

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. XLVI. Band.

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

17. Heft. 1909. 1. September.

Über die Beanspruchung der Krummachse einer Vierzylinder-Lokomotive.

Von Dipl.-Ing. K. A. Müller, Regierungsbauführer in Berlin.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 14 auf Tafel LIII und Abb. 1 bis 5 auf Tafel LIV.

Die Krummachsen von Lokomotiven unterscheiden sich wesentlich von solchen feststehender Dampfmaschinen. Rechenverfahren für die Spannungen der letzteren sind daher nicht ohne Weiteres für die ersteren anwendbar. Der Unterschied liegt in der Lagerung der Achse. Bei feststehenden Dampfmaschinen findet man meist eine mehrfache und vollständige Lagerung, also Lager, die die Wellenzapfen ganz umfassen, im Lagergehäuse festliegen und so mit der Untermauerung starr verbunden sind. Die Lagerstelle ist einer Einspannung gleichzuachten. Die ortsfeste Welle wird daher meist statisch unbestimmt sein, und muß deshalb mit einer mehr oder minder großen Zahl Clapeyronscher Gleichungen behandelt werden. Die Lösung wird in den meisten Fällen eine vollständige sein können, da alle Kräfte und Gegenkräfte ermittelbar sind.

Anders liegt der Fall bei der Triebwelle einer Lokomotive. Das Achslager umfaßt den Wellenzapfen noch nicht in seinem halben Umfange, es liegt keine Einspannung vor, das Lager ruht gleichsam nur auf dem Zapfen. Somit können in der Lotrechten auch nur Kräfte von oben nach unten übertragen werden. Das Lager ist in den Gleitbacken der Achsgabeln senkrecht verschiebbar, somit fehlt die feste Verbindung mit der Unterstüzung. Die Welle läßt sich als ein Balken betrachten, der abhebbar auf zwei Stützen gelegt ist und durch Kräfte belastet wird.

Eine statische Unbestimmtheit liegt also zunächst nicht vor. Wir werden sehen, daß das Stück zwischen den beiden Kropfkurbeln bei einer ganz bestimmten Belastung statisch unbestimmt werden kann. Die Aufgabe scheint somit durch die einfachsten Mittel der Statik lösbar zu sein. Schwierigkeiten treten jedoch bei der Ermittlung der belastenden Kräfte auf.

Die Berechnung der Achse ist nur möglich, wenn man bestimmte Annahmen macht. Es kommt dabei darauf an, der Wirklichkeit möglichst nahe zu kommen, vor allem die Verhältnisse herauszufinden, bei denen die ungünstigste Beanspruchung eintritt, die man daher beim Entwurfe von neuen Lokomotiven zu vermeiden bestrebt sein muß.

An der Hand eines Beispiels und einer fertig entworfenen Achse sollen die verschiedensten Verhältnisse untersucht und vergleichende Schlüsse gezogen werden, die für den Entwurf von Mehrzylinderlokomotiven und deren Triebachsen wichtig sind.

Festgestellt werden soll der Unterschied in der Beanspruchung der Achse bei vier gleich großen und bei vier paarweise verschieden großen Außen- und Innen-Zylindern. Dabei sollen die Innenzylinder den kleinem Durchmesser erhalten. Endlich werde der Einfluß verschieden großer Entfernungen der äußeren und inneren Triebzapfenmitten auf die Beanspruchung der Achse ermittelt.

Die zu untersuchende Achse gehöre einer Vierzylinder-Schnellzuglokomotive mit einfacher Dampfdehnung an. Der Kesselüberdruck betrage 12 at. An Zylinderabmessungen seien gegeben:

Fall I.	Außenzylinder-Durchmesser	450 mm,	Hub	630 mm
	Innen	»	»	350 »
				» 550 »
Fall II.	Außenzylinder-Durchmesser	400 mm,	Hub	630 mm
	Innen	»	»	400 »
				» 550 »

Der Durchmesser der Triebräder betrage 2100 mm mit Rücksicht auf die hohe Geschwindigkeit, die auf 120 km/St. im Beharrungszustande festgesetzt wird.

Wie bereits erwähnt, wurde die Achse nach allgemein üblichen Gesichtspunkten unter Anlehnung an Vorbilder entworfen (Abb. 1, Taf. LIII). Die Triebzapfen wurden einer vergleichenden Rechnung auf Festigkeit und Erwärmung unterzogen, die weiter unten folgt.

Diese Achse ist unter drei verschiedenen Verhältnissen untersucht worden, so daß unter Berücksichtigung der Fälle I und II sechs verschiedene Versuchsreihen entstehen. Auf Tafel LIII ist der Fall C, hohe Geschwindigkeit im Beharrungszustande, als der allgemeinste dargestellt.

Die Tafel LIV bringt eine Zusammenfassung der drei Fälle und der »Schlüssel« (Seiten 307 bis 310) soll das Zurechtfinden in den Tafeln nach Möglichkeit erleichtern, aber auch eine Übersicht aller auftretender Beanspruchungen und Momente geben.

(Fortsetzung auf Seite 311.)

Untersuchung A.

Achse im allgemeinen: Zweifach unterstützter Balken.

A. Lotrechte Beanspruchung.

- 1. Abwärts
 - a) Triebwerksgewichte für eine Kurbel. 300 kg
 - b) Achseigengewicht. 1000 kg
 - c) Der auf beide Achsschenkel gleichmäßig wirkende Achsdruck
- 2. Aufwärts
 - a) Schienengegendruck an den Radnaben
 - b) Aufwärts biegendes Moment des Fliehkraftstoßes

1, 4, 6, 9
5 bei σ
3 bei A_1 ; 7 bei A_2

2 und R_1' R_2' und 8

B. Wagerechte Beanspruchung.

- 1. Nach vorn
 - a) Kolbenkraft
 - b) Gleitwiderstand
 - c) Lagerdruck
- 2. Nach hinten
 - a) Kolbenkraft
 - b) Lagerdruck

$P_{aIV} = 19100 \text{ kg.}$ (15079 kg)

R_1 bei A_1

$P_{aIII} = 11550 \text{ kg.}$ (15079 kg)

R_2 bei A_2

C. Winkel-Beanspruchung.

- I. Unter $\angle \beta a$
 - 1. Aufwärts
 - a) Nach vorn
 - b) Nach hinten
 - 2. Abwärts
 - a) Nach vorn
 - α) Stangenkraft
 - β) Lagerdruck
 - b) Nach hinten
- II. Unter $\angle \beta i$
 - 1. Aufwärts
 - a) Nach vorn
 - α) } Lagerdrucke
 - β) }
 - b) Nach hinten
 - 2. Abwärts
 - a) Nach vorn
 - b) Nach hinten

$S_{kaI} = 19220 \text{ kg.}$ (15170 kg)

R_2 bei A_2

$S_{kiII} = 11600 \text{ kg.}$ (15150 kg)

D. Verdrehungs-Beanspruchung.

- 1. Drehmoment der Innenkurbel
- 2. Drehmoment der Außenkurbel

$1/2 P_i \times r_i = 1590 \text{ mkg.}$ (2074 mkg)
Vernichtet durch Kräftepaar $K_1 \div D \div K_2$

Die Kurbeln im besondern.

A. Außenkurbel I.

- I. Zapfen und Wellenstumpf bis Mitte Achsschenkel
- II. Kurbelarm
 - 1. Auf Biegung
 - a) um die XX Achse
 - b) um die YY Achse
 - 2. Auf Verdrehen um die eigene Achse

Durch die ganze Biegemomentenfläche be-

Durch lotrechte N_a am Hebelarme y
Durch wagerechte P_a am Hebelarme z = r_a
Durch wagerechte P_a am Hebelarme y

B. Außenkurbel IV.

- I. Zapfen und Wellenstumpf bis Mitte Achsschenkel
- II. Kurbelarm
 - a) Auf Biegung
 - 1. um die XX Achse
 - 2. um die YY Achse
 - b) Auf Verdrehen um die eigene Achse

Durch die ganze Biegemomentenfläche be-

Durch die volle Kolbenkraft P_{aIV} am Hebelarme y
In den Totlagen unbeanspruch

C. Innenkurbel II.

- I. Zapfen
 - 1. Auf Biegung
 - 2. Auf Verdrehen
 - a) Durch ein Dampfdruckmoment

Durch die ganze Biege-

Die () Zahlen geben die Werte für 40 cm Zylinderdurchmesser an.

Tafeln LIII und LIV.

B.	C.
1, 4, 6, 9 5 bei σ 3 bei A_1 ; 7 bei A_2	1, 4, 6, 9 5 bei σ 3 bei A_1 ; 7 bei A_2
2 und R_1' R_2' und 8	2 und R_1' R_2' und 8 $S_c \times R$ beziehungsweise $S_c \times (R + r_i)$ von $E' + H'$
$\frac{1}{2} P_{aIV} = 9550 \text{ kg.}$ (7540 kg) und R_1 bei A_1	$\frac{1}{2} P_{aIV} = 6425 \text{ kg.}$ (5060 kg) und R_1 bei A_1
$P_{III} = 11550 \text{ kg.}$ (15079 kg) R_2 bei A_2	$P_{III} = 7760 \text{ kg.}$ (10120 kg) R_2 bei A_2
— — <hr/> R_1 bei A_1	— — <hr/> R_1 bei A_1
$\frac{1}{x} S_{kaI} = 4930 \text{ kg.}$ (1830 kg) R_2 bei A_2	$\frac{1}{x} S_{kaI} = 2580 \text{ kg.}$ (2042 kg) R_2 bei A_2
— — — R_1 bei A_1 R_2 bei A_2	— — — R_1 bei A_1 R_2 bei A_2
<hr/> $S_{kIII} = 11600 \text{ kg.}$ (15150 kg)	<hr/> $S_{kIII} = 2706 \text{ kg.}$ (3540 kg)
$\frac{1}{2} P_i \times r_i = 1590 \text{ mkg.}$ (2074 mkg) $\frac{1}{x} P_a \times r_a = 770 \text{ mkg.}$ (286 mkg)	$\frac{1}{2} P_i \times r_i = 370 \text{ mkg.}$ (485 mkg) $\frac{1}{x} P_a \times r_a = 810 \text{ mkg.}$ (640 mkg)
ziehungswise Rechnungsmomentenfläche	
— — Wie bei I, jedoch wegen Kleinheit zu vernachlässigen $\frac{1}{x} P_a \times z$ $\frac{1}{x} P_a \times y$	— — Wie bei A und B $\frac{1}{x} P_a \times z$ $\frac{1}{x} P_a \times y$
ziehungswise Rechnungsmomentenfläche	
— — $\frac{1}{2} P_{aIV} \times y$ Wie bei A	— — $\frac{1}{2} P_{aIV} \times y$ Wie bei A
momentenfläche	
— $\frac{1}{x} P_{aI} \times r_a = 770 \text{ mkg}$	— $\frac{1}{x} P_{aI} \times r_a = 810 \text{ mkg}$

U n t e r s u c h u n g A.

C. Innenkurbel II. (Fortsetzung).

- b) Durch das Kraftmoment aller Kräfte links von „E“
- A. Lotrecht. 1. aufwärts
- 2. abwärts
- B. Wagerecht. 1. vorwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. rückwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- C. Im Winkel. I unter $\sphericalangle \beta$ a. 1. vorwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. rückwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- II unter $\sphericalangle \beta$ i. 1. vorwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. rückwärts. a) aufwärts
- b) abwärts

- II. Kurbelarm HH'
- 1. Auf Biegung. a) in der Bildebene
- b) rechtwinkelig zur Bildebene
- a) nach vorwärts
- b) nach rückwärts
- 2. Auf Verdrehen um die eigene Achse
- III. Kurbelarm EE'
- 1. Auf Biegung. a) in der Bildebene
- b) rechtwinkelig zur Bildebene
- a) nach vorwärts
- b) nach rückwärts
- 2. Auf Verdrehen um die eigene Achse

D. Innenkurbel III.

- I. Zapfen
- 1. Auf Biegung
- 2. Auf Verdrehen
- a) Durch Dampfdruckmomente
- a) der linken Außenkurbel
- b) der linken Innenkurbel
- b) Durch das Kraftmoment aller Kräfte rechts von „M“
- A. Lotrecht. 1. aufwärts
- 2. abwärts
- B. Wagerecht. 1. vorwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. rückwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- C. Im Winkel. I unter $\sphericalangle \beta$ a. 1. vorwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. rückwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- II unter $\sphericalangle \beta$ i. 1. vorwärts. a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. rückwärts. a) aufwärts
- b) abwärts

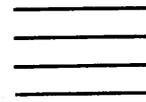
- II. Kurbelarm JJ'
- 1. Auf Biegung. a) in der Bildebene
- b) rechtwinkelig zur Bildebene
- a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. Auf Verdrehen um die eigene Achse
- III. Kurbelarm MM'
- 1. Auf Biegung. a) in der Bildebene
- b) rechtwinkelig zur Bildebene
- a) aufwärts
- b) abwärts
- 2. Auf Verdrehen um die eigene Achse

$$R_h \times R_i \text{ in E um E'}$$

$$2. R_1' \left. \vphantom{R_1'} \right\} \Sigma \text{ aufwärts}$$

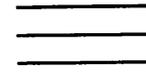
$$1. 3. \left. \vphantom{3.} \right\}$$

$$R_1$$



$$S_{kal} \left. \vphantom{S_{kal}} \right\} \Sigma \text{ aufwärts und rückwärts}$$

$$R_1 \text{ bei } A_1$$



Durch lotrechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges bei H. R_v

Durch $1/2 S_{ki}$ in H' um H mit r_i

Durch wagerechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges bei H. R_h

Durch lotrechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges bei E. R_v

Durch wagerechte Seitenkraft der Mittelkraft der Kräfte links von E. R_h

Durch $1/2 S_{ki}$ in E' um E mit r_i

Durch wagerechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges bei E. R_h

Durch die ganze Biege-

$$1/2 P_i \times r_i$$

$$1/2 M_{di} = 1590 \text{ mkg. (2074 mkg)}$$

$R_v \times r_i$ in M um M'

$$8. R_2' \left. \vphantom{R_2'} \right\} \Sigma \text{ aufwärts}$$

$$9. 7 \left. \vphantom{7} \right\}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Volle Kolbenkraft } P_{dIV} \\ R_2 \text{ bei } A_2 \end{array} \right\} \Sigma \text{ vorwärts}$$

$$R_2 \text{ bei } A_2$$

$$R_2 \text{ bei } A_2$$

Durch wagerechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges in J. R_h

Durch ein Kräftepaar entsprechend $1/2 P_i \times r_i$

Durch lotrechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges in J. R_v

Durch wagerechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges in M. R_h

Durch lotrechte Seitenkraft der Mittelkraft der rechts von M wirkenden Kräfte R_v

Durch ein Kräftepaar entsprechend $1/2 P_i \times r_i$

Durch lotrechte Seitenkraft der Mittelkraft des Momentzuges in M. R_v

Die () Zahlen geben die Werte für 40 cm Zylinderdurchmesser an.

B.	C.
$R_h \times r_i$ in E um E' 2. R_1' } Σ aufwärts 1. 3. } Q_1 und R_1 <hr/> <hr/> <hr/> <hr/>	$R_h \times r_i$ in E um E' 2. R_1' } Σ aufwärts 1. 3. } Q und R_1 <hr/> <hr/> <hr/> <hr/>
$\frac{1}{x} S_{kaI}$ } Σ aufwärts und rückwärts R_1 bei A_1 } <hr/> <hr/> <hr/> <hr/>	$\frac{1}{x} S_{kaI}$ } Σ aufwärts und rückwärts R_1 bei A_1 } <hr/> <hr/> <hr/> <hr/>
Wie in I durch R_v in E gleichmäfsig bis E' <hr/> Durch $R_h \times r_i$ in E um E' Durch $\frac{1}{2} S_{ki} \times r_i$ in E' um E und $\frac{1}{2} M_{da}$ in E um E' Durch $R_{h'}$ in E <hr/> Durch R_v in H gleichmäfsig bis H' <hr/> Durch ein Kräftepaar entsprechend $\frac{1}{2} M_{da}$ in H' gleichmäfsig bis H Durch $\frac{1}{2} S_{ki}$ in H' um H mit r_i Durch $R_{h''}$ in H <hr/>	Wie in A durch R_v in E gleichmäfsig bis E' <hr/> Durch $R_h \times r_i$ in E um E' Durch $\frac{1}{2} M_{di}$ in E' um E und $\frac{1}{2} M_{da}$ in E um E' Durch $R_{h'}$ in E <hr/> Durch R_v in H gleichmäfsig bis H' <hr/> Durch ein Kräftepaar entsprechend $\frac{1}{2} M_{da}$ in H' gleichmäfsig bis H Durch $\frac{1}{2} S_{ki}$ in H' um H mit r_i Durch $R_{h''}$ in H <hr/>
momentenfläche <hr/> $\frac{1}{2} P_i \times r_i$ und $\frac{1}{2} M_{da}$ = 770 mkg (286 mkg) = 1590 mkg (2074 mkg) $R_v \times r_i$ in M um M' 8. R_2' } Σ aufwärts 9. 7 } <hr/> $\frac{1}{2} P_{aIV}$ und Q_2 } Σ vorwärts R_2 bei A_2 } <hr/> <hr/> <hr/> <hr/>	<hr/> $\frac{1}{2} M_{di}$ und $\frac{1}{2} M_{da}$ = 810 mkg. (640 mkg) = 370 mkg. (485 mkg) $R_v \times r_i$ in M um M' 8. R_2' } Σ aufwärts 9. 7 } <hr/> $\frac{1}{2} P_{aIV}$ und Q_2 } Σ vorwärts R_2 bei A_2 } <hr/> <hr/> <hr/> <hr/>
Durch $R_{h'}$ in J gleichmäfsig bis J' <hr/> Durch ein Kräftepaar entsprechend der ΣM_d zur Linken <hr/> Durch R_v in J <hr/> Durch $R_{h''}$ in M gleichmäfsig bis M' <hr/> Durch $R_v \times r_i$ in M um M' <hr/> Durch ein Kräftepaar entsprechend der ΣM_d zur Linken Durch R_v in M	Durch $R_{h'}$ in J gleichmäfsig bis J' <hr/> Durch ein Kräftepaar entsprechend der ΣM_d zur Linken <hr/> Durch R_v in J <hr/> Durch $R_{h''}$ in M gleichmäfsig bis M' <hr/> Durch $R_v \times r_i$ in M um M' <hr/> Durch ein Kräftepaar entsprechend ΣM_d zur Linken Durch R_v in M

Untersuchung A.

Die Lokomotive steht still, die Kurbeln stehen in Totlage und rechtwinkelig dazu, die Triebdrabben sind fest, Dampf wird zur Anfahrt gegeben. Der volle Kesseldruck komme in den Zylindern zur Wirkung und werde ohne Verlust durch das Gestänge auf die Triebzapfen übertragen. Diese sollen zunächst den ganzen Druck aufnehmen, ohne einen Teil an die Kuppelzapfen weiterzuleiten. Man ist berechtigt, mit dem vollen Kesseldrucke im Zylinder zu rechnen, da durch plötzliches Aufreißen des Reglers Stöße in den Rohren bis in die Zylinder vorkommen.

Aus diesem Grunde wird auch noch am Triebzapfen mit dem unverminderten Drucke gerechnet. Weiter werde die durchaus mögliche Annahme gemacht, daß Spiel in den Lagern der Kuppelstangen vorhanden, die Möglichkeit unmittelbarer Weiterleitung der Kolbenkraft auf den Kuppelzapfen also ausgeschlossen ist. Die Kuppelstangen werden als nicht vorhanden betrachtet.

Untersuchung B.

Die Lokomotive steht still, die Bremsen sind los, Dampf wird zur Anfahrt gegeben. Über die Kurbellagen und den auf die Achse wirkenden Dampfdruck gilt das unter A. Gesagte. Über den Kraftanteil, der nun an die Kuppelzapfen abgeführt wird, und wie diese Übertragung stattfindet, ist weiter unten berichtet.

Untersuchung C.

Die Lokomotive läuft mit 120 km/St. Geschwindigkeit im Beharrungszustande auf der Wagerechten.

Untersuchung A. (Abb. 1, Taf. LIV.)

Fall I.		Fall II
Außen: $d_a^2 \pi/4 \cdot p_o =$	Kolbendrucke in	$d^2 \pi/4 \cdot p_o =$
19100 kg		15079 kg
Innen: $d_i^2 \pi/4 \cdot p_o =$	Totlagen	$d^2 \pi/4 \cdot p_o =$
11550 kg		15079 kg

Kolbendrucke bei rechtwinkliger Stellung:

$$S_k = P : \cos \beta \quad (\text{Abb. 2, Taf. LIII}).$$

Außen: $\cos \beta_a = 0,9945$	$\cos \beta_a = 0,9945$
$S_{ka} = 19220 \text{ kg}$	$S_{ka} = 15170 \text{ kg}$
Innen: $\cos \beta_i = 0,99575$	$\cos \beta_i = 0,99575$
$S_{ki} = 11600 \text{ kg}$	$S_{ki} = 15150 \text{ kg}$

Die rechtwinkelig stehenden Kurbeln I und II (Abb. 1, Taf. LIII) erzeugen Drehmomente, die nach Abb. 4. Taf. LIII durch die in der Bremsklotzebene wirkenden Kräftepaare aufgenommen werden; in diesem Falle tritt kein Gleitwiderstand am Radreifen auf.

Nimmt man an, daß bei Stillstand zwischen den einzelnen Teilen kein völliger Kraftschluß besteht, so wird dieser alsbald eintreten, wenn Dampf auf die Kolben gegeben wird. Der Rahmen, an dem die Zylinder und Achslager befestigt sind, und die Stangen, an denen gleichsam die Welle hängt, bekommen dann eine Bewegung in entgegengesetzter Richtung: völliger Kraftschluß wird eintreten, sobald der Dampfdruck groß genug ist, Gleiten der Räder auf den Schienen hervor-

zurufen. Die Kolben holen gewissermaßen die Achse zu sich heran, wenn man die Bewegung in Beziehung zum Rahmen betrachtet.

Ist nun Kraftschluß eingetreten, so ist die Welle als zweimal in A 1 und A 2 (Abb. 5, Taf. LIII) gelagerter Balken zu betrachten, die Räder dienen in diesem Falle nur als Stützpunkte für die lotrechten Kräfte.

- a) An lotrechten Kräften kommen in Betracht:
 - das auf die Achse entfallende Teilgewicht des Lokomotivkörpers,
 - das Achseigengewicht wird zu 1000 kg geschätzt,
 - die Triebwerksteilgewichte zu 300 kg für jede Kurbel, die unmittelbar auf die Schienen drückenden Radgewichte von zusammen 2500 kg kommen für die Achse nicht in Betracht.
- b) Wagerechte Kräfte.
 - Angenommen wird, daß die Kuppelstangen keine Kräfte von den Kurbelzapfen, also den Triebstangen übernehmen. Wirksam sind die Kolbenkräfte der Totlagen und die Lagerdrücke.
- c) Winkel-Belastung.
 - Die Belastungen unter den Winkeln β_a und β_i (Abb. 5c, Taf. LIII) sind unbedingt getrennt zu verzeichnen, da man sonst falsche Mittelmomente erhält. Man stelle sich vor, die unter den Winkeln β_a und β_i angreifenden Kräfte wirkten in einer in die Wagerechte umgeklappten Ebene.
- d) Verdrehungs-Belastung.

Die an den Aufsenkurbeln erzeugten Drehmomente werden, ehe sie die Welle beanspruchen können, durch das in der Bremsklotzebene wirkende Kräftepaar KK_1 (Abb. 4, Taf. LIII) vernichtet. Das an der Innenkurbel II entstehende Drehmoment belastet mit seinem halben Werte zu beiden Seiten der Kurbel gleichmäßig die Welle von den Mittelebenen der Kurbelarme bis in die Bremsklotzebene, wo es durch ein entsprechendes Kräftepaar aufgenommen wird: $\sum Md = 0$.

Bei diesen Untersuchungen wurde die Annahme gemacht, daß der Zapfen selbst, an dem das Drehmoment durch die Kolbenkraft entsteht, nicht verdreht wird, wohl aber der zweite Zapfen der Innenkurbel III. Durch diesen Zapfen und seine Kurbelarme wird das ganze Moment hindurchgeleitet. Die Begründung hierfür liegt in folgender Betrachtung. Man schneide die Welle an einer Stelle durch und ersetze das dort wirkende Drehmoment durch ein gleichwertiges, gleichsinnig drehendes Kräftepaar (Abb. 13, Taf. LIII), dann ergibt sich:

1. Drehbeanspruchung für den Zapfen,
2. Biegebeanspruchung für den Arm.

Die Biegemomente unter a—c (Abb. 5, Taf. LIII) sind für verschiedene Stellen der Achse zu Mittelmomenten, und mit der entsprechenden Verdrehung zu Rechnungs-Momenten vereinigt (Abb. 8, Taf. LIII).

Die Beanspruchung der Kurbelarme.

- a) die Aufsenkurbeln (Abb. 9 und 10, Taf. LIII) erfahren drei Beanspruchungen:

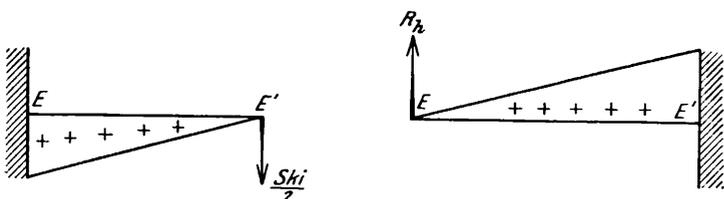
1. Biegung um die XX-Achse,
2. Biegung um die YY-Achse,
3. Verdrehung um die eigene Achse.

Es darf nicht versäumt werden, die Wirkung der lotrechten Seitenkraft N_a der Stangenkraft bezüglich ihres Einflusses auf die Biegung des Armes um die XX-Achse nachzuprüfen. Sie kann, wie hier, einen beträchtlichen Wert erreichen, wenn sie auch für gewöhnlich vernachlässigt werden darf.

b) Innenkurbel II. Bei den Kurbelarmen ist zu beachten, daß diese häufig von Momenten belastet werden, deren Wirkung man durch ein Kräftepaar ersetzt denken kann, die Momentenfläche ist dann ein Rechteck.

1. Zapfen. Für diesen gilt einmal die bereits ermittelte Fläche der ganzen Momente. Außerdem wird der Zapfen, da die Kurbel in der Lotrechten liegt, durch die wagerechte Seitenkraft der Mittelkraft aller links von E angreifenden Kräfte im Sinne des Uhrzeigers verdreht (Abb. 11, Taf. LIII).
2. Kurbelarm EE' (Textabb. 1). Letztgenannte Seiten-

Abb. 1.



kraft biegt den Arm in E um E_1 mit r_i nach vorn, während ihn die Stangenkraft $\frac{1}{2} S_k i$ in E um E mit r_i rückwärts biegt.

Wie die Abbildungen zeigen, vereinigen sich die Momente, da beide in positivem Sinne drehen. Sie wirken rechtwinkelig zur Bildebene. In der Bildebene liegt das lotrechte Seitenmoment des Mittelmomentes des zu E gehörenden Momentenzuges. Diese in rechtwinkelig zu einander liegenden Ebenen wirkenden Momente sind zu einem Mittelmomente, und mit dem durch das wagerechte Seitenmoment des Mittelmomentes des oben erwähnten Momentenzuges hervorgerufenen Verdrehungsmomente um die Armachse zu einem Rechnungsmomente zu vereinigen.

3. Kurbelarm HH'. Auch hier setzt man die in rechtwinkelligen Ebenen angreifenden Biegemomente zu einem Mittelmomente zusammen und vereinigt dies mit dem Verdrehungsmomente zu einem Rechnungsmomente.

c) Innenkurbel III. Das Wellenstück zwischen Mitte III' und Mitte JJ' ist statisch unbestimmt. Die Kurbel liegt wagerecht.

Für den Zapfen gilt erstmals die bereits ermittelte Fläche der ganzen Momente. Außerdem wird der Zapfen verdreht:

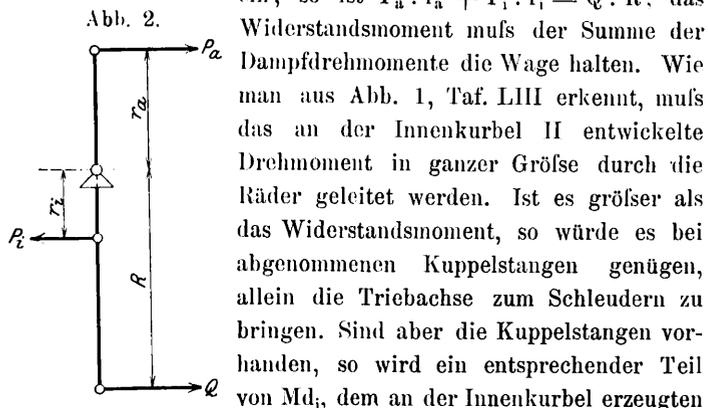
1. durch das von links eingeleitete Drehmoment im Sinne des Uhrzeigers,
2. durch die lotrechte Seitenkraft der Mittelkraft aller rechts von M angreifenden Kräfte (Abb. 12, Taf. LIII). Diese Mittelkraft ist R_v in M drehend um M', mit r_i

im Sinne des Uhrzeigers. Hier ist dies Moment so klein, daß es vernachlässigt werden kann.

2. und 3. Die Kurbelarme JJ' und MM' sind in derselben Weise zu behandeln, wie dies für den Arm EE' hier angegeben wurde. Besonderheiten liegen nicht vor.

Untersuchung B.

Führt man (Textabb. 2) P_a als positiv, P_i als negativ ein, so ist $P_a \cdot r_a + P_i \cdot r_i = Q \cdot R$; das Widerstandsmoment muß der Summe der



Drehmomente, nach der Kuppelachse durch den äußeren Triebzapfen weiter geleitet.

Ist aber das Dampfdruckmoment kleiner, als das Widerstandsmoment, so muß zur größtmöglichen Ausnutzung des Reibungsgewichtes ein so großer Teil des Dampfdruckmomentes der Aufsenkurbel in die Triebachse gehen, also zur Innenkurbel geleitet werden, daß die Gleichung erfüllt wird:

$$\frac{1}{x} \cdot Md_a + \frac{1}{x} \cdot Md_i = Md_w,$$

oder der xte Teil des Aufsendrehmomentes vermehrt um den xten Teil des Innendrehmomentes muß dem Widerstandsmomente gleich sein.

Dazu sei bemerkt, daß dieser Teil des Dampfdruckmomentes die Hälfte seines Vollbetrages am Triebzapfen nicht überschreiten soll, da für diese Untersuchungen angenommen wird, daß die halbe Stangenkraft unmittelbar auf den Kuppelzapfen übertragen wird. Sehr eingehende rechnerische Untersuchungen über den Einfluß der Kuppelstange unter verschiedenen Bedingungen hat Professor Jahn, Danzig, gemacht*).

Man beachte wohl: bei der Anfahrt mit ungebremsten Achsen darf die Achse des Gleichgewichtes wegen in keinem Augenblicke höher beansprucht werden, als nach der Gleichung

$$\frac{1}{x} \cdot Md_a + \frac{1}{x} \cdot Md_i = Md_w.$$

Man kann sich den Vorgang folgendermaßen vorstellen. Der Dampfdruck auf den Kolben wächst allmählich und gleichmäßig an, außen wie innen. Die Kuppelstangen haben zunächst in ihren Lagern Spiel. Wenn

$$P_a \cdot r_a + P_i \cdot r_i = Q \cdot R \text{ wird,}$$

dreht sich die Welle um einen kleinen Winkel $d\alpha$ gleich dem Spiele der Lagerschalen, und Kraftschluß tritt ein. Wachsen nun die Kolbendrücke weiter, so geht ein entsprechender Teil

* Der Antriebsvorgang bei Lokomotiven. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Bd. 51, Nr. 28, S. 1096.

nach Obigem unmittelbar an die Kuppelachse ab. Die Drehung der Welle um $d\alpha$ war durch Gleiten ihrer Räder verursacht.

Nun ist aber die Gleichung

$$P_a \cdot r_a + P_i \cdot r_i = Q \cdot R$$

nicht vollständig. Hier ist stillschweigend vorausgesetzt, daß $Q \cdot R$ einen endlichen Wert habe, daß also genügende Reibung zwischen Rad und Schiene vorhanden sei. Nun tritt aber besonders im Herbste oft genug der Fall ein, daß die Schienen schlüpfrig sind und somit $Q \cdot R$ dem Werte Null sehr nahe kommt. Nimmt man den äußersten Fall, daß kein Reibungswiderstand vorhanden, also $Q \cdot R = 0$ ist, so müßte nach obiger Gleichung auch $P_a \cdot r_a + P_i \cdot r_i = 0$ werden. Da aber das Dampfdruckmoment bei geöffnetem Regler seinen endlichen Wert beibehält, so ist obige Gleichung zu ergänzen:

$$P_a \cdot r_a + P_i \cdot r_i = Q \cdot R + m \cdot dv \cdot dt.$$

Bezeichnet hierin m die auf den Halbmesser r' umgerechnete Masse der Achse, so ist $v = ds/dt$ die Geschwindigkeit

(Schluß folgt.)

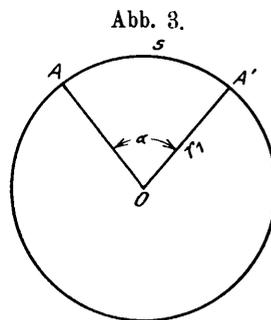


Abb. 3.

von A (Textabb. 3). Setzt man $s = AA' = r' \cdot \alpha$, so wird $\alpha = 1/r' \cdot f(t)$ oder $= \varphi(t)$ das Gesetz der Drehbewegung des Strahles OA. Nennt man $v = ds/dt$ die Geschwindigkeit von A, so ist $\omega = d\alpha/dt = \varphi'(t)$ die Winkelgeschwindigkeit der Drehung oder die Umfangsgeschwindigkeit im Abstände = 1 von der Drehachse.

Wie $s = r' \cdot \alpha$, so ist auch $v = r' \cdot \omega$; $\omega = v/r'$. Die Gleichung $P_a \cdot r_a + P_i \cdot r_i = Q \cdot R + m \cdot dv/dt$ sagt somit aus, daß die Summe der Dampfdruckmomente im Falle $Q \cdot R = 0$ auf Beschleunigung der Masse verwendet wird, die Umdrehungszahl der Triebräder strebt einem unendlich großen Werte zu, die Lokomotive beginnt zu schleudern.

Für gewöhnlich ist v als unveränderlich zu betrachten, es findet daher auch keine Beschleunigung statt, oder dv/dt ist gleich Null.

Versuche mit selbsttätigen Bremsen bei Güterzügen.

Von Falke, Ober- und Geheimem Baurate in Berlin.

In einem Berichte des Organ über durchlaufende Güterzugbremsen*) ist über die Versuche mit der Luftdruckbremse von Knorr erwähnt, daß im Jahre 1905 auf den preussischen Staatsbahnen Versuche mit dieser Bremse an gemischten Zügen ausgeführt wurden, deren Ergebnisse nicht befriedigten, weil bei den einzelnen Bremsungen starke Stöße und Zuggtrennungen vorkamen. Dies trifft insofern nicht zu, als im April und Juli 1905 unter Teilnahme des Unterausschusses des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen sowohl Güterzüge mit reiner Knorr-Bremse als auch gemischt mit der Westinghouse-Bremse gefahren wurden.

Nach der Niederschrift über die betreffende Unterausschufsberatung konnten Züge bis 120 Wagenachsen sowohl durch Betriebsbremsung als auch durch Schnellbremsung ohne erhebliche Stöße und Zerrungen zum Halten gebracht werden, wobei auffallende Unterschiede bei mälsig fest oder lose gekuppelten Wagen nicht festgestellt wurden.

Im Übrigen können diese Versuche mit den später von anderen Verwaltungen ausgeführten nicht in Vergleich gestellt werden, weil dabei die für Güterzüge später als maßgebend erkannten Gesichtspunkte noch nicht verwertet werden konnten.

*) Organ 1909, S. 249.

Erst durch die nicht ungünstigen Ergebnisse bei diesen Fahrten mit der Knorr-Bremse wurde der Vorsitzende des Unterausschusses bewogen, durch statistische Erhebungen festzustellen, inwieweit die bei den Versuchszügen für die Anordnung und Anzahl der Leitungswagen und der Bremswagen bisher angewandten Vorschriften den im großen Betriebe vorkommenden Verhältnissen Rechnung trügen, und welche Bedingungen für durchgehende, selbsttätige Bremsen etwa zu stellen sein würden. Dabei wurde es von vornherein als ausgeschlossen bezeichnet, besondere Betriebsvorschriften für die Einstellung der Brems- und Leitungswagen in die Züge und für die Behandlung der Bremsenrichtung an den verschiedenen Wagengattungen zu geben.

Den erst nach Aufarbeitung der statistischen Erhebungen in den Beratungen zu Cassel und Riva bekannt gewordenen Bedingungen über die Anzahl der hinter einander zu stellenden Leitungswagen konnte mit der bis dahin erprobten Anordnung: gewöhnliche Knorr-Bremse für Personenzüge mit Übertragungsventil an jedem Bremswagen, nicht entsprochen werden. Diese Bauart wurde deshalb verlassen. Es wurden Änderungen an der Knorr-Bremse vorgenommen, über deren endgültige Form dem Unterausschusse voraussichtlich im Herbste 1909 durch Vorführung eines Versuchszuges Kenntnis gegeben werden wird.

Oberreuters Schmiergefäfsdeckel mit Kolbenverschlufs.

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 bis 11 auf Tafel LIV.

Bei den üblichen Schmiergefäfsdeckeln am Triebwerke der Lokomotiven mit Schnappdeckelverschlufs hat sich im Betriebe der Nachteil herausgestellt, daß der Deckel sehr leicht aufgeschleudert und das Öl herausgespritzt wird.

Ein Schmiergefäfsdeckel, der dies nach den während

mehrerer Monate gemachten Betriebserfahrungen sicher vermeidet, ist in Abb. 6 bis 8, Taf. LIV dargestellt.

Die Bauart dieses Deckels ist sehr kräftig und die Bedienung einfach. Durch eine Vierteldrehung an der Flügelmutter wird die Öffnung zum Schmieren freigegeben, durch

eine weitere Vierteldrehung wieder geschlossen. Durch die kräftige Feder und die zahnförmigen Rasten wird der Kolben in offener oder geschlossener Stellung stets sicher festgehalten. Ob die Schmieröffnung frei oder geschlossen ist, ist an der Stellung der Flügelmutter zu erkennen.

Eine Abänderung zeigt Abb. 9 bis 11, Taf. LIV. Durch einfaches Ziehen am Knopfe wird die Öffnung zum Schmieren

freigegeben, durch Loslassen des Knopfes wieder selbsttätig geschlossen. Will man zur Vornahme irgend einer Arbeit die Schmieröffnung länger offen haben, so ist nur nötig, den Kolben so weit herauszuziehen, bis die kleine Nase aus ihrer Führung austritt, und hierauf eine kleine Drehung nach links oder rechts vorzunehmen. Durch die kleine Nase wird dann das selbsttätige Zurückgehen des Kolbens verhindert.

Nachruf

Dr.-Ing. Ernst Heller †.

Zu Charlottenburg verstarb am 22. Juni 1909 der um den deutschen Lokomotivbau hoch verdiente Generaldirektor der Hannoverschen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vormals Georg Eggestorff in Hannover-Linden, Kommerzienrat Dr.-Ing. Ernst Heller im Alter von nur nahezu 61 Jahren.

Heller wurde am 2. Dezember 1848 zu Travemünde als Sohn eines Geistlichen geboren. Schon in früher Jugend zeigte er eine ausgesprochene Neigung und Begabung für die Technik und legte in langem praktischem Schaffen in verschiedenen Werkstätten und Fabriken die Grundlage für sein nachheriges Können. Nachdem er den Feldzug gegen Frankreich mit Auszeichnung mitgemacht, bezog er das Polytechnikum in Karlsruhe und betätigte sich nachher auf den verschiedensten Gebieten des Ingenieurfaches, so namentlich auch längere Jahre im Dienste der Firma L. Loewe und Co. im Werkzeugmaschinenbaue, sowie als Zivilingenieur und selbständiger Fabrikant.

Im Jahre 1895 wurde Heller als technischer Leiter in den Vorstand der Hannoverschen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Georg Eggestorff berufen. In dieser Stellung begann seine Hauptlebensarbeit, der er alle seine Kräfte bis zum Tode gewidmet hat. Mit weitem Blicke und in vorbildlicher Weise stellte er nach Vornahme umfassender Neubauten zunächst die Erzeugung auf eine neuzeitliche Grundlage, gleichzeitig mit großem kaufmännischem Geschicke alle Zweige der Verwaltung neu gestaltend, sodafs das Unternehmen unter seiner kraftvollen Leitung und dank seiner rastlosen Arbeit einen mächtigen Aufschwung gewann. Es konnte im Juni 1907 neben der Herstellung zahlreicher größter Dampf-

und Pump-Maschinen und Dampfkessel-Anlagen auf die Vollendung der 5000. Lokomotive blicken und damit eine Entwicklung beweisen, die in hohen Ehrungen und Auszeichnungen seines verdienstvollen Leiters Anerkennung und äußern Ausdruck fand. Nicht zum wenigsten verdankt Heller auch diese Auszeichnungen den Erfolgen, zu denen er den deutschen Lokomotivbau und insbesondere seine Gesellschaft auf dem Auslandsmarkte geführt hatte. Besonders waren es auch große Lokomotiv-Lieferungen nach Frankreich und über England nach Indien, die er seinem Unternehmen zuführen konnte.

Im Kampfe mit dem ausländischen Wettbewerbe sowie zur Stärkung der Stellung seines Unternehmens auf dem Inlandsmarkte gab er die mannigfachsten Anregungen zu Verbesserungen und Fortschritten auch in der Durchbildung der Lokomotiven. So war er es, der unter der Mitarbeit des verstorbenen v. Borries den Bau vierzylindriger Verbundlokomotiven in Norddeutschland zuerst aufnahm, die Lentz-Ventilsteuerung an Lokomotiven einfuhrte, dem Pielock-Überhitzer zur Verbreitung verhalf und den Stoltzschenschen Rohrplattenkessel für Schienentriebwagen verwendete.

Wie Heller so ein fruchtbarer Förderer des Lokomotivbaues war und dadurch zum Emporblühen seiner Gesellschaft beitrug, so übte er auch maßgebenden Einfluß in den vielen für seine Firma in Frage kommenden sozialen Verbänden und wirtschaftlichen Vereinigungen. Das Vertrauen in seine hervorragende Befähigung und sein Ansehen im Kreise deutscher Ingenieure veranlafsten noch im Jahre 1908 seine Wahl zum ersten Vorsitzenden des Vereines deutscher Ingenieure.

Mit Heller ist einer der kraftvollsten und fähigsten Männer des deutschen Ingenieurstandes dahingeshieden.

Nachrichten von sonstigen Vereinigungen.

Internationaler Kongreß für Bergbau, Hüttenwesen, angewandte Mechanik und praktische Geologie, Düsseldorf 1910.

Die während der Lütticher Ausstellung abgehaltene Versammlung hat in ihrer Schlußsitzung am 1. Juli 1905 beschlossen, der Einladung der rheinisch-westfälischen Bergbau-Gewerbe Folge zu leisten und die nächste Versammlung in Rheinland-Westfalen abzuhalten.

Demnach wird der Kongreß gegen Ende Juni 1910 nach Düsseldorf einberufen werden. Die umfangreichen Vorbereitungen zu dieser Veranstaltung, die auf etwa eine Woche berechnet ist und die in den vier Abteilungen für Bergbau, Hüttenwesen, angewandte Mechanik und praktische

Geologie eine Erörterung der wichtigsten Fragen aus den genannten Gebieten umfassen wird, sind bereits in Angriff genommen. Besuche wissenschaftlicher Anstalten und gewerblicher Anlagen, sowie Ausflüge in geologisch wichtige Gebiete sollen zur Ergänzung der Vorträge dienen und einen umfassenden Einblick in die gewerblichen und sonstigen Verhältnisse des Bezirkes gewähren.

Nähere Mitteilungen über den Plan der Versammlung, sowie über den genauen Zeitpunkt werden folgen. Anfragen und Anmeldungen von Vorträgen sind an den Arbeitsausschuß des Internationalen Kongresses Düsseldorf 1910 nach Düsseldorf 15, Jacobistraße 3/5, zu richten.

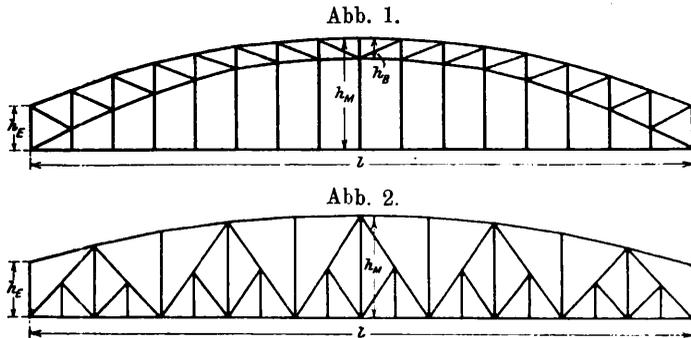
Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Eigengewichte von einfachen Balkenträgern und von Bogenträgern mit Zugband.

(Zentralblatt der Bauverwaltung 1909, März, S. 176. Mit Abb.)

Auf Grund ihrer neuesten Ausführungen für die neue nördliche Eisenbahnbrücke in Köln mit Zweigelenbogen und



Zugband von 122,56 m und 167,75 m Stützweite und die vereinigte Straßens- und Eisenbahn-Brücke über die Weichsel bei Münsterwalde mit Balkenträgern von 130 m Stützweite stellte die Brückenbauanstalt vormals Harkort in Duisburg durch Umrechnung für gleiche Stützweite und Belastung folgende Gewichte fest:

Trägerform	Stützweite l m	h_E m	h_M m	h_B m	Eigengewicht des Hauptträgers t
Bogen mit Zugband, Textabb. 1	122,56	8,56	21,0	3,8	461
Balken, Textabb. 2		9,50	18,8	—	428
Bogen mit Zugband, Textabb. 1	167,75	8,44	30,0	5,0	890
Balken, Textabb. 2		10,00	26,0	—	865

—k.

O b e r b a u .

Ungleichseitiger Schienenstofs. Von M. H. Bouchard.

(Revue Générale des Chemins de fer et des Tramways 1909, Januar, Nr. 1, S. 9. Mit Abbildungen.)

Die Feststellungen, daß bei den Schienenstößen die obere Laschenanschlusfläche am Ende der Auflaufschiene, die untere am Ende der Ablaufschiene stärker abgenutzt wird, als am Ende der Ablauf- beziehungsweise Auflauf-Schiene, und daß das Ende der Auflaufschiene stärker schwingt und abgenutzt wird, als das der Ablaufschiene, haben die französische Nordbahn zu dem Versuche veranlaßt, die Abnutzungen des Schienenstosses dadurch auszugleichen, daß das Kragende der Ablaufschiene verlängert, das der Auflaufschiene entsprechend verkürzt wurde. Das gegenseitige Verhältnis der beiden Kragenden wurde durch Versuche ermittelt, die ein Verhältnis von ungefähr 1:8 ergaben. Die französische Nordbahn hat versuchsweise zwei ungleichseitige Schienenstosbauarten mit den Verhältnissen 1:4 und 1:6 ausgeführt und befriedigende Ergebnisse erzielt. Mit den gegenwärtig auf der französischen Nordbahn zur Herstellung des Schienenstosses verwendeten Regel-Bauteilen würde es schwierig sein, ein noch kleineres Verhältnis als 1:6 anzuwenden. Man hofft, daß dieses Verhältnis bei einem von 23 cm auf 14 cm verringerten Stossschwellenabstände noch bessere Ergebnisse liefern wird. B-s.

Schienenzeichner.

(Génie Civil 1908, Oktober, Band LIII, S. 460. Mit Abbildungen.)

D. Walker hat einen Schienenzeichner zum Aufzeichnen des Querschnittes der an ihrem Orte liegenden Schienen erfunden.

Er besteht aus einer senkrechten Stange, die in zwei an einem Wagen befestigten Führungen sich drehen und gleiten kann. Der Wagen läuft wagerecht auf Rollen längs der Führungen eines rechteckigen Rahmens. Die Stange trägt am untern Ende einen um einen Zapfen beweglichen doppelten Zeichenstift, dessen beide Enden in entgegengesetztem Sinne umgebogen sind. Das obere Ende der Stange trägt einen Wagebalken mit zwei zur Ebene des rechteckigen Rahmens rechtwinkeligen Stiften. Über diesem Rahmen ist eine Tafel aufgestellt, die das Blatt trägt, auf dem die Wege dieser Stifte aufgezeichnet werden. Die senkrechte Stange ist durch ein Gegengewicht ausgeglichen.

Vor der Aufzeichnung bestreicht man den Teil der Schiene, dessen Querschnitt man aufzeichnen will, mit Öl. Mittels einer Schraube drückt man das Gestell des Schienenzeichners fest an die Schiene. Dann verfolgt man mit dem einen Stifte des untern Wagebalkens den leicht erreichbaren Teil des Schienenumrisses. Mit der linken Hand hilft man der wagerechten Bewegung des Wagens. Dann bringt man den Wagen zurück und dreht die senkrechte Stange, um den andern Stifte des untern Wagebalkens in die Stellung zu bringen, in der er den übrigen Teil des Schienenumrisses verfolgen kann. Die beiden Stifte des obern Wagebalkens, die denen des untern entsprechen, zeichnen den ganzen Umriss des Schienenquerschnittes in gestrichelter Linie auf das Blatt der Tafel. Eine vollständige Aufzeichnung dauert ungefähr 3 bis 4 Minuten.

B—s.

M a s c h i n e n u n d W a g e n .

Allfree-Flachschieber für Lokomotiven.

(Railroad Age Gazette, Febr. 1909, Nr. 6, S. 263. Mit Abb.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 12 bis 15 auf Tafel LIV.

Der Flachschieber von Allfree bezweckt neben möglichster Einschränkung des schädlichen Raumes durch Wahl

kurzer und gerader Einströmkanäle insbesondere durch Verzögerung des Abschlusses für die Dampfausströmung den möglichst vollkommenen Auspuff und damit auch die Verringerung des Endgedruckes. Abb. 12 und 13, Taf. LIV zeigen die Anordnung des Haupt- und Hülfs-Schiebers.

Der Schieberspiegel über dem Zylinder ist etwa 15° gegen die Wagerechte geneigt, wodurch ausreichend Raum zwischen Spiegelfläche und Zylinderwand für die Unterbringung des mit breiten Dichtungsringen versehenen Hilfs-Kolbenschiebers geschaffen wird. Der obere Schieberkastendeckel enthält einen Kanal von großem Querschnitt, der die Auspuffräume an den Zylinder- und Schieberkasten-Enden verbindet. Der rechteckige Hauptschieber füllt den Querschnitt des Kastens vollständig aus, ist auf den Spiegel aufgeschliffen und mit dem Rücken durch Leisten gegen die untere Fläche des Deckels abgedichtet, so daß das Steuergestänge bei dieser Entlastung sehr leicht arbeitet. Voreinströmung, Füllungsabschluss und Beginn der Vorausströmung werden nur von dem für Inneneinströmung gebauten Haupt-Flachschieber gesteuert. Der Hilf-Schleppschieber steuert den Auspuff. Seine Bewegung erfolgt mittels eines am Hauptschieber befestigten Schlepparmes, der an entsprechend angepaßte Anschläge des Hilfschieberkörpers anstößt und diesen derart mitschleppt, daß die Ausströmkanäle möglichst lange geöffnet bleiben. Die Quelle beschreibt ausführlich die Tätigkeit und gegenseitige Abhängigkeit der Schieber in den wichtigen Stellungen. Die Wirkung der Schiebereinrichtung zeigt sich an den Dampfdruck-Schaubildern Abb. 14 und 15, Taf. LIV.

Durch die Verkleinerung des schädlichen Raumes soll der Dampf-Verlust von 10% jeder Zylinderfüllung auf $2,5\%$ herabgedrückt werden, während die Verlängerung der Auspuff-Dauer und Verminderung des Gegendruckes eine Kohlenersparnis von 10% ergeben soll, wie sich aus der vergrößerten wirksamen Fläche des Druck-Schaubildes ermessen läßt.

A. Z.

Wagen für Gemüse und Früchte.

(Railroad Age Gazette, Jan. 1909, Nr. 5, S. 202. Mit Abb.)

Die San Antonio und Aransas Pass-Bahn hat 500 hölzerne bedeckte Güterwagen von 27 t Tragfähigkeit und 10,97 m Länge für die Versendung von Früchten und frischem Gemüse in Betrieb genommen, die nach längeren Versuchen mit einer einfachen aber befriedigenden Lüftungseinrichtung versehen sind. Die Stirnwände haben unten und oben Lüftungsöffnungen, die beinahe die ganze Wandbreite einnehmen und

aufsen mit einem Gitterstabwerke, innen mit Drahtgeflecht verschlossen sind. Die Öffnungen sind zur Aussteifung der Wand mit starken Eisenrahmen umgeben und können durch hölzerne Schiebetüren oder Klappen verschlossen werden. Die seitlichen Schiebetüren sind ebenfalls doppelte Stabgittertüren mit kräftigem Holzrahmen für die Lüftung und dichtschießende Holztüren. Die Quelle bringt noch Zeichnungen über die Verspannung der Längsträger des Untergestelles und die Stahlgulsquerträger für die Drehgestellzapfen.

A. Z.

Selbstentladewagen für Erzbeförderung.

(Railroad Age Gazette, Jan. 1909, Nr. 5, S. 205. Mit Abb.)

Die Summers Stahlwagen-Gesellschaft in Pittsburg hat für die Duluth und Iron Range-Bahn 800 Selbstentlader für Erzbeförderung mit 23 cbm Inhalt und 45 t Tragfähigkeit gebaut. Zwischen den beiden zweiachsigen Drehgestellen liegen zwei geneigte Bodenklappen aus starken Stahlblechen. Die inneren Wagen-Stirnwände und der untere Teil der Seitenwände sind gegen die Wagerechte um 50° geneigt, so daß das Erz nach den Bodenklappen rutschen muß, die in geöffnetem Zustande dieselbe Neigung gegen die Wagerechte haben. Die Bodentüren sind mit je vier starken Gelenken befestigt und werden an den Ecken durch kräftige Ketten gehalten, die zu kleinen Windtrommeln auf quer zur Wagenlängsachse liegenden Stahlwellen führen. Eine Hauptwelle längs der Seitenwand verbindet die beiden Kettenwellen mit Schneckengetriebe und kann mittels einer durch den Rahmen gehenden Triebwelle durch Aufsteckkurbeln von jeder Wagenseite bedient werden. Der Schneckenradantrieb gestattet sanftes Öffnen der Bodenklappen und hält diese in jeder Stellung ohne Sperrung fest. Zum Entladen der gewöhnlichen Erzwagen wurden 6 bis 10 Mann gebraucht, die zum Teil die Ladung von oben herabstießen; die Entladung des neuen Wagens besorgt ein Mann in zwei Minuten, ohne seinen Standort neben dem Wagen zu verlassen. Da die Mittelträger zur Freihaltung der Bodenöffnung wegfallen, wird die Mittelstossvorrichtung durch kurze Längsträger gegen kräftige Querträger abgefangen, die mit starken Knotenblechen ausgesteift sind und die Stöße in die Seitenlängsträger überleiten.

A. Z.

Betrieb in technischer Beziehung.

Italienische Eisenbahn-Verkehrs-Verhältnisse.

Nach Mitteilungen des italienischen Generalkonsulates in Dresden über die wirtschaftliche und gewerbliche Entwicklung Italiens machen wir die folgenden Angaben.

Die Länge der vom Staate betriebenen Eisenbahnlinien betrug am 30. Juni 1907 13117 km.

Die Betriebs-Ergebnisse des Jahres 1906/7 waren folgende:

Der Verkehr aller Länder hat seit 1905, dem Zeitpunkt der Verstaatlichung der italienischen Bahnen, über Erwarten zugenommen. Die Vermehrung der Betriebsmittel konnte dieser Zunahme nicht überall nachkommen, zumal die bestellten Wagen mehrfach nicht rechtzeitig geliefert werden konnten.

Im Jahre 1905 wurde die Aufmerksamkeit der italieni-

schen Staatsbahn-Verwaltung besonders auf Mafsregeln zu besserer Deckung des Verkehrs im Jahre 1906/7 gerichtet: die Zahl der Angestellten in allen Bahnhöfen wurde vermehrt; der vor der Verstaatlichung etwas vernachlässigte Zugverkehr für Reisende wurde durch Einrichtung neuer Züge erweitert; die Beförderung von Nahrungsmitteln und Südfrüchten für das Ausland von den süditalienischen Provinzen nach den betreffenden Fracht-Bahnhöfen wurde beschleunigt; die Verwaltung veranlafte die sofortige Abfuhr von großen Warenbeständen, die in den Häfen lagen; die innere Verwaltung wurde vereinfacht und die Beamten wurden fünf Inspektionen, der adriatischen, Mittelmeer-, sizilianischen, venezianischen und königlichen unterstellt.

Endlich wurden alle Betriebsmittel gründlicher Ausbesserung unterzogen, und überall große Vorrat-Lager eingerichtet. Im Jahre 1907/8 vermehrte sich die Länge der Linien auf 13352 km.

Die Einnahmen und die Ausgaben der Jahrgänge 1906/7 und 1907/8 sind aus folgenden Zahlen zu ersehen:

	1906/7	1907/8
Einnahmen.		
	433,02 Millionen lire	479,35 Millionen lire
Ausgaben.		
	382,25 Millionen lire	435,99 Millionen lire

Rohgewinn.

	1906/7	1907/8
50,77 Millionen lire		43,36 Millionen lire
Nach Mitteilungen des Ministeriums der Post und Telegraphen betragen die Einnahmen		
a) der Post		
91,01 Millionen lire		94,61 Millionen lire
b) der Telegraphen		
19,14 Millionen lire		19,54 Millionen lire
c) der Fernsprecher		
5,91 Millionen lire		9,22 Millionen lire.

Besondere Eisenbahntypen.

Schiene Stromkreise mit nicht stromdichten Schienenstößen.

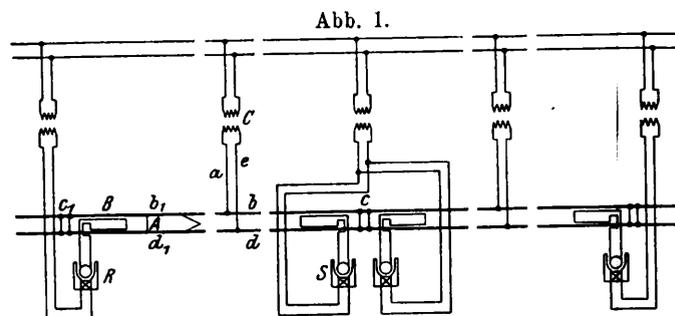
(Railroad Age Gazette 1909, Februar, Band XLVI, Nr. 7, S. 308; Bulletin des Internationalen Eisenbahn-Kongress-Verbandes 1909, Juni, Band XXIII, Nr. 6, S. 585. Mit Abbildungen.)

Im Juni 1908 wurde auf dem »Rockaway-Beach«-Zweige der »Long-Island«-Bahn zwischen Ramblersville und Bahnhof »The Raunt« ein von C. J. Coleman erfundener Schienenstromkreis mit nicht stromdichten Schienenstößen in Betrieb genommen, der für den elektrischen Betrieb mit dritter Zuleitungsschiene und Rückleitung durch die Fahrstienen ohne Verwendung von Verbindungen mit Drosselwirkung zur Überbrückung der Stöße anwendbar ist. Auf dieser Linie werden die elektrischen Züge durch eine dritte Schiene mit Gleichstrom von 500 Volt betrieben. Für den Signalbedarf auf den mit selbsttätigen Signalen versehenen Strecken wird in den Unterwerken ein Wechselstrom von 6600 Volt und 25 Doppelwechsellern auf 2200 Volt abgespannt. Da sich die mit den neuen Signalen ausgerüstete Strecke auf einer Gerüstbrücke über »Jamaica-Bay« befindet, sollte kein Strom von hoher Spannung verwendet werden. Am Westende der Gerüstbrücke wurde daher in der Signalstromleitung ein Abspanner von 3 KW aufgestellt, der den Strom auf 220 Volt abspannt. Die Blockstrecken sind ungefähr 800 m lang. Wie auf anderen Strecken der Bahn werden Ort- und Vor-Signale verwendet.

Bei jedem Signale wird zur Betätigung der Triebmaschinen und Gestänge ein Speicher von fünf Zellen verwendet, der von der Zuleitungsschiene unter Benutzung von Vorschaltwiderständen gespeist wird. Bei einem der Signale wird jedoch kein Speicher verwendet, sondern ein Umformer besonderer Bauart, der mit der Wechselstromleitung durch den üblichen Schaltmagnet-Abspanner verbunden ist und Gleichstrom von 12 Volt zur Betätigung der an dieser Stelle befindlichen Triebmaschinen und Gestängemagnete liefert.

Textabb. 1 zeigt die Anordnung des Schienenstromkreises. Bei jedem Signale sind die Fahrstienen quer durch zwei Kupferdrähte c , c_1 verbunden. In der Mitte jeder Blockstrecke befindet sich ein Schienen-Abspanner C ; seine Hochspannungswicklung ist mit den Signalstromdrähten, die Niederspannungswicklung mit den beiden Schienen verbunden. Diese liefert Wechselstrom von annähernd 4 Volt bei 25 Doppelwechsellern. Dieser Strom fließt über die Niederspannungsverbindung a ,

Schiene b , Querverbindungen c , Schiene d , Verbindung e nach der andern Seite der Niederspannungswicklung. Zu derselben Zeit fließt ein gleicher Strom über die Niederspannungsverbin-



dung a , Schiene b_1 , Querverbindungen c_1 , Schiene d_1 nach dem Abspanner. An jedem Ende der Blockstrecke liegt längs der Schienen eine 4,11 m lange Drahtspule durch einen Blechwinkel gedeckt in der Laschenkammer des Schienenquerschnittes, deren Enden mit dem Anker eines Wechselstrom-Schaltmagneten der Zweistromkreis-Bauart verbunden sind. Der durch die Schienen fließende Wechselstrom erzeugt in der Spule einen Strom von derselben Wechselzahl, und dieser wird durch die Ankerwicklung des Zweistromkreis-Schaltmagneten R geleitet. Die Felder des Schaltmagneten sind unmittelbar mit den Haupt-Signalstromdrähten durch einen Feld-Abspanner verbunden, der den Strom von 220 Volt auf 55 Volt abspannt und Wechselstrom von 55 Volt außer nach den Feldern der an dieser Stelle befindlichen Schaltmagnete auch für den Umformer liefert.

Der Schaltmagnet hat eine in einem feststehenden Felde bewegliche Spule. Die Schaltfinger des Schaltmagneten sind an der beweglichen Spule, dem Anker, angebracht, zur Erzielung eines Stromschlusses muß ein Strom von derselben Wechsel-Zahl und -Lage durch die Feld- und die Anker-Wicklungen fließen. Da der Wechselstrom von 25 Doppelwechsellern ununterbrochen durch die Feldwicklungen fließt, so hängt die Wirkung des Schaltmagneten von dem aus derselben Quelle durch die Schienen-Spulen fließenden Strome ab. Ein in eine Blockstrecke einfahrender Zug A schaltet den Erregerstrom der Schienenspule B aus, die vom Schienen-Abspanner C gespeist wird. Der Anker des Schienen-Schaltmagneten R wird daher stromlos, die Schaltstellen öffnen sich. Wenn sich der Zug der Mitte der

Blockstrecke nähert, wird der Schienen-Abspanner kurzgeschlossen, so daß der Schaltmagnet S am andern Ende der Blockstrecke, ebenso wie der Schaltmagnet R, stromlos wird, seine vordern Schaltstellen öffnen sich.

Die Drahtleitung für jedes Ortsignal ist durch die ganze Länge des Ortblockes geführt, damit das Ortsignal durch den im Reihenstromkreise liegenden Schaltmagneten an jedem Ende der Blockstrecke betätigt werden kann.

Beim Bruche einer Querverbindung geht das Signal auf »Halt«, weil dann die Stromkreise von den auf jeder Seite der Verbindung befindlichen Abspannern unterbrochen sind. Wenn sich aber ein Zug zwischen zwei benachbarten Schienen-Abspannern befindet, so schließt er von jedem einen Stromkreis. Die Verbindungen der Abspanner und Schaltmagnete sind so angeordnet, daß der nach der gebrochenen Querverbindung fahrende Zug das vorliegende Signal auf »Fahrt« stellt, aber der von einer Quelle rückwärts nach dem Zuge fließende Strom gibt nicht »Fahrt«. Ein Schienenbruch schaltet den Strom nach der Schienen-Spule an einem Ende der Blockstrecke aus und macht den an diesem Ende befindlichen Schaltmagneten stromlos.

B—s.

Scherl's Vorschläge für Fern-Schnellbahnen.)

Der Verfasser der geistreichen, aber die Ufer des Möglichen verlassenden Arbeit stellt zunächst das Bedürfnis der Vergrößerung der Fahrgeschwindigkeit für Reisende fest, fordert zugleich völlige Trennung der Bahnen für Reisende und für Güter. Dann behandelt er die Frage, ob die seitherige zweischienige Bahn für 200 km/St. geeignet sei und verneint diese wegen der Überhöhung in den Bogen, wegen des Einflusses der Schienenstöße und wegen der Unwirtschaftlichkeit des Lokomotivbetriebes oberhalb 100 km/St.

Die einschienige Bahn soll den Hauptverkehr der Reisenden mit 200 km/St. zwischen den Hauptstädten vermitteln, für Zubringer-Ringbahnen werden 120 bis 150 km/St., für Zweigbahnen 30 bis 60 km/St. vorgesehen. Unter den Einschienenbahnen verwirft der Verfasser aber die Schwebbahn und die Standbahn mit seitlichen Führungen, er will die Standicherheit der Fahrzeuge auf der Einschienen-Standbahn durch Kreisel**) gewinnen, deren Wirkung in besonderen Versuchsanlagen erbracht sein soll, aber vorläufig nicht bekannt gegeben wird.

Die Arbeitsübertragung soll hochgespannter Drehstrom besorgen. Wie die Kreisel bei Unterbrechung der Stromzuführung arbeiten sollen, oder wie das Gleichgewicht anderweit zu wahren ist, wird nicht gesagt.

Drei Fahrzeuge bilden einen Zug von 3×30 m Länge bei 4 m Breite, dem vordern und hintern Wagen sind 3 m lange Windschneiden gegeben. Jeder Wagen läuft auf acht Rädern von 1 m Durchmesser, deren vier an jedem Wagenende in einem Rahmen vereinigt sind. Die Räder haben auf beiden Seiten einen Spurrkranz. Ein Zug faßt 176 Reisende, denen alle erdenklichen Bequemlichkeiten geboten werden.

Die Bahn ist als Hochbahn gedacht, jedenfalls ist die

Lage im Gelände ausgeschlossen: der für solche Geschwindigkeit ungenügende Erddamm wird durch einen Mauerkörper ersetzt, dessen Krone etwa 8 m hoch liegt, oder durch Unterbauten in Eisen oder Eisenbeton. Beim Einlaufe in große Städte hebt sich die Bahn über die höchsten Gebäude, sie ist also nicht an Straßenzüge gebunden.

Da der Luftdruck neben dem mit 200 km fahrenden Zuge so stark ist, daß er die Streckenmannschaft vom Bahndamme schleudern würde, ist zwischen den beiden Gleisen ein um 1,5 m vertiefter Gang von 2,5 m Breite vorgesehen, in dem kleine Arbeitswagen mit Benzinmaschinen oder Speicherbetrieb laufen. Dieser tiefer liegende Gang bedingt bei Wegekrenzungen umso höhere Lage der Bahnkrone.

Die Streckensicherung erfolgt durch Blockstationen; die Sichtsignale befinden sich im Führerstand, der Führer hat das Signal zurückzumelden und die Blockstation hat, sobald sie eine Falschmeldung erkennt, den Zug durch Entziehung des Stromes anzuhalten.

Weichen kommen fast nicht vor, jede Linie läuft ununterbrochen durch, die Zubringer legen sich mit Schleifenschluß zum Umsteigen in gleicher Höhe an die Hauptbahnen an, oder kreuzen sie in verschiedener Höhe. Der Übergang von einer Linie zur andern erfolgt ausschließlich durch Umsteigen, das bei verschiedener Höhenlage durch einen eigenartig ausgebildeten Fahrstuhl sehr erleichtert ist. Dieser ist, wie der mittlere Wagen im Zuge, 30 m lang und 4 m breit, er stellt sich genau neben den Mittelwagen des eben eingelaufenen Zuges und empfängt durch eine Mitteltür die Reisenden, die sich schon vorher in einem großen Wandelraume ihres Wagens gesammelt haben; die zum Zuge zu befördernden Reisenden besteigen den Fahrstuhl in der Wartehalle und treten an den Enden des Mittelwagens in den Zug über. Jetzt stellt sich der Fahrstuhl, der vor- und rückwärts, seitlich und lotrecht verschoben, und zum Anschlusse an die Richtungen zweier sich kreuzender Bahnen auch gedreht werden kann, neben den Zug der Anschlußbahn und gibt die umsteigenden Reisenden hier an den Mittelwagen ab, von wo sie sich über den Zug verteilen. Diese ganze Art des Verkehrs bedingt, daß die Anschlußzüge ganz genau zusammentreffen.

Während so alle betriebstechnischen Fragen recht eingehend behandelt werden, ist die Frage der Kosten so gut wie gar nicht berührt. Baukosten, Fahrpreise, Verzinsung und Gewinn, die doch festgestellt werden müßten, ehe man an die Möglichkeit einer solchen, alles Bestehende umwerfenden Neuerung denken könnte, bleiben unerörtert.

Q.

Elektrischer Betrieb auf der Newyork-, Neuhaven- und Hartford-Bahn. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen, April 1909, S. 185. Mit Abb.)

Zur Beförderung eines aus 21 schweren Wagen gebildeten Zuges verwendet die Newyork-, Neuhaven-, und Hartford-Bahn drei Wechselstrom-Lokomotiven von je 1000 P.S. Leistung, die mittels Vielfachsteuerung von einem Führer gesteuert werden. Jede Lokomotive kann eine Zuglast von 180 t befördern, die drei Lokomotiven entwickeln am Zughaken eine größte Zugkraft von 27 270 kg. Bei 10 000 Volt Fahrdrachtspannung beträgt die höchste Zuggeschwindigkeit 112 km/St.

—k.

*) Organ 1909, Seite 321.

**) Organ 1908, Seite 49.

Nachrichten über Änderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Preussisch-hessische Staatseisenbahnen.

Regierungs- und Baurat Hoogen, Mitglied der Eisenbahndirektion in Elberfeld, ist zur Wahrnehmung der Geschäfte eines Referenten bei den Eisenbahnabteilungen des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten nach Berlin berufen; dem Eisenbahn-Bau- und Betriebsinspektor Baumgarten in Köln ist die Wahrnehmung der Geschäfte des Vorstandes der Betriebsinspektion 1 daselbst übertragen; die Eisenbahn-Bau- und Betriebsinspektoren Friedrich Meyer in Königsberg i. Pr. und Menne in Allenstein sind zu Vorständen der daselbst neu errichteten Bauabteilungen bestellt.

Versetzt: Eisenbahn-Bau- und Betriebsinspektor Johlen, bisher in Königsberg i. Pr. nach Wehlau als Vorstand der daselbst neu errichteten Bauabteilung und die Regierungsbaumeister des Eisenbahnbaufaches Gölsdorf, bisher in Magdeburg-Neustadt, in den Bezirk der Eisenbahndirektion in Hannover und Berndt, bisher in Kattowitz, in den Bezirk der Eisenbahndirektion in Posen.

Verliehen: den Regierungs- und Bauräten Siegfried Fraenkel die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Erfurt, Gadow die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Bromberg und Post die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Saarbrücken; den Eisenbahn-Bau- und Betriebsinspektoren Rudow die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Magdeburg, Seyffert die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Saarbrücken, Jacobi in seiner Eigenschaft als Vorstand der Betriebsinspektion 1 Bremen die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Hannover, Heinemann in seiner Eigenschaft als Vorstand der Betriebsinspektion Hamburg die Stelle eines Mitgliedes der Eisenbahndirektion in Altona, Rose die Stelle des Vorstandes der Betriebsinspektion 3 in Hagen und Simon die Stelle des Vorstandes der Betriebsinspektion 4 in Essen a. d. R.; den Eisenbahnbauinspektoren Krause die Stelle des Vorstandes der Werkstätteninspektion in Delitzsch, Krohn die Stelle des Vorstandes einer Werkstätteninspektion bei der Eisenbahn-Hauptwerkstätte in Königsberg i. Pr., Grabe die Stelle des Vorstandes einer Werkstätteninspektion bei der Eisenbahn-Hauptwerkstätte in Eberswalde, Rutkowski die Stelle des Vorstandes der Werkstätteninspektion in Recklinghausen, Gaedke die Stelle des Vorstandes der Maschineninspektion in Tilsit, Jaeschke die Stelle des Vorstandes der Maschineninspektion in Bentschen, Chelius die Stelle des Vorstandes der Maschineninspektion in St. Wendel, Hansmann die Stelle des Vorstandes der Maschineninspektion 1 in Münster i. W. und Proske die Stelle des Vorstandes einer Werkstätteninspektion bei der Eisenbahn-Hauptwerkstätte in Bromberg.

Ernannt zu Eisenbahn-Bauinspektoren: die Regierungs-Baumeister des Maschinenbaufaches Cohen in Köln, Freund in Altona, Huber in Münster i. W., Student in Aachen, Peter, Lorenz und Ackermann in Berlin, Stallwitz in Köln und Cramer in Hannover.

Reichseisenbahnen in Elsaß-Lothringen.

Ernannt: Geheimer Baurat von Bose in Straßburg zum Oberbaurat und Vorstände der Abteilung der Generaldirektion; Eisenbahn-Bau- und Betriebsinspektor Reiffen, bisheriger Hilfsarbeiter der Generaldirektion zu ihrem Mitgliede und zum Regierungs- und Baurat; Eisenbahn-Bauinspektor Bergmann in Straßburg zum Vorstände der Maschineninspektion Luxemburg.

Versetzt: Eisenbahn-Bauinspektor Baurat Baltin von Luxemburg nach Straßburg als stellvertretender Vorsteher des maschinentechnischen Bureaus und Hilfsarbeiter der Generaldirektion.

In den Ruhestand getreten: Oberregierungsrat Franken in Straßburg. — Aus Anlaß der Versetzung in den Ruhestand ist dem Eisenbahn-Bauinspektor Baurat Beyerlein in Straßburg der Charakter als Geheimer Baurat verliehen worden.

Sächsische Staatseisenbahnen.

Versetzt: Heidrich, Bauamtmann bei der Bauinspektion Chemnitz II zur Bauinspektion Altenburg I.

Kaschau-Oderberger Eisenbahn.

Befördert: Éder, tit. Oberinspektor, Leiter der Fachabteilung für Maschinenwesen, zum Oberinspektor; die Inspektoren 2. Klasse: Kraliczek, v. Ostheim, Stoltz und Wünscher zu Inspektoren 1. Klasse; die Inspektoren 3. Klasse Szabó, Karácsonyi, Szigeti und Nógrády zu Inspektoren 1. Klasse; die tit. Inspektoren Hoffmann und Filla zu Inspektoren: der Oberkontrolor 2. Klasse Kincl zum Oberkontrolor 1. Klasse; der Obergeringieur 3. Klasse Balogh zum Obergeringieur 2. Klasse; der tit. Oberkontrolor Pallós zum Oberkontrolor; der pensionierte Oberkontrolor Virányi wurde in derselben Eigenschaft reaktiviert.

Verliehen: den Inspektoren Fischer und Palesco der Titel eines Oberinspektors; den Obergeringieuren Lux, Dr. Cenner und Schletter, sowie den Oberkontroloren Klug und Farkas der Titel eines Inspektors; den Kontroloren Dobránszky, Olejnik und Leitner der Titel eines Oberkontroloren.

Ernannt: der Inspektor Nógrády zum Vorstände der Verkehrs-Fachabteilung der Generaldirektion.

Bayerische Staatseisenbahnen.

Versetzt: Direktionsrat Eickemeyer in Neustadt a. H. an die Neubauinspektion Zweibrücken als deren Vorstand; Direktionsassessor Schultheiß in Bad Reichenhall an die Betriebs- und Bauinspektion Amberg als deren Vorstand; Direktionsassessor Kober in München an die Bahnstation Bad Reichenhall als deren Vorstand und Oberbauinspektor der Neubauinspektion Neustadt a. H. Chormann in Kaiserslautern als Direktionsrat an die Neubauinspektion Kaiserslautern als deren Vorstand.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Druckminderungsventil als Bremskraftregler.

D. R. P. 210592. A. Th. Johnson in Tonopah, V. St. A.

Hierzu Zeichnungen Abb. 16 bis 20 auf Tafel LIV.

Die Erfindung betrifft ein zwischen Leitung und Steuer-ventileinlaß geschaltetes Druckminderungsventil als Bremskraftregler, durch das bei leeren oder leicht beladenen Fahrzeugen

der den Hülfluftbehälter zuzuführende Druck herabgemindert wird. Das Abspannventil ist mit Rohrleitungsauslässen vereinigt, die als Bremsbeschleuniger wirken und von dem Ventile gesteuert werden. Die Rohrleitungsauslässe sind so angeordnet, daß sie auch wirksam bleiben, wenn das Abspannventil bei schwer beladenen Fahrzeugen ausgeschaltet ist.

Das Abspannventil ist zwischen die Hauptleitung und das

die Verbindung zwischen Hilfsluftbehälter und Bremszylinder regelnde Steuerventil geschaltet (Abb. 16, Taf. LIV). Der Zugang 16 von der Hauptleitung zum Abspannventile ist ständig offen, während der zum Steuerventile führende Auslaß 16¹ mittels des Dreiweghahnes 13 abschließbar ist. Das Abspannventil (Abb. 17 bis 20, Taf. LIV) besteht aus den auf der gemeinsamen Kolbenstange 5 sitzenden Kolben 3 und 4 von verschiedenem Querschnitte. Der Steuerschieber 6 öffnet und schließt den Verbindungskanal 7 und den Rohrleitungsanslaß 8. Der Kanal 7 verbindet die Schieberkammer 1 mit der Steuerkammer 2 des Kolbens 4, die durch den Kanal 15 mit der Steuerkammer des Steuerventiles in Verbindung steht, und besitzt einen größern Querschnitt als der Füllkanal 15. Ein auf der Kolbenstange 5 sitzender zweiter Schieber 9 öffnet und schließt die Rohrleitungsanslässe 10 und 11. Durch den engen Kanal 10 kann eine allmähige Druckminderung in der Kammer 2 des Steuerventiles herbeigeführt werden, während die Steuerkammer durch den weiten Kanal 11 rasch entlüftet werden kann. Der Raum 20 zwischen den Kolben 3 und 4 hat einen Auslaß 19 zur Außenluft. Eine stoßweise Bewegung der Kolben 3 und 4 wird durch Schraubenfedern 17 und 18 verhindert, die zugleich dazu dienen, die Kolben und Schieber für gewöhnlich in der Abschlufsstellung zu halten (Abb. 18, Taf. LIV). Der Umlaufkanal 12 dient dazu, bei entsprechender Einstellung des Dreiweghahnes 13 eine Verbindung von der Hauptleitung zum Steuerventile herzustellen. Bei leeren oder leicht beladenen Wagen nimmt der Dreiweghahn die Stellung nach Abb. 17, Taf. LIV ein, so daß Leitungsluft nur auf dem Wege über das Abspannventil zum Steuerventile gelangen kann, während das Abspannventil bei schwer beladenen Wagen durch den Dreiweghahn 13 ausgeschaltet und dafür die Verbindung der Leitung mit dem Steuerventile durch den Kanal 12 herbeigeführt wird.

Befindet sich das Abspannventil in der Ruhestellung (Abb. 18, Taf. LIV) und steht der Dreiweghahn 13 in der Stellung nach Abb. 17, Taf. LIV, so treibt die aus der Hauptleitung bei 16 in die Schieberkammer eintretende Prefsuft den Kolben 3 zuerst in die Lösestellung (Abb. 17, Taf. LIV), so daß die Verbindungsleitung 7 durch den Schieber 6 freigelegt wird. Prefsuft tritt dann durch den Kanal 7 so lange zur Steuerkammer 2 des Kolbens 4 und durch den Kanal 15 zum Steuerventile über, bis Druckausgleich in beiden Kammern eintritt, worauf der Schieber 6 in die Ruhestellung (Abb. 18, Taf. LIV) zurückkehrt. Dadurch wird der dem Hilfsluftbehälter über das Steuerventil zuzuführende Druck in bekannter Weise derart geregelt, daß er den gewöhnlich herrschenden Arbeitsdruck nicht erreicht. Bei Einleitung einer Betriebsbremsung wird der Druck in der Hauptleitung mittels des Führerbrenshahnes vermindert, so daß auch der Druck in der Schieberkammer 1 sinkt und der Schieber 6 unter dem Überdrucke in der Kammer 2 in die Bremsstellung (Abb. 19, Taf. LIV) gelangt, in der der Auslaß 10 freigelegt wird, so daß vor dem Kolben des Steuerventiles eine Druckminderung eintritt, die den Kolben in die Betriebsbremsstellung umschlagen läßt.

Zum Lösen der Bremsen wird der Druck in der Hauptleitung wieder erhöht, so daß das Druckregelventil in die Stellung nach Abb. 17, Taf. LIV zurückkehrt und den Kanal 7 freilegt, wodurch auch das Steuerventil in die Lösestellung zurückgelangt. Hierauf nimmt die Steuerung selbsttätig ihre

Ruhestellung wieder ein (Abb. 18, Taf. LIV). Auf diese Weise wirkt das Abspannventil zugleich als Bremskraftregler.

Bei Vornahme einer Notbremsung gelangt die Steuerung 3, 4 sofort in die Notbremsstellung (Abb. 20, Taf. LIV), in der die Rohrleitungsanslässe 8 und 11 voll geöffnet sind, so daß das Steuerventil in die Notbremsstellung umsteuert. Durch die Anordnung des Auslasses 8 werden stoßfreie Bremsungen ermöglicht, und die zu schnelle Rückkehr des Regelventiles in die Ruhestellung wird verhindert.

Wird ein Steuerventil durch Schadhafwerden in die Notbremsstellung umgesteuert, so wird das zugehörige Abspannventil durch das Fallen des Druckes in der Steuerkammer 2 in die Lösestellung (Abb. 17, Taf. LIV) bewegt und dadurch das Steuerventil in die Lösestellung zurückgebracht. Da der Kanal 7 einen verhältnismäßig kleinen Querschnitt hat, so erfolgt der Druckluftübertritt nicht so schnell, daß eine plötzliche Druckminderung in der Hauptleitung eintritt und noch andere Steuerventile umgesteuert werden.

Bei schwer beladenen Wagen wird das Abspannventil durch den Dreiweghahn 13 ausgeschaltet, so daß die Prefsuft durch den Kanal 12 im Drucke ungemindert dem Hilfsluftbehälter zugeführt wird. Da hierbei die Verbindung zwischen der Schieberkammer 1 und der Hauptleitung bestehen bleibt, so wird die Steuerung der Rohrleitungsanslässe 8 und 10 nicht beeinflusst: diese wirken vielmehr bei Einleitung einer Betriebs- oder Not-Bremsung in der erläuterten Weise. G.

Dampfturbinen-Lokomotive mit Dampfniederschlag.

D. R. P. 209578. P. L'Orange in Mannheim.

Hierzu Zeichnung Abb. 21 auf Tafel LIV.

Die Erfindung verwendet den Abdampf der gewöhnlichen Lokomotive zum Betriebe einer angehängten Turbinenlokomotive mit Dampfniederschlag.

Abb. 21, Taf. LIV veranschaulicht eine Ausführungsform der Erfindung.

Der Abdampf der gewöhnlichen Lokomotive strömt durch das Rohr a über den Tender nach dem Turbinenwagen. Hier tritt er in die Turbine b und geht dann in die unter dieser befindliche Niederschlagsvorrichtung d. Die Pumpe e schafft die Luft ins Freie und das niedergeschlagene Wasser in den Tender. Die Umlaufpumpe f saugt das Kühlwasser durch die Niederschlagsvorrichtung und drückt es durch das Rohr h in den obern Raum, von dem es über Rieselflächen seitlich dem Luftstrom entgegen nach unten rieselt, bei k sich in seitlichen Längskanälen sammelt und von diesen zurück in die Niederschlagsvorrichtung fließt. Die Kühlluft tritt bei k durch nach vorn geöffnete Spalten ein, streicht zwischen den Rieselflächen nach oben und entweicht erwärmt und mit Feuchtigkeit gesättigt durch die nach hinten geöffneten Spalten bei i (Abb. 3). Die Turbine treibt den Stromerzeuger c, durch dessen Strom die Triebmaschinen g in Bewegung gesetzt und die Wagen erleuchtet werden. Zur Anfachung des Feuers in der vordern Lokomotive ist mangels des Abdampfes ein besonderer Bläser anzubringen. G.

Bücherbesprechungen.

Ein neues Schnellbahnsystem. Vorschläge zur Verbesserung des Personenverkehrs von August Scherl. Druck und Verlag von August Scherl. Berlin 1909.

Der Verfasser geht von der Voraussetzung aus, daß die Fahrgeschwindigkeit bei zweischienigen Eisenbahnen mit Dampftrieb nicht über 100 km/St. gesteigert werden könne, und daß daher solche Bahnen der Forderung der Gegenwart von 200 km/St. für Hauptbahnen nicht mehr gewachsen seien. Seine Vorschläge gehen dahin, Güter- und Reisenden-Verkehr durchaus zu trennen und für letztern Bahnen 1., 2. und 3. Ordnung mit 200, 120 bis 160 und 30 bis 60 km/St. zu schaffen. Er erblickt die einzige Möglichkeit, die gestellte Aufgabe zu lösen, in der Einführung einschieniger Standbahnen mit elektrischem Antriebe und will die Wagen mit Kreiseln ausrüsten, um die Standsicherheit der labil gestützten Fahrzeuge zu sichern, wie bei der Brennan-Bahn.*) Er stellt spätere Veröffentlichungen von dahinzielenden Versuchen in Aussicht und läßt bis dahin den Leser in Zweifel, wie die Standsicherheit des Wagens im Falle beabsichtigter oder zufälliger Unterbrechung der Stromzuführung aufrecht erhalten werden soll. Die Kostenfrage dieser sehr großzügig gedachten Umwandlung unserer seitherigen Dampfbahnen wird nur flüchtig und ungenügend berührt. Mitteilungen technisch bemerkenswerter Einzelheiten aus dieser Schrift geben wir auf Seite 318 dieses Heftes. Q.

Erinnerungsschrift zum 25jährigen Bestehen der elektrotechnischen Abteilung der Maschinenfabrik Eßlingen in Cannstatt und der württembergischen Gesellschaft für Elektrizitätswerke A.-G. in Eßlingen.

Das schön ausgestattete Heft bringt lebensvolle Darstellungen der Erzeugnisse aus den verschiedensten Arbeitszweigen, wir führen an: Stromerzeuger und Triebmaschinen, Lampen, Drehscheiben, Schiebebühnen, Hebezeuge, Entstaubungsanlagen, Arbeitsübertragung für die verschiedensten Zwecke. Die Darstellungen geben ein erfreuliches Bild reicher Tätigkeit.

Die Fernsprechtechnik der Gegenwart ohne die Selbstanschlußsysteme. Von C. Hersen und R. Hartz, Telegraphen-Ingenieure bei der Telegraphen-Apparat-Werkstatt des Reichspostamtes. Erste Lieferung. F. Vieweg und Sohn, Braunschweig 1909. Preis 2,5 M.

Die 64 Oktavseiten mit engem Drucke umfassende Lieferung ist die erste von zehn das ganze Werk bildenden. Darstellung und Ausstattung dieses Anfanges berechtigen zu der Erwartung, daß das Werk eine wertvolle Bereicherung des Bücherschatzes seines Gebietes bilden wird.

Österreichische Patente. Alphabetisches Sachverzeichnis über sämtliche bis 31. Dezember 1908 in das Patentregister eingetragenen Patente. 2. Teil des Jahreskataloges des k. k. Patentamtes für das Jahr 1908. Lehmann & Wentzel (P. Krebs), Wien I, Kärntnerstraße 30. Preis 1 K.

Das österreichische Patentamt bietet in dieser sehr über-
*) Organ 1908, S. 49.

sichtlich geordneten Zusammenstellung aller in Österreich erteilten Patente ein wertvolles Mittel, um sich schnell über den Stand der Patenterteilung zu unterrichten. Jeder am Patentwesen beteiligte weiß, welche Mühe mit der Nachforschung nach vorhandenen Patenten verknüpft ist, und wird dieses sehr billige und wirksame Hilfsmittel mit Freude begrüßen.

Stadtbahnen. Zur Entwicklung unserer Großstädte, mit besonderer Berücksichtigung Berlins. Verlag R. Boll, Berlin N.W., Georgenstr. 23.

Unter dem Leitspruche »Lasciate ogni speranza« veröffentlicht ein Verfasser unter dem Decknamen »Ekkehard« eine kleine Druckschrift über das städtische Verkehrswesen, insbesondere in Berlin.

Die Schrift wendet sich unseres Erachtens mit Recht gegen die übertriebene Wertschätzung, die die Untergrundbahnen zur Zeit erfahren, und gegen die dadurch geschaffenen ungesunden wirtschaftlichen Grundlagen der städtischen Schnellbahnnetze.

Die unbedingte Bevorzugung der Untergrundbahnen hat den Erfolg, daß die Gesellschaften trotz Belastung der Gemeinden mit zu hohen Fahrpreisen doch zu keiner erspriesslichen Entwicklung gelangen, und daß nur Bahnen in der Richtung schon vorhandener starker Verkehrsströme gebaut werden, nicht aber solche, die auch bei zunächst bescheidenen Einnahmen belebend auf neue Verkehrsverbindungen einwirken können.

Der Mahruf wird erhoben zu Gunsten billiger überirdischer Anlagen, die ja den spätern Ausbau von Untergrundstrecken nach Entwicklung des Verkehrs nicht ausschließen. Wir sind der Ansicht, daß hier ein jetzt ungerecht behandeltes Mittel zur Hebung der Wohnungsnot breiter Kreise der großstädtischen Bevölkerung richtig beleuchtet wird und empfehlen die Schrift allgemeiner Beachtung.

Über Fehlerortsbestimmungen an Kabelleitungen von Oberbahnmeister Gollimer, Vorsteher der Eisenbahn-Telegraphenwerkstätte in Altona. Leipzig, Hachmeister und Thal. Preis 1,0 M.

Die Arbeit, ein Sonderdruck aus »Der Elektrotechniker«, gibt die physikalischen Grundlagen und Berechnungsbeispiele für die Verfahren zur Bestimmung von Bruchstellen in elektrischen Leitungen durch Widerstandsmessung, insbesondere für die Siemenssche Kabelmefsschaltung, und zeigt, mit welcher Schärfe man heute die Fehlerstellen vom Ende her bestimmen kann. Die Arbeit ist ein guter Führer auf diesem Gebiete.

Statistische Nachrichten und Geschäftsberichte von Eisenbahn-Verwaltungen. Statistische Nachrichten von den Eisenbahnen des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen für das Rechnungsjahr 1907. Herausgegeben von der geschäftsführenden Verwaltung des Vereines. LVIII. Jahrgang, Berlin 1909.