

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. LI. Band.

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

18. Heft. 1914. 15. September.

Prefsarbeiten an abgenutzten Oberbauteilen.

E. Wegner, Geheimer Baurat in Breslau.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 20 auf Tafel 36.

Das Verfahren, ausgeschlagene Laschen zur Erzielung guter Stofsverbindungen mit neuen Anlageflächen zu versehen, ist seit seiner Veröffentlichung*) in größerm Umfange bei den preussischen Staatsbahnen verwendet.

Für das Aufpressen der Laschen sind besondere Grundsätze als Anhang zu den «Bestimmungen über die Gruppeneinteilung der bei den Gleisumbauten gewonnenen Oberbauteile und deren Verwendung» herausgegeben. Diese Grundsätze weisen zunächst auf den Zweck des Aufpressens als einer wirtschaftlichen Maßnahme hin, für die die Oberbauvorschriften für die preussischen Staatsbahnen maßgebend sein sollen.

Nach diesen Bestimmungen ist zu beachten, daß durch rechtzeitige Verstärkung des Oberbaues ein sonst nötiger Gleisumbau oft auf Jahre hinausgeschoben werden kann. Ein wesentliches Mittel für die Verstärkung wird aber in dem Einbaue verstärkter Laschen gefunden. Als solche können die aufgepressten Laschen angesehen werden, so lange die Anlageflächen nur mäßig abgenutzt sind.

Aufgepresste Laschen sollen zur Zeit trotz vorliegender Möglichkeit nicht für Schienen 8 (9) und 15 (16) der Schnellzugstrecken verwendet werden, für die Umbau in Frage kommt, und nicht an gekürzten Altschienen mit unversehrten Laschenkammern, wenn die Spannwirkung der gebrauchten Laschen noch für längere Zeit ausreicht. Trotz dieser erheblichen Einschränkungen wächst die Nachfrage nach aufgepressten Laschen stetig mit dem allmäligen Bekanntwerden.

Bis 1911 waren die Werkstätten nur in ganz geringem Umfange auf das Verfahren eingerichtet und eingearbeitet. 1910 und 1911 wurden 73400 Laschen aufgepresst, 1912 schon 110796, 1913 belief sich die Anforderung auf 273600, von denen bis 1. April 1914 nach Maßgabe der Leistungsfähigkeit der vorhandenen Anlagen voraussichtlich 145600 aufgepresst sein werden. Für 1914 ist ein Bedarf von 332300 angemeldet und die Aufpressung von 184800 in Aussicht genommen. Die Aufpressung entspricht also auf Jahre hinaus einem größern Bedürfnisse.

Bis zum 1. April 1914 werden voraussichtlich rund 330000 Laschen aufgepresst sein, was bei 60 bis 70 Pf Er-

*) Organ 1912, S. 239.

sparnis für die Lasche*) gegenüber der Beschaffung einer neuen 0,2 Millionen M Gewinn entspricht**).

Dem Mangel an geeigneten Pressen ist es zuzuschreiben, daß die Zahl der aufgepressten Laschen nicht erheblich größer ist.

Hiernach möchte auch für kleinere Eisenbahnverwaltungen die Anschaffung von Pressen für 200 bis 500 t Druck wohl lohnend sein, da solche Pressen ja auch für die Zwecke des Lokomotiv-Wagen-Baues dienen, für diese Zwecke aber in der Regel nur vorübergehend benutzt werden. Für Verwaltungen, die nicht über Pressen verfügen, kann auch der Auftrag an in ihrem Bezirke liegende Werke in Frage kommen, zumal die Herstellung der Gesenke nur geringe Kosten verursacht. So hat die Wagenbau-Aktien-Gesellschaft in Wismar die Aufpressung der Laschen für die General-Direktion in Schwerin übernommen.

Nach den erzielten Erfolgen lag es nahe, das Verfahren auf andere abgenutzte oder nicht passende Oberbauteile auszudehnen.

An dem Starkstofsüberbaue mit Eisenschwellen von Haarmann, der 1904 auf der stark belasteten Schnellzugstrecke Breslau-Liegnitz zwischen Maltsch und Spittelndorf eingebaut wurde, zeigten die schrägen Anlageflächen bei a (Abb. 1, Taf. 36) nach sieben Jahren so starken Verschleiß, daß die unteren wagerechten Flächen auf der Unterlegplatte aufsaßen und die durch die schräge Anlagefläche zu bewirkende Ver- spannung zwischen Schiene und Unterlegplatte aufhörte. Um die Anlage zur Verhütung schnellern Verschleißes wieder herzustellen, hätten neue und breitere Klemmplatten beschafft werden müssen, deren Herstellung bei dem geringen Bedarfe hohe Kosten und lange Zeit erfordert haben würde. Um baldige Abhilfe zu schaffen, sind die Klemmplatten nach und nach in einfachen Gesenken breiter gepresst worden.

In Abb. 4, Taf. 36 ist der Querschnitt einer aufzupressenden Klemmplatte dargestellt. Abb. 6, Taf. 36 zeigt die aufgepresste

*) Das Aufpressen einer Lasche ohne Fracht, Umarbeitung und Abschreibung der Maschinen kostet bei den meisten Einrichtungen 10 Pfg.

**) Die Zählungen der bis zum 1. April 1914 aufgepressten Laschen waren bei Einsendung dieser Mitteilungen noch nicht abgeschlossen.

und dadurch verbreiterte Klemmplatte mit neuen scharfen Anlageflächen. Der Stoff für die Verbreiterung wurde durch Auskehlung der untern Fläche der Klemmplatte gewonnen.

Die Einzelheiten des Verfahrens gehen aus Abb. 2 bis 8, Taf. 36 hervor. Ein Dorn dient beim Aufpressen dazu, Verdrückungen des Klemmplattenloches zu verhindern.

Bei dem Pressen der Klemmplatten für den Starkstofs-oberbau wurde eine Wasserpresse von 200 t benutzt. Die Arbeit wurde sehr genau und sauber, ein Dampfhammer hätte aber ebenfalls zur Aufpressung dienen können.

Durch einen solchen sind beispielsweise Klemmplatten des Oberbaus 15 c E (Textabb. 1) in Gesenken durch Herstellung einer Kehlung verbreitert worden. Bei diesen Klemmplatten waren bereits nach 4 bis 5 Jahren auf einer stark belasteten Strecke 25% nicht mehr nachspannfähig. Die Kosten der Aufpressung betragen 5 bis 8 Pf für das Stück, je nach Anzahl der aufzupressenden Platten.

Bei den einfachen Formen der Klemmplatten, wie sie nach Abb. 9, Taf. 36 bei den älteren Regeloberbauten der preussisch-hessischen Staatsbahnen massenhaft verwendet werden, genügt ein Dampfhammer oder das Pressen mit schweren Handhämmern.

Das Bedürfnis, verschlissene, oder ihren Zweck nur mangelhaft erfüllende Klemmplatten durch breitere zu ersetzen, ist sehr groß, da von dem guten und spannenden Anschlusse der Schienen an die Unterlegplatten die Erhaltung der Spur, der gute Sitz, der Verschleiß des Hakens und das Wandern der Schienen abhängt. Nach Textabb. 2 zeigen sich beim Oberbau mit Holzschwellen oft bereits unmittelbar nach dem Einbaue bei x so starke Lücken, daß die Einspannung der Schiene nach kurzer Zeit ungenügend wird.

Man hilft sich beim Oberbau mit Eisenschwellen, bei dem die Hakenschraube verschiebbar ist, dadurch, daß verschiedene, mit Nummern bezeichnete Klemmplatten in Vorrat gehalten werden, beim Oberbau auf Holzschwellen dadurch, daß die Lücken an den Nasen der Klemmplatten durch Futterbleche x (Textabb. 2) ausgefüllt werden.*) Solche Futterbleche werden in großer Menge verbraucht, wenn die Haken den Schienenfuß nicht mehr genügend umfassen, und mehrfach übereinander gelegt, wenn weite Lücken zu füllen sind, die bis 5 mm, im Durchschnitte 2 bis 3 mm weit vorkommen.

Das Verfahren, den festen Schluß zwischen Schiene und Unterlegplatte mit Futterblechen zu verbessern, erfüllt nur dann seinen Zweck, wenn das Loch in der Klemmplatte zufällig

*) Nach einer neuen Bestimmung sollen auch beim Oberbaue mit Holzschwellen nachträglich stärkere Klemmplatten eingebaut werden.

Abb. 1. Klemmplatte zum Oberbau 15 c E. Maßstab 1:3.

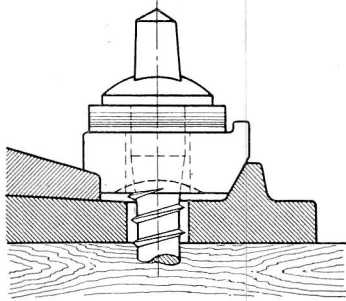
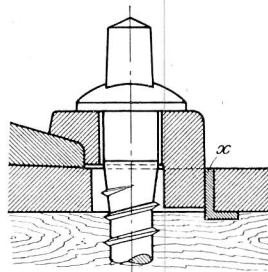


Abb. 2. Maßstab 1:3.

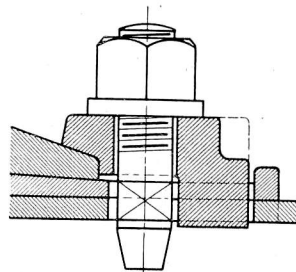


so weit ist, daß eine Verschiebung der Klemmplatte durch die feste Lage der Schwellenschraube nicht verhindert wird. In der Regel ist dies aber der Fall; dann muß die Schwellenschraube mehr oder weniger verdrückt werden, da ihre Versetzung bei der nur geringen Verschiebung nicht ausführbar ist, oder doch nur in mangelhafter Weise durch Verpflockung des Schwellenloches und erneute Bohrung zum Teile im alten Loche. So einfach im Übrigen das Mittel erscheint, ist es doch bei eingebetteten Schwellen sehr umständlich, weil außer in der betreffenden auch in den Nachbarplatten alle Schwellenschrauben etwas gelöst werden müssen, um die Schiene mit den Hakenplatten von der Schwelle soweit abheben zu können, daß das Futterblech unter die Platte geschoben werden kann. Ist das Futterblech sehr stark, so drückt es sich auch nur allmähig in das Schwellenholz ein, was ebenfalls als ein Nachteil anzusehen ist. Die Hakenplatte liegt dann nicht fest. Durch Einschlagen von Futterkeilen in die Schwelle kann zwar das Anheben der Platten vermieden werden, die Zerstörung der Schwellenfasern befördert aber das Faulen, das Hilfsmittel kann also nicht empfohlen werden.

Das Verfahren mit Futterwinkelblechen gestaltet sich zwar einfacher, wenn nach Entfernung der Bettung eine allgemeine Regelung der Schwellenlage stattfindet und die Schiene dann mit den Nachbarschwellen etwas angehoben werden kann; der große Nachteil bleibt aber bestehen, daß eine Verschiebung der Klemmplatte bei fester Lage der Schwellenschraube nicht stattfinden kann, ohne diese zu verdrücken und ihre Haftfestigkeit zu verringern. Besser wird Hakenanschluß durch Aufpressen der Klemmplatten nach Abb. 9 bis 12, Taf. 36 erreicht, wobei zugleich das Loch für die Schwellenschraube nach Bedarf seitlich erweitert werden kann, so daß eine Verschiebung des Schienenfußes mit Sicherheit erreicht wird, nachdem durch Spreizen der Schluß am Haken vorübergehend erzwungen ist. Das Aufpressen mit Wasserpressen oder Dampfämmern ist hier aber viel zu kostspielig. Da die Mehrzahl der Bahnmeistereien mit einer kleinen Schmiedewerkstatt ausgerüstet ist, lassen sich billige Vorrichtungen treffen, das Aufpressen der Klemmplatten durch Streckenarbeiter ausführen zu lassen. Solche Vorrichtungen sind in Abb. 13 bis 18, Taf. 36 dargestellt. Die Klemmplatte wird annähernd bis zur Weißglut erwärmt, auf einen Dorn aufgesteckt und in ein Gesenk eingelegt, das mit einem langen Einsteckhaken auf dem Ambosse festgehalten wird. Mit der Nase v am untern Ende des Aufsatzgesenkes wird dann die Größe der Aufpressung geregelt, beispielsweise nach Abb. 14, Taf. 36 auf 5 mm, das Loch für die Schwellenschraube zugleich erweitert. So können die Klemmplatten bei Anwendung verschiedener Aufsatzhämmer um 3 bis

5 mm, je nach Größe der auszufüllenden Lücken erweitert werden. Die Aufpressarbeit für Stücklohn kann bei günstigen Verhältnissen empfohlen werden, besonders im Winter, wenn kleinere Unterhaltungsarbeiten ausgeführt werden. Die Arbeit kann aber auch unbedenklich durch Handwerker in den Dorfschmieden ausgeführt werden. Das Aufpressen

Abb. 3. Klemmplatte für Weichen. Maßstab 1:3.



einer Klemmplatte kostet etwa 3 Pf, eine neue etwa 10 Pf. Das Verfahren kommt auch für Klemmplatten an den Weichen und für den Oberbau auf eisernen Schwellen in Frage, wenn von der Gestaltung der Klemmplatten nach Textabb. 3 abgesehen wird, da diese das Herauspressen der Nasen erschwert. Zwar sind für die Weichen Klemmplatten mit verschiedenen Mafsen vorgesehen, aber bei dem Einbauen einer Weiche zeigen sich stets Unstimmigkeiten, die am schnellsten durch das Prefsverfahren beseitigt werden. Ob wirtschaftlich bei solchen kleineren Prefsarbeiten Vorteile zu erreichen sind, ist heute nicht zu übersehen, jedenfalls hat das Verfahren den Vorzug, daß die Weiterungen der Beschaffung passender Klemmplatten fortfallen; auch kann die Beschaffung besonderer Klemmplatten durch die Hüttenwerke nur bei sehr großen Stückzahlen in Frage kommen. In der Regel wird es sich bei solchen Aufpressungen abgenutzter Teile darum handeln, sie durch Strecken zu erweitern, jedoch können auch Stauchungen nötig werden.

Seitens des Oberbaukontrolleurs Wiesner in Breslau wurde vorgeschlagen, die bei Schienenform 8 110 mm Fußbreite ein-

schließenden offenen Platten für Form 6 zwecks Verwendung auf Nebengleisen für eine Fußbreite von 105 mm umzupressen. Das geschah nach Abb. 19 und 20, Taf. 36, indem die bis Weißglut erwärmte Platte zunächst soweit verbogen wurde, daß sie sich gerade in das Gesenkunterteil einpaßte. Bei einer Pressung erzeugt dann der Gesenkoberteil durch Stauchung die Gestalt der gewünschten Unterlegplatte mit scharfen Kanten für die schmalere Fußbreite.

Das Verfahren könnte wohl auch dazu dienen, die an den Kanten verschlissenen Unterlegplatten mit neuen scharfen Innenkanten zu versehen, doch sind darüber noch keine Versuche angestellt; zu beachten ist, daß die Unterlegplatten eine gewisse Stärke, beispielsweise 18 bis 19,5 mm, haben müssen, wenn die Arbeit gelingen soll. Um die technische Ausbildung vorstehender Einrichtungen haben sich die Werkmeister Schwarzer und Krueger und der Oberbaukontrolleur Wiesner verdient gemacht.

Möchten diese Mitteilungen dazu dienen, weitere Kreise auf das Prefsverfahren zur Förderung guter Bahnerhaltung aufmerksam zu machen.

Berechnung der Gegengewichte und Anordnung der Zylinder bei IV-Lokomotiven.

R. Stein, Diplom-Ingenieur in Hannover.

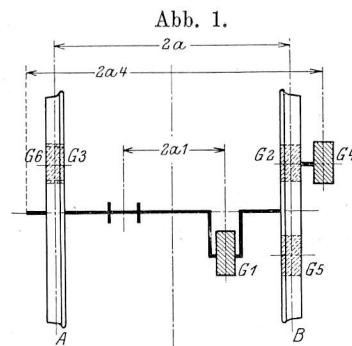
Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 5 auf Tafel 37.

W. Berg*) hat die Frage der Berechnung der Gegengewichte bei IV-Lokomotiven von neuem angeschnitten und nach der in der Eisenbahntechnik der Gegenwart gegebenen Behandlungsweise den Rechnungsgang für eine badische Schnellzuglokomotive durchgeführt.

Dabei finden die theoretischen Grundlagen dieser Berechnung nur wenig Erwähnung, und die einzelnen Kräfte sind in ihren Folgen für die Größe der Gegengewichte und die Anordnung im Ganzen nicht weiter verfolgt. Wenn diese Ergebnisse für den Geübten auch ohne Weiteres aus dem Aufbaue der Gleichungen oder dem Verlaufe des Kräfteplanes zu ersehen sind, so liegt doch die Gefahr nahe, daß das von Berg gegebene Beispiel als willkommene Vorlage benutzt wird und durch unrichtiges Antragen der Kräfte oder falsche Bewertung einzelner Grundlagen zu Trugschlüssen und Fehlern führt, die den Wert der Lösung in Frage stellen. Eine Ergänzung und Erweiterung des Aufsatzes erscheint um so angebrachter, als die vierzylinderige Lokomotive bei den heutigen gesteigerten Anforderungen für viele Fälle als die gegebene Lösung für den schweren Schnellzugverkehr anzusehen ist.

Die von Berg für die Verteilung der ermittelten Einzelgewichte auf die beiden Radebenen angegebene zeichnerische Lösung**) ist nicht ohne Weiteres zu empfehlen. Bei der tunlich weit gehenden Unterteilung der einzelnen Gewichte werden die in den einzelnen Ebenen wirkenden Kräfte teilweise so klein, daß sich selbst bei sorgfältiger Zeichnung nur ungenaue Schnittpunkte zwischen den Eckverbindungen der Rechtecke und den angreifenden Kräften ergeben. Vergrößerung des Maßstabes bringt nur wenig Vorteil, da die Zeichnung dann an Übersichtlichkeit verliert. Daher ist die auf demselben Gedanken aufgebaute, allerdings etwas mühsamere Rechnung zu empfehlen,

wie sie auch von Borries angibt*). Dabei ist darauf zu achten, daß die Lage der Gegengewichte richtig bestimmt wird. Entsprechend dem Drehsinne der angreifenden Massen, bezogen auf die Radebenen als Drehpunkte, ergeben sich für alle innen liegenden Massen G_1 in gleichem Sinne gerichtete Auflagerkräfte in den Radebenen A und B. (Textabb. 1).



Der Ausgleich dieser Kräfte erfolgt durch Gegengewichte G_2 und G_3 , die den Massen gegenüber liegen. Außen liegende Massen, wie G_4 , erzeugen nur am nächst liegenden Rade eine gleichgerichtete Auflagerkraft und erfordern ein entgegengesetztes Gegengewicht G_5 . Im fern liegenden Rade dagegen wird beim Drehen um Punkt B in Ebene A ein Entlasten eintreten, das nur durch ein gleichgerichtetes Gegengewicht G_6 ausgeglichen werden kann. Die Größe der einzelnen Gegengewichte folgt nach dem einfachen Hebelgesetz aus den Abständen vom jeweiligen Drehpunkte.

Die übersichtliche Eintragung der rechts- und linksdrehenden Kräfte mit ihren Hebelarmen und die Ausrechnung der Momente macht keine Schwierigkeiten. (Zusammenstellung I). Dadurch wird die für den weiteren Verlauf der Aufzeichnung wünschenswerte Genauigkeit in der Rechnungsgrundlage erzielt.

Die für jede Radebene ermittelten Einzelgewichte müssen nun zu ihrer Mittelkraft zusammengefaßt werden, die durch eine entgegengesetzt gerichtete, ebenso große Kraft, das Gegengewicht, ausgeglichen werden muß. Greifen die Einzelkräfte in mehr als zwei Richtungen an, so ist ihre Vereinigung zum

*) Organ 1913, S. 435.

**) Organ 1913, Taf. 47, Abb. 8 und 9.

*) Organ 1901, S. 129.

Zusammenstellung I.

1. Triebbad	Wirkliches Gewicht G kg	Schwerpunkt- abstand von Rad- mitte mm	Auf den Kurbel- arm R = 325 mm be- zogenes Ge- wicht G' kg	Hebelarm der im Drehpunkte A und B		Momente in mm kg der		Auf den Kurbel-	
				rechts	links	rechts	links	kreis bezogene	
				drehenden Kräfte		drehenden Kräfte		Gegengewichte	
				(a + a) mm	(a - a) mm	G' (a + a)	G' (a - a)	$G' \frac{a+a}{2a}$	$G' \frac{a-a}{2a}$
1. Kuppelzapfen mit Bund	12,70	325	12,70	864 + 1015 = 1879	1015 - 864 = 151	23 863,30	1 917,70	13,78	1,11
2. Vorderer Kuppelstangenanteil	59,66	325	59,66	864 + 1015 = 1879	1015 - 864 = 151	112 101,14	9 008,66	64,72	5,20
3. Kurbelarm, exzentrischer Teil, ohne Zapfen nach Abzug der Speichen, Nabe	38,50	330	39,10	864 + 866 = 1730	866 - 864 = 2	67 643,00	78,20	39,05	0,05
4. Zapfen im Kurbelarme	20,40	325	20,40	864 + 873 = 1737	873 - 864 = 9	35 434,80	183,60	20,45	0,11
5. Kurbelblatt, exzentrischer Teil, a) rechtes Blatt, b) linkes Blatt	200,00	214	131,80	a) 864 + 480 = 1344	b) 864 - 480 = 384	a) 177 139,20	b) 50 611,20	a) 102,22	b) 29,22
6. Niederdruck-Triebzapfen, a) rechts, b) links	45,75	325	45,75	864 + 350 = 1214	864 - 350 = 514	55 540,50	23 515,50	32,06	13,58
7. Anteil Niederdrucktrieb- stange, a) rechts, b) links	158,00	325	158,00	864 + 352 = 1216	864 - 352 = 512	192 128,00	80 896,00	110,90	46,70
8. Schrägbalken Teil 8 a) rechts, b) links	27,10	325	27,10	864 + 267 = 1131	864 - 267 = 597	30 650,10	16 178,70	17,69	9,34
9. Schrägbalken „ 9 a) rechts, b) links	33,30	325	33,30	864 + 208 = 1072	864 - 208 = 656	35 697,60	21 844,80	20,61	12,61
10. Schrägbalken „ 10 a) rechts, b) links	9,25	358	10,40	864 + 154 = 1018	864 - 154 = 710	10 587,20	7 384,00	6,11	4,26
11. Schrägbalken „ 11 a) rechts, b) links	25,90	312	24,85	864 + 100 = 964	864 - 100 = 764	23 955,40	18 985,40	13,83	10,96
12. Schrägbalken „ 12 a) rechts, b) links	28,90	250	22,20	864 + 70 = 934	864 - 70 = 794	20 734,80	17 626,80	11,97	10,17
13. Schrägbalken „ 13 a) rechts, b) links	27,50	232	19,65	864 + 23 = 887	864 - 23 = 841	17 429,55	16 525,65	10,06	9,54
Summe der einen Seite kg	686,96		604,91						
2. Triebbad									
1. Anteil der Exzenterstangen	15,80	130	6,32	864 + 1295 = 2159	1295 - 864 = 431	13 644,88	2 723,92	7,87	1,57
2. Exzenterzapfen mit Bund	4,75	130	1,90	864 + 1321 = 2185	1321 - 864 = 457	4 151,50	868,30	2,40	0,50
3. Gegenkurbel	22,10	210	14,30	864 + 1235 = 2099	1235 - 864 = 371	30 015,70	5 305,30	17,32	3,06
4. Zapfen der Triebstangen der Hochdruck- zylinder	15,10	325	15,10	864 + 1150 = 2014	1150 - 864 = 286	30 411,40	4 318,60	17,55	2,49
5. Anteil der Triebstangen der Hochdruck- zylinder	110,00	325	110,00	864 + 1150 = 2014	1150 - 864 = 286	221 540,00	31 460,00	127,90	18,16
6. Bund zwischen Hochdruck- und Kuppel- zapfen	4,42	325	4,42	864 + 1077,5 = 1941,5	1077,5 - 864 = 213,5	8 581,43	943,67	4,95	0,54
7. Kuppelstangenzapfen	14,50	325	14,50	864 + 1015 = 1879	1015 - 864 = 151	27 245,50	2 189,50	15,73	1,26
8. Kuppelstangenanteil	135,45	325	135,45	864 + 1015 = 1879	1015 - 864 = 151	254 510,55	20 452,95	146,93	11,81
9. Kurbelarm, exzentrischer Teil, ohne Zapfen nach Abzug der Speichen, Nabe	65,00	330	66,00	864 + 866 = 1730	866 - 864 = 2	114 180,00	132,00	65,92	0,08
10. Zapfen im Kurbelarme	31,80	325	31,80	864 + 873 = 1737	873 - 864 = 9	55 236,60	286,20	31,89	0,17
Summe der einen Seite kg	418,92		399,79						

Gegengewichte auf rechnerischem Wege umständlich und unübersichtlich, zeichnerisches Zusammenzählen ist zweckmäßiger. $\sum P \cdot s = 0$ ist die Bedingung für das Gleichgewicht der Kräfte P an einem starren Körper, und die Mittelkraft ergibt sich aus der Schlußlinie des Kräfteckes, die also Größe und Richtung des Gegengewichtes angibt. Die Ausbildung der Gegengewichte bietet dann keine Schwierigkeiten, am meisten empfiehlt sich die sichelförmige, die gefälliges Aussehen mit Ersparung an Gewicht verbindet.

Der Vorgang wird an einer spanischen 2 D. IV. T. F. S. - Lokomotive der Hannoverschen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, mit Triebwerk nach de Glehn erläutert (Textabb. 2 bis 4). Die mit 12% geneigten inneren Niederdruck-Zylinder wirken auf die erste, die wagrechten äußeren Hochdruck-

Abb. 2. Triebwerk. Maßstab 1:125.

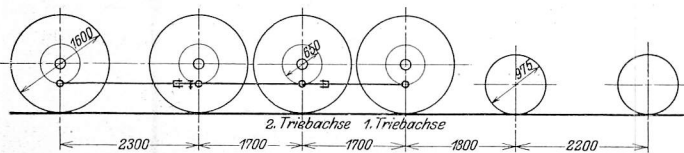


Abb. 3. Erster Triebachssatz.

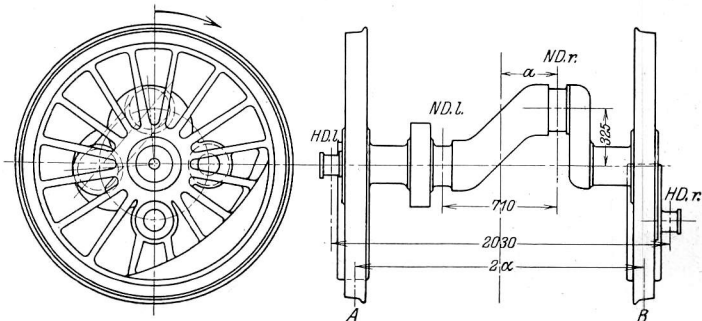
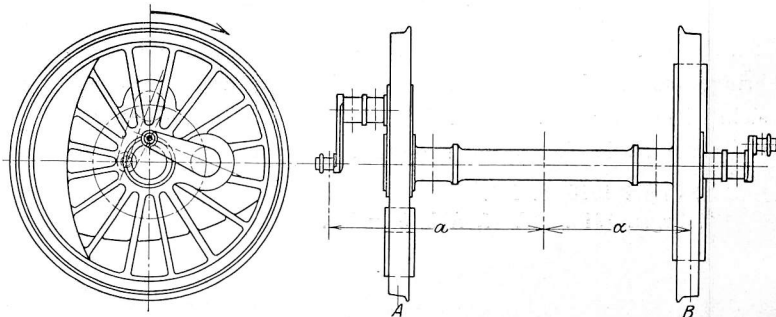


Abb. 4. Zweiter Triebachssatz.

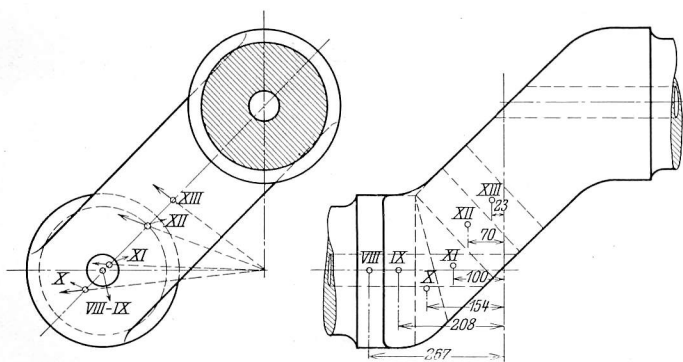


zylinder auf die zweite gekuppelte Achse. Wie sich die Verhältnisse gestalten, wenn alle Zylinder auf eine Achse wirken, soll später gezeigt werden.

Ausgeglichen sind*) nur die umlaufenden Massen. Der Triebraddurchmesser ist $D = 1600$ mm, der Kurbelhalbmesser für Innen- und Außen-Kurbel $r = 325$ mm. Bezeichnet $2a$ den Querabstand der angreifenden Massen von der Radmittelebene (Textabb. 3 und 4), G die angreifenden Einzelgewichte, G' die auf den Kurbelkreis bezogenen Einzelgewichte, so ergibt sich für die beiden Triebräder rechnerisch die Zusammenstellung I der zu vereinigenden Gegengewichte.

Der Schrägbalken ist dabei, wie es in der Eisenbahntechnik der Gegenwart und von Berg angegeben wird, in zwölf Teile unterteilt, da seine unmittige Lage zur Radmitte eine oberflächliche Abschätzung von Gewicht und Schwerpunkt unzulässig macht. Die einzelnen Abstände und Gewichte sind aus der Zusammenstellung I und Textabb. 5 ersichtlich.

Abb. 5.



Nun erfolgt die zeichnerische Ermittlung der Gegengewichte durch Zusammensetzung im Kräftecke (Abb. 1 und 2, Taf. 37). Die Gewichte der inneren Triebwerkteile sind übereinstimmend mit Zusammenstellung I mit 1 bis 4, die der äußeren mit 5 bis 13 bezeichnet, und zwar sind die auszugleichenden Gewichte der linken Seite und das erhaltene Gegengewicht R im linken Triebrade durch das Zeichen | und durch dünne Linien gekennzeichnet. Während man sich bei Kuppelrädern wegen Gegengleichheit mit Ermittlung der auf einer Seite einzubauenden Gegengewichte begnügen kann, müssen beide Ermittlungen für die Triebräder wegen der unmittigen Lage des Schrägbalkens, der Gegenkurbeln und der Exzenterzapfen getrennt durchgeführt werden. Die für gewöhnliche II-Lokomotiven vielfach übliche rechnerische Ermittlung der Größe der Gegengewichte als Gegenseite eines Dreiecks, dessen Anseiten aus den senkrechten und wagerechten Einzelkräften unter Vernachlässigung der unmittigen Kurbelstellung gebildet wird, ist nicht empfehlenswert und führt zu einer unrichtigen Bemessung der Größe und der Schwerpunktlage des Gegengewichtes.

Eine wesentliche Verschiebung nach Größe und Richtung erfahren die Gegengewichte, wenn alle vier Zylinder auf eine Achse wirken, und wenn die Niederdruckzylinder außen liegen. Der Aufbau der Rechnung und Zeichnung erfolgt in sinngemäßer Weise. Wie sich die zeichnerische Ermittlung gestaltet, ist aus Abb. 5, Taf. 37 ersichtlich, die die Berechnung der Gegengewichte für eine mehrfach gekuppelte IV. T. $\overline{\text{S}}$.

Lokomotive mit äußeren Niederdruckzylindern zeigt. Auch diese Lokomotive ist zuerst von der «Hanomag» entworfen.

Nach diesen Darstellungen ist zunächst die Verschiedenheit des erforderlichen Gegengewichtes je nach Lage der Zylinder klar. Am ungünstigsten schneiden dabei die Lokomotiven mit nur außen liegenden Zylindern und Triebwerken ab, die durch das Triebad 2 des ersten Beispiels (Abb. 2, Taf. 37) vertreten werden. Hier greifen, abgesehen von Gegenkurbeln und Exzenterzapfen, alle Massen nur in zwei rechtwinklig aufeinander stehenden Richtungen an. Die Mittelkraft erscheint also in erster Annäherung als Gegenseite des aus den beiden Einzelkräften als Anseiten gebildeten rechtwinkligen Dreiecks. Gleichzeitig erkennt man die Folgen des oben gerügten Fehlers der Vernachlässigung der unmittigen Lage von Gegenkurbel und Exzenterzapfen. Werden auch diese Gewichte als wagerecht und lotrecht angenommen, so ergibt sich eine, wenn auch nicht sehr bedeutende Vergrößerung der beiden Anseiten und damit der Mittelkraft als Gegenseite. Erheblicher fällt die Verschiebung der Schwerpunktsmittellinie ins Gewicht. Die Vergleichsdarstellung im Kräfteplane (Abb. 4, Taf. 37) gibt hiervon ein anschauliches Bild. Der Winkel β wird für das rechte Triebad annähernd doppelt so groß, wie bei der genauen Aufzeichnung, für das linke Triebad kommt sinngemäß eine Verkleinerung des Winkels β in Frage. Die Gegengewichte werden demnach beide in demselben Drehsinne, gegen die auszugleichenden Massen verschoben und der Gang der Lokomotive dadurch ungünstig beeinflusst. Für genaue Ermittlung der Gegengewichte darf diese Einwirkung nicht vernachlässigt werden.

Bedeutend günstiger sind die Verhältnisse bei IV-Lokomotiven, da bei Gegenläufigkeit der unter 180° versetzten Triebwerke nur die Unterschiede der Momente wirken. Die Verschiedenheit in den Ergebnissen bei äußerem oder innerem Niederdruckzylinder tritt in den Darstellungen Abb. 1 und 3, Taf. 37 klar zu Tage. Ob in ersterm oder letzterm Falle größere Gegengewichte nötig sind, hängt von der Durchbildung ab. Im Allgemeinen fällt bei $\overline{\text{S}}$ -Lokomotiven das Triebwerk der Niederdruckzylinder schwerer aus, als das Hochdrucktriebwerk und bedingt entsprechend den größeren umlaufenden Massen auch größere Gegengewichte. Bei inneren Hochdruckzylindern kann aber das Triebwerk für Hochdruck durch die sich aus der Kropfberechnung ergebende Ausführung des Triebzapfens und des Stangenkopfes verhältnismäßig schwer ausfallen, und bei leichter Ausbildung des Triebwerkes für Niederdruck der Schlupfunkt des Kräfteplanes nahe an den Ausgangspunkt zurückgeführt werden, wie im zweiten Beispiele (Abb. 3, Taf. 37). Andererseits werden bei inneren Niederdruckzylindern der Voreilwinkel des Schwerpunktes des Gegengewichtes und die Größe des Gegengewichtes grundsätzlich geändert, wie in Beispiel 1 (Abb. 1, Taf. 37).

Mit den dargestellten Fällen sind noch nicht alle Möglichkeiten erschöpft. Ein an demselben Triebachssatz I außen angreifender Hochdruckzylinder würde in Abb. 1, Taf. 37 den Kräfteplan des linken Triebachssatzes erheblich nach links, den des rechten nach oben verschieben, man kann also auch dadurch Lage und Größe der Gegengewichte ändern. Beachtenswert ist noch die Verschiebung des Kräfteplanes und der Gegen-

*) Eisenbahntechnik der Gegenwart Band I, 3. Auflage, S. 177.

gewichte durch die Neigung innerer Zylinder gegenüber der regelmäßigen Versetzung unter 90°.

Der Unterschied im Aufbau des Kräfteplanes gegenüber einer Anordnung mit wagerechten Hoch- und Niederdruck-Zylindern bei sonst gleichen Kräften ist aus der Gegenüberstellung in Abb. 5, Taf. 37 zu entnehmen.

Eine Besprechung der IV. $\overline{\text{F}}$ -Lokomotive mit vier annähernd gleichen Triebwerken kann hier unterbleiben, da diese nur als ein Sonderfall der IV. $\overline{\text{F}}$ -Lokomotive anzusehen ist und ihre Behandlung nichts wesentlich Neues bietet.

Es fragt sich nun, ob die Anordnung der Zylinder zweckmäßig auf Grund dieser Untersuchung festzulegen ist, oder ob andere Gründe über die Lage der Zylinder entscheiden. Im Allgemeinen besteht bei IV-Lokomotiven keine Schwierigkeit,

die umlaufenden Massen auszugleichen, besonders, wenn es sich um Schnellzuglokomotiven mit verhältnismäßig großen Triebrädern handelt. Nach dem obigen Beispiele sind die zu wirklichen Gewichte bei diesen Lokomotiven bedeutend geringer, als bei II-Lokomotiven mit äußerem Triebwerke. Dazu kommt, daß der Ausgleich hin- und hergehender Massen bei IV-Lokomotiven und zwangsläufig gekuppelten, gegenläufigen Triebwerken nicht nötig ist*). Die Frage des geringsten Gegengewichtes kann nur dann von Bedeutung werden, wenn das Gewicht der Lokomotive hart an die Grenze des erlaubten Reibungsgewichtes kommt und daher überall an Gewicht gespart werden muß. In dem Beispiel 1 mußten am Triebrade I 146

*) Eisenbahntechnik der Gegenwart Band I, 3. Auflage, S. 177.

Zusammenstellung II.

Land	Bahn	Bauart	Zylinder-Durchmesser mm	Lage der Niederdruckzylinder
1. Niederdruckzylinder unter 600 mm Durchmesser.				
Türkei	Orientalische Eisenbahn	2 C	Naßdampf	360/530 innen
Frankreich	Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn	2 C	"	340/540 "
"	Westbahn	2 C	Naß- und Heiß-Dampf	350/550 "
Portugal*	Staatsbahnen	2 C	Naßdampf	350/550 "
Lothringen	Reichseisenbahnen	2 C	"	340/560 "
Preußen	Staatsbahnen	2 B 1, S ₇	"	360/560 innen und außen
Frankreich	Nordbahn	2 C	"	340/560 innen
Schweiz	Bundesbahnen	2 C	"	360/570 "
Dänemark	Staatsbahnen	2 B 1	"	340/570 außen
Bayern	"	2 C	"	340/570 innen und außen
Spanien*	Nordbahn	2 C 1	Heißdampf	370/570 innen
Österreich	Staatsbahn	2 C	Naßdampf	350/580 "
Portugal*	Staatsbahnen	2 C	"	380/580 "
Preußen	"	2 B 1, S ₉	"	380/580 "
Frankreich	Ostbahn	2 C	"	360/590 "
Italien	Staatsbahnen	C 2	"	385/590 "
Bayern	"	2 C	Heißdampf	360/590 außen
Baden	"	1 C 1, IV g	"	360/590 "
2. Durchmesser des Niederdruckzylinders \leq 600 mm.				
Schweiz	Gotthardbahn	2 C	Naßdampf	370/600 innen
Lothringen	Reichseisenbahnen	1 E	"	390/600 "
Frankreich	Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn	2 D	"	380/600 außen
"	Paris-Orleans-Bahn	2 C	"	360/600 innen
Lothringen	Reichseisenbahnen	2 C 1, S ₆	Heißdampf	380/600 "
Preußen	Staatsbahnen	2 C, S ₁₀	"	400/610 "
Bayern	"	2 B 2	"	410/610 außen
Frankreich	Südbahn	2 C 1	Naßdampf	370/620 innen
"	Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn	2 C 1	Heißdampf	420/620 "
Württemberg	Staatsbahnen	2 C 1	"	420/620 außen
Spanien*	Madrid Saragossa Alikante	2 C 1	"	350/620 "
" *	Nordbahn	2 D	"	400/620 innen
Belgien	Staatsbahnen	2 C	"	360/620 "
Portugal*	"	2 C	Naßdampf	390/630 "
Baden	"	1 D, VIII c	Heißdampf	395/635 außen
Frankreich	Westbahn	2 C 1	Naßdampf	380/640 innen
"	Paris-Orleans-Bahn	2 C 1	Naß- und Heiß-Dampf	$\frac{390}{420}$ 640 "
Spanien*	Madrid-Saragossa-Alikante	2 D	Heißdampf	420/640 "
Bayern	Staatsbahnen	2 C 1	"	425/650 außen
Baden	"	2 C 1, IV f	"	425/650 "
Frankreich	Paris-Orleans-Bahn	1 E	Naßdampf	460/660 "
Österreich	Staatsbahnen	1 C 2	"	390/660 "
Frankreich	Westbahn	2 C 1	"	400/660 "

Die mit * bezeichneten Länder haben Breitspur von 1676 mm, alle anderen Regelspur von 1435 oder 1440 mm.

und 135, am Triebbrade II 261 kg, im Beispiele 2 193 und 217 kg im Schwerpunkte des Gegengewichtes wirken.

Der Unterschied des günstigsten und ungünstigsten Falles ist aber nur 120 kg bei dem zulässigen Achsdrucke von 14 bis 16 t und einem Gewichte des Triebachssatzes I von 3550 kg im Beispiele I. Die Zahlen beweisen, daß dieser Grund nicht entscheiden kann; dagegen erkennt man, daß das Triebwerk nach de Glehn die anzubringenden Gegengewichte ungünstig beeinflusst, da man für den von äußeren Zylindern getriebenen Achssatz ebenso große Gegengewichte erhält, wie für II-Lokomotiven mit äußeren Triebwerken, wenn von dem Wegfalle des Ausgleiches der hin- und hergehenden Massen abgesehen wird. Anders verhält sich die Beanspruchung der Kropfachse, die grade für die Achsanordnung nach de Glehn und innere Niederdruckzylinder am geringsten ausfällt. Die kleinsten Gegengewichte werden bei Antrieb einer Triebachse und inneren Niederdruckzylindern erreicht.

Die Möglichkeit dieser Ausführung ist eine Frage des Entwurfes; sie hängt davon ab, ob man den Niederdruckzylinder bei dem verfügbaren freien Maße zwischen den Rahmen innen anordnen kann. Neben der Größe der Zylinder ist deshalb die in Frage stehende Spur von entscheidendem Einflusse. Ein Hilfsmittel bietet hier gegebenen Falles das Auskröpfen des Rahmens von außen, das sich besonders in der Anordnung des vereinigten Blech- und Barren-Rahmens in zahlreichen

Beispielen findet*). Besonders ist zu untersuchen, ob der Niederdruckzylinder in einem gegebenen Falle über dem Drehgestelle oder der vordern Laufachse so geneigt angeordnet werden kann, daß sich eine einwandfreie Lösung ergibt, und ob die Niederdrucktriebstrange bei der Notwendigkeit, den Innenzylinder weit nach vorn zu legen, nicht zu lang wird. Auch muß untersucht werden, ob der Abstand der Mitten der Niederdruckzylinder noch genügend starke Ausbildung des besonders hoch beanspruchten senkrechten Kurbelblattes der Kropfachse zuläßt.

Aus besonderen Gründen kann man demnach gezwungen werden, den Niederdruckzylinder nach außen zu legen, doch ist man auch darin nicht frei, da die Umrifflinie ziemlich enge Grenzen zieht. Dabei ist auch zu bedenken, daß, abgesehen von den ungünstigen Massenwirkungen im Allgemeinen auch eine erheblich größere Beanspruchung der Kropfachse eintreten wird, wenn nicht Sonderforderungen das Bild der Beanspruchungen in dem einen oder andern Sinne wesentlich verschieben**). Ob die eine oder die andere Lösung die zweckmäßigere ist, kann nur von Fall zu Fall entschieden werden. Das Bestreben wird jedoch stets dahin gerichtet sein, den Niederdruckzylinder nach innen zu legen, was auch in Zusammenstellung II zum Ausdrucke kommt.

*) 2 B I. IV. t. F. S- und 2 C. IV. T. F. S-Lokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen S₇, S₉ und S₁₀.

**) Vergleiche K. A. Müller, Organ 1909, S. 306.

Ein neues Verfahren zur zeichnerischen Ermittlung aller Kurbelabmessungen.

G. Rosenfeldt, Regierungs- und Baurat in Gleiwitz.

Hierzu Zeichnung Abb. 1 auf Tafel 38.

Das früher beschriebene Verfahren*) der Ermittlung aller Halbmesser und Winkel der Kurbeln und Gegenkurbeln der Lokomotiven kann durch Benutzung eines in Abb. 1, Taf. 38 dargestellten Vordruckes mit einer Millimeter- und einer Grad-Teilung in folgender Weise bedeutend vereinfacht werden:

- I. Mit dem Kurbelmesswerkzeug**) werden gemessen:
 1. Die Länge der Hauptkurbel R, 2. die Länge der Gegenkurbel r, 3. der Winkel zwischen ihnen γ .
- II. Der Endpunkt des Maßes der Hauptkurbel R wird auf der senkrechten Millimeter-Teilung als Punkt B gekennzeichnet, ebenso der Endpunkt des Maßes der Gegenkurbel r als Punkt D auf dem betreffenden Grad-Strahle des Winkels γ .

*) Organ 1913, S. 414.

**) D. R. P. Nr. 249 105. Alig und Baumgärtel, Aschaffenburg.

III. Die Verbindungslinie BD ist dann das Maß des Kurbelarmes e, der Winkel (A)*) BD ist der Voreilwinkel δ , er läßt sich berechnen aus $\cotg \delta = B(C) : (C)D$.

Beispiel für eine 2 C. IV. T. F. S-Lokomotive:

Die nach I. gemessenen Größen sind aufgetragen mit $R = (A)B = 330 \text{ mm}$, $r = (A)D = 393,5 \text{ mm}$ und $\gamma = 27^\circ 5'$. Dann ist BD als Kurbelarm e mit 180 mm abzumessen. Ferner folgt $\cotg \delta = 20,0 : 179,5 = 0,111421$ und daraus Voreilwinkel $\delta = 180^\circ - 83^\circ 21' = 96^\circ 39'$.

Die Hilfslinie (C)D braucht dabei nicht besonders gezogen zu werden, da B(C) als Unterschied zwischen B und D an der senkrechten und (C)D an der wagerechten Millimeter-Teilung unmittelbar abgelesen werden können.

*) Der Punkt (A) braucht nicht auf diesem Vordrucke enthalten zu sein.

Berechnung der Stehbolzen.

Dr.-Ing. O. Prinz in Wien.

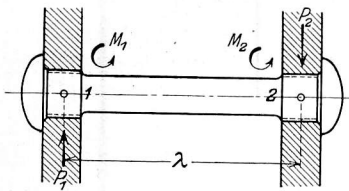
Angesichts der Tatsache, daß bei den vorhandenen Ausführungen Stehbolzenbrüche verhältnismäßig häufig vorkommen, lag die Vermutung nahe, daß der Spannungszustand durch die in der gebräuchlichen Rechnungsart gemachten Voraussetzungen wesentlich unrichtig gekennzeichnet sei. Nach dem üblichen Verfahren*) wäre der Stehbolzen nur auf Zug beansprucht durch den Kesseldruck auf das rechteckige Wandstück, dessen

*) Beispielsweise nach v. Bach, Maschinenelemente.

Seitenlängen die wagerechte und lotrechte Bolzenteilung sind. Trotzdem die in den Ausführungen verwendeten Beanspruchungen gegenüber der Hochwertigkeit des Stoffes niedrig gewählt erscheinen, treten besonders in den oberen Ecken der Stehbolzenfelder häufig Brüche auf, deren Ursache nach den folgenden Überlegungen in der durch die verschiedenen Wärmestufen und Wärmedehnungen der Feuerkisten- und Stehkesselwand entstehenden gegenseitigen Verschiebungen der ein-

gespannten Stehbolzenenden zu suchen ist. Jeder Bolzen ist als ein beiderseits eingespannter Träger zu betrachten, also zweifach statisch unbestimmt. Das Gleichgewicht gegen lotrechtes Verschieben (Textabb. 1) ergibt $P_1 = P_2$.

Abb. 1. Stehbolzen.

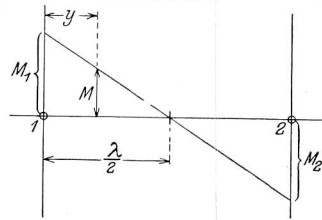


Drehung um Punkt 1: $M_1 + M_2 = P_1 \lambda$;
 ebenso um Punkt 2: $M_1 + M_2 = P_2 \lambda$,

woraus sich die Vertauschbarkeit und also die entgegengesetzte Gleichheit $M_1 = -M_2$ ergibt.

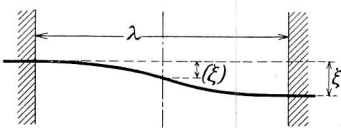
Der Momentenverlauf ist (Textabb. 2) $M_y = M_1 - P_1 \cdot y$; also genau so, wie wenn ein Träger der halben Stehbolzenlänge an einem Ende eingespannt und am freien Ende durch eine Kraft P_1 belastet wäre.

Abb. 2. Biegemomente im Stehbolzen.



Die Durchbiegung des Stehbolzens kann daher sehr einfach ausgedrückt werden als die doppelte Durchbiegung dieses einfachen Trägers (Textabb. 3):

Abb. 3. Elastische Linie des Stehbolzens.



$$\xi = 2(\xi) = 2 \cdot \frac{P}{E_B J} \left(\frac{\lambda}{2}\right)^3 \frac{1}{3}, \quad J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad \xi = 1,70 \frac{P \lambda^3}{E_B d^4},$$

oder $P = \frac{E_B d^4}{1,70 \lambda^3} \cdot \xi$, worin E_B die Elastizitätszahl des Bolzenstoffes und d der Bolzendurchmesser ist.

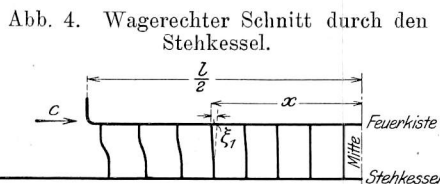
Zur Bestimmung von P ist also zuerst das ξ zu ermitteln; dieses ist gegeben durch die verschiedene Ausdehnung der Feuerbüchsen- und Stehkessel-Wände unter Berücksichtigung des Umstandes, daß diese Ausdehnung unter dem Einflusse der von den Bolzen auf die Wände rückwirkenden Kräfte P , sowie des Schubes der Heizrohre auf die Rohrwand und des Widerstandes der Türwand steht.

Nun brechen die Stehbolzen der Seitenwände gewöhnlich in deren oberen Ecken, und zwar vorn und hinten ungefähr gleich oft. Die Beanspruchung der Bolzen ist demnach gegenüberlich zur Mittellinie der Seitenwand, die in Ruhe bleibt.

Die gegenseitige Verschiebung in lotrechter Richtung ist gegeben einerseits durch die feste Verbindung von Feuerkiste und Stehkessel durch den Grundring, andererseits durch die aus dem Wärmeunterschiede entstehende lotrechte Gegenwirkung der Stehbolzen unter Berücksichtigung der Kraft, die durch die Deckenstehbolzen auf die Feuerkiste übertragen wird.

Die Verschiebungen in wagerechter und lotrechter Richtung sind geometrisch zu vereinigen.

Die Dehnung eines wagerechten Streifens der Feuerkistenwand von der Breite t_v , der lotrechten Teilung, ist im Abstände x von der ruhigen Mitte gegeben durch (Textabb. 4):



$$\xi_1 = \alpha_i (t_i - t_0) \cdot x - \sum_0^x \left\{ \frac{C' + (\sum P)_x}{E_i t_v \delta_i} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

dabei ist:

$\alpha_i (t_i - t_0) \cdot x$ = Wärmedehnung des Streifens der Wand der Feuerkiste von der Länge x ;

C' = Schubkraft der Feuerrohre beziehungsweise Widerstand der Türwand, bezogen auf die Streifenbreite t_v ;

P = die an den Bolzenenden biegender Kräfte;

E_i = Elastizitätszahl des Stoffes der Feuerkiste;

δ_i = Stärke der Wand der Feuerkiste;

t_h } = Stehbolzenteilungen.
 t_v }

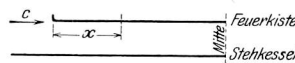
Die Bildung der in obigem Ausdrucke enthaltenen Doppelsumme ist schwierig; deshalb wird ein Hilfsmittel angewendet, das beispielsweise Stodola bei Berechnung der maßgebenden Geschwindigkeit von Dampfturbinenwellen gebraucht. Dort werden die als Einzelkräfte wirkenden Massenkräfte einzeln aufgekeilter Räder ersetzt durch eine verteilte Belastung. Durch die Anwendung dieses Kunstgriffes kann auch im vorliegenden Falle die Umwandlung der Doppelsumme in ein einfacher zu behandelndes Doppelintegral vorgenommen werden.

Zu diesem Zwecke wird gesetzt: $p = \frac{P}{t_v t_h}$, also die von

jedem einzelnen Stehbolzen ausgeübte Kraft verteilt über die zugehörige Fläche. Dann kann man die Dehnung des Teilchens von der Länge dx und der Breite = 1 in folgender Weise ausdrücken.

Der Ursprung wird an das Plattenende gelegt und die Richtung der x -Achse verkehrt, um eine Schwierigkeit bei der Bestimmung der Ergänzungswerte der Integration zu vermeiden (Textabb. 5).

Abb. 5. Wagerechter Schnitt.



Ferner ist zu berücksichtigen, daß gleichzeitig mit der Dehnungsverminderung der Innenwand durch die Gegendrucke P der Bolzen eine Vermehrung der Dehnung der Außenwand bewirkt wird.

Daher ist das Differential der gegenseitigen Verschiebung der beiden Enden eines Bolzens, also das Differential der Bolzendurchbiegung, gegeben durch

$$d\xi = \frac{[\alpha_i (t_i - t_0) - \alpha_a (t_a - t_0)] dx}{\alpha \Delta} - (C' + \int_0^x p dx) \cdot \left(\frac{1}{E_i \delta_i} + \frac{1}{E_a \delta_a} \right) \cdot \frac{1}{C_2}$$

Nach den vorigen Überlegungen besteht zwischen den Spannungen p und den Bolzendurchbiegungen ξ ein linearer Zusammenhang

$$p = k \int_x^1 d\xi = k \left\{ \xi_1 - \int_0^x d\xi \right\},$$

worin

$$k = \frac{E_B d^4}{1,70 \lambda^3 t_v t_h}$$

Durch Differenzieren des Ausdruckes für p erhält man das in die vorige Gleichung einzusetzende $d\xi = -\frac{dp}{k}$, das nach dem vorigen Ansatz gleich ist:

$$-\frac{dp}{k} = \alpha A dx - C' C_2 dx - (C_2 \int_0^x p dx) dx.$$

Die Auflösung dieser Differentialgleichung lautet:

$$p = \sqrt{\frac{C_5}{C_2 k}} \frac{1 - e^{2(x+C_4)\sqrt{C_2 k}}}{2e^{(x+C_4)\sqrt{C_2 k}}}$$

Die Ergänzungswerte C_4 und C_5 sind aus den Grenzbedingungen zu bestimmen:

für $x = 0,5 l$ wird $p = 0$, also $C_4 = -0,5 l$.

C_5 ist gegeben durch den Dehnungszustand des Teilchens bei $x = 0$, dort ist: $\left(\frac{dp}{dx}\right)_0 = -k(\alpha A - C' C_2) = A$, die darin vorkommenden Größen sind bekannt; andererseits ist dieses $\left(\frac{dp}{dx}\right)_0$ gegeben aus der Gleichung zwischen p und x :

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_0 = \sqrt{C_5 + C_2 k p_0^2},$$

darin ist p_0 die Bolzengegenkraft bei $x = 0$

$$C_5 = \frac{A^2 \cdot 4e}{(1 + e)^2 \sqrt{C_2 k}}$$

Durch Einsetzung der beiden Werte C_4 und C_5 wird p für jedes x erhalten, und daraus kann die Kraft P bestimmt werden, die am Bolzenende biege angreift:

$$P = p \cdot t_v \cdot t_h,$$

das Einspannmoment ist (Textabb. 1 und 2)

$$M = P \cdot \frac{\lambda}{2}.$$

Alle diese für die wagerechten Verschiebungen angestellten Überlegungen sind mit geringen Änderungen auch für den lotrechten Streifen der beiden durch die Stehbolzen verbundenen Wände gültig; nur ist hier $C_4 = -h$ einzusetzen, wenn h die Höhe der Feuerkiste bedeutet.

Die wagerechte und lotrechte Biegung vereinigen sich geometrisch. Daher wird der Bolzen gebogen durch eine Kraft

$$R = \sqrt{P_v^2 + P_h^2}.$$

Dies entspricht bei einem vollen Bolzen vom Durchmesser d einer Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{R \cdot \frac{\lambda}{2}}{\pi d^3} = 5,09 \frac{\lambda}{d^3} \sqrt{P_h^2 + P_v^2}.$$

Dazu kommt die Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{q t_v \cdot t_h}{\pi d^2} = 1,273 \frac{q t_v t_h}{d^2}$$

bei dem Kesselüberdrucke q .

Die ganze Spannung ist dann

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z.$$

Diese Betrachtungen gelten, wenn alle Stehbolzen von gleichem Stoffe und gleicher Bauart sind, und unter der Voraussetzung, daß die Beanspruchungen die Proportionalitätsgrenze nicht überschreiten.

Durch Einsetzen der Ausdrücke für die Ergänzungswerte werden die Gleichungen für p und σ_b übersichtlicher:

$$p = \sqrt{\frac{1}{C_2 k} \cdot \left[\frac{A^2 e^{\frac{1}{2}\sqrt{C_2 k}}}{1 + e} \right]^2} \cdot \frac{1 - e^{2(-\frac{1}{2})\sqrt{C_2 k}}}{2e^{-\frac{1}{2}\sqrt{C_2 k}}} = \frac{2\sqrt{k}[\alpha A - C' \cdot C_2] e^{\frac{1}{2}\sqrt{C_2 k}}}{(1 + e)^{\frac{1}{2}\sqrt{C_2 k}} \sqrt{C_2}} \cdot \frac{1 - e^{-\frac{1}{2}\sqrt{C_2 k}}}{2e^{-\frac{1}{2}\sqrt{C_2 k}}},$$

e ist gemäß der folgenden Zahlenrechnung so klein gegen die Einheit, daß der Wert vernachlässigt werden kann.

$$p = \frac{d^2 \sqrt{E_B} [\alpha A - C' C_2] e}{1,30 \sqrt{\lambda^3 t} \sqrt{C_2}} \frac{1 \sqrt{C_2 k}}{1 + e};$$

der letzte Bruch liegt 1 sehr nahe, da e sehr groß gegen 1 ist; wird außerdem das kleine $C = 0$ gesetzt, so wird

$$P = \frac{d^2 t \sqrt{E_B} \alpha A}{1,30 \sqrt{\lambda^3} \sqrt{\frac{1}{E_i \delta_i} + \frac{1}{E_a \delta_a}}}$$

und mit $R = P \sqrt{2}$ die Biegespannung des Eckbolzens

$$\sigma_b = \frac{3,92 t \cdot \alpha A \cdot \sqrt{E_B}}{d \sqrt{\lambda} \sqrt{\frac{1}{E_i \delta_i} + \frac{1}{E_a \delta_a}}}$$

Bei einheitlicher Anordnung der Bolzen weist das auf folgende Maßnahmen hin:

1) Das Verhältnis $t : d$ ist möglichst klein zu wählen; bei halber Teilung und gleichem d wird die Beanspruchung auf die Hälfte vermindert. Dem entspricht nach der bisher üblichen Rechnungsart mit $\frac{\pi d^2}{4} k_z = t^2 \cdot p$ die Wahl einer sehr kleinen Zugfestigkeit k_z . Doch ist dieser Ausweg nur beschränkt gangbar, da Zugänglichkeit und Wasserumlauf bei enger Teilung zu stark leiden.

2) Verhältnismäßig geringen Einfluss hat, in gleichartigen Bolzenfeldern, die Vergrößerung der nur in der Quadratwurzel vorkommenden Bolzenlänge λ .

3) Die zu verbindenden Kesselwände sollen tunlich nachgiebig, also sollen E_i , E_a , δ_i und δ_a klein sein.

4) $\alpha A = t_i \alpha_i - t_a \alpha_a$ soll möglichst klein sein. Da die Wärmestufen t_i und t_a der Wände nicht stark im Sinne der Verkleinerung von αA mittels Näherung von t_i und t_a bei gutem Umlaufe des Wassers zu beeinflussen sind, wäre eine Verringerung der Beanspruchung durch Verwendung eines Baustoffes mit möglichst großem α_i für die Feuerkiste gegenüber kleinem α_a des Stehkessels denkbar; also wäre etwa die Feuerkiste aus Eisen mit $\alpha_i = 0,000011$, der Stehkessel aus Kupfer mit $\alpha_a = 0,000017$ herzustellen.

5) Wahl nachgiebigen Stoffes mit kleinem E_B für die Bolzen. Die Verwendung eiserner Feuerkisten würde sich demgemäß vielleicht durch Verwendung von Kupferbolzen ermöglichen lassen.

Nachrechnung einer Ausführung der österreichischen Staatsbahnen mit kupfernen Stehbolzen.

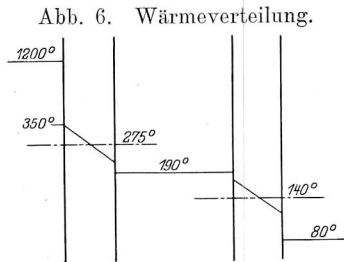
A) Wagerechte Biegung des stärkst belasteten Eckbolzens der obersten Stehbolzenreihe.

Für E_B , für Kupfer, = 1,150.000 kg/qcm, $d = 2,8$ cm, $t_h = 8,96$ cm, $t_v = 9,3$ cm, $\lambda = 12,0$ cm, α_i für Kupfer = 0,000017, α_a , für Eisen, = 0,000011 wird $k = 289,0$ kg/qcm.

Für die Wärmestufen der Wände findet man ungefähren Anhalt bei Stockert*), wo die Wärme an der Innenfläche der Rohrwand zu rund 400° C und bei unreinem Wasser darüber, die der Wandmitte mit dem Mittel der Wärmestufen der beiden Oberflächen angegeben wird.

Wegen der Stetigkeit des Wärmestromes durch die Wanddicke muß das Wärmegefälle nach einer Geraden eintreten.

Die Längsdehnung der Wand wird ihrer mittlern Wärme entsprechen. Bei der Annahme der Wärmestufen wurde berücksichtigt, daß die unmittelbar am Feuerströme liegende Rohrwand der Feuerkiste heißer sein wird als die Seitenwände (Textabb. 6).



Daraus ergibt sich: $a\Delta = 0,00305$; für $\delta_i = 1,5$ cm, $\delta_a = 1,5$ cm, E_i , für Kupfer, = 1,150.000 kg/qcm, E_a , für Eisen, = 2,000.000 kg/qcm ist $C_2 = 0,00000091$, $A = -k(a\Delta - C' C_2)$.

Die Kraft C' kann aus dem Wärmeschube der Heizrohre bestimmt werden; wie aus der weitem Rechnung folgt, ist ihr Einfluß gering; daher genügt eine annähernde Ermittlung: Auf die Länge der Heizrohre findet ein Abfall der mittlern Wärme von etwa 350° auf fast 200° statt, die Rohrwärme ist also im Mittel 275° C.

Die mittlere Wärme des Kesselmantels ist 140°.

Da Rohre und Mantel im Zusammenhange bleiben, müssen die Dehnungen einander gleich sein; dabei werden die Rohrwände als starr, C' also zu groß eingeführt. Ist weiter der Kesseldurchmesser $D_M = 157$ cm, die Wandstärke $\delta_M = 1,7$ cm, die Zahl der Rohre = 272, der äußere Rohrdurchmesser $d_r = 5$ cm, die Wandstärke der Rohre $\delta_r = 0,25$ cm, t_M die Wärmestufe des Mantels, t_r die der Rohre, so ist die

Dehnung des Mantels = $a t_M - C'' \cdot 1 \cdot \frac{1}{E \pi D_M \delta_M}$, und die

Dehnung der Rohre = $a t_r - C'' \cdot 1 \cdot \frac{1}{n E \pi d_r \delta_r}$.

Beide müssen gleich sein, also folgt $C'' = 23,700$ kg.

Diese Kraft verteilt sich auf den Mantelumfang; auf den betrachteten Streifen von 1 cm Breite wirkt also:

$$C' = \frac{C''}{\pi D_M} = 46 \text{ kg,}$$

und diese kleine Kraft wird noch vermindert durch die Einbiegung der Rohrböden, so daß der Ansatz des $C' = 40$ kg reichlich hoch erscheint.

*) Stockert, Handbuch des Eisenbahnmaschinenwesens, Band II, S. 252. Engineering 1893, Band I, S. 394; Le Chatelier, Genie civil Band XIX, S. 60; Webb, Bulletin des internationalen Eisenbahn-Kongreß-Verbandes 1903.

Damit wird bei einer $l = 240$ cm Tiefe der Feuerkiste $A = -0,882$; $C_3 = 0,0611$.

Daher ergibt sich für den gedachten, durch die Bolzen erzeugten Druck $p = 52,3$ kg/qcm, also $P = 4220$ kg.

$p = 52,3$ kg/qcm entspricht eine Verschiebung

$$\xi = p : k = 0,195 \text{ cm.}$$

Fehlten die die Wärmedehnung der Wände verkleinernden Stehbolzen, so betrüge die Verschiebung

$$\frac{1}{2} a \Delta = 0,365 \text{ cm.}$$

Durch Messung der Dehnung ξ kann eine Probe auf die Richtigkeit der Annahmen und der Rechnungen und Zahlenwerte gemacht werden.

Tatsächlich stimmen die von der «Master Mech. Association» gemachten Messungen*) fast genau mit den hier errechneten Verschiebungen überein. Mac Bain**) erhielt infolge Entfernung des Feuers während der Messung etwas kleinere Werte.

Ähnlich, wie für die wagerechte Reihe wird die die Stehbolzen lotrecht biegende Kraft berechnet. Hier ist λ veränderlich für die Höhe der Feuerkiste einzuführen, was eine nicht integrable Gleichung ergeben würde. Da aber durch die Kürze, also Steifheit der unteren Bolzen eine Entlastung der obern eintritt, also durch Einführung der obern Bolzenlänge für die ganze Höhe eine etwas zu große Kraft P , somit eine etwas zu große Spannung erhalten wird, soll λ unveränderlich eingeführt werden. Nach dieser Vereinfachung bleiben $k, a\Delta, C_2$ die obigen, t_v und t_h sind fast gleich und fast unveränderlich über die Höhe der Feuerkiste. C' ist hier die auf 1 cm Tiefe wirkende Kraft der Deckenstehbolzen, die klein ausfällt, wie die der Rohre. A ist das obige.

Mit $h = 165$ cm wird $p = 53,0$, somit $P = 4300$ kg. Die Mittelkraft der beiden biegenden Kräfte ist $R = 5500$ kg. Dieser am Ende des eingespannten Bolzens wirkenden Kraft entspricht die Biegespannung:

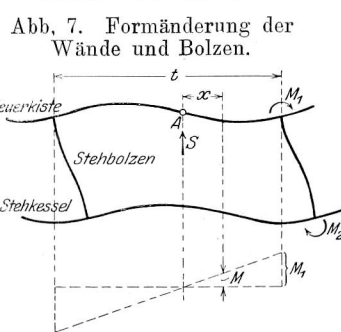
$$\sigma_b = 5,09 \frac{R \lambda}{d^3} = 14000 \text{ kg/qcm.}$$

Eine Spannung solcher Höhe tritt tatsächlich nicht ein, weil die Wände nicht starr sind und weil in diesem Bereiche der Spannungen das Gesetz von Hooke nicht mehr gilt.

Im Folgenden soll versucht werden, diese beiden störenden Umstände zu berücksichtigen.

Wirkung der Nachgiebigkeit der Wände.

Durch die an den Bolzenenden wirkenden Einspannmomente wird die Wand eine Wellenfläche.



Wie früher, sind auch jetzt der äußerste wagerechte und lotrechte Streifen gesondert zu betrachten.

Die Geraden A (Textabb. 7), die bei nicht zu großer Bolzenteilung mitten zwischen zwei Bolzen liegen, sind Wende gerade, also ist in ihnen $M = 0$;

*) Bulletin des internationalen Eisenbahn-Kongreß-Verbandes 1907, S. 316.

**) Engineering News 1910, S. 480.

hier treten nur Scherkräfte S auf, die unter den obigen Voraussetzungen $S = M_1 : t$ sind.

Die Biegemomente in den Wandstreifen der Breite t sind

$$M = M_1 \cdot x : t \text{ für } x < 0,5 t.$$

Die elastische Linie dieses Wandstreifens folgt aus

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{E J}; \frac{dy}{dx} = \frac{M_1}{E J t} \frac{x^2}{2} + C_1,$$

$$y = \frac{M_1 x^3}{6 E J t} + C_1 x + C_2,$$

für $x = 0$ wird $y = 0$, also $C_2 = 0$,

für $x = 0,5 t$ wird $y = 0$, also $C_1 = - \frac{M_1 t}{24 E J}$.

Zu rechnen ist

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_t = \frac{M_B}{E J t} \left\{ \frac{t^2}{8} - \frac{t^2}{24} \right\} = \frac{M_1 t}{12 E J}$$

Dadurch sind unter Anwendung dieser Formel auch auf die zweite Wand beide Endberührenden des Bolzens als Abhängige der Einspannmomente M, daher der Kräfte P festgelegt.

Diese Endberührenden sind als Grenzbedingungen für die elastische Linie des Bolzens zu verwenden

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{E_B J_B} \left(M_1 x - P_1 \frac{x^2}{2} \right) + C_1$$

$$y = \frac{1}{E_B J_B} \left(M_1 \frac{x^2}{2} - P_1 \frac{x^3}{6} \right) + C_1 x + C_2.$$

Zur Bestimmung der Ergänzungswerte dienen die Beziehungen

$$x = 0, \left(\frac{dy}{dx}\right) = \frac{M_1 t}{12 E_1 J_1}; C_1 = \frac{M_1 t}{12 E_1 J_1}$$

$$x = 0, y = 0, C_2 = 0.$$

Am zweiten Auflager ist die Bedingung zu erfüllen

$$x = \lambda, \frac{dy}{dx} = \frac{M_2 t}{12 E_2 J_2}.$$

Durch Einsetzung dieses Wertes und der Ergänzungswerte in die Gleichung der Berührenden erhält man mit $M_2 = M_1 - P_1 \lambda$:

$$M_1 = \frac{- \frac{\lambda^2}{2 E_B J_B} + \frac{\lambda t}{12 E_2 J_2}}{\frac{t}{12 E_2 J_2} - \frac{t}{12 E_1 J_1} - \frac{\lambda}{E_B J_B}} \cdot P_1,$$

also eine Gleichung

$$M_1 = f(P_1).$$

Dieses durch P_1 ausgedrückte M_1 kann in die Gleichung für y eingesetzt werden, woraus bei $x = \lambda$ die Verschiebung der Eckbolzenenden ξ als Abhängige der Kraft P_1 erhalten wird

$$\xi = P_1 \left[\frac{\left(\frac{\lambda^2}{2 E_B J_B} + \frac{t \lambda}{12 E_1 J_1} \right) \left(\frac{\lambda t}{12 E_1 J_1} - \frac{\lambda^2}{2 E_B J_B} \right)}{\frac{t}{12 E_2 J_2} - \frac{t}{12 E_1 J_1} - \frac{\lambda}{E_B J_B}} - \frac{\lambda^3}{6 E_B J_B} \right]$$

Durch Einsetzung der Zahlenwerte erhält man

$$\xi = \frac{8}{132300} P; k' = 204 \text{ kg/qcm},$$

daher

$$\sigma' = \sigma \sqrt{\frac{k'}{k}} = 0,85 \cdot \sigma.$$

Durch die Nachgiebigkeit der Wandungen wird also die Biegespannung beträchtlich verkleinert. Aber auch diese Spannung von rund 12000 kg/qcm ist noch viel zu groß. Erst durch Berücksichtigung der wahren Elastizitätsverhältnisse des Kupfers bei hohen Spannungen kann man für die wirklich auftretenden Spannungen eine untere Grenze festlegen.

Auf der durch Festigkeitsversuche gefundenen Linie der Dehnung ϵ und der Spannung σ des Kupfers kann der Wert σ_b'' aufgesucht werden, der zu der Dehnung ϵ gehört, die nach Hooke der Spannung σ_b' zugeordnet sein würde. Dieser Wert σ_b'' ist beträchtlich kleiner, als der oben berechnete σ_b' . Da die Bolzen somit der Verbiegung einen beträchtlich kleineren Widerstand entgegensetzen als berechnet wurde, ist das tatsächlich auftretende ϵ größer, als das obige. Daher gibt der durch das angegebene Verfahren aus der Spannungs- und Dehnungs-Linie gewonnene Wert σ_b'' einen Wert unter der wirklich auftretenden Biegespannung an. So erhält man nach Hooke für $\sigma_b' = 12000 \dots \dots \epsilon = 0,010$ und für dieses ϵ aus der Dehnlinie*)

$$\sigma_b = 1200 \text{ kg/qcm}.$$

Die tatsächlich auftretende Biegespannung ist

$$\sigma_b > 1200 \text{ kg/qcm}.$$

Dazu tritt die Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{15 \cdot 9^2}{\frac{\pi}{4} 2,8^2} = 198 \text{ kg/qcm},$$

die ganze Spannung ist also

$$\sigma > 1400 \text{ kg/qcm},$$

also viel zu hoch für das Stehbolzenkupfer, dessen Festigkeit nach den Lieferbedingungen der österreichischen Staatsbahnen $k_z = 2200 \text{ kg/qcm}$ beträgt.

Bestehen die Stehbolzen nicht aus Kupfer sondern aus Eisen, so bleibt der Rechnungsgang derselbe, geändert wird nur der Wert E_b , der für Eisen fast doppelt so groß ist, als bei Kupfer. Dadurch wird nach der vereinfachten Endformel σ_b , für Eisen, $= \sqrt{2} \cdot \sigma_b$, für Kupfer.

Bei nicht gleichmäßiger Bolzenanordnung, wenn in den äußeren Reihen Stehbolzen angebracht sind, die nach Stoff oder Bauart von den übrigen abweichen, wird der Rechnungsgang nicht wesentlich geändert, nur ist dann die Bestimmung der Ergänzungswerte der Integration schwieriger, da diese wegen der Verschiedenheit der Elastizitätszahlen von Eisen und Kupfer verschieden ausfallen, also vier Werte zu bestimmen sind.

Eine Durchrechnung und Wertung der verschiedenen ausgeführten Anordnungen wird in einem spätern Aufsätze gegeben werden.

Zusammenfassung :

Es werden, vorläufig für Felder von Stehbolzen gleicher Bauart und Teilung, die in den Bolzen auftretende Spannungen gerechnet, welche — entgegen der landläufigen Ansicht — viel wesentlicher vom Wärmeschub der Feuerkiste als vom Kesseldruck abhängig erscheinen. An Hand der Formel wird der Einfluss der verschiedenen Bauarten erörtert.

*) v. Bach, Elastizität und Festigkeit.

Wagen von 41,2 cbm Inhalt für Gasbeförderung.

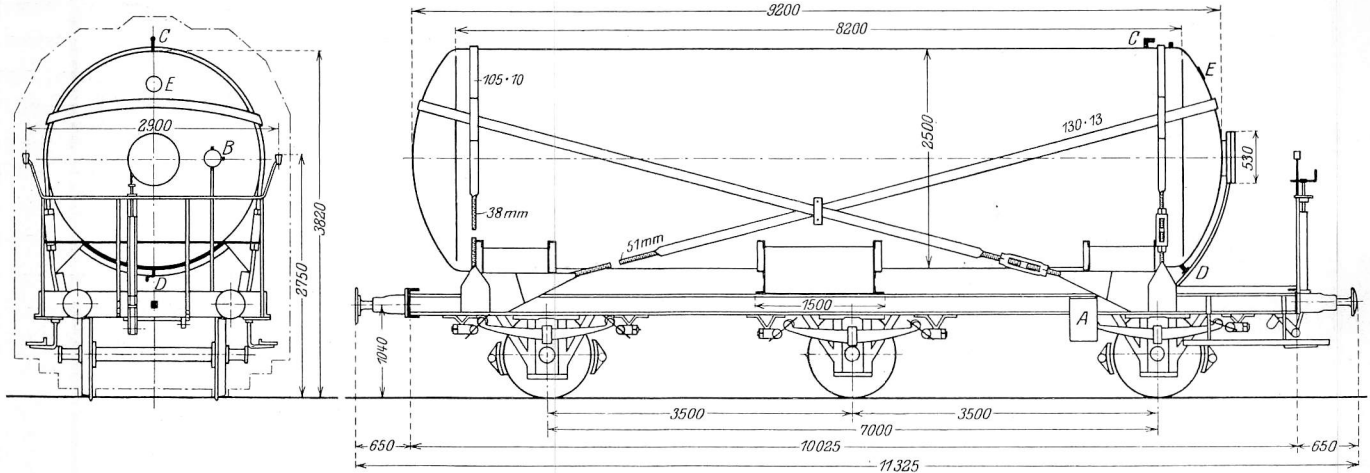
Proske, Regierungsbaumeister in Bromberg.

Der zulässige Überdruck des Gases ist auf 15 at bemessen.
Der durchweg geschweißte Kessel von der Aktiengesellschaft J. Pintsch in Berlin faßt bei 41,2 cbm Rauminhalt 618 cbm Gas.

Der Kessel ist der Dichtigkeit wegen nur auf Stützlager gelegt und durch Zugbänder mit Spanschlössern mit dem Untergestelle verbunden.

Die Maße und Einzelheiten zeigt Textabb. 1.

Abb. 1. Wagen für Gasbeförderung. Maßstab 1:85.



A Füllventil und Druckmesser. B Absperrventil. C Lüftventil. D Entwässerungsventil. E Prüfungsschild.

Nachrichten aus dem Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Statistische Nachrichten von den Eisenbahnen des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für das Rechnungsjahr 1912.

Aus dem Vereinsberichte für das Jahr 1912 teilen wir nachstehend die wichtigsten Ergebnisse mit.

Das Rechnungsjahr liegt nicht gleich für alle Bahnen, es bezieht sich für 35 unter den 46 deutschen Eisenbahnen und für die Rumänischen Staatseisenbahnen auf die Zeit vom 1. April 1912 bis Ende März 1913, für die Chimay-Bahn auf die Zeit vom 1. Oktober 1911 bis Ende September 1912. Bei allen übrigen Vereins-Bahnen stimmt das Rechnungsjahr mit dem Kalenderjahre überein.

Im Ganzen gehörten dem Vereine 68 verschiedene Bahnbezirke an, wobei die einzelnen Verwaltungsbezirke der preufsisch-hessischen Staatsbahnen gesondert gezählt sind.

Die Betriebslänge am Ende des Rechnungsjahres ergibt sich aus Zusammenstellung I.

Zusammenstellung I.

Jahr	Ueberhaupt	Davon dienen	
		dem Personenverkehre	dem Güterverkehre
Kilometer			
1912	111480	109235	111128
1911	110041	107883	109689

Die Gleislängen sind der Zusammenstellung II zu entnehmen.

Zusammenstellung II.

Jahr	der durchgehenden Bahnstrecken		der Ausweichsowie Neben-Gleise auf Bahnhöfen	aller Gleise
	eingleisig	zwei- und mehrgleisig		
Kilometer				
1912	79416	62218	55656	197290
1911	78574	60856	53917	193347

Die Neigungsverhältnisse sind:

Zusammenstellung III.

Jahr	Bahnlängen in wagerechten Strecken		Bahnlänge in Steigungen oder Gefällen					
	überhaupt km	in % der ganzen Länge	überhaupt km	in % der ganzen Länge	bis 5‰ einschl. km	über 5‰ bis 10‰ km	über 10‰ bis 25‰ km	über 25‰ km
1912	34604	31,44	75454	68,56	42693	19416	12583	762
1911	34121	31,41	74512	68,59	42199	19193	12406	714

Die Krümmungsverhältnisse sind der Zusammenstellung IV zu entnehmen.

Zusammenstellung IV.

Jahr	Bahnlänge in geraden Strecken		Bahnlänge in gekrümmten Strecken					
	überhaupt km	in % der ganzen Länge	überhaupt km	in % der ganzen Länge	R \geq 1000	R \geq 500 < 1000	R \geq 300 < 500	R < 300m
Kilometer								
1912	77558	70,47	32499	29,53	9152	9514	8239	5594
1911	76601	70,51	32032	29,49	9061	9403	8060	5508

Der ganze Betrag der Anlagekosten ergibt sich aus Zusammenstellung V.

Zusammenstellung V.

am Ende des Jahres	Anlagekapital	
	im Ganzen	auf 1 km Bahnlänge
M		
1912	31 195 539 427	293 089
1911	30 455 311 375	288 169

Im Personenverkehre wurden geleistet:

Zusammenstellung VI.

Jahr	Personenkilometer. Millionen					
	Klasse				Militär	Im Ganzen
	I	II	III	IV		
1912	800,6	6668,3	28414,9	17944,9	2363,2	56191,9
1911	779,6	6467,2	26794,4	17135,5	2131,8	53308,6

Auf 1 km der durchschnittlichen Betriebslänge für den Personenverkehr entfielen 518 295, im Vorjahre 496 748 Reisende. Durchschnittlich legte jeder Reisende 25,25 km, im Vorjahre 25,38 km zurück.

Die Einnahmen aus dem Personenverkehre ausschliesslich der Einnahmen für Beförderung von Gepäck und Hunden und ausschliesslich der Nebeneinnahmen stellten sich wie folgt:

Zusammenstellung VIII.

Jahr	Einnahmen aus dem Personenverkehre							Von den Einnahmen entfallen % auf				
	in Klasse				Militär	Ganze Einnahme	Auf 1 Personenkilometer	Klasse				Militär
	I	II	III	IV				I	II	III	IV	
	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	Pf					
1912	53088056	264688875	711078411	329731258	27492700	1386079300	2,47	3,83	19,10	51,30	23,79	1,98
1911	51551058	256063909	65528502	313985048	24169515	1301098032	2,44	3,96	19,68	50,37	24,13	1,86

Die Einnahmen aus dem Güterverkehre waren:

Zusammenstellung IX.

Jahr	Einnahmen aus dem Güterverkehre				
	im Ganzen	hierunter für			
		Eil- und Expres-Gut	Frachtgut	lebende Tiere	Auf 1 tkm
	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	Pf
1912	3407724921	157917409	3110798097	67800554	3,81
1911	3202502081	148970195	2922961520	63523415	3,82

Die Einnahme aus allen Quellen betrug 5 184 367 834 *M*, gegenüber 4 858 124 872 *M* im Vorjahre, auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge 46 860, gegenüber 44 380 *M* im Jahre 1911.

Von der Einnahme entfallen auf:

den Personenverkehr	26,73 %
» Güterverkehr	65,73 »
sonstige Quellen	7,54 »

Die Ausgaben im Ganzen und die Ausgaben für 1 km durchschnittlicher Betriebslänge betragen:

Zusammenstellung X.

Jahr	Ausgaben im Ganzen	für 1 km durchschnittlicher Betriebslänge	in % der ganzen Einnahme
	<i>M</i>	<i>M</i>	
1912	3541129877	32007	68,30
1911	3265448598	29831	67,22

Die Überschufsergebnisse zeigt die Zusammenstellung XI, in der auch das Verhältnis der Betriebsausgabe zur ganzen Einnahme in % angegeben ist.

Die entsprechenden Leistungen im Güterverkehre sind:

Zusammenstellung VII.

Jahr	Eil- und Expres-Gut	Frachtgut	Lebende Tiere	Im Ganzen	Frachtfrei					
						t km	t km	t km	t km	t km
						1912	914873964	87534993452	932331533	89382198949
1911	884730416	82097246394	869612321	83351589131	7820023789					

Auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge für den Güterverkehr entfielen 885 764 t km, gegenüber 840 097 t km im Jahre 1911.

Zusammenstellung XI.

Jahr	Einnahme-Ueberschufs		
	im Ganzen	auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge	in % der Anlagekosten
1912	1643237957	14853	5,04
1911	1592676274	14549	5,12

Betriebsunfälle sind nach Ausweis der Zusammenstellung XII vorgekommen:

Zusammenstellung XII.

Jahr	Entgleisungen	Zusammenstöße und Streifungen	Sonstige Unfälle	Bahnunfälle im Ganzen	hiervon	
					auf freier Strecke	auf Bahnhöfen
1912	1277	901	7506	9684	3014	6670
1911	1085	818	6270	8173	2424	5749

Über die vorgekommenen Tötungen (t) und Verwundungen (v) gibt die Zusammenstellung XIII Auskunft.

Zusammenstellung XIII.

Jahr	Reisende						Bahnbedienstete	fremde Personen						Zahl der im Ganzen verunglückten Personen		
	unverschuldet		durch eigene Schuld		überhaupt			unverschuldet		durch eigene Schuld		überhaupt				
	t	v	t	v	t	v		t	v	t	v	t	v			
1912	11	886	199	544	210	1430	1062	4326	38	186	815	737	853	923	2125	6679
1911	24	827	173	441	197	1268	933	3729	32	184	741	679	773	863	1903	5860

An Achs-, Reifen- und Schienen-Brüchen kamen vor:
Zusammenstellung XIV.

Jahr	Achs- brüche	Reifen- brüche	Schienenbrüche		
			im Ganzen	auf 1 km durchschnitt- licher Be- triebslänge	Auf 1000000 Wagenachs- kilometer
1912	196	489	13916	0,13	2,92
1911	156	479	12364	0,11	2,73

Die vorstehenden Zifferangaben bilden einen Auszug aus dem Berichte, der für jeden der 68 Bahnbezirke Einzelmitteilungen über Bau, Betrieb, Verwaltung, Zahl und Gehaltsverhältnisse der Angestellten, Bestand und Leistungen der Fahrzeuge enthält.

Ein Anhang gibt eine Übersicht über die wichtigsten Betriebsergebnisse der Vereinsbahnen in den Jahren 1903 bis 1912. —k.

Nachrichten von sonstigen Vereinigungen.

Welttagung für Ingenieurwesen in San Franzisko 1915.

Auf der Welttagung für Ingenieurwesen in San Franzisko, Kalifornien, vom 20. bis 25. September 1915 sollen folgende Gegenstände behandelt werden.

1) Holz, 2) Holzerhaltung, 3) Ersatzstoffe für Holz im Ingenieurbaue, 4) Backstein zu Ingenieur-Bauwerken, 5) Ton-erzeugnisse in Ingenieur-Bauwerken, 6) Wahrscheinliche und mutmaßliche Lebensdauer von Beton-Bauwerken aus heutigen Zementarten, 7) Stoffe für Beton, 8) Schlackenzement, 9) Wasserdichter Beton, 10) Zementarten mit Beimengungen von fein gemahlten fremden Stoffen, 11) Wirtschaftliche Untersuchungen über den Eisenverbrauch der Welt, 12) Lebensdauer der Eisen- und Stahl-Bauwerke, 13) Verwendung besondern Stahles bei Ingenieurbauten, 14) Stellung des Kupfers im gegenwärtigen Gebiete des Ingenieurwesens und wirtschaftliche Untersuchungen über den Kupferverbrauch der Welt, 15) Metallverschmelzungen und ihre Verwendung im Ingenieurwesen,

16) Aluminium für Ingenieurbauten, 17) Einfluss der Prüfung von Baustoffen auf Fortschritte im Entwerfen von Ingenieur-Bauwerken und Maschinen, 18) Zementprüfung, 19) Prüfung von Metallen, 20) Prüfung ganzer Glieder, 21) Probelastung von Bauwerken.

Die Vorträge der anerkannten führenden Fachgrößen der Vereinigten Staaten sind schon vermittelt, Vermittelungen für die Vorträge ausländischer Verfasser werden schnell zu Ende geführt. Die Zusammenfassung der Vorträge wird eine Übersicht des Gebietes bilden und voraussichtlich von größtem Werte sein.

Auskunft über die Tagung, den Teilnehmerbeitrag und die Einrichtung für den Kauf von einzelnen Bänden der Verhandlungen erteilt der Verwaltungsausschuss. Seine Anschrift ist: International Engineering Congress, 1915, Foxcroft Building, San Francisco, Cal., U. S. A. B—s.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeine Beschreibungen und Vorarbeiten.

Furkabahn.

(Génie civil 1913—1914, Band LXIV, Nr. 19, 7. März 1914, S. 381. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 und 7 auf Tafel 38.

Die in Bau befindliche Furkabahn (Abb. 6 und 7, Taf. 38) steigt im Rhonetale von Brieg bis zum Furkatunnel 1490 m, fällt 725 m, um bei Andermatt über den Gotthardtunnel 300 m über diesem hinwegzugehen, steigt wieder steil um 600 m, um den Oberalppafs zu überschreiten, und fällt wieder im Tale

eines Quellbaches des Rheines bis Disentis um 900 m. Die 97 km lange Bahn hat 1 m Spur. Die Reibungstrecken haben 40⁰/₀₀, die Zahnstrecken 110⁰/₀₀ steilste Neigung. Die Zahnstange hat die Bauart Abt.

Die Bahn wird von einer Gesellschaft gebaut, die auch die Genehmigung für eine Zweigbahn von Gletsch über die Grimsel nach Meiringen hat. Von Andermatt soll eine Zweigbahn nach Bahnhof Göschenen am nördlichen Eingange des Gotthardtunnels gebaut werden. B—s.

Bahnhöfe und deren Ausstattung.

Lokomotivstation der schweizerischen Bundesbahnen in Brugg.

(Schweizerische Bauzeitung, Januar 1914, Nr. 5, S. 69. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 und 7 auf Tafel 37.

Die Anlage besteht aus einem neuen ringförmigen Lokomotivschuppen, von dem zunächst sieben Stände ausgebaut sind, einem Anbaue für die Betriebswerkstätte und einem Dienstgebäude. Das letztere hat zwei Stockwerke; im Keller befinden sich Heiz-, Trocken-, Wasch- und Bade-Räume, im Erdgeschoss Zimmer zum Aufenthalte für Führer und Heizer, eine Küche und ein gemeinsames Speisezimmer, in dem von morgens 5 bis nachmittags 4 Uhr Suppe, Milch, Tee und Brot zu billigen Preisen verabfolgt und mitgebrachte Speisen erwärmt werden. Der Oberstock enthält die Räume für die Aufsichtsbeamten und die Schreibstuben. Der Lokomotivschuppen nach Abb. 6 und 7,

Taf. 37 wird von einer Drehscheibe von 18 m Durchmesser bedient und enthält nächst der Giebelwand zwei Ausbesserungsgleise mit der Prefswasser-Achssenke. Die Achsen können auf Gleis 1 mit einem einfachen, mit dem einen Stempel der Senke verbundenen und über Deckenrollen geführten Aufzugseile mit 4 t Tragfähigkeit gehoben und in offene Güterwagen verladen werden. Die Prefswasserpumpe wird von der Hauptwelle der Betriebswerkstätte angetrieben. Das Achsengleis 1 ist bis zur Achsdrehbank im Werkstatttraume durchgeführt. Eine Deckenlaufwinde ermöglicht das Einsetzen der Achsen in die Bank und bedient gleichzeitig eine zweite Drehbank für Kolbenstangen und Achsen. Zur sonstigen Ausrüstung gehören: zwei Drehbänke, zwei Bohr-, eine Tischhobel-, eine Stofshobel-, eine Schleif-Maschine für Schneckenbohrer, eine Richtpresse und

ein Schleifstein. Zum Antriebe dieser Maschinengruppe und des Gebläses für das Doppelschmiedefeuer dient eine elektrische Triebmaschine von 8 PS. Die Werkbänke finden an der Fensterreihe der Längsseite Platz. Ein Vordach an der Außenseite schützt die Abkochvorrichtung für schmutzige Maschinenteile. Die Werkstatt ist unterkellert, der Raum als Lager für Öl mit drei Zementbehältern von je 190 hl Inhalt und für die Betriebs- und Werkstatt-Vorräte benutzt.

A. Z.

Hauptbahnhof der Großen Nordbahn in Minneapolis.

(Railway Age Gazette 1914, I, Band 56, Nr. 5, 30. Januar, S. 227. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 3 und 4 auf Tafel 38.

Der am 22. Januar 1914 eröffnete neue Hauptbahnhof (Abb. 3, Taf. 38) der Großen Nordbahn in Minneapolis, Minnesota, der den alten mit Empfangsgebäude an der Hohen Strafe unmittelbar südlich der Hennepin-Avenue ersetzt, hat Durchgangsform mit zwölf Gleisen und sechs zwischenliegenden Bahnsteigen, die ungefähr die ganze verfügbare, vom Mississippi und den Gleisen der Minneapolis-Ost-Bahn begrenzte Fläche unter der Überführung Hennepin-Avenue einnehmen. Das Empfangsgebäude liegt über den Gleisen an der Nordseite der Überführung der Hennepin-Avenue, die zur Änderung des Kreuzungswinkels umgebaut und dabei auf volle Strafsenbreite erbreitert wurde. Alle Züge der Großen Nordbahn und die meisten der Nord-Pacificbahn gehen durch, und da alle Züge der den Bahnhof benutzenden anderen drei Bahnen, die in Minneapolis endigen, am Süden des Bahnhofes ein- und ausfahren, und die Abstellbahnhöfe nördlich vom Hauptbahnhofe liegen, sind keine Rückbewegungen von Zügen nötig. Am Nordende ist der Bahnhof mit der beantragten Boom-Insel-Linie verbunden, die die Nord-Pacificbahn fast unmittelbar nördlich nach einer Verbindung mit der von ihr für ihre Hauptlinie und von der Großen Nordbahn für ihre Duluth-Linie gemeinschaftlich benutzten zweigleisigen Bahn zu bauen denkt. Diese beantragte Verbindung wird die Linienführung beider Bahnen bedeutend verbessern.

Das Empfangsgebäude ist 47,24 m tief, 91,44 m breit und hat drei Geschosse über Strafsenhöhe. Es ist 3,66 m von der Eigentumsgrenze zurückgesetzt, so daß die lichte Strafsenbreite über dem Fußwege 45,72 m beträgt. Diese Strafsenbreite wird reichlichen Raum für einen Mietwagenstand bieten, ohne den Strafsenbetrieb oder den Wagenverkehr nach dem Empfangsgebäude zu stören. Das Gebäude hat stählernes Fachwerk, mit Sandstein verkleidete Backsteinmauern, Ziegel-Scheidewände und stählerne Fensterrahmen. Von der Hennepin-Avenue führen zwei Haupteingänge durch Bogen in den starken Pfeilern an den Ecken des Gebäudes. Von der Südseite der Strafe führen zwei Treppen unmittelbar nach zwei Bahnsteigen, so daß Züge auf den vier von diesen bedienten Gleisen von Fahrgästen des Minnetonka-Vorortbetriebes der Großen Nordbahn erreicht werden können, ohne durch das Empfangsgebäude zu gehen. Die beiden Haupteingänge (Abb. 4, Taf. 38) öffnen sich durch drei Doppeltüren in 5,49 \times 11,28 m große Vorhallen, die mit inneren, unmittelbar mit der Zugangshalle verbundenen, 11,28 \times 19,51 m großen Vorhallen an den

Enden der Haupt-Wartehalle verbunden sind. Die innern Vorhallen sind durch drei große gewölbte Öffnungen mit der 18,9 \times 45,72 m großen Haupt-Wartehalle mit ungefähr 250 Sitzplätzen verbunden, die sich durch sechs Doppeltüren nach der 13,41 \times 80,77 m großen Zugangshalle öffnet. Die Fahrkartenausgabe liegt zwischen Warte- und Zugangshalle mit Schaltern nach beiden. Das 8,23 \times 15,85 m große Rauchzimmer mit Abort und das 8,23 \times 10,97 m große Zimmer für Frauen mit Vorzimmer und Abort liegen an der Südseite der Haupt-Wartehalle und nehmen die Vorderseite des Gebäudes ein. Eine Bartscherstube liegt in einem Zwischengeschosse über dem Aborte für Männer. Der Gepäckraum liegt am Ostende des Empfangsgebäudes und grenzt mit dem Abfertigungstische an diesem Ende an die innere Vorhalle. Die Auskunft nimmt den mittlern Bogen zwischen Vor- und Warte-Halle am Ostende, Fernsprechkzellen nehmen den entsprechenden Bogen am Westende der Haupt-Wartehalle ein. Der Zeitungstand erstreckt sich längs der ganzen Westseite der westlichen Vorhalle, angrenzend am Westende der Zugangshalle liegen die Fernschreibzellen und weitere Fernsprecher. Am Ostende der Zugangshalle liegen Paketabfertigung und Dienstzimmer des Bahnhofsvorstehers. An der Nordseite der Zugangshalle befinden sich die diese Halle mit den Bahnsteigen verbindenden sechs Doppeltreppen und Fahrgast-Aufzüge. Für jedes Gleis ist ein Hutchinson-Zuganzeiger vorgesehen.

Warte- und Zugangs-Halle haben Balkendecken mit Oberlichtern. Die oberen Geschosse befinden sich nur an der Vorderseite und den Enden des Gebäudes. Der einzige öffentliche Raum über dem Hauptgeschosse ist das 12,19 \times 18,9 m große Speisezimmer im zweiten Geschosse am östlichen Ende mit Fenstern nach der Haupt-Wartehalle. Es ist mit einem Frühstückstresen und anderen Tischen ausgestattet; daneben liegt die Küche. Der übrige Raum der beiden oberen Geschosse dient für nicht abgefordertes Gepäck, Lüftung und die örtlichen Dienstzimmer der Großen Nordbahn. Ein Aufzug und Treppen an jedem Ende des Gebäudes bedienen die oberen Geschosse.

Die einstielligen, eisernen Bahnsteigdächer haben genietete Säulen und Betonsockel, das Dach besteht aus mit Teer und Kies bedecktem Holze.

Posträum und Bestätterungsräume von vier Bestätterungsgesellschaften befinden sich in einem besondern Gebäude (Abb. 3, Taf. 38) südlich der Überführung Hennepin-Avenue über den westlichen Gleisen. Zur Beförderung des Gepäcks, Post- und Bestätterungs-Gutes nach den Bahnsteigen nahe beiden Enden sind hoch liegende, um die ganze Bahnsteigdach-Anlage laufende Tunnel vorgesehen. Die Quertunnel unmittelbar über beiden Enden der Bahnsteigdächer sind durch Aufzüge mit den Bahnsteigen verbunden. Um die Längstunnel unter der Überführung Hennepin-Avenue durchzuführen, ist eine Strecke jedes Längstunnels 6 % geneigt, die unteren Enden dieser geneigten Strecken sind durch Aufzüge mit den angrenzenden Tunneln der obern wagerechten Ebene verbunden. Gepäck für nach Norden fahrende Züge wird auf der Wagerechten vom Gepäckraume nach dem nördlichen Quertunnel gekarrt,

für nach Süden fahrende mit einem Aufzuge im Gepäckraume nach dem unter der Strafe liegenden und nach der Höhe des südlichen Quertunnels steigenden Tunnel gesenkt. Post- und Bestätterungs-Gut für nach Norden fahrende Züge wird im Gebäude gesenkt, unter der Strafe hin in einem geneigten Tunnel hinauf gekarrt, für nach Süden fahrende auf der Wagerechten nach dem südlichen Quertunnel bewegt. Diese Tunnel haben stählernes Fachwerk mit Beton-Fußboden, geputzte Wände und Decken auf Drahtgewebe; ihre geringste Breite ist 3,72 m. Wagenladungen von Bestätterungsgut oder Gepäck werden auf drei Freiladegleisen längs der Ostseite der Bahnsteigdächer behandelt. Diese Freiladegleise werden von der Überführung der Hennepin-Avenue durch eine ungefähr 90 m lange, 6 % geneigte Eisenbeton-Fahrstrafe längs dem östlichen Ende des Empfangsgebäudes erreicht.

Das Krafthaus liegt ungefähr 250 m nördlich vom Empfangsgebäude. Die Kessel haben selbsttätige, rauchlose Feuerungen, Überhitzer und Rufs-Gebläse. Die Kohle wird auf einem Zweiggleise eingebracht und in einen Gleistrichter gekippt, von dem sie auf ein Pfannen-Förderband entleert wird, das sie nach dem Kohlenbrecher bringt. Wenn sie nicht zerkleinert zu werden braucht, kann sie unmittelbar auf das Eimer-Förderband gekippt werden, das sie gewöhnlich vom Kohlenbrecher erhält und nach dem oberen Teile des Gebäudes hebt, wo sie an jedem Punkte in die durchgehende Betontasche über den Kesseln gekippt werden kann; aus dieser wird sie durch Schwerkraft den selbsttätigen Feuerungen zugeführt. Die Bekohlung leistet 25 t/St. Die Asche wird aus den Gruben unter den Kesseln mit demselben Eimer-Förderbande nach dem oberen Teile des Gebäudes hinaufgebracht, wo sie auf ein Pfannen-Förderband entladen wird, das sie nach einem großen Trichter über dem Gleise, von dem die Kohle gekippt wird, bringt, so daß dieselben Wagen, die Kohle einbringen, Asche abfahren können.

Die unmittelbar mit Stromerzeugern verbundenen Maschinen im Maschinenraume am östlichen Ende des Krafthauses arbeiten mit Niederschlag; die Worthington-Niederschlagvorrichtung nimmt Wasser aus dem Flusse. Während des Winters wird der Abdampf zur Heizung des Empfangsgebäudes verwendet.

Der Pumpenraum im Kellergeschosse des Krafthauses unter dem Maschinenraume enthält Kesselpumpen, Luftsaugpumpen, Speisewasser-Vorwärmer, Schmieranlage und Abfall-Waschmaschine. Mit dem Speisewasser-Vorwärmer ist eine V-Kerben-Eintragungsvorrichtung zum Messen des Speisewassers, mit jedem Kesseldampf-Auslasse ein anzeigender Dampfstrom-Messer verbunden.

Die Leitungen vom Kraft Hause nach dem Empfangsgebäude liegen in einem hoch liegenden Rohrtunnel auf stählernen Säulen, der auf einem Teile seiner Länge mit dem Gepäck-tunnel verbunden ist. Der Abdampf für die Heizung wird in zwei 250 mm weiten Hauptleitungen geführt, eine 100 mm weite Hochdruck-Dampfleitung versorgt die Küche und den kleinen Maschinenraum am östlichen Ende des Empfangsgebäudes. Da eine Frischdampf-Leitung nach der Küche geführt werden

mußte, wurde es für zweckmäsig gehalten, einige durch Dampf getriebene Maschinen in einem kleinen Maschinenraume unter dem Gepäckraume des Empfangsgebäudes anzuordnen. Die Luftsaugpumpen erhalten das Niederschlagwasser aller Dampfrohre des Empfangsgebäudes und pumpen es durch ein 115 mm weites Rohr im Rohrtunnel nach dem Kraft Hause zurück.

Das Gebrauchswasser wird aus der städtischen Wasserleitung genommen und von zwei Schleuderpumpen nach einem Behälter auf dem Dache gepumpt. Das Trinkwasser kommt ebendaher, geht aber vor der Verteilung durch ein Sandfilter, darauf durch Scheibenfilter und dann in eine täglich 10 t auf 3° kühlende Eismaschine. Sprudelnde Trinkstellen und Hähne sind im ganzen Gebäude vorgesehen. Der Abdampf von den Luftsaugpumpen wird zum Wärmen des im Gebäude gebrauchten Wassers benutzt.

Der elektrische Strom kommt vom Kraft Hause als Gleichstrom von 225 V und wird von einem Schaltbrette im Maschinenraume verteilt. Für die Dreileiter-Verteilung ist ein Ausgleicher-Satz vorgesehen. Dieser Raum enthält auch den Hauptlüfter und eine Reinigungsanlage mit Saugwirkung.

Haupt-Wartehalle und Speisezimmer haben mittelbare, alle anderen Teile des Gebäudes unmittelbare Heizung. Die warme Luft wird durch die Wände in die Wartehalle eingeführt und durch Zuglöcher an den Enden jeder Bank abgeführt. In dem offenen Raume zwischen dem Dache der Wartehalle und den Oberlichtern ist genügend Heizung eingerichtet, um die Luft im oberen Teile des Raumes nicht zu kalt werden zu lassen.

Die Lüfter sind im dritten Geschosse am östlichen Ende angeordnet. Die eingesogene Luft wird zuerst über Vorwärm-spulen, darauf durch Waschvorrichtungen und dann durch die Heizspulen geblasen. Das Waschen dient im Sommer zum Kühlen der Luft.

Die Beleuchtung des Gebäudes geschieht durch Wolfram-Lampen, Rauchzimmer und Wartezimmer für Frauen haben mittelbare Beleuchtung. Gepäckraum und Bahnsteige haben Scheinwerfer, alle Lichter Fernregelung, die Schalter für das Hauptgebäude sind unmittelbar bei dem Rauchzimmer angeordnet.

Eine Prefs-luft-Uhranlage wird von einer Hauptuhr im Dienstzimmer des Zugleiters geregelt, mit der Uhren in allen öffentlichen Räumen verbunden sind.

Die ganzen Baukosten des Bahnhofes betragen ausschließ-lich Grunderwerb etwa 8 Millionen M.

Der Entwurf des Bahnhofes wurde unter Aufsicht des frühern Oberingenieurs A. H. Hogeland aufgestellt, der Bau unter seiner Leitung begonnen und unter dem Oberingenieur R. Budd vollendet. Der Entwurf wurde von C. S. Frost verfaßt, der Bau von seinem Aufseher D. W. Stearn beaufsichtigt. Die mechanische Einrichtung wurde von Neiler, Rich und Co. in Chicago entworfen. Unternehmerin für Empfangsgebäude, Bahnsteigdächer und Kraft Haus war die Gesellschaft C. W. Gindale in Chicago. Der Umbau der Überführung der Hennepin-Avenue wurde von der Brücken-Abteilung der Großen Nordbahn entworfen und von der Pitts-burg-Baugesellschaft in Pittsburg ausgeführt. B—s.

Maschinen und Wagen.

Elektrische B + B + B + B-Lokomotive.

(Railway Age Gazette, November 1913, Nr. 19, S. 868; Electric Railway Journal, November 1913, Nr. 19, S. 1024. Beide Quellen mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abbildung 2 auf Tafel 38.

Die Newyork-Zentral-Bahn hat zu den bereits beschafften Gleichstrom-Gelenklokomotiven*) weitere noch schwerere B + B + B + B-Lokomotiven bei der «General Electric Co.» in Schenectady in Bestellung gegeben. Die Versuchslokomotive und die erste Auftragsreihe sind mit 90,8 t Dienstgewicht nach Abb. 2, Taf. 38 ausgeführt. Die acht Triebmaschinen arbeiten mit Gleichstrom von 600 V und sitzen unmittelbar auf den Achsen. Sie befördern Zuglasten von 720 t mit 104 km/St, von 907 t mit 96 km/St als Stundenleistung gerechnet. Ein weiterer Auftrag von sechs Lokomotiven verlangt ein Dienstgewicht von je 99,8 t. Die Gewichtsvermehrung kommt hauptsächlich den Triebmaschinen zu Gute, die die genannten Leistungen nun im Dauerbetriebe entwickeln sollen. Während die ersteren dauernd 1460 PS, eine Stunde lang 2000 PS und für kurze Zeit 5000 PS leisten und bei 96 km/St dauernd eine Zugkraft von 4086 kg ausüben, werden bei letzteren 2000 PS Dauerleistung, 2600 PS während einer Stunde und bei 86,5 km/St 5360 kg Zugkraft gefordert. Züge von 1080 t sollen in der Ebene noch mit 96 km/St gefahren werden. Der Aufbau der Lokomotive und die Anordnung des gelenkigen Untergestelles gleichen den 2 B + B2-Lokomotiven*) dieser Bahn. Die Triebmaschinen sind paarweise neben einander geschaltet. Die Paare können nach Belieben zusammen oder teilweise neben oder hinter einander geschaltet werden. Die Stromdichtung reicht für 1200 V Spannung aus, so daß spätere Erhöhung der Fahrdrachtspannung möglich ist, und nur die Schaltung der Triebmaschinenpaare hinter einander nötig macht.

A. Z.

*) Organ 1913, S. 423.

Speisewagen der Chicago, Burlington und Quincy-Bahn.

(Railway Age Gazette, Februar 1914, Nr. 6, Seite 273. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abbildung 5 auf Tafel 38.

Der Wagen ist als Durchgangswagen mit Seitengang neben der Küche und einem durchgehenden Speiseraume für 36 Gäste gebaut und läuft auf zwei dreiachsigen Drehgestellen. Die Einteilung des Speiseraumes und der mit den neuesten Einrichtungen versehenen Küche zeigt Abb. 5, Taf. 38.

Die Wagen sind ganz aus Stahl gebaut, die einzelnen Bauteile nach neuen, sorgfältig durchgearbeiteten und auch bei sonstigen Wagen verwendbaren Regelformen ausgeführt.

Der Wagenkasten stützt sich auf die beiden Seitenlager am Drehgestellrahmen, die Drehzapfen übertragen nur die Zug- und Stofs-Kräfte. Die Drehzapfenquerträger des Rahmens sind daher sehr steif ausgebildet. Rahmen und Kastengerippe bestehen in der Hauptsache aus Walzeisen, die Kopfschwellen und einzelne Zwischenstücke aus Preßblechen. Der Boden ist mit verzinkten Blechen und je einer Lage «Carbolith» und Haarfilz belegt, der eigentliche Bodenbelag besteht aus Ahornstäben mit einer Unterlage aus wasserdichtem Papiere auf Schwellen, die über dem Filzbelage einen Luftraum von 13 mm Höhe schaffen. Die Seitenwände bestehen aus einer äußeren und inneren Blechhaut von 3,2 und 1,6 mm Stärke mit einer wärmedichten Zwischenlage. Die Innenseite ist mit «Ceilinit» belegt und grau getönt. Zur mittelbaren Beleuchtung dienen 74 Lampen, die in Gruppen mit Strahlschirmen im Hauptgesimse unter dem Oberlichte so angebracht sind, daß das Licht von der Decke gleichmäßig zurückgeworfen wird. Die Fensterrahmen und das Gestühl bestehen aus mexikanischem Mahagoni, die Tische aus Stahlblech mit Weißmetallbelag. Die Ausführung des Laufwerkes und die Anordnung des Stromspeichers entsprechen Regelformen, die Achsen laufen in Rollenlagern.

A. Z.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Verriegelung für Selbstentlader.

D. R. P. 272188. F. Krupp, Akt.-Ges. in Essen, Ruhr.

Hierzu Zeichnungen Abb. 8 bis 10 auf Tafel 38.

Die Entladeklappe C schwingt um die Welle B am Wagenkasten A, unten sind mehrere Gewichtshebel d^1 und Kurbelarme d^2 auf der Welle D angebracht. An das freie Ende der Arme d^2 , die sich unter der Wirkung der Gewichtshebel d^1 an die Unterseite des Wagenkastens A anlegen, ist je ein Riegeldarmen E angelenkt; diese Daumen stehen durch je einen Lenker F mit je einem auf einer gemeinschaftlichen Antriebswelle G starr befestigten Kurbelarme g^1 in Verbindung. Die entlang den Wellen B und D am Untergestelle H gelagerte Antriebswelle G trägt, auf die beiden Enden gekielt, zwei Handhebel g^2 , für die a^1 und a^2 den Ausschlag begrenzen. Bei der Riegelstellung nach Abb. 8, Taf. 38, in der die Handhebel g^2 an den Anschlägen a^1 liegen, sind die von den Gewichtshebeln d^1 an der Unterseite des Wagenkastens A gehaltenen Kurbelarme d^2 nahezu in ihrer Totlage, während die Arme g^1 um einen geringen Betrag über die Totlage hinaus gedreht sind. Die in Riegelstellung hinter die Entladeklappe C

greifenden Riegeldarmen E sind so geformt, daß sie durch eine Drehung der Handhebel g^2 im Sinne x aus der Bahn der Klappe C bewegt (Abb. 9, Taf. 38), und während des Anliegens der Hebel g^2 an den Anschlägen a^1 durch die Klappe C, wenn diese aus der Öffnungstellung in die Schlußstellung geschwenkt wird, aus deren Bahn verdrängt werden können (Abb. 10, Taf. 38).

Bei Schluß der Entladeklappe C (Abb. 8, Taf. 38) überträgt sich der Druck des Ladegutes so auf das Getriebe, daß die Handhebel g^2 gegen die Anschläge a^1 und die Kurbelarme d^2 gegen die Unterseite des Wagenkastens A gepreßt werden. Die Klappe C ist dann gegen unbeabsichtigtes Öffnen gesichert. Soll sie sich öffnen, so dreht man einen der beiden Hebel g^2 im Sinne x so, daß er an den Anschlag a^2 stößt. Haben die sich in gleichem Sinne drehenden Kurbelarme g^1 bei Beginn dieser Bewegung ihre Totlage überschritten, so drehen sie sich unter dem Druck des Ladegutes selbsttätig im Sinne x weiter, so daß sich der Handhebel leicht dreht. Darauf treten die Riegeldarmen E aus der Bahn der Klappe C heraus, und diese fällt auf (Abb. 9, Taf. 38).

Zum Schließen der Klappe C muß das Getriebe durch Umlegen eines der Handhebel g^2 aus der Stellung nach Abb. 9, Taf. 38 in die nach Abb. 8, Taf. 38 gebracht werden, sobald die Entladeklappe geöffnet war, damit der Arbeiter nach der Entladung nicht noch einmal an den Hebel herantreten muß. Die Klappe C wird von Hand geschlossen. Sie drückt hierbei die Riegeldaugen E gegen die Gewichtshebel d^1 zurück (Abb. 10, Taf. 38), die dann die Klappe mit dem Daumen E festlegen.

G.

Brechstange «Praktikus» zur Fortbewegung schwerer Lasten.

Auslandpatente, D. R. G. M. Nr 213628. R. Lüders in Görlitz.

Die Brechstange trägt oberhalb der gebogenen Spitze auf einer Querachse zwei Rollen, die beim Heben den Stützpunkt geben, sie sieht also von der Seite aus, wie ein Stechkarren. Setzt man drei solcher Brechstangen an einem schweren Stücke an, zwei an zwei Ecken, die dritte in der Mitte der gegenüber liegenden Seite, und wuchtet gleichzeitig an, so ist das Stück sofort fahrbar geworden, ohne daß Walzen untergelegt werden. Die Handhabung schwerer Stücke wird dadurch vereinfacht und wesentlich ungefährlicher.

Bücherbesprechungen.

Aus Natur und Geisteswelt. Sammlung wissenschaftlich-gemeinverständlicher Darstellungen.

1. Die neueren Wärmekraftmaschinen. I. Einführung in die Theorie und den Bau der Gasmaschinen. Von R. Vater, Geh. Bergrat, Prof. an der Königl. Bergakademie Berlin. Vierte Auflage. B. G. Teubner, Berlin und Leipzig, 1914. Preis 1,0 M.

Das geschickt abgefaßte Heft bringt neben der Darstellung der Grundlehren für Wärmekraftmaschinen eine sehr vorsichtige Abwägung zwischen älteren und neueren Arten, namentlich zwischen der Verwendung von Dampf und Gas.

2. Das Eisenbahnwesen. Von E. Biedermann, Königl. Eisenbahn-Bau- und Betriebs-Inspektor a. D. Zweite, verbesserte Auflage. B. G. Teubner, Berlin und Leipzig 1913. Preis 1,0 M.

Das gebotene, allen Kreisen verständliche Bild unseres Eisenbahnwesens ist bei aller Knappheit doch ein sehr eindringendes zu nennen, das auch den neuesten Vorgängen und Anschauungen Rechnung trägt.

Volkswirtschaftliches Jahrbuch der Stahl- und Eisen-Industrie, einschließlic der verwandten Industriezweige 1913/14. Herausgegeben von Dr. H. E. Krueger. Verlag für Fachliteratur G. m. b. H. Wien, Berlin, London. Preis 7 M.

Das zuerst im vorigen Jahre als Taschenbuch erschienene Jahrbuch hat nun in der zweiten Ausgabe die Gestalt eines stattlichen Bandes angenommen. Es enthält alle Angaben, die für Verwaltungen im Eisen- und Stahl-Gewerbe von Bedeutung sind, darunter auch die Bildung, Zusammensetzung und Tätigkeit der für dieses Gewerbe wichtigen Behörden, Vereinigungen und Körperschaften auch des Auslandes für das letzte Jahr, dabei eine große Zahl wichtiger, wirtschaftlich-statistischer Angaben und am Schlusse ein Verzeichnis wichtiger Veröffentlichungen des Gebietes.

Wir sehen in dem Jahrbuche ein höchst wertvolles Hilfsmittel für kaufmännische und technische Leiter großer Betriebe und für die Ausbildung zu solchen.

Kölner Studien zum Staats- und Wirtschaftsleben, Heft IV. Die Kupferversorgung Deutschlands und die Entwicklung der deutschen Kupferbörsen von E. Reinhardt, D. H. H. C. Bonn 1913, A. Marcus und E. Weber. Preis 3,2 M.

Das von eindringender Sachkunde zeugende Buch hat durch die große Bedeutung, die das Kupfer unter den für Eisenbahnzwecke verwendeten Stoffen und Vorräten besitzt, für unsern Leserkreis besonderen Wert bei der Erörterung von Fragen der Beschaffung.

Die virtuellen Längen der Eisenbahnen. Anhang: Die Linie gleichen Widerstandes. Von Dr. sc. techn. C. Mutzner, Ingenieur. Zürich und Leipzig, Gebrüder Leemann und Co., 1914. Preis 6 Frs.

Die immer schärfere Anpassung der Tarife an die wirklichen Selbstkosten bedingt immer genauere Feststellung der

letzteren, die sich auch schon aus der stetigen Zunahme der auf sparsame Einrichtung aller Betriebe verwendeten Sorgfalt ergibt. Von besonderer Bedeutung für diese Feststellung ist die Ermittlung der der Frachtberechnung zu Grunde zu legenden Betriebslängen, die denn auch seit länger als einem halben Jahrhundert immer wieder den Gegenstand schärferer Nachprüfung bildet. Auch das vorliegende Werk trägt neue Unterlagen zur Beurteilung der einschlägigen Fragen zusammen, besonders erschöpfend ist die Sammlung der Erfahrungen über den Fahrwiderstand von Lokomotiven und Wagen, die zur Beurteilung der Genauigkeit der Angaben der verschiedenen Quellen benutzt wird.

Zur Zeit darf diese Arbeit in Bezug auf die Darbietung der für die Bestimmung der Betriebslänge nötigen Unterlagen als gründlich und vollständig bezeichnet werden, sie ist ein nützliches Hilfsmittel für den Bauingenieur, den Betriebsmann und den Bearbeiter der Tarife.

Forscherarbeiten auf dem Gebiete des Eisenbeton. Heft XXIV.

Der doppelt gekrümmte Träger und das schiefe Gewölbe im Eisenbetonbau von Dr.-Ing. H. Markus. W. Ernst und Sohn, Berlin 1914. Preis 2,8 M.

Die Schrift, ein erweiterter Sonderdruck aus der Zeitschrift für Bauwesen, behandelt gemäß ihrer Benennung zwei der verwickeltesten Gegenstände der Statik der vollwandigen Körper, die in der Regel durch wenig scharfe Näherungen in der Ebene untersucht werden, mit großer Schärfe durch umfassende Einführung der räumlichen Verhältnisse mit Hilfe der Formänderungsarbeit. Der Verfasser führt mit großer Sicherheit durch die große Zahl der nötigen Elastizitätsgleichungen und Verschiebungen, rückt die Ergebnisse dem Leser auch durch zahlenmäßig ausgeführte Anwendung nahe.

In der Untersuchung des schiefen Gewölbes werden weit verbreitete, irriige Anschauungen klar gestellt und bezüglich ihres Einflusses auf das Ergebnis geprüft, so die wesentlichsten Mängel älterer Betrachtungsweise darlegend und verbessernd.

Die Schrift weist sorgfältig auf die vorliegenden Arbeiten dieses Gebietes hin, sie kann in jeder Beziehung als lehrreich und für Bauentwürfe nützlich empfohlen werden.

Wirtschaftliche Betrachtungen über Stadt- und Vorortbahnen.

Eine Studie von H. Schimpff, Regierungsbaumeister, Professor für Eisenbahnwesen an der Königlichen technischen Hochschule zu Aachen. Mit einem Geleitwort von G. Kemmann, Regierungsrat a. D. in Berlin-Grünwald. Berlin, J. Springer, 1913. Preis 6,6 M.

Das wertvolle Buch zeigt, daß sich für den Verkehr der Großstädte mehr und mehr feste Gesichtspunkte herausbilden, und daß für deren Feststellung heute schon eine reiche Statistik und eine auf dieser aufgebaute Erkenntnis der zu beachtenden Gesetze gewonnen sind. Die Arbeit zeigt deutlich den Umschwung der letzten Jahre von der unklaren Verwechslung städtischen und Fern-Verkehres zu richtiger Würdigung der Art und Bedürfnisse des ersteren, die zu planmäßiger Ausgestaltung besonderer, städtischer Verkehrsnetze führt.