

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. LV. Band.

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

9. Heft. 1918. 1. Mai.

Elektrische Schlackensieberei.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 3 auf Tafel 19, Abb. 1 und 2 auf Tafel 20, Abb. 1 bis 3 auf Tafel 21 und Abb. 1 auf Tafel 22.

I. Einleitung.

Die elektrische Schlackensieberei wurde bei dem Eisenbahn-Nebenlager Thorn 1913 eingerichtet, um das Sieben der verhältnismäßig geringwertigen Rückstände aus Aschkasten und Rauchkammer der Lokomotiven möglichst sparsam, durch Einschränkung hochbezahlter Menschenkraft, zu bewirken.

Die Erfahrungen sind günstig. Das Fertiggut erfreut sich wegen seiner gleichmäßigen Korngröße besonderer Beliebtheit bei den Käufern. Der Betrieb ist einfach und hat zu Störungen noch keinen Anlaß gegeben. Der große Vorteil gegen die Handsieberei, die um das zwei- bis dreifache übertroffen ist, tritt bei dem Mangel an Menschenkräften jetzt besonders in Erscheinung.

II. Bauart.

Die Siebtrommel (Abb. 1 bis 3, Taf. 19) ist kegelig und mit Siebblechen bekleidet, von denen die erste Abteilung 8 mm, die beiden folgenden 12 und 20 mm weite Sieblöcher haben; diese Maße sind vom liefernden Werke nach dem ihr zugesendeten Rohgute bestimmt worden. Das Siebgut wird also in drei Stufen gewonnen. Am kleinsten Durchmesser der Trommel unter der Einschüttöffnung fließen die Rückstände unter 8 mm Korn, am größten solche über 20 mm Korn ab, meist größere halbverkohlte Kohle und Schlackenstücke, aus denen erstere nach Bedarf von Hand leicht ausgelesen werden.

Den Antrieb leistet über ein Vorgelege eine Triebmaschine für 1,25 PS.

III. Anlagekosten.

Die Siebtrommel einschließlich der Vorgelege, aller Lager, Riemenscheiben und Räder kostete 1913 bei der Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt G. Luther A. G. in Braunschweig 445 *M.*, das selbst hergestellte hölzerne Lagergestell 255 *M.*, die ganze Siebtrommel also rund 700 *M.*, die Triebmaschine 200 *M.* mit allem Zubehör; mit der Stromleitung erforderte die Anlage rund 1000 *M.*

IV. Betrieb.

Die Anlage ist dicht an den Schlackenruben aufgestellt. Die Beschickung erfolgt von Hand. Die Abfuhr des Siebgutes zum Verkaufslager findet in einem Muldenkipper auf Schmalspurgleis statt.

Noch sparsamer und höher wird die Leistung bei Beschickung

durch eine Schlackenförderanlage, wie sie in Thorn nach Abb. 1 und 2, Taf. 20 in Aussicht genommen ist. Die Rückstände werden aus den Löschruben in Förderwagen aufgefangen, elektrisch gehoben und auf der Luftbahn zum Siebe gefahren. Das aus der Trommel fließende Gut wird in denselben Förderwagen auf der Luftbahn zum Lagerplatze gefördert.

In Hohensalza sollte die Siebanlage durch Mitbenutzung eines elektrischen Kohlenkranes beschickt werden, der die gefüllten Schlackenbunde aus der Löschrube hebt und in den Rumpf der Siebtrommel schüttet. Das eigene Gewicht des in der Trommel verarbeiteten Gutes bringt Fertiggut und Rückstände in die Förderwagen zur Abfuhr.

Die volle Ausführung war während des Krieges nicht möglich, sie mußte zunächst vereinfacht nach Abb. 1 bis 3, Taf. 19 erfolgen.

Die geplante elektrische Siebanlage zeigt Abb. 1 bis 3, Taf. 21. Sie kann bei Neuanlagen für Örtlichkeiten, wo Kohlenkran, Lagerplatz für Schlackenkohle und Löschrube nahe bei einander liegen, empfohlen werden.

Um die Beschickung ohne Luftbahn mit elektrischem Hebe- und Fahr-Werke zu erreichen, ist die Ausführung nach Abb. 1, Taf. 22 geplant. Da das von Menschenkraft zu leistende Heben bei der Beschickung der Siebmaschine entfällt, wird höhere Leistung mit geringeren Kosten erzielt, auch fällt die Handarbeit für das Einfüllen des Fertiggutes und der Rückstände in die Förderwagen fort. Die Wirtschaft wird also durch Einbau der Beschickung mit Maschinen, die hohe Lage der Siebtrommel zwecks Ausnutzung der Schwerkraft beim Füllen der Förderwagen nach dem Sieben gestattet, in doppelter Weise erhöht. Zu gemeinsamen Antriebe von Trommel und Förderband ist eine Triebmaschine für 5 PS erforderlich.

Voraussichtlich wird es dann auch möglich sein, die Trommel mit größerer Drehzahl laufen zu lassen, sodafs die Tagesarbeit in kürzerer Zeit zu leisten ist, wodurch die Mannschaft für einen Teil des Tages für andere Arbeiten frei wird.

V. Kosten des Betriebes.

Bei vollem Betriebe der vereinfachten Anlage (Abb. 1 bis 3, Taf. 19) nimmt die Triebmaschine 580 W auf, bei 9 Pf/Kwst-Preis des Stromes kostet also die Stunde rund 6 Pf.

Die Siebtrommel läuft 24 mal in der Minute um und verarbeitet in 10 st bei Handbeschickung 120 Scheffel Rohgut zu rund 35 kg, aus denen 80% Heizstoff als Fertiggut und 40% Rückstände gesiebt werden. Diese Leistung wird bei Bedienung durch eine Frau nicht voll erreicht.

Die Arbeiterin erhält für 1 Scheffel Fertiggut 8 Pf Stücklohn, bei 60 Scheffeln in 10 st täglich betragen die Kosten an Strom und Stücklohn $(10 \cdot 6 + 60 \cdot 8) \text{ Pf} = 5,40 \text{ M}$, Verzinsung und Abschreibung erfordern $1000 \cdot 0,05 : 365 = \text{rund } 14 \text{ Pf}$, Erneuerung des Siebes und sonstige unbedeutende Erhaltung 28 Pf, die täglichen Kosten sind also $5,40 + 0,14 + 0,28 = 5,82 \text{ M}$ oder rund 10 Pf für den Scheffel Fertigsiebgut. Der Scheffel gesiebter Schlackenkohle bringt 20 Pf, der Überschufs beträgt also 10 Pf. Die Anlage ist also nach Verkauf von

10 000 Scheffeln frei, was auf größeren Bahnhöfen mit 70 bis 100 Lokomotiven Bestand in einem Jahre erreicht wird.

VI. Schluss.

Die beschriebenen Entwürfe zeigen, wie mannigfach eine elektrische Schlackensieberei den örtlichen Verhältnissen angepaßt werden kann. Je mehr die Handarbeit durch geschickte Anordnung und Verwendung von Maschinen ausgeschaltet wird, um so größere Erfolge sind zu erreichen. Hinsichtlich des Fertiggutes ist die elektrische Schlackensieberei mit Maschinen der Handsieberei stets überlegen. Sparsamkeit und Beschaffenheit des Siebgutes bei ersterer sind hinreichende Gründe, die Handsieberei bei Anfall von mindestens 8000 Scheffeln Rohgut jährlich durch Maschinensieberei zu ersetzen. Ms.

Die Berechnung von regelspurigen Dampflokomotiven.

M. Jgel, Privatdozent an der Technischen Hochschule in Charlottenburg.

(Schluß von Seite 117)

II. C) Berechnung der Dampfzylinder.

Man gehe von dem Inhalte aus, der für die Aufnahme des Dampfes zur Verfügung stehen muß. Hierzu wird die mittlere oder meistgebrauchte Zugkraft am Triebzylinder während einer Umdrehung Z_{emg} eingeführt. Die Arbeitgleichungen lauten:

$$\begin{aligned} Z_{emg} \cdot \pi \cdot D &= d^2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot p_{img} \cdot s, && \text{für II. } \Gamma\text{-Lokomotiven,} \\ &= && \text{» } && \text{» } && \text{» } && \text{» } && \text{*)} \\ &= && \text{» } && \text{» } && \text{» } && \text{» } && \text{**) } \\ &= d_n^2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot p_{img} \cdot s : 2, && \text{für II. } \Gamma\text{-Lokomotiven,} \\ &= && \text{» } && \text{» } && \text{» } && \text{» } && \text{») } \end{aligned}$$

D wird aus V_{gr} bestimmt; der Wirkungsgrad η sei stets 0,9. Über p_{img} wurde oben***) erörtert, der Wert wird bei Γ -Lokomotiven, wie der Zylinderdurchmesser d_n in den Arbeitgleichungen, auf den Niederdruckzylinder bezogen. Bei der größten Fällung ε_{gr} ergibt sich p_{img} . Dieser Wert sollte bei jeder Lokomotive festgestellt werden, besonders bei Γ -Lokomotiven, bei diesen fällt p_{img} für Niederdruck um so kleiner aus, je kleiner der Hochdruck gegen den Niederdruck-Zylinder ist.

Der Kolbenhub s wird gewählt und in die Arbeitgleichung eingesetzt. Für Lokomotiven auf Hauptbahnen ist:

$$s = 0,55 \text{ bis } 0,7 \text{ bei P- und S-Lokomotiven,}$$

$$s = 0,60 \text{ bis } 0,8 \text{ bei G-Lokomotiven,}$$

$$s = 0,45 \text{ bei Lokomotiven für Werkhöfe.}$$

Je höher die Geschwindigkeit V_{gr} , um so kleiner wählt man s , da die Massendrucke nach $m \cdot s \cdot \omega^2 : 2$ im Verhältnisse zu s wachsen. Bei IV-Triebwerken mit gegenläufigen Kolben kann s ziemlich groß gehalten werden, da die Massendrucke sich fast aufheben. Bei der Wahl des Hubes ist zeichnerisch nachzuprüfen, ob bei zu großem Hube die Triebstange in die Umriffslinie tritt.

Die Berechnung wird durch folgende Beispiele erläutert. Zur Beförderung von 10 D-Wagen zu je 40 t, $G_w = 400 \text{ t}$,

*) Drei gleich große Zylinder.

**) Vier gleich große Zylinder.

***) Vergleiche Seite 118.

†) Für jede Seite der Lokomotive kommen als Massendrucke folgende hin- und her gehenden Massen in Betracht: Gewichte des Kolbenkörpers, der Kolbenstange, des Kreuzkopfes nebst Bolzen, 0,4 der Triebstange.

mit Lokomotive nebst Tender von $G_L = 110 \text{ t}$, also $G_{gz} = 400 + 110 = 510 \text{ t}$, mit $V = 100 \text{ km/st}$ auf $1 : \infty$ ist nach $w_{gz}^{kg t} = 2,5 + (V^2 : 4000) Z_e = 2550 \text{ kg}$ nötig. Ist $Z_e = 2550 \text{ kg}$ die meist vorkommende Zugkraft, also $Z_{emg} = 2550$, $D = 1,98$ und $s = 0,6$, so ist bei einer II. t. Γ -Lokomotive $2550 \cdot \pi \cdot 1,98 = \pi \cdot d^2 \cdot 0,9 \cdot p_{img} \cdot 0,6$, und für*) $p_{img} = 4,1 \text{ at}$ im Mittel $d = 47,8 \text{ cm} \cong 48 \text{ cm}$. Bei einer II. t. Γ -Lokomotive ist $2550 \cdot \pi \cdot 1,98 = \pi \cdot d_n^2 \cdot 0,9 \cdot p_{img} \cdot 0,6 : 2$ und für*) $p_{img} = 3,9 \text{ at}$ im Mittel $d_n = 69,3 \text{ cm}$. Der Hochdruckzylinder erhält den Durchmesser $d_h = 0,73 \text{ bis } 0,67 d_n$ aus $\pi \cdot d_n^2 = (1,9 \text{ bis } 2,2) \cdot \pi \cdot d_h^2$; im Beispiele würde also $d_h = 46,5 \text{ bis } 50,6 \text{ cm}$.

Auf die Berechnung der Zylinder beziehen sich noch zwei Begriffe: das »erste Zugkraft-Kennzeichen« C_1 und das »zweite Zugkraft-Kennzeichen« C_2 **). Die Arbeitgleichung $Z_e \cdot \pi \cdot D = \pi \cdot d^2 \cdot \eta \cdot p_{im} \cdot s$ oder $0,5 s$, oder $1,5 s$, oder $2 s$, je nachdem es sich um II. Γ - und IV. Γ -, oder II. Γ -, oder III. Γ -, oder IV. Γ -Lokomotiven handelt, liefert $Z_e \cdot D = d^2 \cdot s \cdot \eta \cdot p_{im}$ für II. Γ - und IV. Γ -Lokomotiven, oder $= 20 \cdot J \cdot \eta \cdot p_{im} : \pi = (d^2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot s \cdot 10) \cdot (4 \cdot 100)$, worin $J = d^2 \cdot \pi \cdot s : 20$ der Hubinhalt aller vorhandenen Auspuffzylinder, also des n-Zylinders bei II. Γ -, oder der Auspuffzylinder bei Γ -, oder bei mehrfacher Dehnung mit mehr als einem n-Zylinder ist. Hieraus folgt $Z_e = 20 \cdot J \cdot \eta \cdot p_{im} : (\pi \cdot D)$. $C_1 = 20 J : (\pi \cdot D)$ ist das »erste Zugkraft-Kennzeichen«. Es beträgt:

$$C_1 \text{ für II. } \Gamma\text{-Lokomotiven,}$$

$$0,5 C_1 \text{ für II. } \Gamma\text{-Lokomotiven, bezogen auf } d_n,$$

$$C_1 \text{ für IV. } \Gamma\text{-Lokomotiven, } \text{» } \text{» } \text{»}$$

$$1,5 C_1 \text{ für III. } \Gamma\text{-Lokomotiven,}$$

$$2 C_1 \text{ für IV. } \Gamma\text{-Lokomotiven.}$$

Dabei ist vorausgesetzt, daß die gleichartigen Zylinder einander gleich sind; andern Falles ist J aus der allgemeinen Formel $C_1 = 20 J : (\pi \cdot D)$ zu berechnen und in gewollter Weise nach Querschnitt und Hub der Zylinder zu zerlegen. Dann ist $Z_e = C_1 \cdot p_{em}$. C_1 wird aus den bekannten Abmessungen d^{cm} , s^m , und D^m einer Lokomotive errechnet und ist die Zahl, die mit

*) Siehe Seite 118.

**) Glasers Annalen 1911, Seite 77.

$p_{em} = \eta \cdot p_{im}$ vervielfältigt, die Zugkraft am Umfange der Triebräder ergibt.

Das »zweite Zugkraft-Kennzeichen« $C_2 = C_1 : G_r$, t ist die Zahl, die mit p_{em} vervielfältigt, angibt, wieviel Zugkraft hierbei auf 1 t Reibungsgewicht ausgeübt wird. Z_0 setzt man auch in unmittelbare Beziehung zum Reibungsgewicht und nennt

$\alpha = Z_0 : 1000 G_r$ den Grad der Ausnutzung des Reibungsgewichtes durch Z_0 , $Z_0 = 1000 \cdot \alpha \cdot G_r$. Hieraus und aus $Z_0 = C_1 \cdot p_{em}$ folgt $C_1 : G_r = C_2 = (1000 \cdot \alpha) : p_{em}$. Als Bedingung für α gilt $\alpha \leq \mu$, denn die Zugkraft Z_0 kann nicht größer sein, als die aus der Reibung $Z_r = 1000 \cdot \mu \cdot G_r$.

In Zusammenstellung VIII sind mit den Kennzeichen Be-

Zusammenstellung VIII.

Berechnung von Zylinder-Durchmessern für $G_r = 32$, $D = 1,28$, $s = 0,6$.

O. Z.	Grad der Ausnutzung α	$Z_{emg} = 1000 \cdot \alpha \cdot G_r$ kg	p_{im} at	$p_{em} = \eta \cdot p_{im}$ bei $\eta = 0,9$	Zugkraft-Kennzeichen C_1 C_2		Zylinder-Berechnung							
							t-Dampf				T-Dampf			
							II. Γ . d cm	IV. Γ . d cm	II. Γ . d _n cm	IV. Γ . d _n cm	II. Γ . d cm	IV. Γ . d cm	II. Γ . d _n cm	IV. Γ . d _n cm
1	0,08	2560	3,4	3,06	836,6	26,1	—	—	—	—	—	—	74,3	52,5
2			3,6	3,24	790,4	24,7	—	—	—	—	51,1	36,1	72,2	51,1
3			3,8	3,42	748,8	23,4	—	—	70,3	49,7	49,7	35,1	—	—
4			4,0	3,60	710,4	22,2	49,4	34,3	68,4	48,4	—	—	—	—
5			4,2	3,78	678,4	21,2	47,3	33,4	—	—	—	—	—	—
6	0,09	2880	3,4	3,06	910,8	29,4	—	—	—	—	—	—	78,8	55,7
7			3,6	3,24	889,6	27,8	—	—	—	—	54,2	38,3	76,6	54,2
8			3,8	3,42	841,6	26,3	—	—	74,6	52,7	52,8	37,3	—	—
9			4,0	3,60	8,000	25,0	51,4	36,3	72,7	51,4	—	—	—	—
10			4,2	3,78	761,6	23,8	50,2	35,5	—	—	—	—	—	—
11	0,10	3200	3,4	3,06	1046,4	32,7	—	—	—	—	—	—	83,1	58,7
12			3,6	3,24	988,8	30,9	—	—	—	—	57,1	40,4	80,7	57,1
13			3,8	3,42	937,6	29,3	—	—	78,6	55,6	55,6	39,3	—	—
14			4,0	3,60	889,6	27,8	54,2	38,3	76,6	54,2	—	—	—	—
15			4,2	3,78	848,0	26,5	52,8	37,4	—	—	—	—	—	—
16	0,11	3520	3,4	3,06	1148,8	35,9	—	—	—	—	—	—	86,5	61,6
17			3,6	3,24	1088,0	34,0	—	—	—	—	59,9	42,3	84,0	59,9
18			3,8	3,42	1030,4	32,2	—	—	82,4	58,3	58,3	41,2	—	—
19			4,0	3,60	979,2	30,6	56,8	40,2	80,3	56,8	—	—	—	—
20			4,2	3,78	931,2	29,1	55,4	39,2	—	—	—	—	—	—

rechnungen für Durchmesser von Zylindern für eine Lokomotive von $G_r = 32$, $D = 1,28$ und $s = 0,6$ durchgeführt. Die meistgebrauchten Zugkräfte am Triebrade sind beispielweise für $\alpha = 0,08, 0,09, 0,10$ und $0,11$ nach $Z_{emg} = 1000 \alpha \cdot G_r$: $Z_{emg} = 2560, 2880, 3200$ und 3520 kg. Aus $Z_{emg} = C_1 \cdot \eta \cdot p_{im}$ folgt bei $\eta = 0,9$ und die für p_{im} einzusetzenden Werte*) der Spalte 4, C_1 in Spalte 6, C_2 aus $C_1 : G_r$ in Spalte 7. Die Durchmesser der Zylinder sind in Spalte 8 bis 15 aus $C_1 = Z_{emg} : p_{im}$ für die mittleren Drücke, Dampfdehnungen, Zylinderzahlen und Dampfarten errechnet.

II. D) Berechnung des Dampfkessels.

Um die Größe des Kessels zu berechnen, stellt man die »Widerstand- und Leistung-Tafeln« auf, die sich nach den Vorschriften der Leistungen für den Entwurf der Lokomotive ergeben. Zusammenstellung IX gibt eine solche für einen aus 10 D-Wagen zu je 40 t bestehenden Zug mit 110 t schwerer Lokomotive. Die Bestimmung der Heizfläche H und der Rost-

fläche R muß von der größten Dampfmenge D ausgehen, die der Kessel dauernd erzeugen soll. Zu ihrer Bestimmung muß N_{gr} , die größte Dauerleistung der Lokomotive und der stündliche Dampfverbrauch für 1 PS, bekannt sein. Für die Berechnung des Kessels wird also die Leistung gewählt, bei der $W \cdot V$, die Leistung, am größten ist $(W \cdot V)_{gr} : 270$ ist $= (Z \cdot V)_{gr} : 270 = N_{egr}$, $N_{igr} = N_{egr} \cdot \eta$. Z_x sei die Zugkraft, bei der $Z \cdot V$ am größten ist, zu Z_x gehöre V_x , die Zugkraft am Kolben ist Z_{ix} , die am Radumfange Z_{ex} .

Der Dampfverbrauch ist $\delta_i = \mathfrak{D} : N_i$, $\delta_e = \mathfrak{D} : N_e$, und der größte in der Stunde $\mathfrak{D} = \delta_i \cdot N_{igr}$. δ_i hängt ab von der Füllung ϵ , demnach von der Art der Schaulinie des Dampfdruckes oder p_m , von der Drehzahl n , da bei kleinen Geschwindigkeiten die Verluste durch Niederschlag, bei großen die durch Drosseln größer sind, von der Art und der Spannung des Dampfes, von der Güte der Ausführung der Lokomotive und von der Art der Dehnung des Dampfes.

Der günstigste Wert von $\mathfrak{D} : N_i$ wird erzielt bei einem $p_{im} \cong 4$ at, und zwar bei $\epsilon = 20$ bis 25% für Γ - und $\epsilon = 15$

*) Siehe Seite 118.

Zusammenstellung IX.

Tafel der Widerstände und Leistungen.

10 D-Wagen zu je $q = 40 \text{ t}$
 $G_w = 40 \times 10 = 400 \text{ t}$
 $G_L = \frac{110 \text{ t}}{\quad}$
 $G_{gz} = \frac{510 \text{ t}}{\quad}$
 $f = 1 \text{ qm}, F = 10 \text{ qm}, \Sigma(f) = 10 \text{ qm}.$
 $N_e = W_{gz} \cdot V : 270.$

Die Gleichung der Studiengesellschaft ist:

$$W_{gz} = G_L(4 + 0,027 \cdot V) + 0,0052 \cdot V^2 \cdot F + G_w(1,3 + 0,0067 \cdot V) + 0,0052 \cdot V^2 \Sigma(f)$$

$$= 110(4 + 0,027 \cdot V) + 0,052 \cdot V^2 + 40(1,3 + 0,0067 \cdot V) + 0,052 \cdot V^2$$

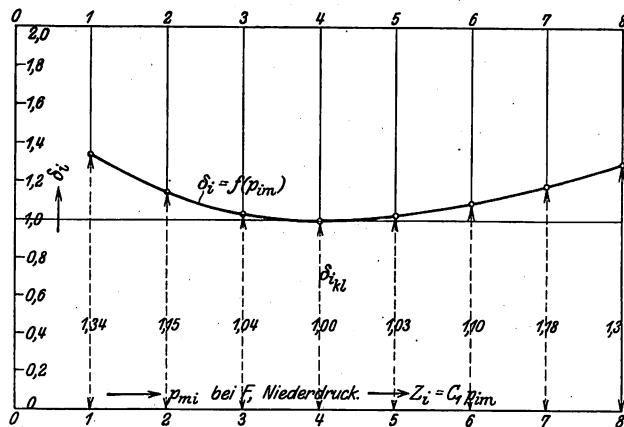
$$= 960 + 5,65 \cdot V + 0,104 \cdot V^2$$

$$w_{gz} = W_{gz} : G_{gz} = 1,88 + 0,011 \cdot V + 0,000204 \cdot V^2.$$

O.Z.	V =	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	Steigungen
1	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	1030 33	1120 83	1230 135	1360 204	1510 280	1680 373	1860 452	2050 610	2310 770	2560 943	2800 1150	3130 1390	1 : ∞
2	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	2050 76	2140 158	2270 247	2300 357	2530 469	2700 601	2880 747	3100 919	3300 1110	3590 1325	3850 1570	4150 1845	2 ‰
3	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	2310 85	2400 178	2510 276	2640 396	2790 516	2960 658	3140 814	3360 996	3590 1196	3840 1423	4110 1675	4410 1960	2,5 ‰
4	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	2730 101	2820 209	2930 322	3000 439	3210 610	3380 714	3500 925	3700 1134	4010 1323	4260 1575	4530 1853	4830 2125	3,33 ‰
5	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	3070 114	3160 234	3270 360	3400 510	3550 674	3720 813	3900 1014	4120 1236	4350 1435	4600 1702	4870 1956	5170 2275	4 ‰
6	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	3580 133	3670 272	3770 416	3910 586	4060 752	4230 940	4410 1144	4630 1372	4860 1620	5110 1894	5380 2190	5680 2523	5 ‰
7	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	4430 164	4520 335	4630 519	4760 714	4900 907	5070 1127	5260 1364	5470 1621	5710 1903	5960 2207	6240 2542	6530 2900	6,67 ‰
8	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	5110 189	5200 385	5310 584	5440 816	5590 1062	5760 1267	5940 1545	6160 1843	6390 2110	6640 2456	6910 2833	7210 3172	8 ‰
9	$W_{gz} \text{ kg}$ N_e	6130 227	6220 460	6330 696	6460 969	6610 1224	6780 1506	6960 1803	7150 2130	7410 2470	7660 2840	7930 3230	8230 3658	10 ‰

bis 20 ‰ für Γ -Dehnung auf Niederdruck, 30 bis 40 ‰ auf Hochdruck bezogen. $p_{imgr} \cong 8 \text{ at}$ ist nur bei Γ -Dehnung möglich, wobei $\epsilon_{gr} = 70$ bis 80 ‰, bei Γ -Dehnung ist p_{imgr} kleiner. δ_{ikl} gilt etwa bei $Z_i = 4 C_i$. Wenn also $Z_{ix} = 4 C_i$ wäre, so dürfte für $N_{igr} = (Z_{ix} \cdot V)_{gr} : 270$ der Wert $\delta_{ig} = \delta_{ikl}$ zu Grunde gelegt werden, um den größten stündlichen Dampfverbrauch zu bestimmen. Sonst ist ein Zwischenwert nach

Abb. 4. Dampfverbrauch δ_i bei verschiedenen mittleren Drücken p_{im} .



Textabb. 4 zwischen δ_{ikl} und 1,3 $\cdot \delta_{ikl}$ einzusetzen. Die »Arbeitslage«, in der im Betriebe N_{igr} auftritt, hat meist noch ein $\delta_{ig} = \delta_{ikl}$, fast stets bei P- und S-, seltener bei G-Lokomotiven;

bei letzteren tritt N_{igr} gewöhnlich auf Steigungen ein, wo wegen großer Zugkraft Z δ_i nicht δ_{ikl} sein kann.

Die wirklichen Werte für δ_i bei günstigster Füllung an der Grenze der Leistung des Kessels, $\delta_{ig} = \delta_{ikl}$, sind in Spalte 11 der Zusammenstellung X angegeben. Danach ist δ_{ikl} am größten bei t-Lokomotiven mit Γ -Dehnung und niedrigem Kesseldrucke, am kleinsten bei Γ -Dehnung, hohem Kesseldrucke und hoher Überhitzung. Bei zu großer Nässe des t-Dampfes, schlechtem Zustande, oder zu geringer Anstrengung der Lokomotive verlieren die angegebenen Werte des Verbrauches Gültigkeit. Die für die Zusammenstellung X angegebenen Werte gelten nur für die günstigste Ausnutzung des Dampfes mit günstigster Füllung ϵ_g bei V'_g . Bei anderen Werten von ϵ und V steigt δ_i . Ist beispielweise eine t- Γ -Lokomotive zu entwerfen, die bei $p_k = 13 \text{ N}_{igr} = 1000 \text{ PS}$ leisten soll, so ist der Verbrauch an Dampf für 1 PS/st bei bester Ausnutzung nach Zusammenstellung X, Zeile 4, Spalte 11 $\delta_{ig} = 11,2 \text{ kg PSst}$, $\mathcal{D} = 11,2 \cdot 1000 = 11200 \text{ kg/st}$ und $B = \mathcal{D} : z$ an Kohlen.

Der Wirkungsgrad des Kessels ist $\eta_k = \eta_f \cdot \eta_c$, worin $\eta_f = 0,8$ bis 0,9, $\eta_c = 0,6$ bis 0,75, also $\eta_k = 0,48$ bis 0,675, annähernd $\eta_{kgr} = 0,65$ zu setzen ist. 1 kg Dampf enthält bei t- und T-Dampfe die in Zusammenstellung X, Spalte 7 angegebenen Wärmemengen. Beispielweise ist die Verdampfungsziffer z für t-Dampf von 13 at Überdruck bei Ruhrkohle mit 7650 WE/kg nach Zusammenstellung X, Reihe 4, Spalte 7

Zusammenstellung X.

Zahlenwerte für z , z' , δ_{ig} und β_{ig} bei Lokomotiven mit t- und T-Dampf.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
O. Z.	Art und Ausnutzung des Dampfes	Kesselüberdruck	Wärmegrade	Rauminhalt von 1 kg Dampf	Gewicht von 1 cbm Dampf	Wärmeinhalt		c_{pm}	z, z'	δ_{ig}	β_{ig}
		p_k at	t_s, t_u °C	v cbm/kg	$\gamma = 1 : v$ kg/cbm	in 1 kg Dampf i'' WE/kg	$i'' \cdot \frac{1}{v}$ in 1 cbm Dampf WE/cbm				
1	t-Dampf, Γ	10	178,9	0,1993	5,018	666,1	3342	0,62	7,03	12,9	1,24
2		11	183,1	0,1822	5,459	667,1	4904	0,64	7,02	12,5	1,78
3		12	186,9	0,1678	5,960	668,1	3983	0,66	7,01	11,9	1,70
4		13	190,6	0,1557	6,425	668,9	4291	0,68	7,00	11,2	1,60
5	t-Dampf, F	13	190,6	0,1557	6,425	668,9	4291	0,68	7,00	9,6	1,37
6		15	197,2	0,1360	7,352	670,5	4930	0,72	6,93	9,2	1,32
7	T-Dampf, Γ	13	300	0,2019	4,955	729,1	3610	0,55	6,42	7,4	1,15
8		13	325	0,2118	4,721	741,2	3491	0,54	6,32	7,0	1,11
9		13	350	0,2216	4,513	753,4	3400	0,53	6,22	6,7	1,08
10	T-Dampf, F	15	300	0,1743	5,735	727,4	4175	0,56	6,44	7,0	1,09
11		15	325	0,1830	5,465	740,3	4046	0,55	6,32	6,7	1,06
12		15	350	0,1916	5,220	750,5	3930	0,53	6,22	6,4	1,03

Zu Spalte 2 und 3: Die Größen sind angenommen.

„ Spalte 4: t_s = Wärmestufe des gesättigten Dampfes; Hütte 1915, XXII, I, S. 417, t_u = „ überhitzten „ ; angenommen.„ Spalte 5: v für gesättigten Dampf aus Hütte 1915, XXII, I, S. 416, v „ überhitzten Dampf nach Callendar,

$$v - v' = R \cdot T : P - C \cdot \left(\frac{273}{T} \right)^n; \text{ darin ist:}$$

 v' = Inhalt des flüssigen Wassers, aus dem 1 kg Dampf entstanden ist = 0,001 cbm/kg. R = Gas-Festwert = 47,06, T = Wärmestufe über 273° = $(t_s + 273)$, $(t_u + 273)$, P = Druck in kg/qm, C = 0,075, n = 10:3,„ Spalte 6: $\gamma = 1 : v$ aus Hütte 1915, XXII, I, S. 416 für gesättigten Dampf,

„ errechnet aus Spalte 5 für überhitzten Dampf

„ Spalte 7: i'' für gesättigten Dampf aus Hütte 1915, XXII, I, S. 417.„ „ überhitzten Dampf aus $i'' = t_s + c_{pm}(t_u - t_s)$.„ Spalte 8: $i' : v$ errechnet aus Spalten 6 und 7.„ Spalte 9: c_{pm} bei unveränderlichem Drucke; bei überhitztem Dampfe für die Wärmegrade zwischen t_s und t_u ; nach Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1907, I, S. 127.„ Spalte 10: Als Verdampfungsziffer wurde $z = 7,0$ bei Sattdampf für $p_k = 13$ at Überdruck angenommen. Für andere Wärmegrade und Dampfdrücke steht die Verdampfungsziffer im umgekehrten Verhältnisse zum Wärmeinhalt in Spalte 7; beispielweise für Sattdampf mit 12 at ist $z = 668,9 \cdot 7 : 668,1 = 7,01$ oder für überhitzten Dampf mit 13 at und 350° ist $z' = 668,9 \cdot 7 : 753,4 = 6,22$. Vergleiche Zusammenstellung I, Spalte 5.„ Spalte 11: Aus Versuchsreihen wurden Mittelwerte für δ_i gefunden, und dann δ_{ig} nach besonderen Erwägungen gewählt.„ Spalte 12: Errechnet aus Spalten 10 und 11 nach $\beta_{ig} = \delta_{ig} : z$ und $\delta_{ig} : z'$.

$z = (7650 \cdot 0,65) : 668,9 \cong 7,4^*$). Annähernd ist dann die Verdampfungsziffer für T-Dampf $z' = 0,9 \cdot 7,4 = 6,66 = 6,7$ zwischen $t_u = 300$ und 350°. Im Mittel nimmt man für t-Dampf $z = 7$ bis 7,5 bei westfälischer Kohle von 7500 bis 8000 WE/kg, $z = 6,5$ bis 7,0 bei Saar- und schlesischer Kohle von 7000 bis 7500 WE/kg Heizwert. Somit sind zur Erzeugung von 11 200 kg st t-Dampf von 13 at Überdruck etwa $B = 11 200 : 7,4 = 1514$ kg/st westfälische Kohlen nötig.

Mit dem geringsten Verbräuche $\beta_{ig} = B : N_i$ an Kohle für die Einheit der Leistung kann man aus dem bekannten N_{igr} den Verbrauch B kg/st = $\beta_{ig} \cdot N_{igr}$ errechnen. Werte für β_{ig} sind in Zusammenstellung X, Spalte 12 für verschiedene Arten von Dampf und der Ausnutzung bei bestimmten Kesseldrücken

*) Siehe die Anmerkung für Spalte 10 in Zusammenstellung X.

aus der Beziehung $\delta_{ig} : z$ oder $\delta_{ig} : z'$ errechnet; für $N_{igr} = 1000$ PS würde sich beispielweise bei einer II. t. Γ -Lokomotive bei 13 at Überdruck $B = 1000 \cdot 1,6 = 1600$ kg/st ergeben.

Auf 1 qm Rostfläche einer P- oder S-Lokomotive werden etwa $q = 400$ bis 600, einer Tender- und G-Lokomotive $q = 300$ bis 400 kg qmst je nach der Art der Kohle verbrannt. Für eine S-Lokomotive mit $B = 1500$ kg/st Verbrauch an Kohlen erhält also die Rostfläche die in Zusammenstellung XI ermittelten Größen.

Zusammenstellung XI.

q kg qm ^{-t} =	400	450	500	550	600
$R = B : q$ qm	3,75	3,33	3,0	2,73	2,5

Für G-Lokomotive mit $B = 800$ kg/st gilt Zusammenstellung XII.

Zusammenstellung XII.

ϱ kg/qmst =	300	350	400
$R = B : \varrho$ qm	2,67	2,28	2,0

Bei T-Lokomotiven dienen etwa 10% der Rostfläche zur Überhitzung, $R_{\bar{u}} = 0,1 R_{gz}$, $R_w = 0,9 R_{gz}$. $R_{\bar{u}}$ und R_w müssen bei Berechnung der Heizflächen für T-Maschinen eingeführt werden, weil $H_{gz} = H_{\bar{u}} + H_w$ ist.

Bei G-Lokomotiven läßt man geringere Verbrennung zu, um den Kessel zu schonen, wobei auch sein Wirkungsgrad verbessert wird. Das Reibungsgewicht, das bei G-Lokomotiven hoch sein muß, gestattet so große Kessel, daß sie nicht zu hoch beansprucht zu werden brauchen. Die Leistung der G-Lokomotiven muß auf Steigungen viel mehr erhöht werden, als die der P-Lokomotiven, man muß also auf Steigungen viel mehr Kohlen verbrennen können, der Rost darf demnach auf der Wagerechten nicht schon mit dem Höchstwerte von ϱ beansprucht werden.

Ein Güterzug mit $G_{gz} = 1000$ t fahre auf 1:∞ mit $V = 40$, auf 5‰ Steigung mit 25 km/st, ein Personenzug von $G_{gz} = 350$ t auf 1:∞ mit $V = 75$, auf 5‰ Steigung mit 45 km/st, welche Leistungen werden in diesen Fällen verlangt? Wird die vereinfachte Gleichung $w_{gz}^{kg/t} = 2,5 + (V^2 : 2000)$ benutzt, so ist auf 1:∞:

$Z = 1000 (2,5 + 40^2 : 2000) = 3300$ kg und $N = (3300 \cdot 40) : 270 = 490$ PS für den Güterzug,

$Z = 350 (2,5 + 75^2 : 2000) = 1860$ kg und $N = (1860 \cdot 75) : 270 = 516$ PS für den Personenzug;

auf 5‰ Steigung:

$Z = 1000 (5 + 2,5 + 25^2 : 2000) = 7810$ kg und $N = (7810 \cdot 25) : 270 = 798$ PS für den Güterzug,

$Z = 350 (5 + 2,5 + 45^2 : 2000) = 2979$ kg und $N = (2979 \cdot 45) : 270 = 496$ PS für den Personenzug.

Der Unterschied der Leistungen ist also für die G-Lokomotive viel größer.

Die feuerberührte Heizfläche kann man nach dem für bestimmte Bauarten annähernd unveränderlichen Verhältnisse $H : R$, oder nach dem davon abhängigen Verhältnisse $\mathcal{D} : H$ und $N_{igr} : H$ bestimmen. Bei der Annahme von ϱ kg/qmst = 400 bis 500 wählt man für deutsche Steinkohle $H : R = 50$ bis 70 für P- und S-Lokomotiven und t-Dampf, $H_w : R_w = 50$ bis 60 für P- und S-Lokomotiven und T-Dampf, für G-Lokomotiven bei $\varrho = 300$ bis 400 kg/qmst $H : R = 60$ bis 70 bei t-Dampf und $H_w : R_w = 60$ bis 70 bei T-Dampf. Ist für eine t. P-Lokomotive $R = 3,0$ qm, so ist die Heizfläche $H = (50 \text{ bis } 60) \cdot 3,0 = 150$ bis 180 qm; gilt dieselbe Rostfläche für eine G-Lokomotive, so ist $H = (60 \text{ bis } 70) \cdot 3,0 = 180$ bis 210 qm. Bei einer T. P-Lokomotive mit $R_{gz} = 3,0$ qm ist $R_w = 0,9 \cdot 3,0 = 2,7$ qm, also, da $H_w : R_w = 50$ bis 60, $H_w = (50 \text{ bis } 60) \cdot 2,7 = 135$ bis 162 qm. Die Überhitzer-Heizfläche $H_{\bar{u}}$ ist fast stets etwa 30% von H_w , in diesem Falle $H_{\bar{u}} = (135 \text{ bis } 162) \cdot 0,33 = 44,55$ bis 53,46 qm.

In der Regel soll bei Lokomotiven durch 1 qm Heizfläche 60 bis 65 kg Dampf erzeugt werden. $\mathcal{D} : H$ ist = $(\varrho \cdot z) : (H : R)$ und $N : H = (\varrho \cdot z) : (\delta_i \cdot H : R)$. Die in den beiden Gleichungen vorkommenden Werte sind nach früheren Erklärungen zu wählen, also $\mathcal{D} : H$ und $N : H$ zu berechnen. Aus $N : H$ ergibt sich die Heizfläche H nach $N_{igr} : (N : H)$. Wäre für eine t. P-Lokomotive mit $p_k = 13$ at und 900 PS Höchstleistung bei $\varrho = 450$, $z = 7,0$ und $H : R = 50$, $\delta_i = 11,2$ kg, so würde $N : H = (450 \cdot 7) : (11,2 \cdot 50) = 5,62$ sein und $H = 900 : 5,62 = 160$ qm.

Das Vorstehende wird durch ein Beispiel der Berechnung nach der Grundaufgabe II erläutert. Eine Lokomotive, die mit Tender 110 t wiegt, soll einen Wagenzug aus 10 vierachsigen

*) Zusammenstellung X, Spalte 11, Zeile 4.

Zusammen-

Meistgebrauchte Zugkraft $Z_{emg} = 2310$ kg, $Z_{img} = 2560$

A) II. t. Γ . Überdruck im Kessel $p_k = 13$ at Meist vorkommende Höchstleistung 853 PS _i 6‰ Zuschlag für höhere Leistungen + 51 „ ~ 904 PS _i	B) II. t. Γ . $p_k = 15$ at 853 PS _i + 51 „ ~ 904 PS _i
$\delta_i = \mathcal{D} : N_i$ Verbrauch bei günstigster Füllung 11,2 kg/PS _{ist} für 904 PS _i 10125 kg/st Zuschlag für Heizung und Luftpumpe 5‰ = 506 kg/st $\mathcal{D} = 10631$ kg/st	δ_i 9,2 kg/PS _{ist} 8317 kg/st 6‰ = 506 kg/st (Heizdampf) $\mathcal{D} = 8823$ kg/st
$z = \mathcal{D} : B = 7$ $z = 7$ Verbrauch an Kohlen $B = 10631 : 7 = 1519$ kg/st	$z = \mathcal{D} : B = 7$ $B = 8823 : 7 = 1260$ kg/st
$\varrho = B : R = 500$ kg/qmst $R = 1519 : 500 = 3,04$ qm	$\varrho = B : R = 500$ kg/qmst $R = 1260 : 500 = 2,52$ qm
Heizfläche H qm $H : R = 50$, $H = 50 \cdot 3,04 = 152$ qm $H : R = 60$, $H = 60 \cdot 3,04 = 183$ qm	H $H : R = 50$, $H = 50 \cdot 2,52 = 126$ qm $H : R = 60$, $H = 60 \cdot 2,52 = 151$ qm

D-Wagen von je 40 t, $G_w = 400$ t, $G_{gz} = 510$ t auf 1 : ∞ mit $V = 90$ km/st bei bester Ausnutzung des Dampfes an der Grenze der Leistung des Kessels befördern. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit sei $V_{gr} = 110$ km/st. Die Lokomotive soll nach vier Arten der Ausnutzung des Dampfes als II. t. Γ -, II. t. Γ -, II. T. Γ - und II. T. Γ -Lokomotive durchgerechnet werden. Die bei 90 km/st zu leistende Zugkraft am Triebbrad beträgt nach der »Studiengesellschaft« $Z_0 = 2310$ kg,*) $Z_i = Z_0 + Z_1$ worin Z_1 für das Triebwerk $\cong 250$ kg, also $Z_i \cong 2310 + 250 \cong 2560$ kg. $N_0 = 2310 \cdot 90 : 270 = 770$ PS und $N_i = 2560 \cdot 90 : 270 = 853$ PS.

I. Reibungsgewicht G_r und Zahl der Kuppelachsen.

Der zulässige Raddruck der Kuppelachsen sei 8,0 t, die Lokomotive allein wiegt für $N_0 = 770$ PS, je nach Art und Ausnutzung des Dampfes 50 bis 60 t. Hierfür sind vier Achsen erforderlich; um genügend Zugkraft für das Anfahren auf Steigungen zu haben, werden zwei Kuppelachsen gewählt. Demnach ist das Reibungsgewicht $G_r = 32$ t und die Zugkraft auf Reibung $Z_r = \mu \cdot 32000$ kg = 6400, 5330 und 4560 kg bei $\mu = 0,2, 0,167$ und $0,143$. Bei $\mu_m = 0,167$ wird $b_a = (5330 - 2,5 \cdot 510) \cdot g : (1000 G_{gz}) = 0,0795$ m/sek². Dafs Z_r wirklich erreicht wird, setzt genügend grofse Werte des ersten Zugkraft-Kennzeichens C_1 und des grölsten mittlern Dampfdruckes p_{img} voraus; dann mufs $Z_{gr} \leq C_1 \cdot p_{img}$ sein.

II. Triebbraddurchmesser D.

Als die zulässige Drehzahl beeinflussende Bauart wird die mit vordem Drehgestelle, zwei äußeren Zylindern ohne überhängende Feuerkiste gewählt, bei der $n = 320$ zulässig ist; dies ergibt $D = 1,989$ für $V = 120$ und $D = 1,824$ für $V = 110$.

Nach II B) ist aus Erfahrung für $n = 240$ bis 320 $D = 0,8 + 0,011 \cdot V_{gr}$, oder $D = 0,21 \sqrt{V_{ng}}$, die beiden An-

*) Zusammenstellung IX, Spalte 11, Zeile 1.

gaben liefern für $V_{gr} = 110$, $D = 2,01$ und für $V_{ng} = 90$, $D = 1,992$; gewählt ist $D = 1,980$. Die Stärke der Reifen ist 65 mm, also der Durchmesser der Felgen 1,85 m.

III. Dampfzylinder.

Der Kolbenhub sei $s = 0,6$, $Z_{emg} = 2310$, $Z_{img} = 2560$ kg.

- A) II. t. Γ -Lokomotive.
Annahme: $p_{img} = 4,0$ bis 4,2 at; $Z_{img} \cdot D = d^2 \cdot p_{img} \cdot s$, also $d = 46$ bis 44,8 nach II. C) Seite 134. $J = 4d^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 199$ bis $44,8^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 188$; $C_1 = (20 \cdot 199) : (\pi \cdot 1,98) = 641$ bis $(20 \cdot 188) : (\pi \cdot 1,98) = 608$; $C_2 = 641 : 32 = 20$ bis $608 : 32 = 19$.
- B) II. t. Γ -Lokomotive.*)
Annahme: $p_{img} = 3,8$ bis 4,0; $Z_{img} \cdot D = d_n^2 \cdot p_{img} \cdot 0,5 \cdot s$, also $d_n = 66,7$ bis 65 cm; $J = 66,7^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 419$ bis $65^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 398$; $C_1 = 0,5 (20 \cdot 419) : (\pi \cdot 1,98) = 678$ bis $0,5 (20 \cdot 398) : (\pi \cdot 1,98) = 640$; $C_2 = 678 : 32 = 21,1$ bis $640 : 32 = 20,0$.
- C) II. T. Γ -Lokomotive.
Annahme: $p_{img} = 3,6$ bis 3,8; $Z_{img} \cdot D = d^2 \cdot p_{img} \cdot s$, also $d = 48,5$ bis 47,1 cm; $J = 48,5^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 221$ bis $47,1^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 209$; $C_1 = (20 \cdot 221) : (\pi \cdot 1,98) = 710$ bis $(20 \cdot 209) : (\pi \cdot 1,98) = 671$; $C_2 = 710 : 32 = 22,2$ bis $671 : 32 = 21$.
- D) II. T. Γ -Lokomotive.**)
Annahme: $p_{img} = 3,4$ bis 3,6; $Z_{img} \cdot D = d_n^2 \cdot p_{img} \cdot 0,5 \cdot s$, also $d_n = 70,5$ bis 68,5 cm; $J = 70,5^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 468$ bis $68,5^2 \cdot \pi \cdot 0,6 : 20 = 442$; $C_1 = 0,5 (20 \cdot 468) : (\pi \cdot 1,98) = 753$ bis $0,5 (20 \cdot 442) : (\pi \cdot 1,98) = 711$; $C_2 = 753 : 32 = 23,5$ bis $711 : 32 = 22,2$.

IV. Dampfkessel (Zusammenstellung XIII).

*) $d_h = (0,67$ bis $0,73) \cdot d_n$.

***) $d_h = (0,67$ bis $0,73) \cdot d_n$.

stellung XIII.

Leistung $N_0 = 770$ PS, $N_i = 853$ PS.

C) II. T. Γ .		D) II. T. Γ .																	
$p_k = 13$ at		$p_k = 15$ at																	
853 PS _i + 51 " ~ 904 PS _i		853 PS _i + 51 " ~ 904 PS _i																	
δ_i 7,0 kg/PS _i st ($t_u = 325^\circ$ C) 6328 kg/st 80% = 506 kg/st $\mathcal{D} = 6834$ kg/st		δ_i 6,7 kg/stPS _i st ($t_u = 325^\circ$ C) 6057 kg/st 8,4% = 506 kg st $\mathcal{D} = 6563$ kg/st																	
$z = 7, z' = 6,32$ bei $t_u = 325^\circ$ C Arbeit-T-Dampf = 6328 : 6,32 = 1002 kg/st Heiz-t-Dampf = 503 : 7 = 72 kg/st $B = 1074$ kg/st		$z = 7, z' = 6,32$ bei $t_u = 325^\circ$ C Arbeit-T-Dampf = 6057 : 6,32 = 958 kg/st Heiz-t-Dampf = 506 : 7 = 72 kg/st $B = 1030$ kg/st																	
$\rho = B : R = 5,0$ kg/qmst $R_{gz} = 1074 : 500 = 2,15$ qm 0,1 für Überhitzen : $R_u = 0,215$ qm 0,9 für Verdampfen : $R_w = 1,935$ qm 2,150 qm		$\rho = B : R = 5,00$ kg/qmst $R_{gz} = 1030 : 500 = 2,06$ qm 0,1 für Überhitzen : $R_u = 0,206$ qm 0,9 für Verdampfen : $R_w = 1,854$ qm 2,060 qm																	
<table border="1"> <tr> <td>$H_w : R_w = 50$</td> <td>$H_w : R_w = 60$</td> </tr> <tr> <td>$H_w = 50 \cdot 1,935 = 97$ qm</td> <td>$60 \cdot 1,935 = 116$ qm</td> </tr> <tr> <td>$H_u = 30\% H_w = 29$ "</td> <td>35 "</td> </tr> <tr> <td>$H_{gz} = H_w + H_u = 126$ qm</td> <td>151 qm</td> </tr> </table>		$H_w : R_w = 50$	$H_w : R_w = 60$	$H_w = 50 \cdot 1,935 = 97$ qm	$60 \cdot 1,935 = 116$ qm	$H_u = 30\% H_w = 29$ "	35 "	$H_{gz} = H_w + H_u = 126$ qm	151 qm	<table border="1"> <tr> <td>$H_w : R_w = 50$</td> <td>$H_w : R_w = 60$</td> </tr> <tr> <td>$H_w = 50 \cdot 1,854 = 93$ qm</td> <td>$60 \cdot 1,854 = 111$ qm</td> </tr> <tr> <td>$H_u = 30\% H_w = 28$ "</td> <td>33 "</td> </tr> <tr> <td>$H_{gz} = H_w + H_u = 121$ qm</td> <td>144 qm</td> </tr> </table>		$H_w : R_w = 50$	$H_w : R_w = 60$	$H_w = 50 \cdot 1,854 = 93$ qm	$60 \cdot 1,854 = 111$ qm	$H_u = 30\% H_w = 28$ "	33 "	$H_{gz} = H_w + H_u = 121$ qm	144 qm
$H_w : R_w = 50$	$H_w : R_w = 60$																		
$H_w = 50 \cdot 1,935 = 97$ qm	$60 \cdot 1,935 = 116$ qm																		
$H_u = 30\% H_w = 29$ "	35 "																		
$H_{gz} = H_w + H_u = 126$ qm	151 qm																		
$H_w : R_w = 50$	$H_w : R_w = 60$																		
$H_w = 50 \cdot 1,854 = 93$ qm	$60 \cdot 1,854 = 111$ qm																		
$H_u = 30\% H_w = 28$ "	33 "																		
$H_{gz} = H_w + H_u = 121$ qm	144 qm																		
<p>Ganze Heizfläche } $H_u = 30\% H_w = 29$ "</p> <p> } $H_{gz} = H_w + H_u = 126$ qm</p>		<p>Ganze Heizfläche } $H_u = 30\% H_w = 28$ "</p> <p> } $H_{gz} = H_w + H_u = 121$ qm</p>																	

Halbseitig gekrümmte Kreuzungen 1:10 zur Verbindung mit Weichen 1:14.

Dr.-Ing. W. Bäseler, Regierungsbaumeister in Köln.

Hierzu Zeichnungen Abb. 3 und 4 auf Tafel 20.

Für Abzweigungen, die von schnellen Zügen im krummen Strange durchfahren werden, besonders für Streckenverzweigungen, sind neuerdings Weichen 1:14 mit 500 m Halbmesser in Aufnahme gekommen. Für den Fall, daß ein so abgezweigtes Gleis ein Nachbargleis in 3,5 m Mittenabstand durchschneiden muß, was ohne schienenfreie Führung bei Streckenverzweigungen die Regel bildet, besteht bei uns noch keine Lösung. Eine feste Kreuzung 1:14 ist nicht ausführbar, da die führunglose Stelle an den Doppelherzstücken zu lang wird; man muß also zu den empfindlichen und teureren Doppelherzstücken mit beweglichen Spitzen greifen. Für 4,5 m Mittenabstand gibt es eine Lösung unter Verwendung der Kreuzung 1:10, die auch in die »amtliche Zusammenstellung der Weichenverbindungen der Form 8« aufgenommen und in Abb. 3, Taf. 20 abgebildet ist.

An die Weiche 1:14 schließt ein Bogen von 500 m Halbmesser so an, daß das Gleis in der Kreuzung die Neigung von 1:10 erreicht hat. Bei Verwendung dieser Lösung für Streckenverzweigungen müßte man die Streckengleise auf 4,5 m Mittenabstand verschwenken, was unschöne Gegenbogen gibt.

Bei 3,5 m Abstand reicht die Länge für den Bogen nicht aus. Man kann sich aber dadurch helfen, daß der Bogen bis in die Kreuzung geführt wird (Abb. 4, Taf. 20). Das wäre bedenklich, wenn sich der Bogen bis an oder bis kurz vor den Kreuzpunkt erstreckte; dann könnte nämlich die führunglose Stelle der Doppelherzstücke zusammen mit den Wirkungen der Fliehkraft und dem Spießgange des Fahrzeuges Entgleisen bewirken. Deshalb werden in Deutschland Kreuzungen mit durchgehendem Bogen nicht gebaut. Die Lösung nach Abb. 4, Taf. 20 ist von diesen Bedenken frei, denn der Bogen endet 6,2 m vor dem Kreuzpunkte. Die Doppelherzstücke und das äußere Herzstück sind gerade und haben die Regelform 1:10, nur das innere nach der Weiche gerichtete hat geringere Neigung und liegt im Bogen, was aber unbedenklich ist.

Die Franzosen verwenden solche halbseitig gekrümmten Kreuzungen viel, wahrscheinlich sogar als Regelform. Die Form könnte auch bei uns mit Erfolg Anwendung finden und würde für den bezeichneten Fall der Streckenverzweigung mit einer Weiche 1:14 eine vorhandene Lücke ausfüllen.

Zählwerke und Uhren in Verbindung mit Wechselschlössern zum Ueberwachen der Bahnwärter und Nachtwächter.

G. Wegner, Geheimer Baurat in Breslau.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 7 auf Taf. 23.

Fortlaufende Überwachung der Gänge der Bahnwärter durch Zählwerke und Uhren ist früher*) vom Verfasser beschrieben.

Das Bedürfnis solcher Überwachung hat sich inzwischen dadurch geändert, daß die Trennung der Überwachung der Bahn von der Bedienung der Schranken weit durchgeführt ist, wodurch die Überwachung einfacher und teilweise besser geworden ist.

Haben die Stationen und Blockstellen einer Strecke keine zu großen Abstände, so können die Bahnwärter ihre Gänge meist auf einer solchen beenden. Der diensttuende Beamte, Endweichensteller oder Blockwärter, kann dann die Dienstmeldung des Bahnwärters annehmen und deren Zeit in ein in der Dienststelle verwahrtes Buch neben der Namenzeichnung des Wärters eintragen.

Das Austragen einer Tafel mit Zahl hat in solchen Fällen keinen großen Wert, ebenso das Wechseln der Tafeln am Pfahle, zumal sich die Tätigkeit des Bahnmeisters für viele Bahnmeistereien so gesteigert hat, daß er das Aushängen nur ungenügend nachprüfen kann. Nachts wirkt diese Überwachung nur ausnahmsweise.

Werden für die durch Dienststellen nicht, oder nur für eine Grenze der Begehung überwachten Wärters Zählwerke, wenn nötig in Verbindung mit Merkbüchern eingeführt, so könnten alle Bahnwärter gleichmäßig überwacht werden.

In vielen Fällen ist ausreichende Überwachung der örtlichen Verhältnisse wegen ohne Zählwerke mit Wechselschlössern

überhaupt nicht zu erreichen, besonders dann, wenn der eine Wärter Teilstrecken abzweigender oder sich kreuzender Linien nacheinander zu begeben hat. Ein Beispiel bieten die in Abb. 1, Taf. 23 dargestellten Gleise zwischen den Bahnhöfen Mochbern, Pöpelwitz und Breslau Odertor. Die regelmäßige Überwachung dieser Streckenteile ist bei den Eigenschaften der Umwohner besonders wichtig. Durch ein Zählwerk, Melder, mit sechs Wechslern ist hier eine stetige, gleichmäßige Begehung der einzelnen Streckenteile in abwechselnder Richtung gesichert. Der Bahnwärter hat sich von seinem Posten R L in der Richtung der Pfeile nach dem Wechsler R A zu begeben, wechselt dort den Schlüssel R gegen A um, begibt sich von da nach dem Wechsler A B, wechselt daselbst den Schlüssel in B um, holt weiter vom Wechsler B C den Schlüssel C, von C D D, von D E E, von E L L und geht schließlich nach dem Zählwerk, Melder, seines Postens R L, um hier als Bestätigung für den ausgeführten Gang eine neue Zahl zu erhalten. Der nächste Gang mit Schlüssel L findet dann gegenläufig nach den mit schwarzen Kreisen gekennzeichneten Pfeilen statt, er erhält nach Bestätigung dieses Ganges durch die Wechsler den Schlüssel R und als Ausweis die nächste Zahl am Melder.

Die Anlage arbeitet nach einer Mitteilung des Betriebsamtes Breslau 3 seit vierzehn Jahren gut, nur einmal ist der Ersatz eines abhanden gekommenen Zwischenschlüssels nötig geworden.

Der Bahnmeister stellt das Zählwerk am Schlusse jedes Monats auf Null und prüft dabei für den verflossenen Monat,

*) Organ 1902, S. 53.

ob die vorgeschriebenen Gänge stattgefunden haben. Aufschreibungen in ein Buch fanden nicht statt.

Bei einem andern Versuche fiel die Beschaffung eines Zählwerkes fort, so daß die Einrichtung sehr billig wurde.

In zahlreichen Fällen kann ein Bahnwärter nicht auf zwei Dienststellen durch Merkbücher überwacht werden, nur eine Dienststelle kommt in Frage, wenn nämlich seine Strecke zwischen zwei Stationen beginnt und bis zu einer Dienststelle mit Merkbuch reicht. In solchen Fällen genügt ein Wechsler am Ausgange oder Ende der Strecke. Durch Vorzeigen der Schlüssel L und R in wechselnder Folge erhält der über-

wachende Beamte Gewißheit, daß der Wärter seine Strecke ganz und regelmäßig begeht. Schreibt der Beamte die Buchstaben L und R selbst in das Merkbuch, so ist die Überwachung vollständig. Um diese für alle Fälle sicher zu stellen, hatte der Verfasser die Wechselschlüssel L und R für einen Versuch mit Stempeln versehen lassen; diese können einen Teil des Schlüsselgriffes bilden oder durch eine kleine Kette unlöslich mit dem Schlüssel verbunden sein. In Zusammenstellung I sind aus dem Februar 1905 zwei Eintragungen aus dem Merkbuche für die Bahnwärter Ludewig und Herrmann dargestellt.

Zusammenstellung I.

Tag, Monat, Jahr.	Name des Bahnwärters.	Streckengang		Prüf- Stempel	An- oder Ab-Meldung		Bescheinigung der richtigen Eintragung durch den Beamten.	Be- merkungen.
		von	nach		in Station	Uhr, Min.		
2	Ludewig	312,6	308,9	L T	Spi	4,10	Heilgans	
"	Herrmann	"	"	R T	"	10,15	Dechert	

Die Eintragungen fanden auf Bahnhof Spittelndorf der Strecke Liegnitz—Breslau statt. Unregelmäßigkeiten sind in zwölf Jahren nicht zur Kenntnis des Verfassers gekommen, bei der Einfachheit der Anlage auch nicht zu erwarten.

Dieses Verfahren des Stempeln, das besonders für den Nachwächterdienst in Frage kommt, könnte mit einfachen Einrichtungen zum Einschreiben ergänzt werden, in denen eine Papierrolle nur nach einer Richtung bewegt und nur eine Zeile nach der andern zum Einschreiben frei gegeben werden kann; doch dürften die oben angegebenen Zählwerke in Verbindung mit Eintragungen zweckmäßiger sein, wenn statt der Stempelung die Zahlen des Zählwerkes eingetragen werden, weil dann überall dieselben Merkbücher benutzt werden können und die Zählwerke keinen besondern Platz beanspruchen.

Obleich bei den bisherigen Versuchen besondere Vorkehrungen zur Einschaltung neuer Schlüssel mit geänderter Stufenfolge, bei Verlust vorhandener Schlüssel nicht nötig geworden sind, so ist zur weitem Ausbildung des Verfahrens doch auf eine Art der Sicherung von Chubb-Schlössern gegen Nachschlüssel hinzuweisen, dessen Verwendung für Wechselschlösser den Vorteil bietet, daß alle Schlösser in den Zuhaltungen gleich gestaltet werden können und dabei doch mit verschiedenen Schlüsseln gearbeitet werden kann, auch der Ersatz verlorener Schlüssel schnellstens erfolgen kann, wenn einige Schlüssel dafür in Vorrat sind.

Schon 1898 erhielt R. B. Jentzsch ein Patent*) auf ein Schloß, das durch einen beliebigen Schlüssel eines Schlüssel-satzes verschlossen, aber nur mit demselben geöffnet werden kann. Danach haben Gesellschaften für Selbstverkäufer tausende von kleinen Schlössern beschafft, um bei Verlust eines Schlüssels, der das Innere eines Selbstverkäufers zugänglich macht, zum Schutze gegen Nachschlüssel, etwa bei Wechseln der Bedienung, ohne Änderung des Schlosses einen Schlüssel mit anderen Stufen benutzen zu können. Da diese Lösung in Eisenbahnkreisen

wenig bekannt ist, und zur Sicherung von Kassen in Frage kommt, mag hier zunächst die Anordnung eines solchen Schlosses nach einer Ausführung nach Angaben des Verfassers in einer Schlosserei der Direktion Breslau beschrieben werden.

In Abb. 2 bis 7, Tafel 23 ist das Schloß mit acht Zuhaltungen dargestellt; es unterscheidet sich von einem gewöhnlichen Chubb-Schloß dadurch, daß für den Riegelstift z nur ein Zuhaltungsfenster in jeder Zuhaltung vorgesehen ist. Dem Riegelstifte z gegenüber ist ein zweiter Riegel v vorhanden, auf dem die einzelnen Zuhaltungen unter Wirkung der Zuhaltungsfedern ruhen. Durch beide Riegelstifte werden zwei mögliche Lagen der Zuhaltungen herbeigeführt. Nach Abb. 2, Taf. 23 kann beispielweise die Zuhaltung 2 bei Benutzung eines Schlüssels zwei verschiedene Lagen einnehmen, je nachdem durch den Schlüssel eine niedrige oder hohe Stufe in der betreffenden Ebene zur Wirkung gelangt. Ist die wirkende Stufe niedrig, so gleitet der Riegelstift z bei einer Verschiebung des Riegels mit seinen Zuhaltungen auf der oberen, der Stift v an der untern Kante der Zuhaltung bis zu ihrer Endstellung entlang, beide Stifte bewirken gemeinsam die Unverschiebbarkeit dieser Zuhaltung um ihren Drehpunkt D, die Zuhaltung 2 läßt dann nur die niedrigen Stufen eines Schlüssels durch. Ist die wirkende Stufe aber hoch, so werden die Zuhaltungen nach Abb. 2 und 3, Taf. 23 gehoben, bis der Riegelstift z dem Schlitz nach dem Zuhaltungsfenster gegenüber steht, so daß er bei einer Verschiebung des Riegels durch den Schlitz bis zum Fenster gleiten kann, um dort den Riegel zu sperren.

Die Zuhaltung 1 (Abb. 3, Taf. 23) hat eine Nase n, die den Riegel in der Ruhelage durch den Riegelstift z sperrt; diese Zuhaltung muß durch stets dieselbe hohe Stufe so weit gehoben werden, daß der Stift z in den Schlitz eintreten kann, weicht also von den übrigen Zuhaltungen in der Bauart etwas ab.

Diese Einrichtung kann in Folge ihrer zweifachen Einstellbarkeit mit verschiedenen Schlüsseln arbeiten, die in der Verschlussstellung des Riegels eine verschiedene Sicherung herbei-

*) D. R. P. 112061.

führen, die nur nach dem Aufschließen, bei zurückgeschobenem Riegel wieder geändert werden kann, wenn ein anderer Schlüssel des Satzes verwendet wird.

Wendet man solche Schlösser bei Wechselschlössern an, deren Schlüssel bei zurückgeschobenem Riegel durch einen Dorn *d* an weiterer Drehung und Freigabe verhindert sind, so kann ein solches Schloß zwar immer nur mit demselben Schlüssel benutzt werden, da dieser Schlüssel ja nur bei herausgeschobenem Riegel und Beseitigung des Dornes aus dem Schlosse entfernt werden kann; geht aber dieser Schlüssel verloren, oder will man zwischen zwei Wechselschlössern Schlüssel mit anderen Stufen arbeiten lassen, so kann dies dadurch leicht erreicht werden, daß man das Schloß von den inneren Haken abhebt, wobei der Dorn *d* aus dem Schlosse entfernt wird, da er an dem Aufhängebleche sitzt. Der Schlüssel kann nun auch bei zurückgeschobenem Riegel aus dem Schlosse entfernt, und ein neuer Schlüssel mit anderen Stufen eingeführt werden, der anders gestufte Schlüssel nach Einhängen des Schlosses und Eingriff des Dornes *d* ausschließt.

Bei Verlust eines Schlüssels kann man einen Vorratschlüssel verwenden, man kann aber auch die Zuhaltungen bei Anordnung von zwei kleineren Öffnungen im Schließbleche mit einem einfachen Stechisen heben und den Riegel mit einem zweiten Stechisen, das in ein Loch des Riegels eingeführt wird, zurückschieben. In Abb. 7, Taf. 23 sind zwei solche Stechisen dargestellt, Abb. 4, Taf. 23 zeigt die Anordnung der Öffnungen für die Stechisen im Schließbleche.

In Abb. 5, Taf. 23 sind einige Schlüsselbärte mit verschiedenen Stufen dargestellt, die bei der Ausführung als Muster dienten. Abb. 6, Taf. 23 zeigt zugleich, wie die Abhängigkeit einer Kurbelbewegung von einem Wechsel der Schlüssel *L* und *R* abhängig gemacht werden kann. Die Riegel *l* und *r* sind an ihren Enden durch Aussparung, je eines Rechteckes so gestaltet, daß der Ansatz *a* eines nur mit dem Pfeile drehbaren Sperrades entweder durch den vorgeschobenen Riegel *l* oder *r* an einer Drehung verhindert wird. Wird bei dieser einfachen Anordnung Riegel *l* durch den Schlüssel *L* in die nicht sperrende Lage geschoben, so kann das Sperrad mit der Kurbel *W* um 180° gedreht werden. Nach dieser Drehung legt sich der Anschlag *a* in der Lage *a'* an den Riegel *r*. Da dieser nur mit dem Schlüssel *R* zurück geschoben werden kann und dieser nur nach einem Wechsel mit Schlüssel *L* zur Verfügung steht, so muß der Riegel *l* wieder in die sperrende Lage verschoben werden, damit Schlüssel *L* frei wird und gegen *R* eingetauscht werden kann. Nach Verschieben von *r* kann dann die Kurbel *W* wieder um 180° gedreht werden.

Die wiederholte halbe Drehung kann dazu benutzt werden, die Zugbewegung für ein Zählwerk, oder für das Stechen einer Uhr, oder zur Erzeugung von Stromstößen auszuführen. Da dieser Vorgang auch auf anderm Wege durchgeführt werden kann, handelt es sich hier nur um ein Beispiel zur Erörterung des Verfahrens.

Abhängigkeiten zwischen Wechselschlössern und Zählwerken oder Uhren können die Überwachung dieses Dienstes für die überwachenden Beamten möglichst einfach gestalten. Für diesen Dienst werden meist tragbare Uhren mit jedem Tag neu ein-

zulegenden Zifferblättern verwendet. Eine solche Überwachung ist insofern zweckentsprechend, als der Nachtwächter seinen Bezirk überwachen kann, ohne an vorgeschriebene Gänge gebunden zu sein, also wichtigere Stellen öfter und unter Festlegung der Zeitpunkte auf dem Zifferblatte zu besuchen im Stande ist. Hat der überwachende Beamte die Zeit und Ausdauer, diese Zifferblätter stets nachzuprüfen, so dürfte Überwachung durch derartige Uhren angezeigt sein. In der Regel wird aber solche Überwachung für die Beamten sehr lästig, besonders, wenn sie neben dem Hauptdienste ausgeübt werden soll. Um sie zu erleichtern, wird vielfach vorgeschrieben, daß die Wächter die Stationen in festgesetzter Reihenfolge aufsuchen. Dies ist oft auch für die Nachtwächter günstig, weil sie dadurch Gänge ersparen und am Verpassen einzelner Stationen verhindert werden. Derartige Erwägungen haben zu dem Bestreben geführt, den Besuch einer größeren Anzahl von Stationen im Ganzen festzustellen, um die Überwachung zu vereinfachen und den Besuch aller wichtigen Stellen durch den Wächter zu erzwingen.

Solche Ausführungen bewegen sich in zwei Richtungen, die eine läßt die Besuche der Stationen durch tragbare Schließwerke aufzählen, die andere durch elektrische Leitungen zwischen den Stationen. Tragbare Schließwerke oder Prüfschlösser in Verbindung mit ortfesten Uhren sind nur vereinzelt ausgeführt,*) Ausführungen mit elektrischen Leitungen sind häufiger. Bei diesen Anlagen müssen Stromschließer nacheinander betätigt werden, wenn der Strom für eine ortfeste Uhr unterbrochen oder geschlossen werden soll. Th. Wagner in Wiesbaden stellt elektrische Einrichtungen zum Überwachen der Wächter mit nur zwei Leitungen und gemeinschaftlicher Rückleitung für eine beliebige Anzahl von Überwachungsstellen her, bei denen aufzählendes Verzeichnen der Besuche zahlreicher Stellen durch die Wächter stattfindet, zugleich bei tunlichst geringer Zahl von Leitungen einfache Stromschließer ermöglicht werden.

Auch Epner in Breslau fertigt Anlagen an, bei denen nach Betätigung einer bestimmten Anzahl besonderer Stromschließer und eines Schlußschließers ein Stromschluß stattfindet, der eine Reihe von Besuchen gemeinsam bestätigt.

Solche Einrichtungen können durch Hintereinanderschalten von Wechslern in beliebiger Anzahl ersetzt werden, dabei fallen alle Unsicherheiten fort, welche mit vielen Stromschließern verbunden sind, man erhält Einrichtungen, die, wie bei dem Begange nach Abb. 1, Taf. 23, jahrelang ohne Störungen arbeiten und bei denen Störungen durch Verlust eines Schlüssels nach dem oben Gesagten einfach und schnell beseitigt werden können.

Außerordentlich einfach wird diese Überwachung durch Uhren mit Schreibeinrichtung nach Textabb. 1 und 2.

Eine Überwachung der Nachtwächter, die sich für kleinere Betriebe eignet, ist auf dem Rittergute Driebitz im Kreis Fraustadt eingeführt.

Die Überwachung mit einer tragbaren Uhr war dem Besitzer zu umständlich, der Wächter sollte zwar ständig unter Aufsicht stehen, der Herrschaft aber keine Mühewaltung erwachsen.

*) D. R. P. 18054, 36268, Klasse 42.

Abb. 1.

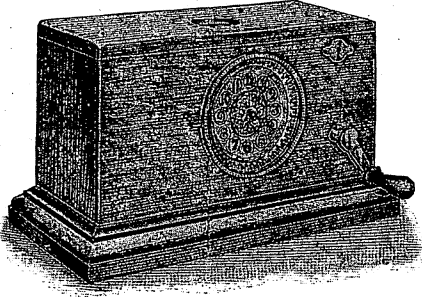
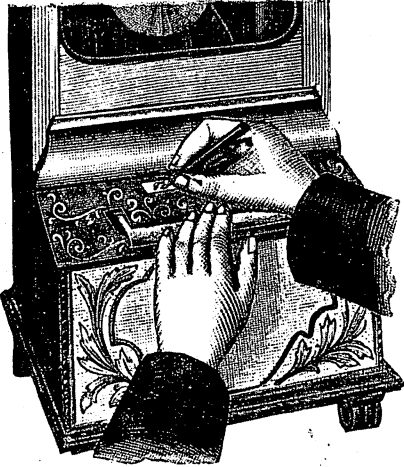


Abb. 2.



befindlichen Uhren täglich aufgezo- gen werden; beides wird leicht vergessen.

Dem Lieferer der Uhr wurden die folgenden Bedingungen gestellt.

Der Verfasser liefs eine Schwarzwälder Stiftenblattuhr in Verbindung mit einer Zugvorrichtung und drei Wechslern anfertigen, welche in verschließbare Kästen in den Außenmauern verschiedener Wirtschaftsgelände eingemauert wurden. Die Beschaffung der Uhr stiefs zunächst auf Schwierigkeiten. Bei den gewöhnlichen Stiftenblattuhren müssen die von dem Wächter aus dem Zifferblatte herausgeschobenen Stifte am andern Tage durch den Überwachenden wieder zurückgeschoben werden, die Uhr bedarf also täglicher Wartung, ferner müssen die im Handel

Die vom Wächter herausgeschobenen Stifte sollen nach einer gewissen Zeit von der Uhr selbst wieder eingeschoben werden.

Die Uhr muß mindestens acht Tage gehen, ohne aufgezo- gen zu werden.

Der Gang soll so genau sein, daß die Uhr als maßgebend für den Betrieb gelten kann.

Die Standuhr soll einen Schmuck des Zimmers bilden.

Nach einigen Bemühungen hat die Aktiengesellschaft Furtwängler und Söhne in Furtwangen für verhältnismäßig geringen Preis ein sehr gediegenes Werk in geschmackvollem Gehäuse mit versilbertem Zifferblatte geliefert, das die Bedingungen meisterhaft erfüllt. Die von dem Wächter in der Nacht herausgeschobenen Stifte bleiben bis nachmittags 5 Uhr stehen, von 5 bis 7 Uhr werden sie eingezogen, nach 7 Uhr können alle Stifte wieder herausgeschoben werden. Da der Dienst des Wächters in der Regel um 8 Uhr abends beginnt und zwischen 4 und 6 Uhr morgens endet, so bleiben die Stifte herausgeschoben etwa 12 st stehen. Das Zifferblatt bietet jeden Tag ein neues Bild der Tätigkeit des Wächters, da zwischen dem Herausschieben zweier Stifte stets ein Rundgang ausgeführt sein muß. Die Arbeit des Zurückschiebens der Stifte wird unter Überwindung einer Federkraft täglich auch dann geleistet, wenn keine Stifte herausstehen, so daß der Gang ungestört bleibt.

Der Bedingung, daß die Uhr zugleich als Hauptuhr des Hauses dienen soll, lag die Erwägung zu Grunde, daß ihre Bedeutung und Beachtung so über die einer blofs dem Nebenzwecke der Überwachung des Wächters dienenden hinaus gesteigert wird.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeine Beschreibungen und Vorarbeiten.

Saar-Kohlenbecken.

(J. Tribot Laspière, Génie civil 1917 II, Bd. 71, Heft 3, 21. Juli, S. 33, mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abb. 5 auf Tafel 20.

Das Saar-Kohlenbecken (Abb. 5, Taf. 20) erstreckt sich im Allgemeinen von Südwesten nach Nordosten, hat, soweit es gegenwärtig als abbaufähig betrachtet wird, ungefähr 70 km Länge, 36 km größte Breite und 155 500 ha Fläche. Zwei große Eisenbahnlinien kreuzen sich in seinem mittlern Teile im Bahnhofe Saarbrücken, eine nord-südliche von Trier nach Strafsburg und eine west-östliche von Metz nach Mannheim, das heißt vom lothringischen Eisenlager*) nach dem Rheine. Als Schiffahrtstrasse verfügt das Becken über die Saar, die es von Süden nach Norden durchfließt und auf 25 km stromaufwärts von Saarbrücken, 7 km abwärts bis Luisenthal als Kanal ausgebaut ist; sie verbindet sich so mit dem Saar-Kohlenkanale, der gerade nach Süden geht, und in der Mitte zwischen Nanzig und Strafsburg in den Rhein-Marne-Kanal mündet. Das Kohlenlager zerfällt in den rheinischen Teil mit 100 000 ha, den lothringischen mit 50 000 ha, den pfälzischen, durch eine Spitze

der Grenze in zwei Gebiete getrennten mit 5 500 ha im Ganzen. Das Lager ist im Südosten durch eine große Verwerfung nach der Trias in 2 000 m geschätzter Tiefe begrenzt, so daß gegenwärtig keine Ausbeutung möglich ist. Die Schichten fallen von dieser südöstlichen Grenze nach Nordwesten. Die Neigung beträgt zunächst 30°, dann vermindert sie sich. Auf dem linken Ufer der Saar ist die Neigung nach Westen sehr stark, dem entsprechend wächst die Dicke des Deckgebirges mit dem Vorrücken nach Westen. Wegen dieser großen Tiefe des Kohlengebirges in Lothringen und auch wegen des zu durchfahrenden wasserreichen Gebirges hat dieser Teil des Lagers bis jetzt bei Weitem nicht die Bedeutung des im Rheinlande liegenden. Außer der südöstlichen sind die Grenzen des Lagers nicht genau bekannt, die südwestliche ganz unsicher, sie ist in Abb. 5, Taf. 20 durch die Umrisslinie der bisherigen Mutungen angegeben. Unter dem Ausdrucke »Kohlengebirge« versteht man gewöhnlich die gleichlaufende permische Schichtenreihe, das wirkliche Kohlengebirge hat nur ungefähr 12 km größte Breite. Die neuesten Berechnungen der im Saarbecken noch verfügbaren Mengen sind von einem Ausschusse der geologischen Tagung in Toronto, Kanada, veranlaßt und 1913

*) Organ 1917, S. 48.

als Teil eines dreibändigen Werkes über die Kohlenquellen der Welt veröffentlicht. Der Verfasser des deutschen Teiles der Arbeit, Böker, nimmt 1 t/cbm Ertrag an, während in Wirklichkeit 1 cbm 1,25 t wiegt, und betrachtet nur die wirklich Kohle liefernden Schichten des alten Saarbeckens und die von Lothringen mit 70 cm und mehr Mächtigkeit als abbaufähig. Außerdem rechnet er je nach den Umständen 30 bis 50 % Abfall. Diese vorsichtigen Berechnungen ergaben im Ganzen 16 548 Millionen t. Die Kohlenförderung des Saarbeckens betrug 1913 im rheinischen Teile 12 406 536 t, im lothringischen 3 795 932 t, im pfälzischen 810 546 t, im Ganzen 17 013 014 t. Unter Annahme der Fortdauer dieser jährlichen Förderung würde demnach die Ausbeutung noch fast 1 000 Jahre dauern. Fast alle Bergwerke des rheinischen Teiles des Lagers gehören dem Staate. Der lothringische Teil wird nur durch Gesellschaften ausgebeutet. Das Gebiet des pfälzischen Teiles mit St. Ingbert gehört ganz, das andere teilweise dem bayerischen Staate.

Die Hüttenwerke auf dem Kohlenlager erzeugten 1913 1 374 534 t Roheisen, 2 079 825 t Rohstahl, 1 652 414 t fertige Stahlwaren. Alles Roheisen ist Thomas-Roheisen, da sich

das Saargebiet hauptsächlich mit Erz aus Lothringen versorgt; 1913 hat es 3 400 000 t daher bezogen. 148 250 t Roheisen wurden 1913 zu Guswaren, der übrige Teil mit ungefähr 1 226 000 t zu Stahl verarbeitet. Die Stahlwerke der Saar ergänzen ihren Bedarf an Roheisen aus ihren Hochöfen in Lothringen und Luxemburg. Von dem 1913 erzeugten Stähle waren 17 185 40 t Thomas-Stahl, von den übrigen 361 285 t war der größte Teil mit 342 352 t Martin-Stahl. Alles Roheisen und fast aller Stahl wird im rheinischen Gebiete erzeugt, das pfälzische hat nur das Stahlwerk St. Ingbert, das lothringische keine Hütte. 1913 erzeugten

	Roheisen	Stahl
Westfalen	t 8 209 000	10 112 000
Lothringen	„ 3 870 000	2 286 000
Saargebiet	„ 1 374 000	2 080 000
Andere Gebiete	„ 3 308 000	3 136 000
Deutschland	t 16 761 000	17 614 000
Luxemburg	„ 2 548 000	1 336 000
Deutschland und Luxemburg	t 19 309 000	18 950 000

B-s.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Umbau der Missouri-Brücke der Union-Pazifikbahn bei Omaha.

(Engineering 1917 I, Bd. 103, 8. Juni, S. 537. Mit Abbildungen.)

Der 1916 wegen Anwachsens der Lasten nötige Umbau der im Ganzen ungefähr 525 m langen, zweigleisigen Missouri-Brücke der Union-Pazifikbahn bei Omaha umfaßte völlige Erneuerung des Überbaues und teilweise Erneuerung der Pfeiler der Auffahrten. Die neuen Überbauten wurden südlich, stromabwärts neben der Brücke auf Gerüsten und hölzernen Anbauten der Pfeiler erbaut, die alten Überbauten auf nördliche Anbauten stromaufwärts gerollt und darauf die neuen Überbauten auch auf Rädern in ihre endgültige Lage bewegt*). Die neuen Überbauten mit 75 m langen Fachwerkträgern haben Bolzenknoten.

Das Aus- und Ein-Fahren erfolgte mit je einem vier-scheibigen Flaschenzuge für 50 mm dickes Seil an jedem Ende jedes Überbaues. Eine Flasche jedes Flaschenzuges war am Ende des nördlichen Anbaues des Pfeilers, die andere bei den alten Überbauten am Ende des Untergurtes, bei den neuen an einem Bolzen am Ende des Auflagerrostes befestigt. Auf jedem der fünf Pfeiler stand eine Winde, die drei mittleren holten zwei Seile zugleich ein; die Winden waren gegen den Seilzug nach den Pfeilern abgesteift.

Ein vierteiliges Rückseil verband die Überbauten mit dem festen Südende des Anbaues des Pfeilers und konnte zur Regelung des Ganges der Verschiebung beim Auslaufen aus der Winde gebremst werden. Um die anfängliche Reibung

*) Verfahren wie bei Barby, Organ 1910, S. 179, 194.

zu überwinden, wurden die Winden durch wagerecht oder geneigt an die Überbauten gesetzte Pressen unterstützt, Anhalten während des Ganges wurde tunlich vermieden, um die Pressen nicht wieder ansetzen zu müssen.

Zur Sicherung gleichförmiger Wirkung der über 300 m verteilten Winden waren im Ganzen sechs Winker mit roten Fahnen auf der Fahrbahn der Brücke aufgestellt, ein Vormann stand in der Mitte des neuen Bauwerkes in Sicht aller Winden und gab das Zeichen zum Heben aller Fahnen durch Hörzeichen, worauf alle Winden anliefen. Wärter auf allen Pfeilern beobachteten das Arbeiten der Rollen und Lager und riefen im Falle eines Hindernisses den Winker auf der Fahrbahn an, der seine Fahne senkte. Auf Weitergabe des Zeichens hielt der Vormann alle Winden an.

Die alten Überbauten werden ohne Gerüst unter Abstützung vom neuen Tragwerke aus abgebrochen. Die Teile werden durch einen Laufkran auf den neuen Obergurten entfernt. Nach Beseitigung der Fahrbahn werden die nördlichen, inzwischen von den südlichen und den neuen Überbauten gestützten Hauptträger abgebaut, dann folgen die südlichen ebenso. Die alten Überbauten sollen mit neuer, eingleisiger Fahrbahn anderwärts verwendet werden.

Die neue Brücke wurde von der Union-Pazifikbahn unter Leitung von E. E. Adams als Berater, R. L. Huntley und W. L. Brayton als Bauleiter entworfen und ausgeführt. Die Amerikanische Brücken-Gesellschaft war Unternehmerin für Herstellung und Aufstellung des Eisenwerkes. B-s.

Bahnhöfe und deren Ausstattung.

Drehscheibe mit elektrischem Antriebe für Lokomotiven.

(Engineering, Oktober 1917, S. 384. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 u. 7 auf Tafel 20 u. Abb. 4 bis 6 auf Tafel 21.

Aus dem Werke von Schneider und G. in Champagne an der Seine stammt ein elektrisch betriebener Schlepptwagen

für Lokomotivdrehscheiben. Das einachsige Triebfahrzeug nach Abb. 4 bis 6, Taf. 21 ist mit der Scheibe durch ein Kuppelgelenk, eine wagerechte und eine zur vordern Ecke des Daches geführte schräge Strebe verbunden. In einem aus \square -Eisen zusammengesetzten Rahmen hängt abgedeutet die gekapselte Trieb-

maschine, die sich mit langen, an den Lagerschilden angegossenen Armen auf die Triebachse stützt. Die Lagerarme tragen die Zwischenwelle des doppelten Stirnradvorgeleges. Die Getriebe sind sorgfältig eingekapselt. Das Triebad hat Flanschen auf beiden Seiten. Über dem Rahmen erhebt sich das geschlossene Führerhaus mit der Schaltwalze mit Umkehr- und Brems-Stufen, der Schalttafel für die ganze elektrische Ausrüstung und einem Tritthebel für die auf die Vorgelegewelle wirkende Scheibenbremse.

Der Schlepper kann an allen bei den französischen Staatsbahnen üblichen Lokomotivdreh scheiben von 14, 17, 20 und 23,5 m Durchmesser eingebaut werden. Der Strom wird durch den Königstuhl oder mit Auslegermast aus einer Oberleitung zugeführt, die über die Mitte der Scheibe gespannt ist. In letzterm Falle geht der Draht von der Oberleitung zu einem in Kugellagern leicht drehbaren Gehäuse mit den Schleifringen nach Abb. 6 und 7, Taf. 20, während die den Strom abnehmenden Bürsten in der auf dem Ausleger befestigten Grundplatte fest stehen.

Zu einer Drehung der Scheibe von 23,5 m Durchmesser und 180 t Tragfähigkeit braucht der Schlepper 87 sek, wobei 0,83 m/sek Geschwindigkeit gegen die ausbedungene 0,8 m/sek erreicht wird.

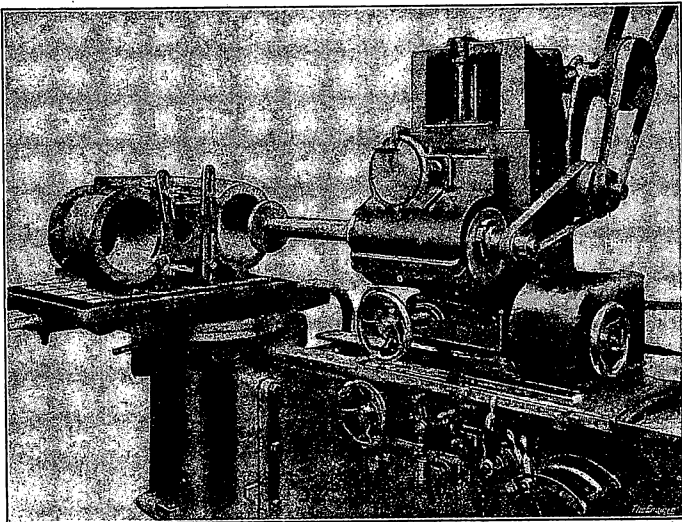
A. Z.

Schleifmaschinen für Dampfzylinder.

(Engineer, Oktober 1917, S. 320. Mit Abbildungen.)

Die Churchill Werkzeugmaschinen - Gesellschaft in Pendleton bei Manchester baut zwei Arten leistungsfähiger

Abb. 1.



Maschinen und Wagen.

Zahnräder nach Maag.

(Schweizerische Bauzeitung, September 1917, Nr. 12. Mit Abbildungen.)
Hierzu Zeichnungen Abbildung 9 und 10 auf Tafel 20.

Die neuartige Verzahnung nach Maag ist eine nach dem Abwälzverfahren hergestellte reine Evolventenverzahnung. Sie unterscheidet sich jedoch von der sonst gebräuchlichen dadurch, daß sie für jede einzelne Übersetzung besonders günstig ausgearbeitet ist. Bei der Herstellung werden nicht, wie bisher, die beim Laufe der fertigen Räder auftretenden Teilkreise zur

Schleifmaschinen mit wagerechter Schleifachse, die sich zum Ausschleifen von Dampfzylindern besonders eignen. Das Werkstück liegt auf einem quer zum Spindelschlitten verschiebbaren kräftigen Aufspanntische mit kreuzweise eingearbeiteten Nuten. (Textabb. 1.) Der Sockel unter dem Tische ist kastenförmig und mit dem kräftigen Bette des Werkzeugschlittens verschraubt. Das Planetengetriebe der Spindel erlaubt weitgehende Verstellung und äußerst feine Anstellung des Schleifrades. Die Spindel ist in einem breit geführten Schlitten auf große Länge gelagert und in der Höhe verstellbar. Für die Welle ist vierfacher Wechsel der Geschwindigkeit vorgesehen; der lang geführte Schlitten, der den Ständer für die Spindel trägt, wird selbsttätig, bei der kleinern Ausführung auch von Hand, gegen das Werkstück verschoben, wobei ebenfalls vier Arbeitgeschwindigkeiten möglich sind.

Die Maschinen haben Einscheiben- oder unmittelbaren elektrischen Antrieb. Sie bearbeiten Zylinder bis 508 mm Bohrung und 1270 mm Länge, und können für Naß- und Trocken-Schliff, in letzterm Falle mit Absaugung des Schleifstaubes, eingerichtet werden.

A. Z.

Brenner für die Heizung von Dampfkesseln mit Öl.

(Génie civil, November 1917, Nr. 20, S. 326. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 2 und 3 auf Tafel 22.

Abb. 2 und 3, Taf. 22 zeigen den »Omega«-Ölbrenner, der sich zum Zerstäuben von Petroleum und schwerer brennbaren Heizstoffen, Schwerölen und Teer gleich gut eignet. Der Heizstoff tritt bei a ein, die zerstäubende Prefsluft oder der Dampf bei c. Ein kegeliger Stift b regelt den Zufluß des Heizstoffes, der in Richtung der Pfeile durch Kanäle in der Zwischenwand f zur Mündung gerissen wird, wobei das hochgespannte Zerstäubemittel durch schräge Bohrungen g aus dem Mittelkanale d oder dem äußern Ringkanale zutreten kann. Der Brenner wird in vier Größen ausgeführt. Die beiden kleineren Bauarten arbeiten mit Petroleum und Prefsluft von 250 mm Wasser und verbrauchen 1500 l Luft auf 1 l Heizstoff. Für Rohteer und Pech werden 3000 l Prefsluft von 800 mm Wassersäule gebraucht. Diese Brenner eignen sich für Schmelz- und Glüh-Öfen. Die dritte, ausschließlich für Heizung von Dampfkesseln bestimmte Größe braucht 0,3 kg Dampf von 0,5 at oder 600 l Prefsluft zum Zerstäuben von 1 l Heizstoff, der dabei noch angesaugt wird. Eine vierte Ausführung, die mit Prefs gas, Prefs luft oder Dampf von 1,5 at arbeitet, braucht nur 100 l auf 1 kg Heizstoff.

A. Z.

Erzeugung der Zahnflanke benutzt, sondern andere, dem zu erreichenden Zwecke und den verwendeten Mitteln besser angepaßte. Hierbei können mit einem einzigen Werkzeugsatz von unveränderlichem Eingriffswinkel Verzahnungen mit beliebigem Eingriffswinkel und beliebiger Teilung geschnitten werden, auch wenn letztere nicht mit solchen der festgesetzten Satzwerkzeuge übereinstimmen.

Für sehr viele Übersetzungen wurden rechnerisch und zeichnerisch die günstigsten Verhältnisse des Eingriffes in bezug

auf kräftige Zähne, lange Zahnflanken, geringes Gleiten der Zähne und große Dauer des Eingriffes untersucht. Daraus ergaben sich Gesetzmäßigkeiten, die durch Gleichungen festgelegt wurden; nach den für alle Fälle passenden Gleichungen konnte eine lückenlose Übersicht aufgestellt werden, die Eingriffswinkel, Außendurchmesser und Abmessungen der Zähne für alle Übersetzungen von 3:3 und 3:∞ bis 50:50 und 50:∞ in stetiger Reihe enthält.

Für jede Übersetzung weist die Verzahnung andere Abmessungen und einen andern Eingriffswinkel auf; Räder gleicher Teilung können daher nicht, wie bei der bisher üblichen Evolventenverzahnung, als Satzräder beliebig gepaart, richtig zusammenlaufen, es sei denn, daß sie unter teilweisem Verzicht auf die besten Zahnformen und Verhältnisse des Eingriffes hierfür besonders gebaut werden.

Der Vergleich der Zeichnungen Abb. 9 und 10, Taf. 20 zeigt die Unterschiede einer Regel- und Maag-Verzahnung. Die Stärke der Zähne am Fusse ist bei ersterer geringer, bei letzterer größer, als im Teilkreise. Der nach Maag geschnittene Zahn hat annähernd gleiche Festigkeit gegen Biegen, ist daher gegen Bruch sehr widerstandsfähig. Aus den Abbildungen geht hervor, wieviel größer die arbeitenden Zahnflanken beim Maag-Zahnrad sind; sie reichen vom Kopfe bis in die Nähe der Fufskreise, so daß sich die Abnutzung auf eine größere Fläche verteilt, als bei anderen Verzahnungen.

Ein wesentlicher Unterschied besteht in der Art der Abwicklung beider Verzahnungen. Sie ist bei der Regelverzahnung wegen der starken Längenunterschiede der zusammen arbeitenden Flanken vorwiegend gleitend, bei den besser ausgeglichenen Verhältnissen der Verzahnung nach Maag vorwiegend rollend. Hieraus folgt für letztere eine wesentlich geringere und gleichmäßigere Abnutzung und bessere Nutzwirkung.

Endlich fällt die geringere Krümmung der Zahnflanke gegenüber der Regelverzahnung auf, wodurch der Flächendruck geringer, die zulässige Belastung also höher wird.

Zur Herstellung der neuartigen Verzahnung sind außerordentlich leistungsfähige und genau arbeitende Werkzeuge und Maschinen für das Abwälzverfahren neu durchgebildet, so daß genaueste Erzeugung durch Hobeln und Schleifen möglich ist.

Die Quelle bespricht noch die Anwendung der Maag-Verzahnung in den einzelnen Zweigen des Maschinenbaues. Im Straßenbahnbetriebe sind mit gehärteten und geschliffenen Ritzeln nach Maag an Bahn-Triebmaschinen gute Erfahrungen gemacht. Diese Art der Verzahnung wird sich daher auch für die hoch beanspruchten Getriebe der elektrischen Lokomotiven besonders eignen, deren Dauer erhöhen und damit die Kosten für Erhaltung und Ersatz mindern.

A. Z.

Selbsttätige Vorrichtung zum Nachstellen von Bremsen.

(Annalen für Gewerbe und Bauwesen, Oktober 1917, Heft 8, S. 95. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen, Abb. 4 bis 7 auf Tafel 22.

Bei allen mit Saug- oder Prefs-Luft betriebenen Bremsen ist die Länge des Kolbenhubes im Bremszylinder beim Anziehen der Bremse von großer Bedeutung für die Nutzwirkung der Bremse und die Beherrschung des Zuges. Bei Untersuchung

einer selbsttätigen Bremse nach Westinghouse wird gefunden, daß kurze Kolbenhübe besonders rasche Wirkung haben bei geringer Minderung des Druckes in der Hauptleitung und höherem Drucke im Bremszylinder. Die Unterschiede bei verschiedenen großen Kolbenhüben sind sehr erheblich, von drei Zylindern mit 100, 200 und 275 mm Kolbenhub ist der Druck des Bremskolbens im ersten 2,5 mal so groß, wie im zweiten, der dritte gibt nicht genügend Kraft zum Anziehen der Bremse.

Die Westinghouse-Bremse ist richtig eingestellt, wenn der für eine Betriebsbremsung richtige Klotzdruck nach etwa 200 mm Kolbenweg erreicht ist; der Überdruck im Bremszylinder beträgt dann etwa 3,5 at.

Die Nutzwirkung der Bremse wäre dann am größten, wenn die Bewegung des Bremskolbens immer auf 200 mm zu halten wäre. Das ist wegen der Abnutzung der Klötze nicht ohne Weiteres möglich, das Nachstellen der Bremsen in gewissen Zeitabständen verursacht erhebliche Kosten. Vorrichtungen zum selbsttätigen Nachstellen sind zwar in großer Anzahl erfunden, aber nicht in größerem Umfange eingeführt*). Sie beruhen auf dem Gedanken, die Nachstellung durch ein bestimmtes Glied, etwa den Kolben des Bremszylinders oder Zwischenhebel, in Tätigkeit zu setzen, wenn dies Glied bei der Bremsung einen bestimmten Weg zurückgelegt hat. Die Quelle legt das Unrichtige dieses Gedankens an einem Beispiele dar; das Bremsgetriebe ist nicht starr, sondern federt, sobald die Bremsklötze den Radreifen berühren und Spannung im Gestänge erzeugen.

Im Gegensatz zu derartigen Vorrichtungen wirkt die Bauart der »Svenska Aktiebolaget Bremsregulator« in Malmö so, daß der Weg des Bremskolbens beim Anziehen der Bremse bis zum Anliegen der Bremsklötze gleich bleibt. Die Regelung der Spielräume zwischen den Bremsklötzen und den Radreifen ist also unabhängig von der Bremskraft und der Dehnung des Gestanges.

Die Vorrichtung ist mit einem Teile der Bremseinrichtung so verbunden, daß die Spielräume beim Anziehen der Bremse vor Erhöhung des Bremsdruckes nachgestellt werden und die dann eintretende Spannung im Bremsgestänge dazu benutzt wird, die Verkleinerung der Spielräume zu begrenzen. Hierzu ist die Vorrichtung nach Abb. 7, Taf. 22 so mit einem Schraubenschlosse verbunden, daß dieses beim Anziehen der Bremse in der die Spielräume verringernden Richtung gedreht wird und daß der Antrieb mit einem nachgiebigen Hülfssteile in Verbindung steht, der die Bewegung aufnimmt, wenn die Reibung im Schraubenschlosse seine Drehung hemmt.

In der Ausführung nach Abb. 7, Taf. 22 sind die Bremshebel 1. und 2 mit den Bremsstangen in der üblichen Weise verbunden. Das Schraubenschloß vereinigt die beiden Enden 3 und 4 der Zugstange zwischen den Hebeln 1 und 2 so, daß eine Drehung nach rechts eine Verkürzung ihres Abstandes und damit eine Verkleinerung der Spielräume bewirkt. Ein Gestänge 6, 7, 8 und 9 wird von der Stange des Bremskolbens angetrieben und überträgt die Bewegung durch das Rohr 24 und die Schraubensfeder 10 (Abb. 4 und 5, Taf. 22) auf

*) Organ 1886, S. 214.

das Sperrwerk 16, 17, 18, 19 und 20 des Schraubenschlosses. Bewegt sich der Bremskolben beim Anziehen der Bremse nach rechts, so geht die Stange 7 nach unten und dreht das Rohrstück 24 nach rechts, also in der Richtung auf Verkleinerung der Spielräume. Die Schraubenfeder 10 ist mit dem Rohre 24 durch den Zapfen 22 fest verbunden, und steht am andern Ende durch den Zapfen 23 mit dem Ringe 19 in Verbindung. Dadurch wird eine Drehung von 24 auf den Ring 19, weiter nach der Schraubenfeder 16 und der mit dem Rohre 15 des Schraubenschlosses fest verbundenen Hülse 18 übertragen, wodurch das Schraubenschloß eine Drehung nach rechts erfährt. Zurückdrehen beim Lösen der Bremse wird durch die andere kleine Feder 17 verhindert, die der Feder 16 entgegengesetzt gewunden ist, mit einem Ende an der Feder 16 liegt, mit dem andern in die mit der Stange 3 fest verschraubte Hülse 20 eingeführt ist. Die Hülsen 18, 19 und 20 haben innen gleichen Durchmesser, die Federn 16 und 17 sind mit etwas größerem Durchmesser eingepreßt. Die Mutter 5 des Schraubenschlosses ist mit dem Rohre 15 fest verbunden. Rohr 25 schützt das Gewinde der Stange 4 gegen Nässe und Staub. Die Federn 16 und 17 gestatten nur Drehung in je einer Richtung, sie suchen bei entgegengesetzter Drehung ihren Durchmesser zu vergrößern und hemmen das Rückdrehen durch Reibung an den Hülsen.

Mit der Kolbenstange wird der Bolzen 12 (Abb. 7, Taf. 22) und der Winkelhebel 8 vorwärtsbewegt, die mit dem Bremszylinder fest verbundene Zugstange 6 zieht dabei den Hebel 8 etwas an, wodurch die Stange 7 die Klammer 9 nach unten dreht. Letztere nimmt die Hülse 24 und diese die Feder 10 (Abb. 4 und 5, Taf. 22) mit. Sind die Spielräume klein, so legen sich die Bremsklötze sofort an die Radreifen, und es entsteht bei fortgesetzter Bremsung Zug im Gestänge 3 und 4, somit auch im Gewinde des Schraubenschlosses. Die durch den Zug hervorgerufene Reibung im Gewinde hindert die weitere Drehung des Schlosses, die Feder 10 übernimmt allein die weitere Drehung des Rohres 24. Sind dagegen die Spielräume der Bremsklötze zu groß, so wirkt zu Beginn des Bremsens keine Spannung im Gestänge 3 und 4, da das Ausgleichen der Spielräume mehr Zeit erfordert. Die Drehung der Hülse 24 wird dann durch die Feder 10, die Hülse 19 und die Feder 16 auf die Schraubenhülse 18 übertragen, dadurch das Schraubenschloß 15 und 5 nach rechts gedreht. Hierdurch wird der Abstand der Hebel 1 und 2 verkürzt und damit ein Ausgleich der Spielräume herbeigeführt. Die Feder 17 wird dabei im Sinne ihrer Spannung gedreht, ihr Durchmesser verkleinert sich und hindert die Drehung der Hülse 18 nicht. Sind die Spielräume ausgeglichen, so entsteht Zug im Gestänge 3 und 4, und die Drehung des Schraubenschlosses wird gehemmt.

Beim Lösen der Bremse wird das Rohr 24 zurückgedreht, das Schloß kann aber die Drehung nicht mitmachen, da es durch die Feder 17 gehemmt wird, die dabei das Bestreben hat, sich zu entspannen, ihren Durchmesser zu vergrößern, und so die Hülsen 18 und 20 fest verbindet.

Bei der Anordnung nach Abb. 6, Taf. 22 ist das Schraubenschloß unmittelbar auf die Zugstange einer Saugbremse ge-

schraubt und von einem Arme betätigt, der am schwingbaren Winkelhebel befestigt ist. Beim Bremsen bewegt sich die Kolbenstange abwärts, wobei der Arm das Rohr 24 nach rechts dreht. Die weitere Wirkung erfolgt dann sinngemäß.

Die größte Länge des Bremsweges hat nach den beschriebenen Beispielen nichts mit der Nachstellvorrichtung zu tun. Diese wirkt nur solange, bis die durch den Verschleiß hervorgerufenen Spielräume ausgeglichen sind. Das Nachstellen erfolgt daher unabhängig vom Einflusse der Dehnung im Gestänge, Veränderungen der Bremskraft üben daher im Gegensatze zu anderen Ausführungen keine Wirkung auf das Gestänge aus.

Die Vorrichtung ist bei Haupt- und Straßen-Bahnen in Schweden, Norwegen und Dänemark mit gutem Erfolge im Betriebe und wird in der Schweiz erprobt. A. Z.

Zementkanone.

(Génie civil 1917 I, Bd. 70, Heft 26, 30. Juni, S. 42, mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 11 bis 13 auf Tafel 20.

Abb. 11 bis 13, Taf. 20 zeigen die neueste Bauart der in den Vereinigten Staaten von Nordamerika zur Ausführung von Zementbekleidungen verwendeten Zementkanone*). Sie besteht aus einem fahrbaren Behälter aus zwei durch Klappen C und C' geschlossenen Teilen R und R'. Der obere Behälter R' dient zur Einführung der trockenen Mischung von Zement und Sand. Am Boden des untern Behälters R befindet sich ein von einem Zapfen p getragenes Zahnrad D, das durch eine in ein Schneckenrad r eingreifende Schnecke v gedreht wird. Die Zähne des Rades D bilden ebenso viele kleine Tröge, die nach einander zwischen ein Preßluft zuführendes Rohr a und ein Auslaßrohr b kommen, an das die die Mörtelmischung an die zu überziehende Fläche werfende Schlauchleitung angeschlossen wird. Die Vorrichtung wird durch eine Luftpumpe und eine Preßwasserentnahme vervollständigt. Nachdem die Behälter R und R' bei geöffneten Klappen C und C' mit der trockenen Mischung von Sand und Zement gefüllt sind, schließt man die untere Klappe C mit dem Handhebel l und läßt die Preßluft in den Behälter R, wodurch die Klappe C verschlossen gehalten wird. Darauf öffnet man den Hahn E, der die Preßluft durch die Rohre a und b führt, dann den Hahn F, der das Verteilungsrade D in Gang setzt. So oft ein mit trockener Mischung gefüllter Trog dieses Rades vor dem Auslaßrohre b vorbei kommt, wird die Mischung durch dieses in das angeschlossene Schlauchrohr geworfen. Um die Maschine wieder zu beladen, braucht sie nicht angehalten zu werden. Man braucht nur die untere Klappe C zu schließen, darauf die obere C' zu öffnen und in den Behälter R' eine neue Menge der Mischung einzuführen, die man dann durch das Spiel der Klappen C und C' in den Behälter R gehen läßt. Das Wasser zur Bereitung des Mörtels wird mit den festen Bestandteilen erst in dem Augenblicke gemischt, wo sie aus dem Auslaßrohre b treten. Zu diesem Zwecke trägt das Ende dieses Rohres ein hohles Ringstück als Ende eines Wasserrohres mit Löchern für den Zutritt des Wassers zu der Sand- und Zement-Mischung. B—s.

*) Orgah 1912, S. 425.

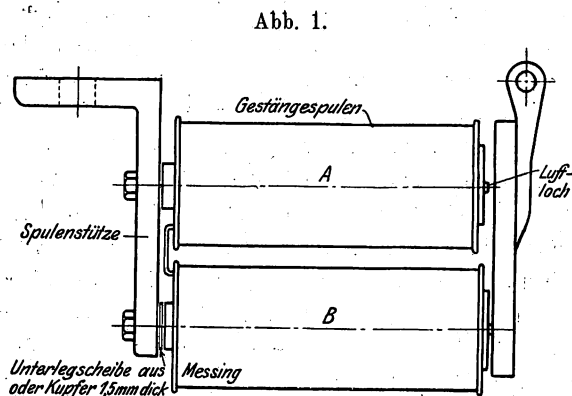
Signale.

Verhütung des durch magnetischen Rückstand bewirkten Festbleibens eines Signales auf »Fahrt«.

(A. Gemmill, Railway Signal Engineer 1917, Bd. 10, Heft 12, Dezember, S. 354, mit Abbildung.)

Um die Gefahr zu vermindern, daß ein Signal durch magnetischen Rückstand in den Eisenkernen der Gestängespulen auf »Fahrt« festgehalten wird, empfiehlt A. Gemmill, eine höchstens 1,5 mm dicke Unterlegscheibe aus Messing oder Kupfer zwischen den Eisenkern der untern Spule B (Textabb. 1) und die Spulenstütze zu legen.

B—s.



Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Regelung des Druckes bei Prefswasser-Gleisbremsen.

D. R. P. 300344. E. Fröhlich in Mainz.

Hierzu Zeichnungen Abb. 4 und 5 auf Tafel 19.

Der durch das Gewicht des Wagens erzeugte hohe Bremsdruck wird durch Veränderung des von der Prefswasserleitung gelieferten geringern Druckes geregelt. Dabei kann die Stärke des Bremsdruckes von dem die Vorrichtung bedienenden Wärter, wie beim unmittelbaren Bremsen, nach der Rückwirkung des Steuerhebels gefühlmäÙig beurteilt werden, so daß keine Anzeigevorrichtung nötig ist. Daraus ergibt sich einfache Handhabung, die die gleichzeitige Beobachtung des Verschiebens nicht hindert.

In das Gehäuse a ist der Kolben b mit dem Rückschlagventile c eingesetzt (Abb. 4, Taf. 19). Der Niederdruckraum d ist mit der Pumpenleitung e und mit der Abwasserleitung f verbunden; an den Hochdruckraum g ist die zur Gleisbremse führende Leitung h angeschlossen. Zwischen den Niederdruckraum d und die Pumpenleitung e ist das Rückschlagventil i gesetzt, das mit dem durch den Steuerhebel k bedienten Kolben l entgegen dem Pumpendrucke geöffnet werden kann. Durch eine Verschiebung des Kolbens l in entgegengesetzter Richtung wird die Abwasserleitung f geöffnet.

Beim Öffnen des Ventiles i strömt das Prefswasser aus der Leitung e in den Niederdruckraum d und durch das Rückschlagventil c und den Hochdruckraum g zur Bremsleitung h. Zugleich verschiebt sich der Stufenkolben b, die Bremsschienen der Gleisbremse werden dadurch gehoben und die Bremse in Bereitschaft gestellt. Fährt nun ein Wagen über die Bremse, so drückt sein Gewicht die Bremsschienen und damit den Bremskolben herab; dadurch wird in der Bremsleitung h und in dem Hochdruckraume g ein dem Gewichte des Wagens entsprechender Druck erzeugt. Das Rückschlagventil c hat sich inzwischen geschlossen, so daß aus dem Hochdruckraume g kein Wasser entweichen kann. Ist nun der Bremsdruck zu hoch, kann die Abwasserleitung f mit dem Steuerhebel k und dem Kolben l geöffnet werden, so daß das Wasser im Niederdruckraume d abströmt, der Kolben b sich senkt und der Druck im Hochdruckraume und in der Bremsleitung niedriger wird. Sollte dabei der Bremsdruck zu niedrig werden, so kann umgekehrt durch Absperren der Abwasserleitung f und durch Öffnen des Ventiles i mit dem Kolben l Prefswasser aus der Pumpenleitung e in den Niederdruckraum d gelassen werden, so daß der Stufenkolben b durch die Übersetzung entgegen dem durch das Gewicht des Wagens im Hochdruckraume g erzeugten Drucke gehoben und damit dieser Druck im Raume g und in der Bremsleitung h wieder erhöht wird. Der auf den Kolben l wirkende und auf den Steuerhebel k übertragene Wasserdruck

des Niederdruckraumes d gibt dem die Vorrichtung Bedienenden einen Maßstab für die Regelung. G.

Vorrichtung zum Schließen von Türen.

D. R. P. 298120.

Linke-Hofmann-Werke, Breslauer Aktien-Gesellschaft für Eisenbahnwagen-, Lokomotiv- und Maschinenbau in Breslau.

Hierzu Zeichnung Abb. 8 auf Tafel 20.

Der an dem Triebmittel a (Abb. 8, Taf. 20) nach Art einer Klinke angeordnete Mitnehmer b wirkt auf das auf der Stange d entgegen der Spannkraft der Feder k verschiebbare Widerlager c, er bewegt die Tür durch die Stange d in der angedeuteten Pfeilrichtung. Ein Anschlag j an der Tür schwenkt den Mitnehmer b aufwärts. Um bei eintretender Hemmung der Türbewegung die Sperrung der Tür und dann die Ausschaltung der Bewegungsvorrichtung herbeizuführen, ist die Tür mit einer an der Türkante entlang laufenden Stoffschiene e versehen. Diese wirkt durch Winkelhebel auf eine Schiene h, die an ihrem oberen Ende die schwingbare Sperre g trägt, deren einer Arm durch eine Schiebestange m mit der in den oberen Türansätzen verschiebbar gelagerten Stange d gelenkig verbunden ist. Die Gleitbewegung erfolgt unter Einwirkung der gewöhnlich gespannten Feder l, sobald der Mitnehmer b das Widerlager c freigibt. Oberhalb der Tür ist eine Zahnstange i angeordnet, in die das Sperrglied einrückt, sobald der Sperrvorgang stattfindet. Die Schiene h kann auch durch den Türgriff f in die Sperrlage übergeführt werden.

Wird in der Pfeilrichtung ein Druck auf die Schiene e der in Bewegung gesetzten Tür ausgeübt, so hebt sich die Schiene h und das Sperrglied g rückt in die Zahnstange i. Da jedoch das Verschiebemittel a seine Bewegung fortsetzt, drückt der Mitnehmer c die auf der Stange d befestigte Feder k zusammen, und der Anschlag j setzt nun die Klinke b außer Eingriff mit dem Mitnehmer c. Durch die auf der Stange d sitzende Feder l wird diese Stange nach links bis zum Anliegen am Anschlage j verschoben. Bei dieser Gleitbewegung der Stange d wird durch die Schubstange m das Sperrglied g umgelegt, wodurch der Eingriff in die Zahnstange i aufgehoben wird. Die Tür kann dann beliebig bewegt werden. Die Feder l hat eine geringe Spannung, die ausreicht, um die Stange d und die Schubstange m zu bewegen. In der Ruhe kann die Tür wie eine gewöhnliche Schiebetür nach jeder Richtung frei bewegt werden.

Das Sperrglied ist also nur während des Verschiebens einschaltbar, weil bei ausgelöster Klinke b das Widerlager c am Anschlage j anliegt und die Stange d eine Lage einnimmt, in der das Sperrglied g so umgelegt ist, daß es nicht in die Zahnstange i eingerückt werden kann. G.