenen Wagen	Personenwagen	Gepäckwagen	Güterwagen
	301591246	59605991	3202818*)
Ganze Leistung der eigenen Wagen †)	6731716077	1506451742	17244525130**)

= 25482692949.

*) Nur auf Neubautrecken.

**) Nach dem Verhältnisse errechnet, in dem in früheren Jahren die Leistungen aller Güterwagen auf den eigenen Betriebstrecken zu den Leistungen der eigenen Güterwagen auf eigenen und fremden Betriebstrecken und auf Neubautrecken standen.

†) Als eigene Güterwagen gelten die Güterwagen aller dem deutschen Staatsbahn-Wagenverbände angehörenden Verwaltungen, als fremde die übrigen.

Der Güterverkehr ergab folgendes:

	Be-förderte Mengen t	durch-schnitt-liche Weg-strecke km	Einnahme	
			im Ganzen M	für 1 tkm Pf
A. Güterbeförderung des öffentlichen Verkehrs:				
I. Nach dem Normaltarife				
a) Eil- und Expres-Gut	3635046	101,26	64008526	17,39
b) Frachtgut	177522635	103,16	838954176	4,58
II. Nach Ausnahmetarifen	203420500	129,70	658442755	2,50
B. Tierbeförderung	3006021	182,04	40355496	7,37
C. Postgut	—	—	1703884	—
D. Militärgut	671264	185,96	8079206	6,47
E. Frachtpflichtiges Dienstgut	21417348	38,35	11717158	1,43
F. Nebenerträge	—	—	47952250	—
Zusammen gegen Frachtberechnung	409672814	113,65	1671213451	3,59
G. Dazu ohne Frachtberechnung	50595560	99,77	—	—
Zusammen	460268374	—	1671213451	—

Auf Regelspurbahnen ereigneten sich folgende Unfälle:

	Auf freier Bahn	Auf Bahnhöfen
a) Entgleisungen	55	196
b) Zusammenstöße	22	208
c) Sonstige Unfälle	599	1477
d) Unfälle im Ganzen	676	1881

2557

auf 100 km durchschnittlicher Betriebslänge . . . 6,55,
auf 1 000 000 Lokomotivkm 2,86,
auf 1 000 000 Wagenachskm aller Art 0,10.

Über die vorgekommenen Tötungen t und Verwundungen v gibt die nachstehende Zusammenstellung Auskunft.

Reisende				Beamte				Dritte Personen				im Ganzen																						
un-ver-schul-det	durch eigene Schuld	im Ganzen auf je 1000000				un-ver-schul-det	durch eigene Schuld	im Ganzen auf 1000000 Wagenachskm				un-ver-schul-det	durch eigene Schuld	im Ganzen																				
		überhaupt	Reisen-denkm	Reisen-den-Wagen-achskm	un-ver-schul-det			überhaupt	un-ver-schul-det	überhaupt	un-ver-schul-det			überhaupt	un-ver-schul-det	zusammen auf 1 Million Achskm	un-ver-schul-det	zusammen auf 1 Million Achskm	un-ver-schul-det	zusammen auf 1 Million Achskm														
t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v															
3	407	71	149	74	556	0,003	0,019	0,011	0,082	23	171	554	786	577	957	0,023	0,039	20	117	255	203	275	320	0,01	0,013	46	695	0,03	880	1138	0,082	926	1833	0,11

—k.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Unterer Hauenstein-Tunnel.

J. Grande.

(Engineer 1914, II, 24. Juli, S. 102. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 und 7 auf Tafel 25.

Der von der Tiefbau-Gesellschaft Julius Berger in Berlin am 1. Februar 1912 begonnene, zweigleisige untere Hauenstein-Tunnel *) (Abb. 6 und 7, Taf. 25) zwischen Tecknau

*) Organ, 1912, S. 358.

und Olten auf der Linie Basel—Olten ist am 10. Juli 1914 durchgeschlagen worden. Er ist 8142 m lang, davon entfallen auf die mit 1,5 ‰ geneigte Strecke vom Nordmunde 1944,33 m, auf die mit 7,5 ‰ geneigte vom Südmunde 6197,67 m bis zum Scheitel. Die 7 km lange nördliche Zufuhrlinie von Sissach bis Tecknau ist 10,5 ‰, die südliche auf 0,5 km 10 ‰ geneigt.

B—s.

Bahnhöfe und deren Ausstattung.

Kipper für Eisenbahnwagen.

(Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen, August 1914, Heft 4, S. 79. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abb. 5 auf Tafel 25.

Die von der Maschinenbauanstalt Augsburg-Nürnberg erbaute Kippvorrichtung besteht nach Abb. 5, Taf. 25 aus einem festen untern Rahmen und einer beweglichen obern Bühne, die im vordern Ende drehbar verbunden sind. Durch das Einziehen eines Rollenpaares zwischen die Bühnenträger und den Rahmen werden beide scherenförmig auseinander getrieben, die Bühne klappt daher nach oben auf. Die zur Führung der Rollen dienenden Wangen sind so gekrümmt, daß die Arbeitsleistung während eines Hubes nahezu gleich bleibt. Zum Einziehen des Rollenpaares dient ein elektrisch betriebenes Windwerk. Die Triebmaschine ist mit einem Schneckengetriebe gekuppelt, das die Kettenachse mit einem Zahnradpaare durch die beiden Laschen-Zugketten antreibt.

Eine selbsttätig wirkende Bremse ermöglicht das Stillsetzen der Kippbühne in jeder Schräglage. Die zum Festhalten der Wagen dienenden Fanghaken haben Gewichtsausgleich, so daß sie sich in jeder Lage selbständig feststellen.

Der Kipper wird in der Regel für die Entleerung von Wagen bis zu 20 t Ladefähigkeit und bis zu 4,8 m Achsstand gebaut und erfordert dabei eine Triebmaschine von 15 PS. Die Schrägstellung mit beladenem Wagen bis 45° und die Rückstellung werden in je 2,5 Minuten erreicht; mit dem Auf- und Abfahren erfordert das Kippen eines Wagens 10 Minuten. Bei stärkerer Ausführung der Bühne wird die Triebmaschine mit den Steuereinrichtungen seitlich an der Bühnengrube angeordnet. Zur Steigerung der Leistungsfähigkeit kann man zwei Kipper einander gegenüber aufstellen. Der Stromverbrauch während eines Kippespiels hängt von der Art des zu entleerenden Wagens und des Fördergutes ab. Stoffe, die bei geringer Neigung gleiten, wie grobstückige

Kohle, erfordern weniger Arbeit als etwa feuchte Staubkohle, die oft erst bei 45 bis 50° Neigung gleitet. Zusammenstellung I gibt den Stromverbrauch für das Kippen und Entleeren verschiedener mit Kohle beladener Wagen an.

Zusammenstellung I.

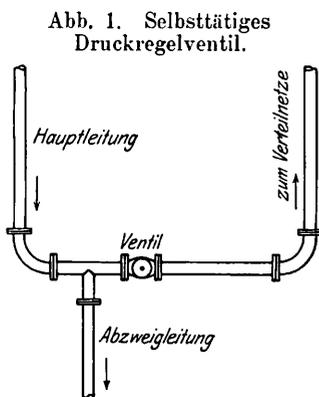
Nutzlast t	10	15	20
Achsstand m	3	4	4,5
Stromverbrauch KWSt	0,42	0,53	0,65
	A. Z.		

Selbsttätiges Druckregelventil für Wasserleitungen.

(Rivista tecnica, Juni 1914, Nr. 6, S. 346. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 und 7 auf Tafel 26.

In Wasserleitungsnetzen tritt gelegentlich das Bedürfnis ein, einem vom Hauptstrange abzweigenden Rohre Wasser von bestimmtem gleichbleibendem Drucke zuzuführen, während das dahinter liegende Verteilnetz Druckschwankungen unterworfen ist. Bislang wurde vielfach ein Sicherheitsventil dicht hinter den Abzweig in den Verteilstrang eingebaut, das mit Gewicht- oder Feder-Belastung versehen, letztern abspernte, sobald der Druck sank, und damit dem Abzweig den vollen Druck der Hauptleitung sicherte. Ein derartiges Sicherheitsventil ist gegen rasche Druckschwankungen sehr empfindlich und gibt zu Wasserschlägen Anlaß. Das selbsttätige Regelventil nach Abb. 6, Taf. 26 schließt diese Übelstände aus. Im Ventilgehäuse M mit den Kammern C und C₁ wird der Ventilsitz V von dem gestuften Ventilkörper P abgeschlossen, der im Gehäuseaufsatze Q mit langer Irrwegdichtung geführt ist. Q ist oben bis auf die Ventilspindelführung geschlossen, jedoch über dem Ventilkolben durch die senkrechte Bohrung L im Gehäusemantel mit der Kammer C verbunden. Der hohle Ventilkolben P hat in seinem Kernschafte eine Bohrung A, die unten mit einer Dichtschraube verschlossen ist, seitlich durch drei um 120° versetzte wagerechte Kanäle B mit der Kammer C und oben durch zehn im Kreise in dem Überwurfstücke N angeordnete Bohrungen F mit dem Gehäuse in Verbindung steht. In A hinein ragt die Ventilspindel a, die mit Irrwegdichtung oben durch das Gehäuse geht und das Belastungsgewicht R trägt, in der Mitte aber zum Ventilkörper v ausgearbeitet ist, der am großen Ventilkörper P dichtet. Textabb. 1 zeigt den Einbau in die Leitung. So lange der Druck die für den Abzweigstrang festgesetzte Höhe nicht übersteigt, bleibt das Hauptventil V geschlossen, da in der Zulaufkammer C und im Raume über dem Kolben P gleicher Druck herrscht. Bei einem Drucke, der die Belastung der Ventilspindel a übersteigt, wird diese in der Kammer A angehoben und damit das Ventil v geöffnet, so daß nun Wasser durch die Öffnungen im Schnitte m—n des Ventilkörpers P in die Kammer C₁ überfließen kann. Solange nun in C₁ noch Unterdruck gegenüber C besteht, drückt das Wasser auf die untere Ringfläche des Kolbenkörpers P und öffnet damit Ventil V.



Ist der Druck soweit gesunken, daß das einstellbare Belastungsgewicht die Überhand bekommt, so wird Ventil v geschlossen. Der Druck über dem Kolben P gleicht sich durch die mit dem Nadelventile D veränderliche Bohrung L mit der Kammer C aus, so daß nun auch P unter dem Gewichte sinken und V schließen kann.

Das Ventil hat sich an einer Wasserstation der italienischen Staatsbahnen bewährt, die täglich 1000 cbm Wasser unter mindestens 18,5 m Wassersäule aus einem städtischen Leitungsnetze verbraucht. Werden Druckmesser mit oder ohne Schreibwerk mit den Kammern C und C₁ verbunden, so kann man die Vorgänge im Ventile überwachen. A. Z.

Holztränke der Atlantischen Küsten-Linie bei Gainesville, Florida.
(Railway Age Gazette 1914. II, Band 57, Nr. 3. 17. Juli, S. 125. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abb. 10 auf Tafel 26.

Die Holztränke (Abb. 10, Taf. 26) der Atlantischen Küsten-Linie liegt neben den Gleisen der Hauptlinie nördlich der Stadtgrenze von Gainesville, Florida. Holztränke und Lager-Bahnhof bedecken vorläufig ungefähr 12 ha. Von der am Nordende des Bahnhofes mit der Hauptlinie verbundenen Weichenstrasse gehen fünf Haupt-Lagergleise mit je drei Schienen aus. Die Holztränke am Südende des Bahnhofes ist durch ein Gleisnetz von 61 cm Spur mit den Haupt-Lagergleisen und der Ladebühne verbunden. Ein vom zweiten Haupt-Lagergleise abzweigendes Gleis führt nach einem geplanten Bekohlungsgerüste an der Ostseite des Haupt-Gebäudes. Dieses enthält die Kraftanlage. Zylinder, Hochbehälter, Pumpen und Raum für eine kleine Werkstätte und Lager für Ausbesserungsteile. Die durch eine Brandmauer aus Backstein vom Zylinder-raume getrennte Kraftanlage besteht aus zwei Kesseln von je 150 PS, einem Speisewasser-Vorwärmer, der nötigen Wasserspeise-Einrichtung und einem 1,22 m weiten, 27,43 m hohen, frei stehenden Schornsteine aus Flußeisen.

Die Haupt-Maschinenanlage besteht aus zwei 1,88 m weiten, 42,25 m langen Zylindern aus 19 mm dickem Bleche für 14 at Überdruck mit Türen an beiden Enden, zwei je 90 cbm fassenden, 3,28 × 11,42 m großen Arbeits- und Mefß-Behältern aus 16 mm dickem Bleche für 7 at Überdruck, einem 132 cbm fassenden, 3,05 × 18,29 m großen unterirdischen Behälter, einem 5,6 cbm fassenden Entwässerungsbehälter, zwei Safttrommeln, einem Prefsluftbehälter, einer 300 × 480 × 360 mm großen Luftpumpenpumpe, einer 250 × 410 × 250 mm großen Luftsaugpumpe, zwei 190 × 130 × 150 mm großen Deckelventil-Druckpumpen und einer 300 × 220 × 300 mm großen Ölpumpe. Der Inhalt der stehenden Arbeits-Hochbehälter wird an Quecksilber-Anzeigern abgelesen.

Ein Stromerzeuger von 30 KW mit unmittelbar verbundener Maschine liefert Licht für das Hauptgebäude, Dienstgebäude, Pumpenhaus, die Lagerhäuser, den Schmalspur-Bahnhof und die Ladebühne, und kann als Kraftquelle für später etwa nötige Holzbearbeitungs-Maschinen dienen. Eine kleine Versuchsanlage ist ebenfalls vorgesehen. Die Holztränke ist mit einfachen und aufzeichnenden Anzeigern ausgerüstet.

Kessel-Speisewasser liefert ein offener Brunnen in Bodenhöhe beim Pumpenhaus am Fusse des Wasserturmes. Das

Pumpenhaus enthält eine $250 \times 150 \times 300$ mm große Wasserpumpe und eine $360 \times 190 \times 300$ mm große Feuerpumpe, die beide mit dem Brunnen und Wasserturme verbunden sind. Der stählerne Turm faßt 170 cbm. Eine 150 mm weite Feuerleitung mit acht Feuerhähnen schützt Gebäude und Lager-vorrat. Der Bahnhof enthält ferner zwei je 567 cbm fassende, 8,71 m weite, 9,45 m hohe Teerölbehälter und eine 12,22 m lange, schmalspurige Wage für 30 t. Der Bahnhof ist mit zwei schmalspurigen Verschiebelokomotiven mit seitlichen Wasserbehältern, einem Lokomotivkrane von 10 t Tragfähigkeit, 160 Schwellen- und 24 Pfahl-Karren ausgerüstet.

In Jacksonville, Florida, sind auf dem Ausfuhrbahnhofe am Meere vier im Ganzen 4730 cbm fassende Teerölbehälter vorgesehen. Die Anlage an dieser Stelle ist mit Kessel und Pumpe zur Erwärmung und Fortschaffung des Öles in den

Behältern ausgerüstet. Sechs je 37 cbm fassende Wagen bringen Teeröl von Jacksonville nach Gainesville.

Auf der Küsten-Linie werden fast alle Schwellen in Haufen längs der Bahn geliefert. Eine Ladevorrichtung legt die Schwellen in Längsreihen auf besonders ausgerüstete, bordlose Wagen, die Reihen werden dann durch mit Bindeschlaufen versehene Ketten auf dem Wagen befestigt. Die getränkten Schwellen werden mit dem Krane oder mit der Hand verladen. So beladene Wagen können in fahrplanmäßigen Güterdienste oder besonderen Zügen nach und von der Tränke gebracht werden.

Für Schwellen wird das Verfahren nach Rüping, für Fichtenpfähle, schweres Bau- und Stab-Holz das Verfahren nach Bethell angewendet.

Die Schwellen werden in Haufen von acht und einer gestapelt, ihre Trockenzeit beträgt durchschnittlich vier Monate. B+s.

Maschinen und Wagen.

Lokomotiv-Drehgestell.

(Engineering, April 1914, S. 488. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 3 bis 5 auf Tafel 26.

Die neueren 2 C 1- und 2 B 2-Tenderlokomotiven der englischen Nord-Ost-Bahn sind mit Drehgestellen nach Abb. 3 bis 5, Taf. 26 ausgerüstet. Die wichtigste Neuerung besteht darin, daß die die Vorderachse stützenden Schraubenfedern am Vordergestelle weicher sind, als an der Hinterachse. Die Vorderachse kann sich daher leichter nach den Unebenheiten der Strecke einstellen, also besser führen. Beim hintern Drehgestelle der 2 B 2-Lokomotive erhält die zweite Achse die weichere Federung. A. Z.

Kugellager für Eisenbahnfahrzeuge.

(Schweizerische Bauzeitung, September 1914, Nr. 13, S. 145.)

Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 8 und 9 auf Tafel 26.

Die Betriebsbrauchbarkeit des Kugellagers beruht auf der Verwendung vorzüglichen Stoffes von gleichmäßigem Gefüge und hoher Tragfähigkeit, auf richtiger Formgebung der Lauf-rillen, der hohen Genauigkeit der Kugeln und Laufringe, sowie auf dem richtigen Einbaue der Kugellager in die Gehäuse. Auf diese Punkte geht die Quelle näher ein. Eine wesentliche Eigenschaft des Kugellagers besteht darin, daß es für Ruhe und Bewegung gleiche Reibungswerte aufweist. Für den Augenblick des Anlaufens eines Eisenbahnwagens ist beim Kugellager mit einem Reibungswerte von 0,0011 bis 0,0014, beim Gleitlager dagegen mit 0,14 zu rechnen. Im Gegensatz zum Gleitlager schwankt der Reibungswert des Kugellagers bei den verschiedenen Geschwindigkeiten und Belastungen nur unwesentlich.

Diese kraftsparenden Eigenschaften der Kugellager machen sie für Lagerung von Wellen mit wechselnder Umlaufzahl und Belastung besonders geeignet. Die Quelle beschreibt einige Ausführungen von Kugellagern bei den Erzeugnissen schweizerischer Maschinenbauanstalten. Von J. Schmidt-Roost, Aktiengesellschaft in Oerlikon, stammt ein Eisenbahn-Achslager nach Abb. 8 und 9, Taf. 26, das bereits an 300 Wagen der Rhätischen Bahnen und zahlreichen Fahrzeugen schweizerischer Straßenbahnen im Betriebe ist. Die Bauart mit zwei dicht neben einander liegenden Doppelrillenlagern ist neu, da man

bislang die gleichmäßige Verteilung der Last bei solcher Anordnung nicht für erreichbar hielt. Es hat sich jedoch gezeigt, daß sich das Lagergehäuse wegen der Nachgiebigkeit der Wagenfedern im Wagenrahmen einstellen kann, und daß sich die Achsschenkel nur wenig durchbiegen: daher nehmen alle vier Kugelreihen an der Aufnahme der Last teil. Ein besonderer Vorteil des Lagers ist seine hohe Staubbichtigkeit. Am äußern Ende ist das Gehäuse ganz geschlossen, nach innen wird das Wellenloch im Gehäuse durch besonders geformte Dichtringe a, b und c geschützt, die Fremdkörper und Flüssigkeit abschleudern und abfließen lassen. Zur Befestigung der inneren Kugellaufringe auf dem Achsschenkel dient ein Einschnitt in seiner Stirnfläche, über den ein zweiteiliger durch leichte Blechschellen zusammengehaltener Ring d geschoben wird. Die äußeren Laufringe sind durch einen dreiteiligen, in das Lagergehäuse eingesetzten Ring e befestigt. Die Ringstücke werden durch eine Stellschraube f an einer Stosstelle auseinander gehalten. Wo elektrischer Strom durch die Schienen abgeleitet werden muß, reichen die Berührungsf lächen zwischen Kugeln und Laufbahn erfahrungsgemäß nicht aus. Zur zuverlässigen Stromübertragung wird daher ein besonderes Schleifstück g verwendet, das durch eine am Deckel befestigte, kupferne Feder h gegen die Stirnfläche der Achse gedrückt wird. Die Quelle weist noch auf die Versuche der preussisch-hessischen Staatsbahnen hin, die für Kugellager gegen Gleitlager 10% Kraftersparnis während der Fahrt und 10 bis 14 mal kleinere Widerstände beim Anfahren ergaben. A. Z.

Aussichtswagen der Montreux-Clion-Bahn.

(Schweizerische Bauzeitung, Mai 1914, Nr. 20, S. 290. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abb. 11 auf Tafel 26.

Der mit Mittelgang versehene Durchgangswagen hat eine erkerartige Fensteranordnung in jedem Abteile erhalten, um große Fenster mit großem Gesichtsfelde einbauen zu können. Nach Abb. 11, Taf. 26 besteht jedes der 1,6 m breiten und 1,1 m hohen Fenster aus zwei schräg stehenden, festen Seitenflügeln in Metallrahmen und einer mittlern beweglichen rahmenlosen Spiegel-Scheibe. Die metallenen Fensterpfosten sind so schmal bemessen, daß sie das Landschaftsbild nicht stören. Die Anordnung bietet dem Reisenden ein sehr weites Ge-

sichtsfeld. Hinter dem geschlossenen Fenster kann man den Zug vorwärts und rückwärts fast ganz übersehen. Zum Schutze gegen Sonnenstrahlen sind dreiteilige Rollvorhänge angebracht. Der Wagen besteht übrigens aus je einem Abteile I. und II. Klasse mit je 18 Sitzplätzen, einem Abort und einem Waschraume. Die trennenden Armlehnen sind gelenkig als Pendelstützen seitlich beweglich, so daß ein Platzausgleich zwischen starken und weniger starken Fahrgästen möglich ist. Die I. Klasse hat Wandbekleidung aus poliertem Mahagoniholze mit gefelderter Decke und Schnitzereien, die II. Klasse ist mit amerikanischem Nufsbaumholze getäfelt und hat gemalte glatte Decke. Die Polstersitze haben Bezüge aus schweren Gobelin- und Moquette-Stoffen. Die Rückenpolster sind mäsig hoch, dagegen sind die Rückenlehnen erhöht, um Zugluft abzuhalten. Diese Zwischenwände tragen leichte Gepäcknetze, ihre Seiten-

flächen sind mit künstlerischen Mustern schweizerischer Stickerien unter Glas gefüllt.

Unter jedem Sitze befindet sich ein elektrischer Heizkörper. Die elektrische Beleuchtung ist in bronzenen Lampenkörpern mit reich geschliffenen Gläsern in die Decke eingebaut. Zur Lüftung wird Frischluft von der Stirnseite der Abteile durch Metallsiebe durchgeführt und in der Wagenmitte von einem kräftigen Flügelrade abgesaugt.

Die Endbühnen sind mit breiten geräucherten Eichenholzflächen ausgekleidet und haben zweiflügelige Einsteigetüren. Die Faltenbälge an den Stirnwänden sind mit Rücksicht auf den Seitenausschlag der Übergangbrücken unten offen. Achsbüchsfedern und eine gefederte Wiege geben doppelte Abfederung des Wagenkastens. Die Achsen laufen in Kugellagern. Die Abmessungen des Wagens gehen aus der Zeichnung hervor, er wiegt 18 t. A. Z.

Betrieb in technischer Beziehung.

Der elektrische Betrieb auf den Strecken der italienischen Staatsbahnen im Veltlin.

(Rivista tecnica, Juli 1914, Nr. 1, S. 1. Mit Abbildungen.)

Die Staatsbahnstrecken des Veltlin*) sind als eine der ersten derartigen Ausführungen seit 1902 für elektrischen Betrieb eingerichtet und haben bislang ohne Anstand gearbeitet, trotzdem die Speiseleitungen der bogenreichen Strecke Drehstrom von 20 000 V, die Fahrdrabt-Leitungen von 3000 V führen. Mit der Einführung des elektrischen Betriebes hob sich der Verkehr so, daß jetzt durchschnittlich 39 Personenzüge und 49 Güterzüge täglich gefahren werden. Ein Teil der Züge wird noch von den zuerst beschafften Triebwagen mit 67 km/St befördert, sonst dienen zur Beförderung Lokomotiven vor Personenzügen von 370 t auf Neigungen bis 1,7% mit 30 km/St, solchen von 240 t mit 60 km/St Geschwindigkeit. Die Jahresleistung betrug 110 Millionen gerechneter tkm, wofür im Kraftwerke 5,5 Millionen KWSt aufgewendet werden mußten. Der hochgespannte Strom des Wasserkraftwerkes Morbegno wurde zuerst in neuen festen Unterwerken mit 300 KVA-Abspannern auf die Fahrdrabtspannung herabgesetzt. Bei zunehmendem Verkehre wurde die Zahl der Unterwerke vermehrt, ihre Leistung durch Auswechslung der Abspanner gegen größere erhöht. Seit 1908 begann schrittweise der Ersatz der hölzernen Leitungsmaste durch eiserne Rohrmaste, um die Kosten für Untersuchung und Erhaltung herabzusetzen. Die Erneuerungs- und Verstärkungs-Arbeiten sind auch in neuerer Zeit fortgesetzt und zum Teile beendet. Sie umfassen:

1. Die Auswechslung aller Holzmaste gegen Rohrmaste auf allen Strecken;
2. die Verdoppelung der Speiseleitungen auf drei Hauptstrecken und Vergrößerung der Leitungsquerschnitte von 7 und 8 qmm auf 8 und 10 qmm, wodurch die Spannungsverluste erheblich herabgesetzt wurden;
3. die Einrichtung eines neuen Unterwerkes mit zwei Abspannern von je 750 KVA bei Morbegno und Vergrößerung der Abspannanlage bei Colico;

*) Organ 1908. S. 123, 1904, S. 185 und 313.

4. den Einbau von besonders abgedichteten, 30 m langen Unterbrechung-Strecken in der Oberleitung, die die freie Strecke von den Bahnhöfen trennen und durch ihre Länge die Überbrückung der Trennstellen durch die beiden Stromabnehmer eines Triebfahrzeuges unmöglich machen sollen. A. Z.

Heizstoffverbrauch der italienischen Staatsbahnen.

(Rivista tecnica, Oktober 1914, Nr. 4, S. 209. Mit Abbildungen.)

Die Nachweisungen über den Verbrauch an Heizstoffen auf den 13 000 km des Netzes der italienischen Staatsbahnen aus den Jahren 1907 bis 1913 umfassen den Verbrauch für alle Lokomotiveleistungen einschließlich aller Nebenleistungen, die auf Zuggleistung umgerechnet sind.

Als Heizstoffe kommen in Betracht:

- Englische Steinkohle,
- Prefskohle aus Abfällen, in italienischen Aufbereitungsanstalten hergestellt oder aus Westfalen und England bezogen,
- Naphta russischer Herkunft zur Aushilfe für Gebirgslokomotiven,
- Kohlengrus aus Asche und Rauchkammerlösche ausgesiebt für Verschiebelokomotiven,
- Holz zum Anheizen.

Die Quelle bringt Zahlentafeln über den Verbrauch im Einzelnen und im Ganzen, der sich 1913 auf 2 055 079 t belief, und zeigt in einer Reihe von Schaulinien die Schwankungen im Verbräuche innerhalb eines Jahres und die Zunahme in dem betrachteten Zeitraume von sieben Jahren. Hierzu treten noch Schaulinien und eine Zahlenübersicht über die in diesem Zeitraume geleisteten Lokomotiv-km, die einschließlich der umgerechneten Nebenleistungen 1913 151,96 Millionen betragen, während eine weitere Tafel die Leistungen in tkm zusammenstellt. Der Verbrauch an Heizstoff ist von 0,063 auf 0,0535 kg/tkm gesunken. Bei dem Preise von 26,73 \mathcal{M} /t 1913 kostete also der Heizstoff rund 0,14 Pf tkm. Bei elektrischem Betriebe wird mit einem Kraftbedarfe von 25 WSt/tkm im Kraftwerke gerechnet, wofür 0,0375 kg Kohle oder 0,10 Pf. nötig sind; gegen den unmittelbaren Verbrauch in Dampflokotiven werden

also etwa 30% gespart. Dieser Ersparnis stehen allerdings Mehrausgaben für Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten des Kraftwerkes und der Streckenausrüstung und Löhne für Wartung und Erhaltung gegenüber: die Wirtschaft gegenüber Dampflokomotiven muß in jedem Einzelfalle geprüft werden.

Günstiger liegen die Aussichten für elektrischen Betrieb, wenn der Strom in Wasserkraftwerken für etwa 3,24 Pf/KWSt erzeugt werden kann; dann sinkt die Ausgabe auf 0,08 Pf/tkm, etwa 40% weniger, als bei unmittelbarer Feuerung in Dampflokomotiven.

A. Z.

Nachrichten über Aenderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Sächsische Staatsbahnen.

Ernannt: Geheimer Baurat Toller, Vorstand der IV. Abteilung der Generaldirektion, zum technischen Vortragenden Rat im Finanzministerium; präd. Oberbaurat Pietsch, Vor-

stand des Allgemeinen technischen Bureaus, zum Oberbaurat bei der Generaldirektion; Geheimer Baurat Kreul, Technischer Oberrat bei der Generaldirektion, zum Vorstände der IV. Abteilung der Generaldirektion.

—k.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Kurzkuppelung.

D. R. P. 275666. Wagenbauanstalt L. Steinfurt, G. m. b. H. in Königsberg i. Pr.

Hierzu Zeichnungen Abb. 12 und 13 auf Tafel 26.

Statt der walzenförmigen Stücke zur Aufnahme der Längsdrücke sind kugelförmige mit entsprechenden Schalen für gelenkige Kuppelung gewählt. Zur Abschwächung der senkrechten Stöße werden die Tragfedern der benachbarten Achsen beider Wagen durch Hebel verbunden.

Die bei b abgefederten Zugstangen a (Abb. 12 und 13, Taf. 26) sind bis an die Stirnseite des Wagenrahmens geführt und durch ein die Kugel d und die Schale e durchdringendes Glied c ver-

bunden, das die an den Rahmen befestigten Druckstücke ineinander hält. Die Verdrehung beider Wagen gegeneinander wird durch f und g abgefedert, um das Schlingern zu mindern.

Der Hebelausgleich h i k m zwischen den Endachsen tritt den Wirkungen lotrechter Querkräfte aus ungleicher Belastung beider Wagen und einseitigen Stößen entgegen. Die Arme h liegen an den Seiten, k und das einstellbare Bindeglied m in der Mitte der Wellen i, so daß die wagerechte Verdrehung der Wagen gegeneinander frei bleibt. Durch diese Kuppelung wird eine so innige Verbindung der Wagen hergestellt, daß beide als ein gelenkiger Doppelwagen zu betrachten sind. Gegenseitige wagerechte und senkrechte Verschiebungen der beiden Wagenenden sind ausgeschlossen.

G.

Bücherbesprechungen.

Die Gasindustrie. Fortschritte der Gaserzeugung und der Gasverwendung im 20. Jahrhundert von Dr.-Ing. A. Sander. Deutsche Arbeit Band IV. Verlag der technischen Monatshefte Franckh, Stuttgart, 1914. Preis 1,0 M.

Die sehr eingehende, allgemein verständliche, namentlich auch die wirtschaftlichen Fragen berührende Darstellung der Gaserzeugung vom Rohstoffe bis zur Verwendung aller Haupt- und Neben-Erzeugnisse, beispielsweise der Kunstseide, zeigt die grundlegende Bedeutung, die dieser Gewerbebezweig etwa seit 1860 für das öffentliche Leben Deutschlands gewonnen hat, und die nach dem Auftreten der Elektrizität als Wettbewerberin eher zu- als abgenommen hat. Die Veröffentlichung hat nicht bloß für den technischen Leser, sondern für jeden Bedeutung, der die Wichtigkeit dieses Gebietes für die allgemeine Wirtschaft erkennt.

Berichte der Schweizerischen Studienkommission für elektrischen Bahnbetrieb, redigiert vom Generalsekretär Prof. Dr. Wyssling. Zürich, in Kommission bei Rascher und Co., Meyer und Zellers Nachfolger.

Heft 2. 1913. V. Grundsätze für die technische Ausführung der elektrischen Zugförderung, mit besonderer Berücksichtigung der schweizerischen Normalbahnen. Preis 2,40 M.

Heft 3. 1914. II. Eigenschaften und Eignung der verschiedenen Systeme elektrischer Traktion. A. Berichte über bestehende Bahnbetriebe. Die Verhältnisse einer Anzahl elektrischer Bahnen in Europa. Preis 3,20 M.

Wenn sich die Untersuchungen auch unmittelbar auf die besonderen Verhältnisse der Schweiz beziehen, daher nicht alle ohne Weiteres übertragbar sind, so bietet doch dieses Land durch den Reichtum an Möglichkeiten der Verwendung des

elektrischen Stromes ein so vielseitiges Versuchsfeld, daß die Bedeutung der Erörterungen die engen Landesgrenzen überschreitet, und auch alle anderen aus ihnen lernen können. Im Heft 3 liegt überdies eine sehr umfassende Zusammenstellung europäischer elektrischer Bahnen vor, die an sich von großem und allgemeinem Werte für die in Frage kommenden Kreise ist.

Wir machen deshalb auf die öffentliche Herausgabe dieser amtlichen Berichte besonders aufmerksam.

Gemeinfassliche Darstellung des Eisenhüttenwesens. Herausgegeben vom Vereine deutscher Eisenhüttenleute in Düsseldorf. 9. Auflage. Düsseldorf, 1915, Verlag Stahleisen m. b. H. Preis 5,0 M.

Die Vorgänge bei der Erzeugung von Eisen und Stahl, die Zusammensetzung und das Gefüge der Erzeugnisse sind viel verwickelter, als man noch vor kurzem wußte. Die Neuzeit bemüht sich, in diese Verhältnisse eines unserer wichtigsten Gewerbe einzudringen und sie auch denen zugänglich zu machen, die, wenn auch nicht als unmittelbar Beteiligte, doch von der Verwendung des Eisens abhängen und nicht Zeit haben, sich in die betreffenden Wissenszweige selbst einzuleben. Das vorliegende, aus den maßgebendsten Kreisen hervorgehende, innerlich und äußerlich von der Aufwendung großartiger Mittel zeugende Werk bietet eine vortreffliche Führung auf diesem, vielfach verschlungenen Wege der Erkenntnis; es vermittelt nicht bloß nackte Tatsachen der Wissenschaft und Erfahrung, sondern wirkt in hohem Maße anregend. Es gehört zu den Erzeugnissen des neuzeitlichen Veröffentlichungswesens, die, aus einem Sondergebiete entsprossen, doch die größte Bedeutung für die Allgemeinheit haben, und dieser Nutzen, Belehrung und Unterhaltung schaffen. Möchte der schon große Kreis der Freunde des vortrefflichen Werkes rasch weiter wachsen.