

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. LVI. Band.

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

12. Heft. 1919. 15. Juni.

### Speicherung von Arbeit in Heißwasser nach Lamm in der feuerlosen Lokomotive.

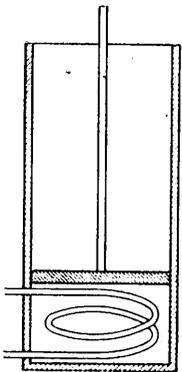
Dr. K. Schreiber, Aachen.

Hierzu Zeichnung Abb. 1 auf Tafel 20.

#### 1. Der rechnerisch einfache Umlauf.

Zur Berechnung der Arbeit, die aus der Wärme des Speichers der gewöhnlichen feuerlosen Lokomotive erhalten werden kann, denke man sich diese als Maschine nach Papin (Textabb. 1) ausgeführt. In einem Zylinder bewegt sich ein Kolben reibungsfrei; der Zylinder enthält unten 1 kg Wasser, auf dem der Kolben steht, so daß sich zwischen beiden weder Luft noch Dampf befindet. Dem Wasser wird durch eine

Abb. 1.



Schlange Wärme zugeführt oder entzogen; gegenüber Papin ist die Heizfläche vergrößert. Von allen festen Bauteilen wird vorausgesetzt, daß sie Änderungen der Wärmestufe\*) ohne Aufnahme oder Abgabe von Wärme folgen und daß sie, je nach der Zustandänderung des Inhaltes bald vollkommen dicht, bald vollkommen durchlässig für Wärme sind. Das Wasser ist bei Beginn des Vorganges  $t_0$  warm und der Kolben so belastet, daß das Wasser gerade unter dem  $t_0$  entsprechenden Dampfdrucke  $p_0$  steht. Unter fortwährendem Gleichgewichte zwischen Kolbenbelastung und

Dampfdruck bewegt sich der Kolben ohne Zu- oder Abführung von Wärme vorwärts. Dann entsteht während dieser Zustandänderung aus dem heißen Wasser Dampf, während sich das Wasser abkühlt. Wegen des Zusammenhanges zwischen Druck und Wärme und der unendlichen Durchlässigkeit sind die Wärmestufen des Wassers und des Dampfes stets gleich. Die Änderung geht vor sich, bis der Druck  $p$  der freien umgebenden Luft und die diesem entsprechende Stufe  $t$  erreicht sind. Der in Dampf verwandelte Bruchteil des Wassers, die »Trockenheitszahl«, das Verhältnis des dampfförmigen Anteiles zur ganzen Menge am Ende der Zustandänderung sei  $x_0$ .

Strömt jetzt Kühlwasser durch die Schlange, so wird, während der Druck unverändert erhalten wird, eine Dampfmenge  $\Delta x_1$  sich verflüssigen und der Kolben um den dieser Dampfmenge entsprechenden Rauminhalt  $\Delta v = (v - \varphi) \Delta x_1$  sich zurück-

bewegen, wenn  $v$  den Rauminhalt von 1 kg Dampf auf der Grenzlinie der größeren Werte von Rauminhalt, von Verwandlungsinhalt, kurz auf der größeren,  $\varphi$  der Rauminhalt von 1 kg Wasser auf der kleineren Grenzlinie ist. Dann möge durch Zuführung an Arbeit von außen der noch vorhandene Dampfinhalt zu Flüssigkeit gepreßt werden. Da dabei die Arbeit in Wärme verwandelt, und die Verdampfwärme frei wird, so wird das Wasser wärmer, und damit auch der Druck stärker. Diese Verdichtung soll so geregelt sein, daß stets Gleichgewicht zwischen Dampfdruck und Kolbenbelastung vorhanden ist. Auch hier wird der einfachen Rechnung wegen für das Wasser unendliche Leitfähigkeit oder eine unendlich schnell wirkende Mischvorrichtung vorausgesetzt, so daß das Wasser überall dieselbe Wärmestufe hat und auch mit dem Dampfe stets im Gleichgewichte der Wärme steht.

Ist alles verflüssigt, so sei die Stufe  $t_1$  erreicht. Durch Zuführung von Dampf durch die Schlange wird jetzt das Wasser wieder bis auf  $t_0$  erwärmt. Da der Inhalt der Flüssigkeit als unabhängig von der Wärmestufe anzusehen ist, namentlich, wenn es sich nur um geringe Wärmeunterschiede handelt, so wird auf diesem Teile des Umlaufes keine Arbeit geleistet.

Die Druck-Inhalt-Linien dieses Umlaufes zu zeichnen, hat keinen Zweck, da man aus ihr für die Verwandlung von Wärme in Arbeit nichts erkennt und bei der wirklichen Ausführung doch von der Maschine nach Papin abgesehen werden muß. Anders dagegen ist es mit der Darstellung von Wärmestufe und Verwandlungsinhalt\*), die viele Aufschlüsse gibt.

Die Anwendungen der Dampfmaschine benutzen meist recht trocknen oder überhitzten Dampf. Deshalb wird diese Darstellung bei den meisten Vorgängen in der Nähe der größeren Grenzlinie angewendet. Beim Heißwasserspeicher ist aber die Trockenheitszahl sehr klein, am Anfange des Umlaufes sogar Null, also ist die Darstellung in der Nähe der kleineren Grenzlinie zu benutzen.

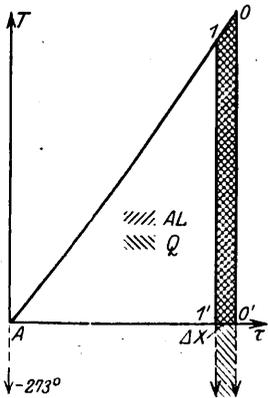
In Textabb. 2 ist AO der in Frage kommende Teil der kleineren Grenzlinie, bei A wird die Grenzlinie von der Wärmelinie geschnitten, die dem Siedepunkte des Wassers unter 1 at entspricht. Die erste beim Zustande O beginnende Zustand-

\*) Die Ersetzung der bisher üblichen Fachausdrücke ist durch die Schriftleitung vorgenommen.

\*) Wärmegewicht oder »Entropie«.

änderung führt keine Wärme ab oder zu, ist durch eine Senkrechte zur Achse des Verwandlungsinhaltes dargestellt und endet bei O'. Die zweite Zustandsänderung verläuft auf der durch A gehenden Achse des Verwandlungsinhaltes und endet bei 1', die dritte führt wieder keine Wärme ab oder zu, sie geht durch den Wert 1' und erreicht die Grenzlinie in 1. Die letzte Zustandsänderung findet unter Wärmezuführung auf der kleinern Grenzlinie statt und führt zum Ausgangspunkte O zurück.

Abb. 2.



Da nach dem Gesagten alle Zustandsänderungen unter Gleichgewicht von Druck und Wärmestufe vor sich gehen, so ist der ganze Umlauf umkehrbar\*), für ihn gelten beide Sätze der Wärmelehre, nämlich:

Gl. 1) . . . . .  $\Delta \Delta L_1 = (q_0 - q_1) - \Delta x_1 \cdot r$ ,  
 Gl. 2) . . . . .  $\tau_0 - \tau_1 = \Delta x_1 \cdot r : T$ .

Hierin ist:

- $\Delta \Delta L$  die während des Umlaufes gewonnene Arbeit in Wärmemaß gemessen;
- $q$  die Flüssigkeitwärme auf der kleinern Grenzlinie, und zwar  $q_0$  im Zustande 0 und  $q_1$  im Zustande 1;
- $\Delta x_1$  die Änderung der Trockenheitszahl während der dritten Zustandsänderung;
- $\tau$  die Änderung des Verwandlungsinhaltes während der Zufuhr von Wärme auf der kleinern Grenzlinie, und zwar gehört  $\tau_0$  zum Zustande 0 und  $\tau_1$  zum Zustande 1;
- $r : T$  die Änderung des Verwandlungsinhaltes während der Verdampfung von 1 kg Wasser unter 1 at Druck.

Gl. 1) besagt, daß die gewonnene Arbeit gleich dem Unterschiede der zu- und abgeführten Wärme ist, Gl. 2), daß wegen der Umkehrbarkeit die Änderung des Verwandlungsinhaltes während der Zufuhr gleich der während der Abgabe von Wärme ist.

Aus Gl. 2) erhält man

Gl. 3) . . . . .  $\Delta x_1 = (\tau_0 - \tau_1) \cdot T : r$  und damit aus Gl. 1)  
 Gl. 4) . . . . .  $\Delta \Delta L_1 = (q_0 - q_1) - (\tau_0 - \tau_1) \cdot T$ .

**2. Bisherige Arten der Behandlung der Speicherung von Arbeit in Wasser.**

Bei den bisherigen Bearbeitungen des Speichers nach Lamm hat man sich stets auf die Aufgabe beschränkt, die Dampfmenge festzustellen, die aus dem heißen Wasser entstehen kann, nie die Frage nach der durch Dampfentwicklung zu gewinnenden Arbeit gestellt. Deshalb hat man auch in Gl. 1) die linke Seite vergessen, die Dampfmenge also falsch errechnet: die verschiedenen aufgestellten Gleichungen unterscheiden sich nur in der Bildung des Nenners. Dabei findet man die verschiedenartigsten Auffassungen. Bald tritt die Verdampfwärme, bald der Wärmehalt auf, bald ein Mittel-

wert dieser Größen zwischen  $t_0$  und  $t$ , bald zwischen  $t_1$  und  $t$ ; alle zeigen denselben Fehler, daß  $\Delta \Delta L_1 = 0$  gesetzt wird. Man will ja gerade Arbeit aus dem Wasser erhalten, also darf man sie im ersten Satze nicht vernachlässigen.

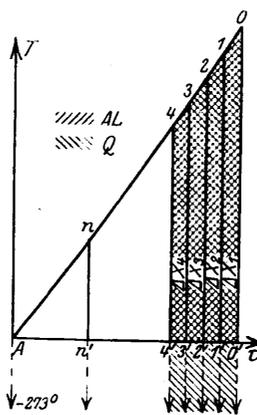
Veranlaßt ist dieser Fehler wohl durch die verbreitete Auffassung, daß man unter Dampfmaschine nur Zylinder und Kolben mit Zubehör versteht, und den Kessel als eine selbstständige Einrichtung betrachtet, die mit Zylinder und Kolben nichts zu tun hat.

**3. Weitere Annäherung an die Wirklichkeit.**

Bei dem oben beschriebenen einfachen Umlaufe erhält man nur eine geringe Menge Arbeit, ehe man wieder zur Aufwärmung des Speichers schreitet. Man kann aber dieses Aufwärmen bis nach Gewinnung einer größern Menge aufschieben, indem man dem ersten Umlaufe einen zweiten anschließt, ohne aufzuwärmen.

Ist man durch Niederschlagen des Dampfes in 1 (Textabb. 3) angekommen, so läßt man die Maschine einen ähnlichen Umlauf vollziehen wie eben. Man geht ohne Ab- und Zufuhr von Wärme von 1 bis zur Achse des Verwandlungsinhaltes durch A, verflüssigt die Dampfmenge  $\Delta x_2$  unter 1 at und verdichtet den noch übrig bleibenden Teil des Dampfes, bis man in 2 wieder die Grenzlinie erreicht hat. Dasselbe wiederholt man in einem dritten und in weiteren Umläufen. Die zu gewinnende Arbeit wird nach Textabb. 3 mit jedem Umlaufe größer.

Abb. 3.



Ist man beim letzten der so zu erreichenden Punkte auf der Grenzlinie angekommen, so führt man durch die Schlange die ganze Wärmemenge  $q_0 - q_n$  mit einem Male zu, und ist dann wieder am Ausgange angelangt.

Die Arbeit eines solchen Umlaufes ist wie nach Gl. 3) zu berechnen, die ganze Arbeit erhält man durch Zusammenzählen aller Einzelarbeiten.

In der Wirklichkeit ist das Verfahren aber noch etwas anders. Man hat keine Maschine nach Papin, in der die Wassermenge stets ungeändert bleibt; der Dampf, der gearbeitet hat, pufft vielmehr aus und die für den nächsten Umlauf zur Verfügung stehende Wassermenge wird kleiner. Man denke sich in Textabb. 1 über dem Wasserspiegel einen Hahn angebracht und lasse, statt durch Zuführung von kaltem Wasser durch die Schlange  $\Delta x$  zu verflüssigen, diese Menge ausströmen. Da innen ebenfalls 1 at Druck herrscht, so geht diese Ausströmung umkehrbar vor sich. Verdichtet man jetzt bis zur Grenzlinie, so steht in Punkt 1 nicht mehr 1 kg Wasser für den nächsten Umlauf bereit, sondern nur  $(1 - \Delta x_1)$  kg, und die im zweiten Umlaufe zu gewinnende Arbeit wird

$\Delta \Delta L'_2 = (1 - \Delta x_1) \Delta \Delta L_2 - (1 - \Delta x_1) \cdot [q_1 - q_2 - (\tau_1 - \tau_2) T]$ ,  
 ebenso wird die während dieses zweiten Umlaufes auspuffende Dampfmenge

\*) Eisenbahntechnik der Gegenwart, 3. Auflage, Band 1, S. 865.

$$\Delta x'_2 = (1 - \Delta x_1) \Delta x_2 = (1 - \Delta x_1) (\tau_1 - \tau_2) T : r.$$

Für den dritten Umlauf erhält man:

$$\Delta \Delta L'_3 = [1 - (\Delta x_1 + \Delta x_2)] \cdot [q_2 - q_3 - (\tau_2 - \tau_3) \cdot T]$$

$$\Delta x'_3 = [1 - (\Delta x_1 + \Delta x_2)] (\tau_2 - \tau_3) T : r$$

und allgemein für den mten Umlauf:

$$\text{Gl. 5) } \Delta \Delta L'_m = (1 - \sum_1^m \Delta x_m) [q_{m-1} - q_m - (\tau_{m-1} - \tau_m) \cdot T]$$

$$\text{Gl. 6) } \dots \Delta x'_m = (1 - \sum_1^m \Delta x_m) (\tau_{m-1} - \tau_m) \cdot T : r.$$

Daraus erhält man für die ganze Arbeit  $\Delta L$  und für die ganze Dampfmenge  $x$  bei  $n$  Umläufen die Ausdrücke:

$$\text{Gl. 7) } \dots \Delta L = \sum \Delta \Delta L'_m$$

$$\text{Gl. 8) } \dots x = \sum_1^n \Delta x_m.$$

(Gl. 5) und 6) kann man auch schreiben:

$$\Delta \Delta L'_m = q_{m-1} - q_m - (\tau_{m-1} - \tau_m) T - \sum_1^m \Delta x_m \cdot [q_{m-1} - q_m - (\tau_{m-1} - \tau_m) T]$$

$$\Delta x'_m = (\tau_{m-1} - \tau_m) T : r - \sum_1^m \Delta x_m (\tau_{m-1} - \tau_m) T : r.$$

Setzt man das in (Gl. 7) und 8) ein, so kann man das erste Glied ausführen:

$$\text{Gl. 9) } \dots \Delta L = q_0 - q_n - (\tau_0 - \tau_n) T - \sum_1^n \sum_1^m \Delta x_m \cdot [q_{m-1} - q_m - (\tau_{m-1} - \tau_m) T]$$

$$\text{Gl. 10) } x = (\tau_0 - \tau_n) T : r - \sum_1^n \sum_1^m \Delta x_m (\tau_{m-1} - \tau_m) T : r.$$

Die ersten Glieder der rechten Seite von (Gl. 9) und 10) sind die Arbeiten und die Dampfmenge, die 1 kg Wasser liefern würde, wenn der Umlauf geschlossen wäre, wenn also kein Wasser auspuffte. Die zweiten geben die durch den Auspuff verursachten Änderungen. Ihr Einfluss wird unten als klein nachgewiesen.

**1. Zahlenmäßige Berechnung.**

Wie alle Zahlenangaben über Wasserdampf können die vom Speicher geleisteten Arbeiten und die in ihm entstehenden Dampfmen gen nicht nach Gleichungen berechnet, sondern müssen stufenweise ausgerechnet werden. Dazu ist in Abb. 1, Taf. 20 das der kleinern Grenzlinie benachbarte Gebiet für Wasserdampf größer aufgezeichnet, als man es in den gewöhnlichen vollständigen  $T\tau$ -Netzen findet, so daß man  $\Delta x$  als Länge und  $\Delta \Delta L$  als Fläche für jede Stufe abgreifen kann. Aus ihnen kann man dann die in den späteren Stufen entstehende Dampfmenge und die geleistete Arbeit und damit nach Gl. 7) und 8) oder 9) und 10) die ganze Dampfmenge und Arbeit ausrechnen.

Die so entstandene Zusammenstellung I gibt die Dampfmenge, die aus 1 kg Anfangfüllung entsteht, wenn der Druck von dem oben stehenden Werte auf den links stehenden abnimmt.

In Textabb. 4 sind diese Zahlen in ein wagrecht logarithmisch geteiltes Netz, die Dampfmen gen  $x$  als Höhen, die Drucke  $p$  als Längen eingetragen. Danach kann die Abhängigkeit der Dampfmen gen von den Drucken mit guter Annäherung durch die Gerade

Gl. 11) . . . . .  $x = 0,1507 \log p_0 - 0,1416 \log p + 0,0080$  dargestellt werden, wenn  $p_0$  den Druck zu Beginn,  $p$  den am Ende bezeichnet.

Die Zusammenstellung II gibt die Arbeit in WE/kg aus 1 kg Wasser in ähnlicher Weise an.

Nach Textabb. 5 kann auch die Arbeit bis auf die Werte aus schwächstem Drucke, die im Betriebe nicht ausgenutzt werden, durch die Gerade

Abb. 4.

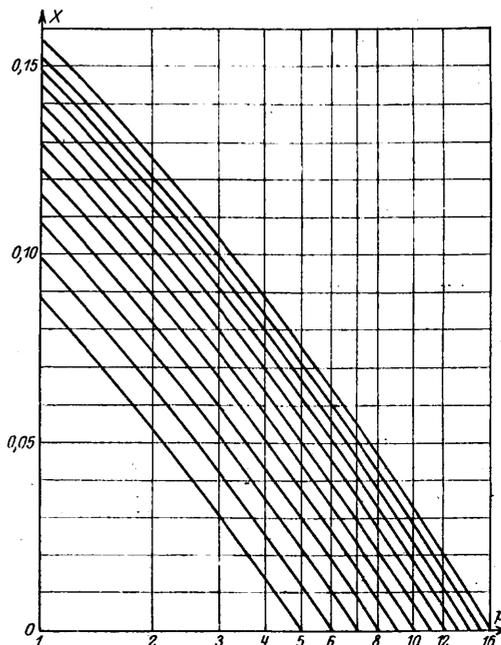
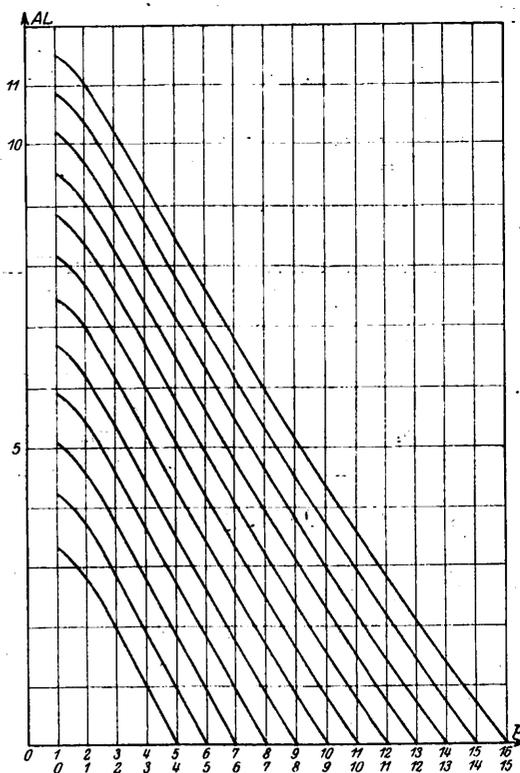


Abb. 5.



Gl. 12) : . .  $AL = 0,733 p_0 - 0,825 p + 1,050$  dargestellt werden. Bei etwas schlechterer Annäherung kann

Zusammenstellung I.

at	p <sub>0</sub> 16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
P												
15	0,0047											
14	0,0097	0,0050										
13	0,0148	0,0102	0,0052									
12	0,0204	0,0158	0,0109	0,0057								
11	0,0264	0,0218	0,0169	0,0118	0,0061							
10	0,0327	0,0281	0,0233	0,0182	0,0125	0,0065						
9	0,0397	0,0351	0,0303	0,0253	0,0196	0,0136	0,0072					
8	0,0437	0,0427	0,0380	0,0330	0,0273	0,0214	0,0150	0,0079				
7	0,0557	0,0511	0,0464	0,0415	0,0358	0,0300	0,0237	0,0166	0,0088			
6	0,0650	0,0605	0,0558	0,0510	0,0453	0,0396	0,0334	0,0263	0,0186	0,0099		
5	0,0757	0,0713	0,0666	0,0619	0,0563	0,0506	0,0445	0,0375	0,0299	0,0213	0,0115	
4	0,0884	0,0841	0,0794	0,0748	0,0693	0,0637	0,0577	0,0508	0,0433	0,0348	0,0251	0,0138
3	0,1040	0,0998	0,0952	0,0907	0,0853	0,0798	0,0739	0,0671	0,0597	0,0514	0,0419	0,0308
2	0,1247	0,1206	0,1162	0,1118	0,1065	0,1012	0,0954	0,0888	0,0816	0,0735	0,0642	0,0534
1	0,1573	0,1533	0,1491	0,1449	0,1398	0,1347	0,1292	0,1228	0,1159	0,1081	0,0992	0,0886

Zusammenstellung II.

at	p <sub>0</sub> 16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
P												
15	0,680											
14	1,381	0,705										
13	2,082	1,409	0,708									
12	2,805	2,135	1,489	0,734								
11	3,545	2,879	2,187	1,486	0,756							
10	4,302	3,640	2,952	2,255	1,529	0,778						
9	5,081	4,423	3,739	3,046	2,525	1,579	0,806					
8	5,878	5,224	4,544	3,856	3,139	2,399	1,631	0,831				
7	6,702	6,052	5,377	4,693	3,981	3,246	2,484	1,690	0,866			
6	7,542	6,896	6,226	5,546	4,839	4,110	3,354	2,566	1,749	0,891		
5	8,401	7,762	7,097	6,422	5,720	4,997	4,247	3,465	2,656	1,806	0,924	
4	9,289	8,652	7,992	7,322	6,625	5,908	5,164	4,389	3,588	2,746	1,874	0,961
3	10,163	9,531	8,875	8,210	7,519	6,808	6,070	5,302	4,509	3,675	2,813	1,911
2	10,978	10,350	9,699	9,038	8,353	7,647	6,915	6,157	5,368	4,542	3,689	2,798
1	11,464	10,899	10,101	9,533	8,851	8,148	7,420	6,666	5,881	5,060	4,213	3,328

man die Gl. 11) und 12) einfacher auch

Gl. 13) . . . . X = 0,150 · log (p<sub>0</sub> : p) + 0,0080

Gl. 14) . . . . AL = 0,75 · (p<sub>0</sub> - p) + 1,05

schreiben.

Die Dampfmenge hängt also wesentlich vom Verhältnisse, die Arbeit vom Unterschiede der beiden Drucke ab. Hiernach wäre es also gleichgültig für die Arbeit, ob man den Druckunterschied nach der Seite der stärkeren oder der schwächeren Drucke verlegt. Die genaueren Gl. 11) und 12) zeigen aber, daß die schwächeren Drucke die Arbeit um ein geringes günstiger beeinflussen; für die Dampfmenge ist es umgekehrt.

5. Prüfung der Rechnung durch Versuche.

Mangels der Veröffentlichung von Versuchen hat der Verfasser solche mit der Werklokomotive der Maschinenbauanstalt Hohenzollern A. G. angestellt\*). Nach diesen Versuchen lieferten die Farbwerke vormals Bayer und Co. in Leverkusen Berichte über angestellte Beobachtungen\*\*).

\*) Der Leitung, namentlich den Herren Direktor King und Ingeniör Meyer, stattet der Verfasser für das Entgegenkommen auch an dieser Stelle seinen Dank ab.

\*\*) Auch dieser Förderung der Wissenschaft gebührt der Dank des Verfassers.

5. A) Wärmeabgabe nach außen.

Bei Berechnung von Versuchen muß man Voraussetzungen zur Erzielung einfacher Rechnung machen, die nicht zutreffen, der Einfluß dieser Vereinfachungen muß vor dem Vergleiche der Wirklichkeit mit der Rechnung festgestellt werden. Oben war Wärmedichtheit von Zylinder und Kessel angenommen. Der Kessel gibt aber dauernd Wärme durch Strahlung und Leitung nach außen ab. Diese Abgabe ist durch Versuche zu ermitteln, bei denen die mit heißem Wasser gefüllte Lokomotive still steht, was »Hohenzollern« mehrfach mit übereinstimmenden Ergebnissen durchgeführt hat. In den erwähnten Berichten der Farbwerke sind ebenfalls derartige Versuche zur Verfügung gestellt, schließlic veröffentlicht die »Hanomag« einen passenden Versuch\*).

Ist

- V<sub>ebm</sub> der Inhalt des Wasserraumes,
- D<sub>ebm</sub> » » » Dampfraumes,
- s<sub>kg/ebm</sub> das Gewicht von 1 cbm Wasser mit Füllwärme, also
- (V<sub>s</sub>)<sup>kg</sup> » » des Wassers im Kessel,
- σ<sup>kg/ebm</sup> » » von 1 cbm Dampf, also
- (Dσ)<sup>kg</sup> » » des Dampfes im Kessel,

\*) Hanomag-Nachrichten 1915. S. 126.

$r^0$  die Verdampfwärme,

$\Delta t$  » Änderung der Wärmestufe während des Versuches,

$F^{qm}$  die Oberfläche des Kessels,

$z^{st}$  » Dauer des Versuches,

so gibt das Wasser die Wärmemenge:

$$W_w = V s \Delta t$$

ab. Die spezifische Wärme des Wassers wird unveränderlich = 1 gesetzt. Der sich während der Abkühlung im Dampf-raume verflüssigende Dampf gibt die Wärmemenge:

$$W_d = D \cdot \Delta \sigma \cdot r$$

ab. Da  $W_d$  gegen  $W_w$  gering ist, so darf man für  $r$  einen angenäherten Mittelwert nehmen. Die ganze abgegebene Wärmemenge ist

$$W = W_w + W_d$$

Daraus erhält man die ausgestrahlte Wärmemenge in WE/qmst als »Ausstrahlungszahl«  $\alpha$ :

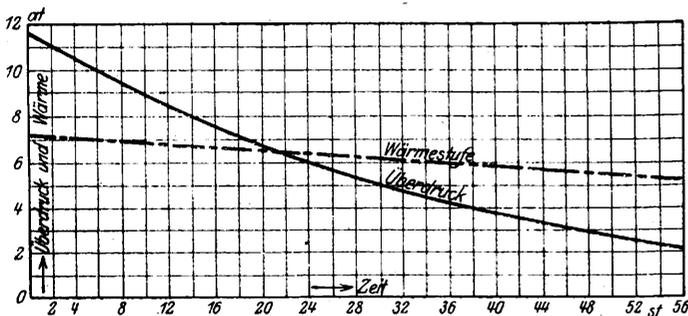
$$\alpha = W : (F \cdot \Delta t)$$

Die Versuche in Leverkusen gestatten die Rechnung noch etwas weiter zu führen, weil bei ihnen die Aufsenwärme aufgeschrieben ist, und die Versuche sehr lange Zeit gedauert haben. Man kann also für Zwischenbeobachtungen den Unterschied  $\Delta T$  der Wärme des Kessels innen gegen die Aufsenwärme feststellen und damit auch die Abhängigkeit der Ausstrahlungszahl  $\alpha$  von diesem Wärmeunterschiede berechnen.

Die Beobachtungen der »Hohenzollern« an ihrer Werklokomotive sind in Textabb. 6 wiedergegeben. Diese regel-spurige Lokomotive der Bauart Barmen hat folgende Hauptverhältnisse:

Durchmesser der Zylinder . . .	470 mm
Hub . . . . .	370 »
Achsstand . . . . .	2200 »
Heißwasserraum V . . . . .	6,5 cbm
Dampfraum D . . . . .	2,1 »
Oberfläche des Kessels F . . . .	33,3 qm
Leergewicht vor den Versuchen	16,634 t.

Abb 6.



Die Beobachtungen haben ergeben:  $p=13$  at,  $s=875$  kg/cbm,  $V \cdot s = 5698$  kg,  $\Delta t = 49,6^0$ ,  $\sigma 1 = 5,96$  kg/cbm,  $\sigma 2 = 1,874$  kg/cbm,  $D \cdot \Delta \sigma = 8,59$  kg,  $r = 429^0$ ,

$$W = 282000 + 43685 = 285900 \text{ WE.}$$

Man erkennt aus diesen Zahlen, daß es ausreicht, für  $r$  einen Mittelwert zu nehmen. Der Versuch dauerte 50 Stunden, also erhält man die Ausstrahlungszahl

$$\alpha = 285900 : (50 \cdot 33,0) = 173,3 \text{ WE/qmst.}$$

Die Beobachtungen in Leverkusen wurden an der von »Hohenzollern« gelieferten Werklokomotive 3198 mit den folgenden Maßen angestellt:

Spur . . . . .	1000 mm
Durchmesser der Zylinder . . .	500 »
Hub . . . . .	350 »
Achsstand . . . . .	1500 »
Wasserraum . . . . .	6 cbm
Dampfraum . . . . .	1,75 cbm
Leergewicht . . . . .	16,3 t
Dampfüberdruck . . . . .	13 at
Oberfläche . . . . .	26,7 cbm.

In Zusammenstellung III bedeutet:

O. Z. die Nummer des Versuches,

z die Zeit der Beobachtung,

p den Druck des Dampfes,

t die zu p gehörende Wärmestufe,

$\sigma$  kg/cbm das Gewicht von 1 cbm Dampf.

Zusammenstellung III.

O. Z.	z	p	t	$\sigma$	$W_w$	$W_d$	$W$	a	$\Delta T$	$\alpha = a : \Delta T$
1	4 <sup>h</sup> 45	12,8	189,9	6,24						
	10 45	10,1	179,3	5,08	55,9	0,98	56,9	345,3	157	2,20
	19 15	7,2	165,1	3,68	74,9	1,21	76,1	335,4	153	2,20
2	5 15	11,8	186,1	5,89						
	12 15	9,1	174,8	4,50	59,1	1,17	60,3	322,6	155	2,08
	19 15	6,9	163,6	3,54	59,7	0,82	60,5	323,7	147	2,20
3	4 30	11,8	186,1	5,89						
	16 30	7,2	165,1	3,68	110,9	2,47	113,4	354,1	148	2,40
	28 30	4,8	149,4	2,52	82,8	1,02	83,8	261,7	133	1,97
	44 30	2,9	132,1	1,57	91,1	0,83	91,9	185,1	120	1,54
4	10 30	10,9	182,7	5,44						
	22 30	7,1	164,6	3,64	95,5	1,53	97,0	302,8	149	2,04
	34 30	4,6	147,9	2,42	88,1	1,07	89,2	278,5	136	2,05
	46 30	3,4	137,0	1,82	57,5	0,53	58,0	240,9	120	2,01
	58 30	2,4	125,3	1,32	61,7	0,45	62,1	193,6	111	1,74
	70 30	1,7	114,5	0,95	57,0	0,33	57,3	179,2	99	1,81
	82 30	1,3	106,4	0,74	42,7	0,19	42,9	134,1	92	1,46

Bildet man aus den Werten der Ausstrahlungszahl  $\alpha$ , die zu Drucken gehören, wie sie im Betriebe vorkommen, den Mittelwert, so erhält man  $a = 300$  WE/qmst.

Die Werklokomotive »Flink« der Hanomag kühlt sich in 13 st von 7,1 at auf 2,1 at ab. Ihr Wasserraum faßt 1420 l, enthält also 1246 kg. Der Dampfraum hat 0,5 cbm. Nach der Zeichnung beträgt die Oberfläche des Kessels 10,4 qm; damit erhält man  $a = 417$  WE/qmst.

Die drei Werte für  $a$  sind gleicher Größenordnung, ihr Mittelwert, der die Verschiedenheit der Wärmehülle berücksichtigt, ist  $a = 300$  WE/qmst.

Diese Zahl entspricht den Erfahrungen, die man an Kesseln überhaupt gemacht hat, nur ist sie in anderer Form gegeben. Dort rechnet man bei der Abkühlung mit der Verflüssigung von 0,5 bis 0,6 kg/qmst Dampf. Rechnet man mit 500 bis 450<sup>0</sup> Verdampfwärme, so erhält man eine mit den aus den Versuchen errechneten gut übereinstimmende Zahl. Man

sieht übrigens auch hier wieder, wie unbestimmt solche Angaben mit Dampfgewichten sind.

Die Hanomag errechnet aus den auch hier benutzten Beobachtungen die Ausstrahlungszahl 1507 WE/qmst; da sie den Gang der Rechnung nicht angibt, so ist er nicht nachzuprüfen. Die Übereinstimmung der errechneten Zahl mit den aus den Angaben über Dampfniiederschlag gefundenen, läßt sie als die richtigere erscheinen.

Bei den für  $\alpha$  aus den Versuchen in Leverkusen errechneten Zahlen erkennt man deutlich eine Abhängigkeit von der Wärmestufe. Die bei höherer Kesselwärme gefundenen Werte sind bedeutend höher, als die bei kälterer. Da nun die Außenwärme bekannt ist, so konnte in Zusammenstellung III der Unterschied  $\Delta T$  und das Verhältnis  $\alpha = a : \Delta T$  angegeben werden.  $\alpha$  ist ein Maß der Wärmelässigkeit. Fände Wärmeabgabe nur durch Berührung mit der Luft statt, so müßte  $\alpha$  wirklich die Leitfähigkeit. Da aber Strahlung auftritt und diese eine andere Abhängigkeit von der Wärme hat, als die Leitung, so ist  $\alpha$  in geringem Betrage von der Wärmestufe beeinflusst. Bei den hier vorliegenden Verhältnissen darf man aus den errechneten Zahlen einen Mittelwert

$$\alpha = 2,0 \text{ WE/qmst } ^\circ\text{C}$$

bilden.

### 5. B) Berechnung der Dampfmenge.

Die Nachrechnung der in Düsseldorf ausgeführten Versuchsfahrten ergibt Folgendes, wobei

- Z die Zeit der Beobachtung;
- $p^{at}$  der Druck;
- $G^{kg}$  das Gewicht der Lokomotive;
- $W^{kg}$  » » des Wassers;
- $D^{kg}$  die während der Fahrt ausgeströmte Dampfmenge aus dem Unterschiede der Gewichte vor und nach der Fahrt;
- $X_o^{kg/kg}$  die auf 1 kg der arbeitfähigen Wassermenge bezogene Dampfmenge; arbeitfähige Wassermenge ist die Füllung vermindert um die zur Deckung der Ausstrahlung nötige Menge;
- $X_r^{kg/kg}$  die nach den oben aufgestellten Gleichungen berechnete, aus 1 kg Wasser entstehende Dampfmenge;
- $X_o : X_r$  das Verhältnis beider Dampfmenge.

#### Erste Fahrt (Zusammenstellung IV).

Der Versuch dauerte 97 min, also werden 9270 WE von der Oberfläche abgegeben. Um diese Wärmemenge zu decken, müssen sich 170 kg Wasser von 12,7 at auf 3,3 at abkühlen, also bleiben 6606 kg arbeitfähige Wassermenge.

#### Zusammenstellung IV.

Z	$p^{at}$	$G^{kg}$	$W^{kg}$	$D^{kg}$	$X_o^{kg/kg}$	$X_r^{kg/kg}$	$X_o : X_r$
1 <sup>b</sup> 41	12,7	23436	6776	0	0		
1 53	11,0	23233	6672	104	0,0158	0,0101	1,64
2 07	9,2	23216	6556	220	333	222	0,67
2 19	7,8	23122	6462	314	476	332	0,70
2 50	6,0	22974	6314	462	700	494	0,70
3 04	4,1	22812	6152	624	946	719	0,76
3 18	3,3	22708	6048	728	1102	843	0,76
							0,705

#### Zweite Fahrt (Zusammenstellung V).

Dauer 75 min, ausgestrahlt 7163 WE, zur Deckung nötiges Wasser 143 kg, arbeitfähiges Wasser 5913 kg.

#### Zusammenstellung V.

Z	$p^{at}$	$G^{kg}$	$W^{kg}$	$D^{kg}$	$X_o^{kg/kg}$	$X_r^{kg/kg}$	$X_o : X_r$
4 <sup>b</sup> 30	12,6	22716	6056	0	0		
4 50	10,0	22574	5914	142	0,0240	0,0161	0,68
5 05	7,8	22440	5780	276	466	296	64
5 20	6,1	22318	5758	398	673	488	73
5 33	4,8	22210	5550	506	853	637	75
5 45	3,8	22106	5446	610	1030	761	74
							0,708

#### Dritte Fahrt (Zusammenstellung VI).

Dauer 188 min, ausgestrahlt 17954 WE, zur Deckung nötiges Wasser 334 kg, arbeitfähiges Wasser 5924 kg.

#### Zusammenstellung VI.

Z	$p^{at}$	$G^{kg}$	$W^{kg}$	$D^{kg}$	$X_o^{kg/kg}$	$X_r^{kg/kg}$	$X_o : X_r$
7 <sup>b</sup> 24	12,7	22918	6258	0			
7 40	10,6	22774	6134	124	0,0210	0,0126	0,60
8 10	9,0	22704	6044	214	361	237	66
8 23	7,5	22598	5938	320	540	359	66
9 00	6,7	22556	5890	368	622	431	69
10 00	5,35	22456	5796	462	782	568	73
10 10	4,15	22340	5680	578	977	712	73
10 32	3,4	22260	5600	658	1112	819	71
							0,687

#### Zusammenstellung VII.

o. Z.	Z	$p^{at}$	$G^{kg}$	$W^{kg}$	$D^{kg}$	$W_a^{kg}$	$X_o^{kg/kg}$	$X_r^{kg/kg}$	$X_o : X_r$
1	9 <sup>b</sup> 05	11,1	21584	4950	0	0	0		
	10 30	6,9	21274	4640	310	4375	0,0701	0,0169	0,666
	11 05	5,1	21230	4596	354	4450	0,0795	0,0654	0,822
	11 45	3,0	21029	4395	555	4528	0,1224	0,0980	0,802
2	1 45	12,0	21557	4923	0	0	0		
	2 25	9,1	21415	4781	142	4482	0,0320	0,0349	1,071
	2 50	7,0	21304	4670	253	4543	558	510	0,916
	3 25	5,2	21185	4551	372	4537	820	693	0,845
	4 05	2,9	20984	4350	573	4586	1249	1053	0,843
3	8 30	11,1	21689	5055	0	0	0		
	9 45	6,9	21478	4844	211	4547	0,0465	0,0469	1,009
	10 20	5,1	21351	4717	338	4598	735	654	0,890
	11 00	3,0	21151	4517	538	4660	1155	980	0,850
4	1 35	11,1	21712	5078	0	0	0		
	2 25	7,0	21477	4843	235	4736	0,0500	0,0459	0,918
	2 55	5,2	21360	4723	352	4728	744	642	0,864
	3 40	2,9	21165	4531	547	4757	1150	1001	0,870
5	8 15	11,1	21897	5263	0	0	0		
	9 05	6,9	21612	5008	255	4925	0,0518	0,0469	0,906
	9 35	5,1	21510	4876	387	4930	786	654	0,833
	10 20	3,0	21330	4696	567	4934	1151	980	0,851
6	1 10	12,0	21740	5106	0	0	0		
	2 10	7,0	21483	4849	257	4756	0,0540	0,0510	0,944
	2 45	5,2	21350	4716	390	4739	824	693	0,841
	3 30	2,9	21152	4518	588	4768	1188	1052	0,886
									0,870

Die berechnete Dampfmenge ist stets kleiner, als die beobachtete, das Verhältnis ist bei allen = 0,7: weil bei der Rechnung vorausgesetzt wurde, daß trockner Dampf entsteht.

Nun kann der Dampf aber bei so schneller Dampfentwicklung nicht trocken sein. Das errechnete Verhältnis gibt unmittelbar die Trockenheitszahl des entstehenden Dampfes; von dem aus dem Kessel austretenden Wasser sind 70% trockener Dampf, 30% Wasser.

Bei den Versuchen in Leverkusen ist die arbeitsfähige Wassermenge  $W_a$  für jede Beobachtung in Zusammenstellung VII ohne die Zwischenrechnung angegeben.

Auch hier ist bei allen Versuchen die Trockenheitszahl dieselbe, aber etwas größer, als bei denen in Düsseldorf. Das hat seinen Grund in der Belastung. In Düsseldorf wurde mit ziemlich stark angezogener Bremse gefahren, so daß die Lokomotive vollständig belastet war, während in Leverkusen zur Belastung nur ein leerer Selbstentlader benutzt wurde. Hier

wurde also von der Lokomotive nicht so viel Arbeit verlangt, die Dampfentwicklung war langsamer und deshalb der Dampf trockener. Die ersten Beobachtungen scheinen alle durch einen Fehler in der Beobachtung etwas entstellt zu sein, die bei der ersten Fahrt eine sehr kleine, bei den anderen eine große Trockenheitszahl bedingt. Daß nur Fehler in der Beobachtung vorliegen, folgt daraus, daß das Mittel dieser ersten Trockenheitszahlen mit dem aller nahezu übereinstimmt.

Das Ergebnis dieser beiden von verschiedenen Seiten angestellten Versuche ist also, daß die für die entwickelten Dampfmen gen aufgestellten Gleichungen richtig sind, und daß während der Versuche die Lokomotive in Düsseldorf mit der Trockenheitszahl 0,70, die in Leverkusen mit 0,87 gearbeitet hat. (Schluß folgt.)

### 2 C 1 . IV . T . F . S-Lokomotive der niederländischen Staatsbahnen auf Java.

(Von Oberingenieur Prof. J. J. Franco, Leiter des Lokomotivdienstes der niederländischen Staatsbahnen, Sonderdruck aus „De Ingenieur“, Organ des Königlichen Instituts der Ingenieure und der Vereinigung von Ingenieuren der Hochschule in Delft, Juli 1918, Nr. 29.

Verlag F. J. Belinfante, Haag. Mit Abbildungen.)

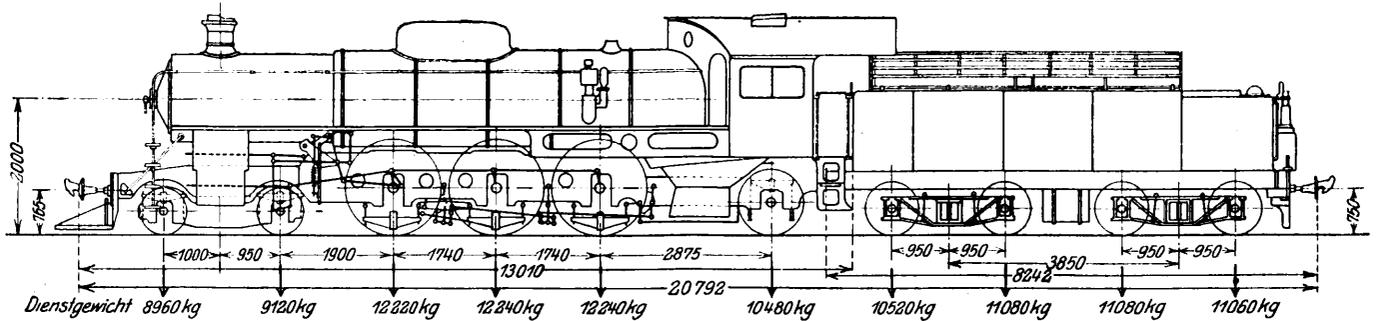
Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 10 auf Taf. 21 und Abb. 1 bis 15 auf Taf. 22.

Die Lokomotive ist von der «Nederlandsche Fabriek van Werktuigen en Spoorwegmateriel» in Amsterdam für die Beförderung von Schnellzügen auf der Strecke Batavia-Soerabaja auf Java gebaut. Die Spur dieser Staatsbahnlinie ist 1067 mm, der größte zulässige Achsdruck 12 t.

Verlangt wurden:

1. 100 km/st Fahrgeschwindigkeit vor einem Zuge von 22 Wagen mit zusammen 300 t in der Ebene,
2. 90 km/st mit 400 t,
3. auf 5 ‰ Steigung bis 75 km/st mit 300 t.

Abb. 1. 2 C 1 . IV . T . F . S-Lokomotive der niederländischen Staatsbahnen auf Java.



Hieraus wurden nach den Formeln von Strahl\*) unter Annahme von 100 t Gewicht 1100 bis 1200 PS Leistung ermittelt. Da auch wirtschaftlich hohe Leistungen verlangt wurden, wurde in eingehenden Beratungen der Bau einer IV . T . F-Lokomotive mit Vorwärmer beschlossen, sonst war der Erbauer auf eigene Wege angewiesen, da für eine Lokomotive solcher Leistung auf Schmalspur keine Vorbilder vorhanden waren. Die Hauptabmessungen der ersten von den zwölf gelieferten Lokomotiven sind nach Abb. 1 bis 6, Taf. 21 folgende:

Durchmesser der Zylinder, Hochdruck $d$ . . . . .	340 mm
» » » , Niederdruck $d_1$ . . . . .	520 »
Kolbenhub $h$ . . . . .	580 »
Durchmesser der Kolbenschieber . . . . .	200 »
Kesselüberdruck $p$ . . . . .	14 at
Durchmesser des Kessels . . . . .	1450 mm
Kesselmitte über Schienenoberkante . . . . .	2300 mm
Heizrohre, Anzahl . . . . .	110 und 19
» Durchmesser . . . . .	45 » 125 mm
» Länge . . . . .	5000 »

Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .	11,2 qm
» » Heizrohre . . . . .	115 »
» des Überhitzers . . . . .	43 »
» im Ganzen II . . . . .	169,2 »
Rostfläche R . . . . .	2,7 »
Durchmesser der Triebräder D . . . . .	1600 mm
» » Laufräder vorn 825, hinten 1103 . . . . .	»
Triebachslast $G_1$ . . . . .	36,7 t
Betriebsgewicht der Lokomotive G . . . . .	65,3 »
Leergewicht » » . . . . .	59,9 »
Betriebsgewicht des Tenders . . . . .	43,8 »
Leergewicht » » . . . . .	17,9 »
Wasservorrat . . . . .	20 cbm
Kohlenvorrat . . . . .	5 t
Fester Achsstand . . . . .	3480 mm
Ganzer » » . . . . .	10205 »
» » mit Tender . . . . .	17962 »
Länge mit Tender . . . . .	20792 »
Zugkraft $Z = 1,5 \cdot p \cdot (d^{cm})^2 \cdot h : D$ . . . . .	= 8805 kg
Verhältnis H : R . . . . .	= 62,7

\*\*) Organ 1908, S. 293.

Verhältnis H : G <sub>1</sub> . . . . .	=	4,61 qm/t
» H : G . . . . .	=	2,59 »
» Z : H . . . . .	=	52 kg/qm
» Z : G <sub>1</sub> . . . . .	=	240 kg/t
» Z : G . . . . .	=	134,8 »

Die Verteilung der Achsbelastungen zeigt Textabb. 1.

Die Hochdruckzylinder liegen innerhalb des Rahmens, die Niederdruckzylinder außen. Sie sind mit Umläufen zum Ausgleichen des Druckes versehen, in die auch die einfache Anfahrvorrichtung eingebaut ist. Nach Abb. 10, Taf. 21 sind in den Ausgleichsrohren Ventile K<sub>1</sub> und K<sub>2</sub> vorgesehen. Der Kolben K<sub>2</sub> am Niederdruckzylinder schließt die Öffnung Z<sub>2</sub> selbsttätig ab, sobald Frischdampf aus dem Einströmraum des Hochdruckzylinders durch das Rohr a hinzutritt. Beim Auslaufen der Lokomotive mit geschlossenem Regler hört der Druck auf K<sub>2</sub> auf, durch die Pressung im Niederdruckzylinder wird K<sub>2</sub> geöffnet und damit der Ausgleich des Druckes vor und hinter dem Kolben hergestellt. Das Ventil bleibt solange offen, bis wieder Frischdampf vom Schieberkasten der Hochdruckseite einströmt. Der Ventilkolben K<sub>1</sub> auf der Hochdruckseite öffnet nach dem Schließen des Reglers, da der Raum hinter dem Ventilkolben durch Rohr b und den Dreiwegehahn k mit der Außenluft in Verbindung steht. Das Ventil bleibt offen, bis durch Umstellen des Hahnes Frischdampf hinter K<sub>1</sub> tritt und den Kolben nach links auf den Sitz Z<sub>1</sub> drückt. Der Verschluss bei K<sub>1</sub> arbeitet also im Gegensatz zu K<sub>2</sub> nicht selbsttätig.

Die Wirkung der Einrichtung ist folgende: Nach Schließen des Reglers wird der Hahn k so gestellt, daß das Röhrechen b mit der Außenluft in Verbindung steht. Die Pressung vor dem Kolben öffnet dann das Ventil K<sub>1</sub>, das nach Stillstand der Lokomotive stehen bleibt. Beim Anfahren arbeitet dann der Hochdruckzylinder nicht mit, da auf beiden Seiten des Kolbens gleicher Druck herrscht. Inzwischen strömt Frischdampf vom Hochdruckschieber durch den Verbinder auf die Niederdruckseite, gleichzeitig schließt das Ventil K<sub>2</sub> im Umlaufrohre, der Zylinder arbeitet also mit Frischdampf ohne die Hochdruckseite. Wird jedoch der Dreiwegehahn k zum Anfahren so gestellt, daß Frischdampf durch b das Ventil K<sub>1</sub> schließt, so arbeitet zunächst nur die Hochdruckseite und dann erst tritt die Verbundwirkung ein.

Hiernach muß der Hahn k während der Fahrt auf Dampfzufuhr stehen, beim Halten jedoch auf die Verbindung mit der Außenluft umgelegt werden. Wird das Umstellen vergessen, so zieht die Lokomotive mit den Niederdruckzylindern an. Die Zugkraft beträgt dann bei einem mittlern Drucke von 7 at im Verbinder 4800 kg, beim Anziehen der Hochdruckzylinder allein 4100 kg, steigt dann aber nach einigen Umdrehungen auf 7500 kg, sobald die Niederdruckseite an der Arbeit teilnimmt. Der Hahn k ist am Kessel dicht über dem Handrade der Steuerung angeordnet.

Bei dem Reibgewichte von 36,7 t ist das Verhältnis der Reibung zur höchsten Anfahr-Zugkraft noch 1 : 4,9.

Ohne Überhitzer ist H : R = 126,2 : 2,7 = 47. Die Verdampfung ist zu 126,2 · 63 = rund 8000 kg/st angenommen, wobei die Vorwärmung außer Ansatz bleibt. Bei 6,2 kg/PSst Dampfverbrauch beträgt die berechnete Leistung rund 1300 PS<sub>i</sub>.

Besser erscheint die Berechnung der Leistung aus der Rostfläche. Nach veröffentlichten Ergebnissen von Versuchen darf für eine IV. T. F.-Lokomotive mit 14 at Überdruck eine höchste Leistung von 550 PS<sub>i</sub>/qm nach der Rostfläche erwartet werden: werden nach ähnlichen Beispielen für die Dauerleistung 83 % davon angenommen, so sind 2,7 · 550 = 1485 PS<sub>i</sub> Höchst- und 2,7 · 460 = 1240 PS<sub>i</sub> Dauer-Leistung zu erzielen. Durch den Vorwärmer wird das Ergebnis verbessert, bei ähnlichen Lokomotiven mit p = 15 at ist die Zunahme bis zu 16 % ermittelt. Für vorliegenden Fall mit p = 14 at dürfte mit einer tatsächlichen Zunahme um 7,5 % zu rechnen sein.

Nach Strahl bestimmt sich die Zugkraft aus dem günstigsten mittlern Drucke p<sub>m</sub> zu Z<sub>i</sub> = p<sub>m</sub> · (d<sup>m</sup>)<sup>2</sup> · h : D = 3,6 · 52<sup>2</sup> · 58 : 160 = 3530 kg und die günstigste Fahrgeschwindigkeit zu

$$v^1 = 270 \cdot N_i : Z_i = 270 \cdot 1240 : 3530 = 95 \text{ km/st}$$

Dieser Wert liegt zwischen den oben geforderten von 90 und 100 km/st. Zusammenstellung I gibt nun nach Strahl für Fahrgeschwindigkeiten von 40 bis 120 km die Zahl der PS<sub>i</sub> als Dauer- und Höchst-Leistung, wenn mit entsprechenden Kesselleistungen von 460 oder 550 PS<sub>i</sub>/qm nach Rostfläche und einem Zuschlage von 7,5 % für Vorwärmung gerechnet wird.

Zusammenstellung I.

Geschwindigkeit km/st	Zahl der PS <sub>i</sub> , N <sub>i</sub> = Z <sub>i</sub> · v : 270.			
	460 PS <sub>i</sub> /qm		550 PS <sub>i</sub> /qm	
	ohne Vorwärmer	mit Vorwärmer	ohne Vorwärmer	mit Vorwärmer
40	994	1040	1114	1172
50	1075	1125	1204	1261
60	1140	1200	1239	1341
70	1189	1258	1355	1418
80	1222	1299	1405	1481
90	1237	1321	1447	1529
100	1238	1333	1467	1569
110	1222	1330	1481	1584
120	1199	1316	1478	1594

In Abb. 5, Taf. 22 sind diese Werte zeichnerisch dargestellt, außerdem die Schaulinien der zur Überwindung der Widerstände von 400 und 300 t schweren Zügen erforderlichen Zugleistungen. Das Gewicht der einzelnen Wagen ist 22 t. Aus den Schaulinien geht hervor, daß die Lokomotive vor dem 400 t schweren Zuge bei 90 km/st noch 17 % Überschuss an Leistung hat. Die Leistung der Lokomotive reicht auch für 300 t auf 5 ‰ Steigung aus. Da hier nur mit der Dauerleistung gerechnet ist, bleibt der Lokomotive bis zur vollen Ausnutzung noch ein erheblicher Überschuss.

Die Wahl der Bauart wird in der Quelle näher begründet. Ein IV-Triebwerk, dessen zugehörige Kurbeln um 90° versetzt sind, ist wegen des günstigen Ausgleiches der bewegten Massen jeder andern Anordnung vorgezogen worden. Die umlaufenden Massen sind vollständig, die hin und her gehenden zu 40 % ausgeglichen. Die Gegengewichte sind auf die Trieb- und Kuppel-Achsen verteilt. Der weitgehende Ausgleich der hin und her gehenden Massen verringert die wagerechten Achs-

drücke, wodurch die Beanspruchung des Rahmens geringer wird, als bei gleich starken II-Lokomotiven. Auch die Herabminderung aller störenden Bewegungen und damit die größere Stetigkeit der Lokomotive fiel bei der hohen Fahrgeschwindigkeit zu Gunsten der IV-Bauart ins Gewicht.

Die Anwendung der Verbundwirkung führte zur Erhöhung des Kesseldruckes gegenüber einer IV.  $\Gamma$ -Lokomotive, sie bringt auch wegen der verschiedenen Zylinderdurchmesser erhöhte Kosten für Herstellung, Erhaltung und Vorhaltung von Ersatzteilen mit sich. Demgegenüber stehen erhebliche Ersparnisse an Heizstoff und Herabsetzung des Kesselgewichtes. Einen Vergleich der Ersparnisse bei ausgeführten Lokomotiven gibt Abb. 10, Taf. 22. Bei 15 at Überdruck und tunlich günstigem Verhältnisse der Inhalte der Zylinder beträgt danach die Ersparnis an Heizstoff gegen eine IV.  $\Gamma$ -Lokomotive nur 5,2%. Haben beide Bauarten Vorwärmung auf 100°, so sinkt der Betrag auf 4,4%. Bei dieser Lokomotive ist der Überdruck jedoch nur 14 at, was auch die Kosten der Erhaltung der Feuerkiste und das Verhältnis der Zylinder etwas günstiger beeinflusst.

Bei Ausbildung des Rahmens im vordern Teile als Barrenrahmen konnte der Durchmesser der Hochdruckzylinder auf 340 mm gebracht werden, was bei 520 mm Durchmesser des Niederdruckzylinders das Verhältnis 1 : 2,34 gibt. Die Ausbildung des Rahmens und die Befestigung der Zylinder zeigen Abb. 7 bis 9, Taf. 21.

Da eine IV.  $\Gamma$ -Lokomotive nur etwa 87% der Rostfläche einer IV.  $\Gamma$ -Lokomotive gleicher Leistung nötig hat und auch die Heizflächen in ähnlichem Verhältnisse stehen können, steht eine erhebliche Ersparnis an Größe und Gewicht des Kessels fest, auch wenn das Mehrgewicht der bei höherem Überdrucke stärkeren Bleche berücksichtigt wird.

Abb. 6, Taf. 22 vergleicht die Kräfte am Umfange des Kurbelkreises einer IV.  $\Gamma$ - und IV.  $\Gamma$ -Lokomotive bei 3,6 at mittlern Dampfdrucke und 100 km/st: die Schaulinie zeigt für letztere eine günstigere Beanspruchung, was mit Rücksicht auf die durch den schmalen Raum zwischen den Rahmenblechen beschränkten Mafse der Kropfarme nicht unwesentlich ist. Die Kropfachse ist nach Worsdell ausgeführt, sie hat Arme mit Aussparungen nach Frémont und durchbohrte Zapfen.

Anordnung und Mafse des Kessels mit der breit über den Rahmen ausladenden Feuerkiste gehen aus Abb. 1 und 6, Taf. 21 hervor. Der Rost ist im vordern Drittel kippar. Der Feuer-schirm ruht auf Wasserrohren zwischen Rohr- und Feuertürwand. Die Rauchkammer ist sehr lang, um gute Auflagerung des Kessels auf dem Sattel der Zylinder zu erreichen. Der Dampfdom und der dicht dahinter liegende Sandkasten sind gemeinsam ummantelt, um den Sand zu trocknen. Der niedrige Blechaufsatz auf dem hintern Ende der Rauchkammer umhüllt das auf dem Überhitzerkasten sitzende Luftsaugventil, durch das nach Abschluss des Reglers Luft in die Hochdruck-Zylinder eintreten kann. Der Aschkasten lädt breit über den Rahmen aus und hat Seitenöffnungen zum Reinigen. Die Vorderwand des Führerhauses läuft keilförmig zu. Das Dach ist zum Schutze gegen die Sonne doppelt und reicht weit über den

Tender. Die innen liegenden Hochdruckzylinder bilden mit den darüber angeordneten Schieberkästen und dem Sattel für den Kessel ein Gufsstück. Die Niederdruckzylinder sind mit ihrem Schieberkasten je für sich gegossen, und mit den Barren des Rahmens und dem Gufsstücke der Hochdruckzylinder verschraubt. (Abb. 7 bis 9, Taf. 21.) Die beiden Hochdruckzylinder liegen so nahe zusammen, daß die Deckel nach Abb. 7, Taf. 22 an der Stofsstelle statt mit Schrauben durch einen besondern Barren angepreßt werden müssen.

Die Kolbenschieber haben alle 200 mm Durchmesser, die für Hochdruck nach Abb. 8, Taf. 22 innere, die für Niederdruck nach Abb. 9, Taf. 22 äußere Einströmung mit doppeltem Einlasse. Die außen liegenden Schieber sind unmittelbar nach Walschaert gesteuert, die inneren mit Hilfe einer Zwischenwelle mit zwei Kurbeln. Die Verhältnisse der Steuerung sind in Zusammenstellung II angegeben.

Zusammenstellung II.  
Schieberbewegung.

	Hochdruck						Niederdruck						
	vorn			hinten			Vorwärts	vorn			hinten		
	Vor- öffnung mm	Größte Öffnung mm	Füllung %	Füllung %	Größte Öffnung mm	Vor- öffnung mm		Vor- öffnung mm	Größte Öffnung mm	Füllung %	Füllung %	Größte Öffnung mm	Vor- öffnung mm
4	36	77,7	78,4	40,5	5,8	80	6,2	40	84,3	77,4	45	3,4	
4	26,5	70,1	69,8	29	5,8	70	6,2	25	76,6	70	29,5	3,4	
4,1	18	59,9	59,7	20,75	5,8	60	6,2	17,5	65,2	60,9	21	3,4	
4,1	13	49,9	49,2	15,5	5,8	50	6,2	13,25	53	51,8	15	3,4	
4,1	9,25	39,8	39,4	11,75	5,8	40	6,2	10,5	41,7	42,5	11	3,4	
4,1	6,75	30	29,7	8,5	5,8	30	6,3	8,5	30,4	31,8	7,75	3,4	
4,1	4,5	19,1	20,5	6,5	5,8	20	6,3	7	20,1	20	5	3,4	
4,1	4,3	9,2	10,7	6	5,9	10	6,3	6,5	10,8	7,6	3,75	3,6	
4,2	4,2	7,1	9,1	5,9	5,9	0	6,3	6,4	10,1	6,2	3,6	3,6	
						Rückwärts							
4,2	4,2	8,6	9,9	5,9	5,9	0	6,4	6,4	10,1	7,6	3,6	3,6	
4,2	4,5	9,5	11,1	6	5,9	10	6,5	6,5	11	8,5	3,6	3,6	
4,2	5	20	20	6,5	5,9	20	6,5	7	19	20	5	3,7	
4,2	6,75	30,5	28,3	8,25	5,9	30	6,5	8,25	27,2	31,2	7,25	3,7	
4,2	9,25	42,8	37,9	11	5,9	40	6,5	10,25	36,4	43,1	11	3,8	
4,2	12,75	52,4	46,7	14,5	6,0	50	6,6	13	46,7	52,4	15	3,8	
4,3	18,5	62,7	56,9	18,5	6,0	60	6,7	16,5	57,6	61,2	21	3,9	
4,4	25,5	72,3	67,4	25,5	6,1	70	6,8	22	70,2	70	29,5	4	
4,5	40,5	81,7	78,2	37	6,1	80	6,9	36	84,3	81	49,5	4,1	

Die Lokomotive arbeitet am sparsamsten bei 3,6 at mittlern Drucke, nach dem Dampfdruck-Schaubilde Abb. 14, Taf. 22 wird das bei 55% Füllung mit Hochdruck erreicht, denen etwa 58% für Niederdruck entsprechen. Das Schaubild nach Rankine beruht auf 1,5 und 3 at Abfall der Spannung, 20,8 und 12% schädlichen Raumes für Hoch- und Nieder-Druck, 3,28 faches Inhalte des Verbinders gegen den Hochdruckzylinder und dem Verhältnisse 1 : 2,384 für Hoch- zu Nieder-Druck. Bei 5,71 at mittlern Drucke für Hoch- und 2,34 at für Nieder-Druck ist der rechnermäßige mittlere Druck 4,74 at und bei 0,76 Völligkeit der Schaulinie der wirkliche mittlere Druck 3,6 at: dabei wird vom Hochdrucke 1,025 der Arbeit des Niederdruckes geleistet.

Die Triebstangen sind nach Abb. 12 und 13, Taf. 22 sehr leicht.

Während man den Durchmesser der Triebräder bei Lokomotiven für 100 km/st auf Regelspur tunlich nicht unter 1800 mm wählt, war dies auf der Schmalspur der hohen Lage des Kessels, also der Standsicherheit wegen nicht angängig: D wurde für 40 mm Abnutzung der Reifen = 1600 mm gemacht. Bei 100 km/st macht die Triebachse 332, mit abgenutzten Reifen 350 Umläufe. Diese Werte liegen nahe der von den «Technischen Vereinbarungen» mit 360 Umläufen in der Minute gezogenen Grenze. Die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens wird dabei 6,3 bis 6,65 m/min, vorhandene 2 C 1-Lokomotiven laufen bei ähnlichen Verhältnissen gut.

Die Laufachsen haben wegen der hohen Umlaufzahl 250 mm lange, 130 mm starke Schenkel; das vordere Drehgestell hat 1950 mm Achsstand. Der Drehzapfen liegt etwas vor der Mitte, der Ausschlag nach beiden Seiten beträgt 90 mm. Um beim Seitenspiele von den Zylindern frei zu bleiben, haben die Laufräder nur 825 mm Durchmesser. Die hintere, nach beiden Seiten 80 mm verschiebbare Laufachse ist einstellbar ohne Rückstellung, ihr Raddurchmesser 1103 mm. Die Radreifen sind 140 mm breit und 65 mm stark, das Maß zwischen den Reifen beträgt 1000 mm. Der Überhitzer nach Schmidt hat weite Rauchrohre.

Der Vorwärmer ist nach Knorr ausgeführt und hat eine Speisepumpe für 120 l/st auf der linken Seite des Kessels über dem Umlaufbleche. Den Rohrplan zeigt Abb. 15, Taf. 22. Der eigentliche Röhrenvorwärmer ist unterteilt und in zwei Einheiten von je 7 qm Heizfläche unter den seitlichen Laufblechen untergebracht. Auch der Abdampf der Saugebremse und der Speisepumpe wird dem Vorwärmer zugeführt. Ein Schnüffelventil im Führerhause ermöglicht Zuführung von Luft

in den Windkessel durch die Wasser-Saugeleitung. Soll beim Stillstande der Lokomotive gespeist werden, so wird höchstens Abdampf der Luft- und der Speise-Pumpe zur Vorwärmung verfügbar sein, die Pumpe also sehr langsam laufen müssen, damit kein kaltes Wasser in den Kessel kommt. Das Ventil Abb. 11, Taf. 22 ermöglicht aber in diesem Falle Zuführung von Frischdampf aus dem Kessel, der durch den Ventilkolben K abgesperrt wird, sobald nach dem Anfahren Überdruck im Überhitzerkasten herrscht.

Der Tender läuft auf zwei zweiachsigen Drehgestellen amerikanischer Bauart. Der Wasserbehälter hat einen runden Boden, ähnlich einem Schiffsrumpfe, eine Ausbildung, die der Bauanstalt besonders nahelag. Zu beiden Seiten des mit hohem Gitter eingefassten Kohlenlagers liegen zwei lang gestreckte Öffnungen für den Wassereinflaß, deren Klappen vom Führerstande aus bedient werden können. Eine Wand mit zwei Fenstern schließt den Führerstand zusammen mit dem weit über den Tender ragenden Dache nach hinten ab und bietet der Mannschaft Schutz gegen die Tropenregen.

Zur Ausrüstung der Lokomotive gehört je eine Luftsauge- und Dampf-Bremse, die vereint oder einzeln gebraucht werden können. Der Kessel hat Pop-Sicherheitsventile, Regler nach Zara und Rauchverzehrung nach Marcotty. Auf dem Führerstande befindet sich ein Geschwindigkeitsmesser nach Hasler, mit Antrieb von der hintern Kuppelachse. In der Rauchkammer und im Aschkasten ist je eine Spritzvorrichtung angebracht. Der Sandstreuer ist nach Gresham und Craven ausgeführt. Die Schmierung der Zylinder und Schieber besorgt auf jeder Seite der Lokomotive eine Schmierpumpe nach Friedmann auf dem Umlaufbleche mit Antrieb von der Steuerschwinge aus.

A. Z.

### Einlegen von Korbboegen.

In einem Aufsatz\*) über das Einlegen von Korbboegen behauptet Herr Ing. V. Pan, daß vom Standpunkte der Kostenfrage des Unterbaues der zweimittige Korbboegen die befriedigendste Lösung darstellt, bei dem der Unterschied der beiden Halbmesser am kleinsten ist. Demgegenüber glaube ich bemerken zu müssen, daß für die Beurteilung der Güte eines Korbboegens vor allem der Einfluß auf die Wirtschaft des Betriebes in Frage kommt, daß daher nicht einfach der Unterschied der Halbmesser  $r_1 - r_2$  maßgebend ist, sondern im Sinne mathematischer Auffassung der Unterschied der Krümmungen  $k_1 - k_2 = (1:r_1) - (1:r_2)$ ; allein durch Erfüllung dieser Bedingung wird der sanfteste Übergang von Bogen zu Bogen verbürgt. Wenn demnach die von Pan empfohlene Anordnung, die allerdings die geringste Linienentwicklung erfordert, zur Ausführung gelangt, so geschieht dies sicherlich auf Kosten der künftigen Erhaltung des Oberbaues und der Fahrzeuge.

Übrigens ist die von Ing. Pan angegebene Lösung, abgesehen von der gewählten Herleitung, nicht neu; der Unterzeichnete hat über diesen Gegenstand 1903 ausführlich berichtet\*\*). Ing. F. Kuhn hat, angeregt durch den Aufsatz des Ing. Strippgen\*\*\*),

einen Auszug aus meiner Arbeit veröffentlicht\*). Darin findet sich unter Aufgabe 1 der von Pan berechnete Sonderfall; anschließend daran werden aber die wichtigeren, mit der Stellung der Aufgabe enger verknüpften Fragen angeschnitten, in Aufgabe 2: unter welcher Bedingung das Verhältnis der Krümmungen  $k_1 : k_2$ , in Aufgabe 3: unter welcher der Unterschied der Krümmungen  $k_1 - k_2$  den Mindestwert erreicht; aus den Textabb. 4 und 5\*\*) gewinnt man die Überzeugung, daß unter den unendlich vielen Lösungen drei besonders ausgezeichnete bestehen, von denen jedoch die von Pan empfohlene vom Standpunkte der Betriebswirtschaft das ungünstigste Ergebnis liefert; die Lösung der Aufgabe 3 gibt die erstrebenswerteste Anordnung; zwischen diesen beiden Grenzen liegen die unendlich vielen Lösungen, zu denen man je nach den örtlichen und baulichen Verhältnissen greifen wird.

Dem Vorschlage von Pan wird man daher bei Neu- und Um-Bauten nur im Falle zwingender Notwendigkeit heiftpflichten dürfen.

Wien, im Januar 1918.

Ingenieur L. Herzka, Staatsbahnamt.

\*) Organ 1917, S. 4.

\*\*) Organ 1917, S. 6 und 7.

\*) Organ 1918, S. 9.

\*\*) Zeitschrift der österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines 1903, S. 209.

\*\*\*) Organ 1915, S. 258.

Zu den vorstehenden Äußerungen des Herrn Ing. L. Herzka erwähne ich folgendes\*). Die von ihm angeführten Veröffentlichungen waren mir zur Zeit der Abfassung meiner Abhandlung nicht bekannt. Ich halte es für keinen übermäßigen Mangel, wenn bei einem Korbbogen grössere Unterschiede der Krümmungen der beiden Bogen vorliegen, wenn nur der kleinere Halbmesser nicht kleiner ist, als der sonst kleinste zulässige

\*) Durch die eingetretenen politischen Verhältnisse verspätet.

### Vorschlag eines neuen Oberbaues von Maas.

Zu dem Aufsätze des Geheimen Baurates Samians: »Die Vorbedingungen guten Oberbaues«\*) und der Besprechung früherer Bearbeitung des Gegenstandes durch Dr.-Ing. Saller\*\*) gehen uns seitens des Geheimen Baurates Maas folgende Erörterungen zu.

»Inzwischen sind eine grössere, alle wichtigen Teile des Oberbaues darstellende Zeichnung und ein Blatt mit Berichtigungen und Ergänzungen zur zweiten Auflage meiner Abhandlung\*\*\*) erschienen. Diese neuen, noch nicht berücksichtigten Veröffentlichungen scheiden minder zweckmäßige Bauarten aus und bevorzugen im Grosfbetriebe einfach herstellbare Bauteile, ihre Kenntnis ist für die Abgabe endgültigen Urteiles wesentlich.

Seitliche Verschiebung des Gleises oder einer Schiene dürften gegen den üblichen Oberbau nicht in erhöhtem Masse zu besorgen sein. Jede Schiene ruht in einer tiefen Nut der Unterlegplatte, die beiden Unterlegplatten sind durch eine der Spur angepasste Stange verbunden, die durch einen, wenn nötig mehrere, Bolzen mitten an der Schwelle befestigt ist. Die Schwelle erhält Verschlusskappen an den Köpfen; sollten diese schwierig herstellbar sein, so genügt das Abbiegen der tief liegenden Fussplatten der Schwelle nach unten, die dann tief in die Bettung greifen.

Die Keile unter den Unterlegplatten könnten sich aber lockern, und das Schienenlager sich senken. Bei der Neigung der Keile nach 1:50 wird zwar, selbst bei Ausbleiben allen Raddruckes, durch die Einspannung des Keiles seine selbsttätige Lockerung verhindert oder erscheint doch wenig wahrscheinlich. Zu völliger Sicherung soll der Unterlegkeil jedoch auf eine der bekannten Weisen an den Schwellenrippen mit Keilwirkung unverschieblich befestigt werden.

Der Länge nach erhalten die Schienen an den Mittelschwellen, die zur Verhinderung des Wanderns nötige Zahl von Klemmen, die Schwellen dürften bei der tiefen Lage der Flusflanschen ebenso fest liegen, wie die Kofferswellen. Für das Wandern der Unterlegplatten quer zu den Schwellen fehlt der Antrieb, wenn die Schienen am Wandern verhindert sind; die Unterlegplatten, sowie die Fusslaschen des Stofses sind trotzdem noch zwischen den Schwellenrippen gehalten.

Neben dem Spielraume zur Freigabe der lotrechten Bewegungen der Schienen ist eine Federplatte auch unter der Mutter der Hakenschraube vorgesehen; nun auf den Spielraum zu verzichten, erscheint jedoch nicht richtig, weil die Feder erlahmt, und die Grösse ihrer Federung für die vielfach erheb-

\*) Organ 1919, S. 161.

\*\*) Organ 1919, S. 172.

\*\*\*) Für 20 *M* vom Verfasser, Berlin-Steglitz, zu beziehen.

der Bahn; andern Falles wird meine Lösung zu verwerfen sein. Beim Abstecken von Bogen für die Neubauten von Gleisen habe ich mein Verfahren wiederholt mit Vorteil verwendet. Ich erkenne aber ohne Weiteres an, daß die von Herrn Ing. Herzka aufgestellte Bedingung besser begründet ist, als die von mir aufgestellte.

Jägerndorf, im Februar 1919.

Ing. V. Pan.

### Oberbaues von Maas.

lichere Grösse der Bewegungen der Schienen nicht genügt. Ummantelung des Spielraumes gegen Staub erscheint bei der Höhe der Lage vielleicht unnötig.

Die Frage, ob die vorzeitige Abnutzung des Gleises am Schienenstofs auf die Stufe oder den Knick zurück zu führen sei, ist mindestens strittig. Daß die Anlaufkante heil bleibt und die Anlaufspur 5—6 cm hinter der Kante erscheint, kann eine Folge der Abschragung der Kante und des Springens der Räder an der Stufe sein. Die Stufenbildung dürfte nur anfänglich an neuem Oberbaue auftreten, die Anlaufschiene schnell durch die Schläge der empor geschleuderten Räder bis unter die Ablaufschiene durchgebogen, und so der Knick früh herbei geführt werden.

Die Anordnung des Stofses kommt allerdings der des festen nahe, immerhin wird bei 50 cm Breite der Stofsschwelle eine Kraglänge der Anlaufschiene von 5 bis 6 cm, also eine gewisse Weichheit des Überganges der Räder erreicht. Eine Verbreiterung der Stofsschwelle kommt der Länge des freischwebenden aufnehmenden Schienenrandes voll zu gute, so daß letzteres bei einer Schwellenbreite von 60 cm die bisher meist übliche, aber kaum erforderliche Länge von 15 cm erhalten würde. Der Stofs als Ganzes kann sich, wie die übrige Schiene, lotrecht bewegen. Die Lagerung in der beweglichen Fusslasche erstrebt die Vereinigung der Vorzüge des festen und schwebenden Schienenstofses. Für in beiden Richtungen befahrene Nebengleise kann auf eine grössere Kraglänge verzichtet werden.

Da die Randrippen der Schwelle schwach sind, verlegen sie die Nulllinie nicht erheblich nach oben; auch kann man den Baustoff durch geeignete Abmessungen noch etwas vorteilhafter verteilen.

Der Kasten zwischen den Rippen ist allerdings etwas tiefer, als der der Rippen nach Haarmann. Zwecks Entwässerung kann man den Keil unter der Unterlegplatte etwas schmaler halten, als den Kasten, oder einige Löcher in der Decke anbringen. Der an der Schwelle 7 vorhandene muldenartige Kasten, der Rest des trogartigen Verbindungsbleches der Schwelle von Gelbke, hat grössern Inhalt, als der hier entstehende.

Um bei der Lagerung der Schiene auf der Wölbung der Unterlegplatte hinreichende Grösse der Druckfläche zu erzielen und so die Elastizitätsgrenze einzuhalten, ist der Schienenfuß verbreitert. Das hat walztechnisch kein Bedenken, wie die breiten amerikanischen Schienen und die breitflanschnigen Träger mit gleichbleibender Dicke der Flansche von Differdingen, Peine und Rombach beweisen.

Die ausser den erörterten etwa noch auftretenden Schwierig-

keiten dürften den Verzicht auf die grundsätzlichen Vorzüge des Oberbaues nicht begründen, die in der Trennung der Befestigung der Schiene auf der Unterlegplatte von der Unterlegplatte auf der Schwelle, in der Freigabe der lotrechten Bewegung der Schiene in sicheren Grenzen, für die das Spiel der Federplatten nicht ausreicht, und in der unbeweglichen Lagerung der Schwelle in der Bettung beruhen, die als zartester

Teil des Oberbaues von den Schlägen der Räder frei zu halten ist, und dann weniger des Stopfens bedarf.« Maas.

Die Schriftleitung hält die anlässlich der Vorschläge von Maas aufgeworfenen Fragen hiermit für genügend erörtert; endgültige Entscheidung kann nur die Verwendung im Betriebe bringen, über deren Zweckmäßigkeit das Urteil von Fachmännern entscheiden muß.

## Nachruf.

**Berthold Körting †.**

Am 6. April 1919 ist der Geheime Kommerzienrat Berthold Körting zu Hannover im 80. Lebensjahre nach längerem, zuletzt schwerem Leiden von uns geschieden, die deutsche Technik hat in ihm einen ihrer bekanntesten und erfolgreichsten kaufmännischen Vertreter verloren.

Körting wurde am 6. Juli 1839 als Sohn des Direktors der Gasanstalt von Hannover geboren, in deren Bezirke er mit zwei Brüdern und einer Schwester, die ihn, jetzt alle über 80 Jahre alt, überleben, oft von ihm gepriesene glückliche Jugendjahre genoss. Nach Besuch der bekannten höhern Bürgerschule seiner Vaterstadt erhielt er in dortigen Geschäften kaufmännische Ausbildung, die er dann im Dienste der mechanischen Spinnerei in Linden, mehrere Jahre als geschickter Vertreter in Bentheim, verwertete. Während des Krieges 1870/71 gründete er dann als kaufmännischer Leiter mit seinem Bruder Ernst eine Unternehmung zur Verwertung der Patente dieses geistvollen Ingenieurs auf Strahlvorrichtungen, sich selbst schnell auch in technische Gebiete einarbeitend. Mit dem des gleichzeitig geborenen Deutschen Reiches breitete sich der Einfluss des Werkes der Gebrüder Körting rasch über die ganze Erde aus, in allen bedeutenden Hauptstädten der Welt saßen Vertreter des bald als Aktiengesellschaft ausgestalteten Stammhauses in »Körtingsdorf« bei Hannover, dessen glanzvolle, allen Fortschritten sofort folgende, wenn nicht vorausseilende Leistungen zu allgemein bekannt und berühmt sind, als daß sie hier im Einzelnen aufgeführt werden müßten.

Als Vorsitzender des Aufsichtsrates ist Berthold Körting bis an sein Ende in maßgebender und schöpferischer Tätigkeit geblieben, nun ist er in hohem Alter doch zu früh heimgegangen in dem Augenblicke, da die Vernichtung des Reiches auch sein mit dessen Schicksalen eng verbundenes Lebenswerk in Frage stellt, ja zum Teile vernichtet hat.

Im Wesen Körtings traten Frohsinn, reiche Lebensbetätigung, Tatkraft in unermüdlicher Arbeit, Herzlichkeit gegenüber seinen glücklich geführten Angehörigen und seinen Freunden, Wohltätigkeit mit stets offener Hand, Pflichttreue und Wohlwollen seinen zahlreichen Untergebenen gegenüber, Freude an der Pflege vielseitigster Leibesübung, vor allen aber glühende und bis in seine letzte Stunde betätigte Vaterlandsliebe besonders hervor. Seinem Eifer und den gewonnenen Verbindungen ist die Einführung der Handfeuerwaffe des Heeres in alle deutschen Schützenverbände und zielbewusste Pflege des Schießens zur Wehrhaftmachung der Jugend zu danken, er hinterläßt einen Schatz an Preisen meisterhafter Leistung auf diesem Gebiete, der einzig dasteht.

Die letzten Jahre haben schwer auf der Seele dieses warm empfindenden Freundes des Vaterlandes gelastet, aber er erlahmte nicht in fast übermenschlicher Anstrengung, das furchtbare Unheil, das er kommen sah, abzuwehren. Nun ruht der Feuergeist, es ist ihm erspart, das Letzte, vielleicht Schrecklichste noch mit zu erleben; wir begrüßen seine Abwendung von irdischen Drangsalen zur ewigen Ruhe, aber wir trauern in ehrendem Gedenken um den Verlust eines unserer Besten!

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

### Allgemeine Beschreibungen und Vorarbeiten.

#### Badisches Wasserkraftwerk an der Murg.

(Mattern, Zentralblatt der Bauverwaltung 1919, Heft 22, 12. März, S. 116.)

Mitte November 1918 wurde der Betrieb des nach fast fünfjähriger Arbeit fertig gestellten Murgwerkes eröffnet. Der erste, jetzt beendete Ausbau umfaßt das Murgstollenwerk als untere Druckstufe und das Niederdruckwerk bei Forbach, die Fernleitung über Karlsruhe nach Mannheim und über den Rhein mit 100 000 V und das Netz zur Verteilung für 20 000 V. Das Hauptwerk macht bei 146 m mittlern Gefälle 35 000 PS nutzbar. Im Niederdruckwerke sind zwei Turbinen von je 850 PS größter Leistung aufgestellt. Die gegenwärtige durchschnittliche Jahresleistung ist 41 Millionen KWst. Außerdem können noch etwa 12 Millionen KWst unständiger Leistung von jeweils mindestens sechstägiger Dauer gewonnen werden. Der vorläufige erste Ausbau kostet etwa 23 Millionen M.

Die Einträglichkeit erscheint gesichert. Der Ausbau der obern Stollenanlage und einiger Staubecken wird zur Zeit bearbeitet und soll in absehbarer Zeit hergestellt werden. Württembergisches Gebiet kann mit einem großen Staubecken bei Obertal als dritter Ausbau angeschlossen werden, worüber Verhandlungen zwischen den beiden Regierungen geführt wurden. Die Kraftanlage ist vom Staate gebaut und wird von ihm betrieben. Der Strom wird zum Selbstkostenpreise abgegeben. Für die Verteilung des Stromes ist ein gemischtwirtschaftliches Unternehmen mit Beteiligung einiger großer Städte und Gesellschaften ins Leben gerufen, auch diesem ist billige Stromabgabe auferlegt. Schützer gibt in einer Schrift\*), anschließend an die Be-

\*) Das Murgkraftwerk. Maßgebende Gesichtspunkte beim Bau elektrischer Wasserkraftanlagen. Von Dr. H. Schützer. 34. Heft der „Volkswirtschaftlichen Abhandlungen der badischen Hochschulen“. XI und 101 Seiten in Achtelgröße und 1 Tafel. Karlsruhe i. B. 1915. G. Braunsche Hofbuchdruckerei und Verlag. 3,2 M.

beschreibung des Murgwerkes und dessen wirtschaftlicher Grundlagen, Richtpunkte für wirtschaftliche Aufrechnungen, Geld-

beschaffung und Aufbau elektrischer Wasserkraftwerke. Reiche Quellenangabe unterstützt die Darlegungen. B—s.

## Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

### Durchbruch des letzten Tunnels der Bagdadbahn.

Die auf Seite 46 des »Organ« von 1919 veröffentlichte Mitteilung wird wie folgt berichtigt:

Der letzte, 3795 m lange Tunnel der Taurusstrecke wurde am 15. November 1916 durchgeschlagen. Vom 22. Januar 1917 ab wurden die Beförderungen für das Heer über den Taurus

unter Aufrechterhaltung des Baubetriebes auf einer durch die Taurustunnel verlegten Feldbahn mit 60 cm Spur durchgeführt. Am 9. Oktober 1918 konnte auf der Taurusstrecke der Betrieb auf Regelspur eröffnet werden. Damit war die ununterbrochene regelspurige Verbindung zwischen Haidar-Pacha und der damaligen Gleisspitze bei Nissibin hergestellt.

## Bahnhöfe und deren Ausstattung.

### Elektrische Schneeschmelzer für Weichen.

(Railway Signal Engineer 1918, Bd. 11, Heft 10, Oktober, S. 310, mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 4 bis 8 auf Tafel 20.

Abb. 4 bis 7, Taf. 20 zeigen eine bewährte elektrische Vorkehrung zum Freihalten der Weichen von Schnee. Zu diesem Zwecke wird eine Anzahl in ein 89 mm weites, 508 mm langes Rohr eingeschlossener Heizkörper zwischen die Schwellen unter die Schiene gelegt. Sie werden von einem Stromkreise nach Stärke und Art des Stromes mit Drahtspulen versehen, für die an geeigneter Stelle frei vom Gleise ein Schalter angeordnet ist. Die Wärme steigt in der ersten halben Stunde auf etwa 100°, nach einer Stunde auf 135° über der Außenwärme.

Als innerhalb dreier Jahre einmal ein starker Sturm längs des Gleises mehr Schnee zwischen Zunge und Backenschiene getrieben hatte, als geschmolzen werden konnte, wurden die Weichenstangen und der Raum neben Backenschiene und Zunge mit einer hölzernen, an der Zunge metallenen Bedeckung versehen (Abb. 8, Taf. 20), so daß die Wärme nur durch den Raum zwischen diesen austreten konnte. Verschiedene Teile der Bedeckung sind angelenkt, um die Vorkehrung während des Sturmes nachsehen und ausbessern zu können. Die Bedeckung wurde ein Jahr an zwei Weichen mit Erfolg erprobt.

Die Heizkörper erfordern je 11 Amp bei 36,67 V. Sie können für Gleich- oder Wechsel-Strom verwendet werden. Für eine Weiche mit 4,6 m langen Zungen wurden gemäß der Spannung des Netzes 18 Heizkörper mit 7,26 KW Stromverbrauch verwendet. B—s.

### Bearbeitung von Radscheiben für Eisenbahnwagen.

(Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen, Dezember 1918, Heft 12, S. 119. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen, Abb. 2 und 3 auf Tafel 20.

Zur Bearbeitung von Radscheiben werden neuerdings fast allgemein Plan-Drehbänke mit wagerechtem Tische und mehreren gleichzeitig arbeitenden Werkzeugen gebaut. Eine solche Maschine neuester Ausführung von O. Froriep G. m. b. H. in Rheydt zeigen Abb. 2 und 3, Taf. 20. Sie besteht aus dem Untersatze mit umlaufender Aufspannscheibe, den beiden Ständern mit angegossenem Querholme, drei Werkzeughaltern für die Drehstähle, einem für den Bohrstahl und dem zugehörigen Getriebe. Das Bett für die Planscheibe ist mit dem Untersatze der Ständer verschraubt, kann also zum Nacharbeiten der Gleitbahn für die Scheibe leicht abgenommen werden. Die Planscheibe erhält drei nach der Mitte spannende Klauen mit besonderen Oberklauen, die durch Schraubenspindeln einzeln

verstellt werden, so daß kräftiges Einspannen auch ungleichmäßiger Werkstücke möglich ist. Die Späne können durch Öffnungen in der Planscheibe und die hohle Spindel in eine Grube unter dem Gestelle gleiten. Die Planscheibe dreht sich in einer V-förmigen Führung des Untersatzes und hat eine kräftige stählerne Achse. Ihr oberes Lager kann durch Ringmuttern gegen Verschleiß nachgestellt werden. Die elektrische Triebmaschine von 30 PS steht hinter der Maschine auf dem Räderkasten und arbeitet mit mehreren Stirnradvorgelegten, Kegelrädern und Ritzel auf den kegeligen Zahnkranz der Planscheibe. Diese erhält zwei Arbeitgeschwindigkeiten, eine für Bearbeitung des äußeren Durchmessers der Radscheibe, die zweite zum Ausbohren der Nabe. Eine Reibekuppelung ermöglicht Übergang von einer Geschwindigkeit zur andern ohne Ausschalten des Antriebes. Die vier Werkzeugschlitten I bis IV gleiten auf dem Querholme der Ständer in verschiedenen neben einander liegenden Führungen, so daß sie lang und sicher abgestützt sind und leicht verschoben werden können. Die Werkzeugträger selbst sind auf den Schlitten rechteckig mit langen Gleitflächen geführt und werden durch Gegengewichte ausgeglichen. Der Vorschub der Schlitten ist in bestimmten Richtungen selbsttätig und wird von einem gemeinsamen Getriebe abgeleitet, das Regelung in weiten Grenzen erlaubt.

Von den vier Schlitten dient der äußerste rechts I zur Bearbeitung des äußeren Kranzes mit einem Schrapp- und einem Schlicht-Stahle. Der Schlitten II trägt den Stahl zum Abdrehen der Oberfläche und zum Abecken der Nabe. Der letztere Vorgang wird von Hand gesteuert, das Abdrehen erfolgt mit selbsttätigem Vorschub. Der mittlere Werkzeugträger III dient zum Ausbohren der Nabe mit zwei über einander liegenden Stählen. Der Vorschub ist wieder selbsttätig mit Schnell- und Fein-Einstellung. Er löst sich selbsttätig aus, sobald die vorgeschriebene Tiefe der Bohrung erreicht ist. Der Schlitten IV bearbeitet den äußersten Kranz der Radscheibe in wagerechter Richtung selbsttätig. Von seinen beiden Stählen schrappt der eine vor, der andere sticht den Schwalbenschwanz zum Einlegen des Sprengringes ein. Anbringen eines besondern Stahlhalters mit einem runden Formstahle ist möglich, jedoch meist entbehrlich, da die beiden anderen Stähle genügen. Gleich dem Werkzeugträger II erhält auch IV zusätzliche Schaltung von Hand durch eine Ratsche und Einstellung durch Handrad und Gewindespindel.

Die Werkstücke werden mit einem Schwenkkrane aufgelegt, dessen Winde vom Hauptantriebe durch eine Wendereibekuppelung betrieben wird.

Zweckmäßig arbeiten zwei Maschinen zusammen, wobei die eine den obern, die andere den untern Teil der Scheibe fertigstellt. Die Nabe wird auf besonderen Maschinen fertig ausgebohrt. Die Reihenfolge der Arbeitsvorgänge ist nachstehende:

1. Die Radscheibe wird mit der langen Nabe nach oben aufgespannt, die Klauen fassen von innen.
2. Der äußere Kranz wird mit dem Werkzeuge des Schlittens IV wagerecht überdreht.
3. Die Stähle I rechts außen bearbeiten den Kranz in senkrechter Richtung.
4. Die Werkzeuge IV links drehen die Hohlkehle für den Übergang des äußern Kranzes in den Boden.
5. Das Werkzeug II rundet die Nabe ab, gleichzeitig wird vom linken Stahle des Halters IV die Nut für den Sprengring eingestochen.
6. I bearbeitet den äußern Rand senkrecht, IV schlichtet den Kranz wagerecht nach.

7. Die mittlere Spanschraube wird gelöst.

8. Die Nabe wird mit II oben überdreht, ihre Höhe durch Lehre festgelegt. Nach Fertigbearbeitung des äußern Randes wird:

9. die Reibkuppelung durch Drehen des Handrades umgelegt und die Nabe mit schnellem Gange nachgerichtet.
10. Die scharfe Kante der Nabe wird gebrochen.
11. Dann wird die Scheibe auf die zweite Maschine mit der kurzen Nabe nach oben, den Klauen außen umgespannt.
12. Mit dem Bohrwerkzeuge III wird die Nabe ausgebohrt, gleichzeitig von rechts angedreht. Der Werkzeugschlitten I tritt nicht in Tätigkeit.
13. Während des Ausbohrens wird die Oberfläche des Kranzes mit den Stählen IV fertiggestellt.

Bei Verwendung von zwei Maschinen können mit geschulter Mannschaft 24 Radscheiben in zehn Stunden fertiggestellt werden.  
A. Z.

## Maschinen und Wagen.

### 1 D 1. IV. T. F. S-Lokomotive der sächsischen Staatsbahnen.

(Die Lokomotive 1919, Februar, Heft 2, S. 17. Mit Lichtbild.)

Die von der sächsischen Bauanstalt vormals R. Hartmann in Chemnitz gelieferte Lokomotive ist deren 4000ste; sie soll Schnellzüge mit 430 t Gewicht der Wagen auf langen Steigungen von 10 ‰ mit 65 km/st und auf der Wagerechten mit 100 km/st befördern. Um nicht zu langen Rost zu erhalten, wurde eine breite, über die hintere Laufachse gehende Feuerbüchse gewählt; sie ist halbrund, Vorder- und Rück-Wand und der Grundring sind nach vorn geneigt, um den Schwerpunkt nach vorn zu rücken. Der Kessel ist mit 11468 mm ungewöhnlich lang, die Rauchkammer mit dem Sattelgufsstücke der Hochdruckzylinder unmittelbar verschraubt.

Der Rahmen ist aus Barron gebildet, die Tragfedern der Triebachse, der Kuppelachsen und der hintern Laufachse sind unter, die der vordern Laufachse über der Achsbüchse angeordnet. Die Federn der Laufachsen sind mit denen der benachbarten Kuppelachsen durch Ausgleichhebel verbunden. Die Spurräder der dritten Kuppelachse sind 15 mm schwächer, als die der übrigen Achsen.

Die vordere Laufachse bildet mit der ersten Kuppelachse ein Drehgestell nach Kraufs-Helmholtz; es schwingt um einen Mittelzapfen mit jederseits 57 mm Seitenspiel, die Kuppelachse hat 20, die Laufachse 100 mm Spiel nach jeder Seite. Die der Bauanstalt geschützte Rückstellvorrichtung der Kuppelachse sichert auch bei allen Geschwindigkeiten ruhigen Gang. Die hintere Laufachse nach Adams hat jederseits 60 mm Seitenspiel.

Die Dampfverteilung erfolgt durch Kolbenschieber und die von Lindner verbesserte Steuerung nach Heusinger\*). Die Bewegung der Schwinde wird von der äußern Steuerung für Niederdruck durch eine Kehrwellen auf die inneren Schieber für Hochdruck übertragen, zum Decken und Voreilen sind besondere Voreilhebel bei beiden Steuerungen nach von Borries angeordnet. Mit dem Voreilhebel für Hochdruck ist der Schieber zum Nachfüllen von Lindner gekuppelt. Die

Kolbenschieber haben einfache Ein- und Aus-Strömung, für Hochdruck von innen, für Niederdruck von außen. Die Dichtringe haben die Bauart Fester, zum Umsteuern dient eine Schraube.

Alle vier Zylinder liegen in derselben Ebene unter der Rauchkammer, ihre Kolben wirken auf die dritte Achse. Die zu einem Sattelgufsstücke vereinigten Hochdruckzylinder liegen zwischen den Rahmen in 1:8,61 Neigung, um der zweiten Achse auszuweichen, die äußeren Niederdruckzylinder sind wagerecht mit dem Rahmen und dem Sattel der Hochdruckzylinder verschraubt. Der als Verbinder dienende Raum zwischen Hoch- und Niederdruck-Zylinder wurde möglichst groß bemessen, auf dem hintern Stützen sitzen rechts und links in getrennter Anordnung je ein Luftsaug- und Sicherheit-Ventil; letztere blasen bei 7 at Überdruck im Verbinder ab. Für den Leerlauf hat jeder Zylinder Druckausgleich durch Hähne, die mit Handhebel und Gestänge vom Führerstande aus betätigt werden. Mit diesem Gestänge sind die Luftsaugventile zwangsläufig verbunden.

Alle Kreuzköpfe sind einschienig, die Kropfachse hat einen mittlern Schrägarm und zwei seitliche Kurbelscheiben mit Aussparungen nach Frémont.\*) Mit Ausnahme der vordern Laufachse haben alle Achsschäfte außen durch Pfropfen verschlossene Bohrungen von 60 und 70 mm.

Zum Zwecke des Anfahrens wird Frischdampf aus der Nafsdampfkammer des Überhitzers entnommen und durch ein 30 mm weites Rohr dem Anfahrhahne von Lindner auf dem rechten Träger der Steuerung zugeführt; von hier aus wird er durch eine Zweigleitung in die hinteren Verbinderstützen geleitet. Der Anfahrhahn von Lindner ist zwangsläufig mit der Umsteuerung verbunden und so eingerichtet, daß er sich erst bei 60 ‰ Füllung mit Hochdruck öffnet und nur bei ganz ausgelegter Steuerung ganz offen ist. Alle Trieb- und Kuppelräder werden einklotzig von vorn, die Laufräder einklotzig von hinten gebremst; der Bremsdruck beträgt 0,59 G oder

\*) Organ 1909, S. 322; 1916, S. 21.

\*) Organ 1914, S. 122.

0,64  $G_1$ . Die Luftpumpe ist zweistufig nach Knorr, die Bremseinrichtung nach Westinghouse.

Das mit Blech belegte Holzdach des Führerhauses hat zwei Lüfthauben, an der Vorderwand rechts und links je ein Drehfenster und zwei Klappfenster.

Zu der Ausrüstung gehören eine Schmierpumpe von Michalk mit zwölf Schmierstellen für Zylinder und Schieber, ein Geschwindigkeitsmesser von Haufshälter. Der Sandkasten sitzt zwischen Schornstein und Dom: mit einem Luft-Sandstreuer von Oelert und einem Handsandstreuer kann Sand vor die Räder der ersten und dritten Kuppelachse geworfen werden. Die Radflansche der vordern Lauf- und der ersten Kuppel-Achse werden mit Dampf aus den Abdampfleitungen der Speise- und Luft-Pumpe genetzt.

Der runde Vorwärmer nach Knorr ist zwischen der dritten und vierten Kuppelachse quer zum Rahmen so angeordnet, daß sein Rohrbündel herausgenommen werden kann.

Die beiden vorderen Achsen des vierachsigen Tenders liegen in einem Drehgestelle, die hinteren in dem mit dem Wasserkasten verbundenen Rahmen. Alle Räder des mit Hand- und Westinghouse-Bremse ausgerüsteten Tenders werden zweiklotzig gebremst.

Die Lokomotive ist in Europa die erste 1 D 1-Lokomotive mit Triebrädern von 1905 mm Durchmesser; ihre Hauptverhältnisse sind:

Durchmesser der Zylinder, Hochdruck $d$	480	mm
» » » Niederdruck $d_1$	720	»
Kolbenhub $h$	630	»
Durchmesser der Kolbenschieber, Hochdruck	250	»
» » » Niederdruck	300	»
Kesselüberdruck $p$	15	at
Kesseldurchmesser, größter innerer	1790	mm
Kesselmitte über Schienenoberkante	2950	»
Heizrohre, Anzahl	156 und 28	
» , Durchmesser	52/57 und 124/133	mm
» , Länge	5800	»
Heizfläche der Feuerbüchse, feuerberührte	15,6	qm
» » Heizrohre	211	»
» des Überhitzers,	74	»
» im Ganzen $H$	300,6	»
Rostfläche $R$	4,5	»
Durchmesser der Triebräder $D$	1905	mm
» » Laufrädervorn	1065	»
» » Tenderräder	1000	»
Triebachslast $G_1$	68	t
Betriebsgewicht der Lokomotive $G$	100	»
Leergewicht » » »	90	»
Betriebsgewicht des Tenders	61,8	»
Leergewicht » » »	24,3	»
Wasservorrat	31	cbm
Kohlenvorrat	7	»
Fester Achsstand	4000	mm
Ganzer »	11960	»
Ganzer » mit Tender	19182	»
Länge mit Tender	22632	»
Zugkraft $Z = 2,0,75 \cdot p \cdot (d^{cm})^2 \cdot h : D =$	17144	kg

Verhältnis $H : R$	»	=	68,8	kg
» $H : G_1$	»	=	4,42	qm/t
» $H : G$	»	=	3,01	»
» $Z : H$	»	=	57,03	kg/qm
» $Z : G_1$	»	=	252,1	kg t
» $Z : G$	»	=	171,4	»

—k.

#### Neue elektrische Lokomotiven der Chicago, Milwaukee und St. Paul-Bahn für Reisezüge.

(W. R. Stinemetz, Electric Journal 1918, Vol. 65, Heft 2, S. 40.)

Die Westinghouse-Gesellschaft baut gegenwärtig für den Reisedienst der Chicago-Milwaukee-Bahn zehn elektrische Lokomotiven für 950 t schwere Züge im gebirgigen Gelände bei der bisher gebräuchlichen Geschwindigkeit. Die ganze Stundenleistung der Triebmaschinen beträgt 4000 PS, 3200 PS im Dauerbetriebe, die Anfahrkraft 50,7 t, die Geschwindigkeit in der Ebene 90, auf 2% Steigung 40 km.

Bemerkenswert ist die Regelung der Geschwindigkeit in neun Stufen von 12,8 bis 90 km/st ohne übermäßige Verluste in Widerständen. Dadurch wird die Führung des Zuges erleichtert und eine günstigere Verteilung der Spitzenbelastungen erreicht. Die Regelung wird durch sechs doppelte Triebmaschinen mit 1500 V Spannung erzielt, die für drei Geschwindigkeiten in Gruppen geschaltet werden, nämlich

- Stellung 1: sechs Triebmaschinen hinter einander,  
 „ 2: zwei Gruppen von je drei Triebmaschinen hinter einander,  
 „ 3: drei Gruppen von je zwei Triebmaschinen hinter einander.

Diese Verbindungen geben ein Drittel, zwei Drittel und volle Geschwindigkeit. In jeder Verbindung werden wieder zwei Geschwindigkeiten dadurch erzielt, daß an die Hauptfelder mit Induktion Nebenfelder angeschlossen werden, die die Stromspitzen verringern, Verluste in Widerständen ersparen und die Leistungen auf verschiedenen Steigungen nahezu gleichförmig erhalten. Die Anwendung der doppelten Triebmaschinen ermöglicht die wirksamste Ausnutzung des Raumes zwischen den Triebrädern und den Gebrauch zweier Stromsammeler für je 750 V, so daß die bessere Stromwendung der Maschinen für niedrige Spannung erhalten bleibt.

Die Hilfseinrichtungen werden mit niedriger Spannung betrieben, bis auf die Triebmaschine des Stromerzeugers für die Zugbeleuchtung. Die daraus folgende Vereinfachung führt zu geringen Kosten der Wartung und des Betriebes, da innerhalb der Lokomotive Hochspannung vermieden ist.

Das Bremsen im Gefälle geschieht unter Rückgewinnung von Strom. Dazu werden die gleichen Schaltverbindungen verwendet wie beim Fahren, mit dem Unterschiede, daß die Felder der Haupttriebmaschinen von Stromerzeugern an den Achsen, überdies regelbar, erregt werden. Die Erreger werden mit Ausgleichwiderständen so angeschlossen, daß die Stetigkeit der Triebmaschinen auch während des Rückgewinns gewahrt bleibt, unabhängig davon, ob Änderungen der Spannung im Fahrdrachte gleichmäßig oder plötzlich erfolgen. Die von Achsen betriebenen Stromerzeuger liefern auch den Strom für die Luft-

pumpen und Lüfter während der Fahrt. Dadurch wird sichere Zufuhr von Strom zu den Triebmaschinen der Luftpumpen, unabhängig vom Fahrdrachte gewährleistet, so daß der Zug auch steile Gefälle sicher befahren kann.

Die Heizung wird unabhängig von der elektrischen Einrichtung von einem mit Öl gefeuerten Kessel besorgt. Jede Lokomotive nimmt 13,6 t Wasser und 2,8 t Rohöl auf.

Die 1,73 m großen Triebräder tragen je 12,45 t. Die Länge zwischen den Kuppelungen beträgt 27 m, das Betriebsgewicht 266 t, das Anhängengewicht 149,5 t. Zwei 2C1-Triebgestelle sind mit einander und mit zwei zweirädrigen Gestellen gekuppelt. Der Schwerpunkt eines Triebgestelles mit den Maschinen liegt 1,054 m, der ganzen Lokomotive 1,6 m über Schienenoberkante. Sch.

### Nachrichten über Aenderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Sächsische Staatseisenbahnen.

Der Präsident der Generaldirektion, Dr.-Ing. C. h. Dr. phil. Ulbricht, ist in den Ruhestand getreten. Zu seinem Nach-

folger wurde der bisherige Vizepräsident dieser Behörde, Dr. Mettig, ernannt.

Preussisch-hessische Staatseisenbahnen.

Versetzt: Regierungs- und Baurat Zoche, bisher in Breslau, als Oberbaurat, auftragweise, nach Essen; Regierungs- und Baurat Hermann Meyer, bisher in Cassel, als Oberbaurat, auftragweise, nach Halle a. S.

Beauftragt: Regierungs- und Baurat Senst in Halle a. S. mit der Wahrnehmung der Geschäfte eines Oberbaurates bei der Eisenbahndirektion daselbst.

Deutsch-österreichisches Staatsamt für Verkehrswesen.

Verliehen: Den Bauräten Ing. Hiller, Dr. techn. Ing. Wirth, Ing. Roth, Ing. Krupicka, Ing. Wjelemans Edler

von Monteforte und Ing. Schützenhofer der Titel und Charakter eines Oberbaurates. k.

### Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Gleisrücker mit quer verschiebbaren und lotrechten Paaren von Zwängrollen und Vorrichtung zum Heben des Gleises.

D. R. P. 310933. O. Kammerer in Charlottenburg und W. U. Arbenz in Zehlendorf bei Berlin.

Hierzu Zeichnungen Abb. 16 bis 18 auf Taf. 22.

Auf den beiden Drehgestellen 1 ruht die Brücke 2, die in ihrer Mitte die Zwängrollen 3 mit lotrechten Achsen und unteren Flanschen 4 trägt, die auch zum Heben dienen. Von den Laschen sind die äußeren oberen Kanten so weit abgehobelt, daß der Schienenkopf noch genügend unterstützt wird, daß aber die Flanschen 4 noch mit ihrer ganzen Breite unter den Schienenkopf fassen können. Auf jeder Seite jeder Schiene sind drei, im Ganzen also zwölf Rollen 3 vorgesehen. Die drei Zapfen auf jeder Seite einer Schiene sind in einem Klotz 6 gelagert, der an seinen beiden Enden je einen Zapfen 7 trägt. Die acht Zapfen 7 sind in einem Querschlitzen 8 gelagert, der mit Rollen 9 in einem Rahmen 10 läuft, der gegen die Brücke 2 nur der Höhe nach verschoben werden kann. Zu diesem Zwecke ist er mit zwei Schraubenspindeln 11 an der Brücke 2 aufgehängt. Auf den oberen Enden der Spindeln 11 sind Kegehräder 12 befestigt, in die auf einer gemeinsamen Welle 14 sitzende Kegeltriebe 13 greifen. Die Welle 14 kann mit einer aufsteckbaren Kurbel in beiden Richtungen von Hand

gedreht und dadurch der Rahmen 10 mit allen Rollen 3 und das Gleis gehoben und gesenkt werden.

Der Querschlitzen 8 trägt in seiner Mitte einen Klotz 15, in dem eine im Rahmen 10 drehbar fest gelagerte Spindel 16 mit Gewinde geführt ist. Wird diese mit einer Kurbel entsprechend gedreht, so werden der Querschlitzen 8, alle Rollen 3, somit das Gleis verschoben.

Für gleichzeitiges Ein- oder Ausrücken aller Rollen 3 trägt jeder der vier Klötze 6 zwei senkrechte Arme 17, deren freie Gabelenden die Zapfen 18 der Muttern 19 umfassen. Die beiden an einer Schiene liegenden Muttern haben linkes und rechtes Gewinde. Alle Muttern sitzen auf einer mit entsprechenden Gewinden versehenen Spindel 20, die in dem mittlern Klotz 15 des Querschlitzen 8 drehbar fest gelagert ist. Wird die Spindel 20 mit einer Kurbel gedreht, so werden alle Rollen 3 um die Zapfen 7 der Klötze 6 nach außen oder innen aus- oder eingerückt.

Die lotrechten und wagerechten Bewegungen werden durch je eine Spindel 14 oder 16 oder 20 bewirkt. Da alle drei Bewegungen: Heben, Verschieben und Einrücken von selbstsperrenden Spindeln herbeigeführt werden, so sind keine Sperren erforderlich; die Rollen 3 können trotz ihrer Beweglichkeit und Verschiebbarkeit die bedeutenden Kräfte lotrecht und wagerecht ohne Weiteres übertragen. G.

### Bücherbesprechungen.

Handbuch über Triebwagen für Eisenbahnen. Ergänzungsheft im Auftrage des Vereines Deutscher Maschinen-Ingenieure bearbeitet von C. Guillery, Baurat a. D. in München. München und Berlin, R. Oldenbourg, 1919. Preis 5,50 M.

Das 74 Seiten starke Heft mit guten Textabbildungen und einer Tafel trägt sehr reichen Stoff über neuere und neueste Triebwagen zusammen, die unter Voranstellung einer geschichtlichen Übersicht in die drei Gruppen: Elektrische Speichervagen, Triebwagen mit Verbremungsmaschinen, darunter solche mit Übertragung durch Getriebe und elektrischen Strom, und Dampfwagen eingeteilt sind; den Schluß bildet eine Zusammenfassung des Inhaltes. Bei jeder Art der Triebwagen ist erst die Bauart, dann das Ergebnis ihres Betriebes, soweit es feststeht, erörtert. Unter den Triebwagen mit elektrischer Übertragung findet man benzolelektrische und Diesel-elektrische,

und zwar erstere aus Preußen, Ägypten, Sachsen und Schweden, letztere aus Preußen und Sachsen. Das Buch hat das Verdienst, in gediegener Darstellung eine Zusammenfassung dieses vergleichsweise jungen Gebietes des Kleinverkehrs der Eisenbahnen in einem Augenblicke zu bieten, in dem es technisch zu einem gewissen Abschlusse gelangt ist, und voraussichtlich wirtschaftlich eines der Mittel allmäligen Wiederaufbaues des Eisenbahnverkehrs werden soll.

Statistische Nachrichten und Geschäftsberichte von Eisenbahnverwaltungen.

Schweizerische Eisenbahn-Statistik 1917, Band XLV. Herausgegeben vom Schweizerischen Post- und Eisenbahn-Departement. Bern, Februar 1919.