

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

86. Jahrgang

15. Oktober 1931

Heft 20

## Die neuen Einheitslokomotiven der Bulgarischen Staatsbahn.

Von Dr. Ing. R. Opitz, Berlin.

Hierzu Tafel 35.

Mit zunehmender Größe des Verkehrs und Ausdehnung des Eisenbahnnetzes wird bei fortschreitender Technik jede Eisenbahnverwaltung im Laufe der Jahre eine ständig steigende Anzahl von in ihrem konstruktiven Aufbau grundverschiedenen Lokomotivtypen aufzuweisen haben. Die grundsätzlichen Unterschiede im Gesamtaufbau der Lokomotiven werden sich besonders stark bemerkbar machen, wenn die betreffende Bahnverwaltung sich bei Beschaffung ihrer Lokomotiven nicht auf eine einheimische, leistungsfähige Lokomotivindustrie stützen kann, sondern gezwungen ist, die benötigten Lokomotiven aus dem Auslande zu beschaffen. Die Vielgestaltigkeit eines Lokomotivparkes wirkt sich unangenehm aus auf die Wirtschaftlichkeit der Betriebsführung. Im betrieblichen Interesse liegt es, daß alle an den Lokomotiven erforderlichen Instandsetzungen in möglichst kurzer Zeit ausgeführt werden, um die erforderliche Anzahl von Reservelokomotiven möglichst gering zu halten. Kurze Ausbesserungszeiten setzen jedoch voraus, daß möglichst viele Einzelteile einbaufertig in den Lagern vorgehalten werden. Je größer aber bei einer Bahnverwaltung die Anzahl der verschiedenen Lokomotivtypen ist, um so stärker müssen die Mengen der in den einzelnen Ausbesserungswerkstätten auf Lager zu haltenden Ersatzteile ansteigen. Durch das in derartigen Ersatzteillagern anzulegende Kapital wird die Wirtschaftlichkeit des Betriebes in starkem Maße beeinflusst. Die Mengen der auf Vorrat zu haltenden Ersatzteile können nur dadurch eingeschränkt werden, daß einerseits die Anzahl der verschiedenen für die jeweiligen Verwendungszwecke benötigten Lokomotivtypen tunlichst eingeschränkt wird und andererseits bei dem Entwurf bereits auf die Verwendungsmöglichkeit einzelner Bauglieder für verschiedene Lokomotivtypen Rücksicht genommen wird.

Die vorstehend kurz gestreiften Gründe haben vor einigen Jahren die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft veranlaßt, unter Mitwirkung der gesamten deutschen Lokomotivindustrie vereinheitlichte Lokomotivtypen zu schaffen. Nachdem in Zukunft von der Deutschen Reichsbahn nur noch Einheitslokomotiven beschafft werden, verschwinden im Laufe der Zeit die jetzt noch vorhandenen grundverschiedenen Lokomotivtypen der ehemals selbständigen Länderbahnen, so daß im Betriebe der Reichsbahn dann nur noch eine verhältnismäßig geringe Anzahl verschiedener Lokomotivtypen den vielgestaltigen Anforderungen des Verkehrs dienen wird.

Das Vorgehen der Reichsbahn fiel auf fruchtbaren Boden. Dem Beispiel folgend gingen sehr bald auch die ausländischen Bahnverwaltungen zum Entwurf vereinheitlichter Lokomotivtypen über. Es sei an dieser Stelle auch hingewiesen auf die für die indischen Bahnen nach einheitlichen Grundsätzen entwickelten breitspurigen Lokomotiven der X-Klassen, sowie die schmalspurigen der Y-Klassen, ferner auf die von der deutschen Lokomotivindustrie für die Jugoslawische Staatsbahn im Jahre 1930 entworfenen und gebauten Einheitslokomotiven. Es ließe sich noch eine ganze Reihe von Beispielen für mehr oder weniger weit durchgeführte Vereinheitlichungsbestrebungen anführen.

Kürzlich gelangten recht bemerkenswerte Einheitslokomotiven für die Bulgarische Staatsbahn zur Ablieferung. Der Entwurf dieser Maschinen fand unter sehr erschwerenden

Umständen statt. Während nämlich die Einheitslokomotiven für die Deutsche Reichsbahn in einem besonders für diesen Zweck ins Leben gerufenen Büro unter Mitwirkung aller deutscher Lokomotivfabriken nach einheitlichen Gesichtspunkten konstruktiv bearbeitet werden, mußte die Konstruktion der bulgarischen Einheitslokomotiven in mehreren unabhängig voneinander arbeitenden Fabriken (zwei deutsche und zwei polnische Fabriken) erfolgen. Insgesamt wurden für die Bulgarische Staatsbahn drei Einheitstypen geschaffen und zwar eine 1 D 1 Heißdampf-Schnellzuglokomotive (Reihe 8), eine 1 E-Heißdampf-Personenzuglokomotive (Reihe 9) und eine 1 F 2 Heißdampf-Tenderlokomotive (Reihe 4). Die Hauptabmessungen der drei Lokomotivtypen sind in nachstehender Zahlentafel zusammengestellt:

	1 D 1 Heißdampf-Schnellzuglokomotive Reihe 8	1 E-Heißdampf-Personenzuglokomotive Reihe 9	1 F 2 Heißdampf-Tenderlokomotive Reihe 4
Spurweite . . . . .	1435 mm	1435 mm	1435 mm
Zulässiger Achsdruck . .	17 t	17 t	17 t
Zylinderdurchmesser . . .	640 mm	680 mm	700 mm
Kolbenhub . . . . .	700 „	700 „	700 „
Lauftraddurchmesser vorn	850 „	850 „	850 „
Lauftraddurchmesser hinten . . . . .	1250 „	—	850 „
Treibraddurchmesser . . .	1650 „	1450 „	1340 „
Dampfüberdruck . . . .	16 atü	16 atü	16 atü
Rostfläche . . . . .	4,8 m <sup>2</sup>	4,8 m <sup>2</sup>	4,8 m <sup>2</sup>
Feuerberührte Heizfläche der Feuerbuchse . . . .	17,41 „	17,41 „	17,41 „
Feuerberührte Heizfläche der Rohre . . . . .	206,65 „	206,65 „	206,65 „
Feuerberührte Heizfläche gesamt . . . . .	224,06 „	224,06 „	224,06 „
Überhitzerheizfläche . . .	83,91 „	83,91 „	83,91 „
Fester Radstand . . . .	3800 mm	3800 mm	4800 mm
Gesamter Radstand . . .	11500 „	10400 „	14500 „
Leergewicht der Lokomotive . . . . .	91 t	92 t	111 t
Dienstgewicht der Lokomotive . . . . .	100 „	101 „	149,05 „
Reibungsgewicht . . . .	68 „	85 „	101,7 „
Wasserinhalt des Wasserkastens . . . . .	30 m <sup>3</sup>	30 m <sup>3</sup>	18 m <sup>3</sup>
Kohlenvorrat . . . . .	11 t	11 t	10 t
Leergewicht des Tenders .	28,5 „	28,5 „	—
Dienstgewicht des Tenders	69,5 „	69,5 „	—
Gesamtradstand von Lokomotive und Tender . .	18550 mm	18550 mm	—
Länge von Lokomotive und Tender über Puffer	22400 „	22400 „	18205 mm
Größte Geschwindigkeit .	90 km/h	75 km/h	65 km/h
Kleinster Krümmungshalbmesser . . . . .	180 m	180 m	180 m

Von den drei Lokomotivtypen sind die 1 D 1 Schnellzuglokomotive Reihe 8 und die 1 F 2 Tenderlokomotive Reihe 4 in den Abb. 2 und 3 als Maßskizzen dargestellt. Die 1 E-Heißdampf-Personenzuglokomotive Reihe 9 ist in Abb. 1 in Ansicht und außerdem auf Taf. 35 in Aufriß und Grundriß wiedergegeben. Die Ausgangstypen für die Entwicklung bildete

Reihe 4 (Abb. 3) von der Lokomotivfabrik L. Cegielski in Posen entwickelt und gebaut. Da die Lokomotivtypen, die sämtlich als Zwillinglokomotiven entworfen sind, in ihren Einzelteilen in weitgehendem Maße Austauschbarkeit aufweisen, soll nachstehend nur eine der drei Typen, nämlich die von der Berliner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm.

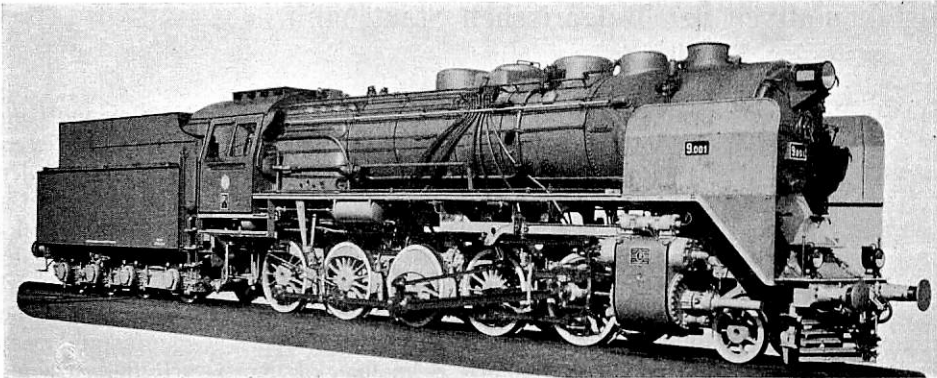


Abb. 1. 1 E-Heißdampf-Personenzuglokomotive Reihe 9.

die 1 D-Heißdampf-Schnellzuglokomotive (Reihe 8, Abb. 2,) die von der Hanomag in Hannover entwickelt und im Jahre 1930 erstmalig in drei Exemplaren gebaut wurde. An diesen ersten drei Probelokomotiven wurden die betrieblichen Erfahrungen gesammelt bezüglich der für weitere Beschaffungen wünschens-

flammige, stark rußende Braunkohle von 3800 bis 4200 WE unterem Heizwert. Die nicht schlackenden Rückstände sind sehr hoch; sie betragen bis zu 30%. Mit Rücksicht hierauf mußte die Lokomotive mit einem großen Rost und einer geräumigen Feuerbuchse ausgerüstet sein.

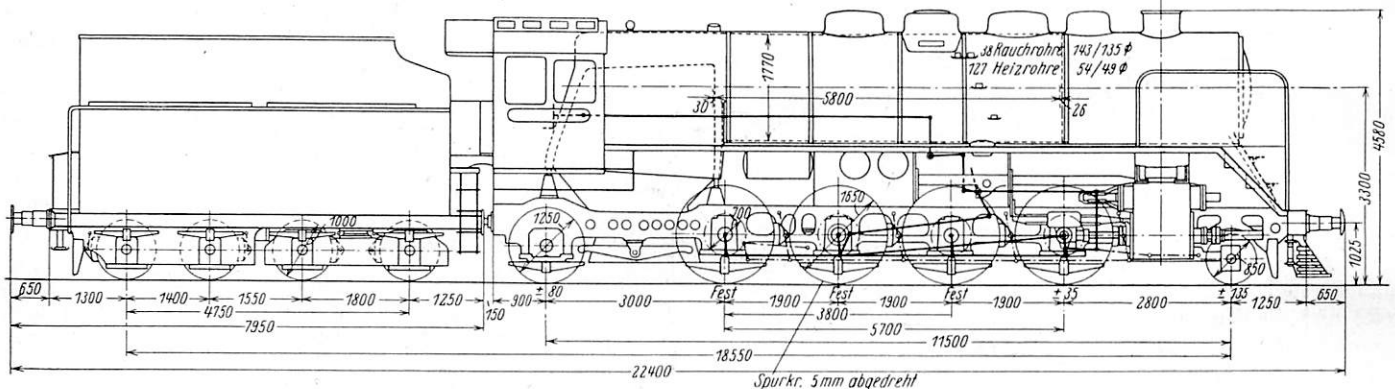


Abb. 2. 1 D 1-Heißdampf-Schnellzuglokomotive Reihe 8.

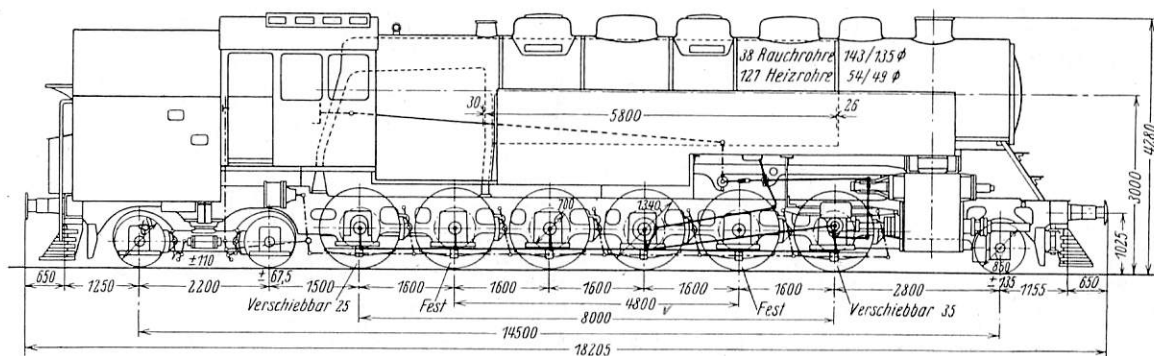


Abb. 3. 1 F 2-Heißdampf-Tenderlokomotive Reihe 4.

werten Abänderungen. Noch im Jahre 1930 wurden weitere Lokomotiven dieser Type in Auftrag gegeben. Sie wurden gebaut von der polnischen Lokomotivfabrik Chrzanow. Gleichzeitig aber wurden aus der Reihe 8 eine 1 E-Heißdampf-Personenzuglokomotive Reihe 9 (Abb. 1 und Taf. 35) von der Berliner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. L. Schwartzkopf und ferner eine 1 F 2 Heißdampf-Tenderlokomotive

Der Kessel ist sehr hoch gelegt. Seine Mitte liegt 3300 mm über Schienenoberkante. Der Langkessel besteht aus zwei zylindrischen Schüssen von 17 mm Blechstärke. Der hintere Kesselschub hat 1770 mm, der vordere 1804 mm äußeren Durchmesser. Die vordere Rohrwand ist 26 mm, die Feuerbuchsenrohrwand 30 mm stark. Die lichte Entfernung zwischen den Rohrwänden beträgt 5800 mm. Der Langkessel enthält

38 Rauchrohre von 135/143 mm Durchmesser und 127 Heizrohre von 49/54 mm Durchmesser. Die Rauchrohre sind in fünf Reihen übereinander angeordnet. Die obere Reihe ist mit sechs Rauchrohren besetzt, die übrigen vier Reihen mit je acht Rauchrohren. Die Teilung der Rauchrohre ist weit auseinandergezogen, so daß die untere Rauchrohrhälfte ziemlich tief liegt. Zwischen den einzelnen Rauchrohrreihen ist, jeweils um eine halbe Teilung versetzt, eine Reihe Heizrohre angeordnet. Ferner liegt oberhalb der oberen Rauchrohrreihe noch eine Reihe Heizrohre und auch an den beiden Seiten des Rauchrohrbündels ist noch eine größere Zahl von Heizrohren angeordnet. Auf diese Weise ist die Steifigkeit des Rohrsystems über den ganzen Kesselquerschnitt die gleiche. Ferner liegen die Einwalzstellen der Rauchrohre nicht unmittelbar an den Umbügen der Feuerbuchrohrwand. Die Heizrohre sind an dem nach der Feuerbuche zugekehrten Ende mit 200 mm langen Kupferstützen versehen.

An den Langkessel schließt sich nach hinten der Stehkessel mit runder Decke glatt an. Der Stehkesselmantel ist aus einem Stück hergestellt. Die Stehkesselrückwand ist in ihrem oberen Drittel senkrecht und in den unteren zwei Dritteln nach vorn geneigt mit Rücksicht auf die bei dem schweren Hinterkessel erforderliche Vorverlegung des Schwerpunktes. Die Feuerbuche besteht aus Kupfer. Sie wird von unten her in den Stehkessel eingebracht. Die Blechstärke des Feuerbuchsmantels und der Feuerbuchstürwand beträgt 16 mm. Die Feuerbuchsdecke ist nach hinten zu in einem Winkel 1:30 geneigt, damit auch bei längeren Talfahrten alle Teile der Feuerbuchsdecke mit Sicherheit vom Kesselwasser benetzt werden. Die Verbindung zwischen dem äußeren Stehkesselmantel bzw. der Vorder- oder Rückwand und der Feuerbuche geschieht durch kupferne Stehbolzen von 21 mm Schaftdurchmesser. Die Stehbolzen bestehen aus hohlgezogenem Kupfer. Nach der Außenseite des Kessels hin werden die Löcher nach dem Einziehen der Stehbolzen durch Stifte verschlossen. Die sechs oberen wagerechten und die vier vorderen senkrechten Stehbolzenreihen bestehen aus Manganbronze. Der Bodenring ist durch zweireihige Vernietung an dem äußeren Stehkessel und der Feuerbuche befestigt. Die Feuerbuchsdecke ist mit der Stehkesseldecke durch kräftige eiserne Deckenanker verbunden. Auf dem vorderen Teil der Feuerbuchsdecke sind zehn Bügelanker angeordnet. Die Bügel stützen sich vorn auf den Umbügel der Rohrwand und sind hinten drehbar auf der dritten Querreihe der Deckenanker angehängt. Ferner sind oberhalb der Feuerbuchsdecke noch zwei Reihen starker Queranker und zwischen Stehkesselrückwand und den Seitenwänden zwei übereinanderliegende sichelförmige Blechanker angeordnet. Zwischen der Rauchkammerrohrwand und den Seiten des vorderen Langkesselschusses sind ebenfalls Blechanker vorgesehen. Die Verbindung zwischen der Unterseite des zweiten Kesselschusses und der Feuerbuchrohrwand geschieht durch eiserne Bodenanker. Der Ausschnitt für die Feuertür der Stehkesselrückwand ist viereckig. Der geschmiedete Feuerlochring von rechteckigem Querschnitt ist an dieser Stelle zwischen Feuerbuchrückwand und Stehkesselrückwand einreihig vernietet. Die Feuertür selbst ist als Kipptür ausgebildet nach der Bauart der DRG. Der Bodenring trägt vorn und hinten angeschmiedete Ansätze. Je ein Ansatz befindet sich vorn und hinten in der Kessellängsachse zur Anbringung der mit Keilnachstellung versehenen Schlingerstücke. Rechts und links von diesen Ansätzen befindet sich je ein weiterer Ansatz zur Verklammerung des Kessels mit besonderem Quer zu den Rahmenwangen liegenden Stahlgußträgern. In die Feuerbuche ist ein Feuerschirm eingebaut. Derselbe ist an den Feuerbuchsseitenwänden auf Flacheisenschienen abgestützt, die durch je vier Schraubenbolzen gehalten werden. Diese

Bolzen sind durch hohlgebohrte Stehbolzen geführt und von außen her zugänglich.

Der Rost liegt ziemlich tief und ist nach vorn schwach geneigt. Er ist in vier Felder geteilt. Das zweite Feld ist als Kipprost ausgebildet mit Antrieb durch eine Schraubenspindel nach der Bauart der DRG. Der Spindelantrieb liegt auf der linken Führerhausseite. Eine Lokomotive jeder Type ist mit Schüttelrost ausgerüstet. Der Antrieb des Schüttelrostes geschieht durch einen Dampfzylinder, der im hinteren Zugkasten an einem besonderen Konsol angeordnet ist. Durch einen Dreiwegehahn auf dem Führerhaus wird Dampf abwechselnd in den Raum vor und hinter dem Kolben des Antriebszylinders gegeben und hierdurch über ein Übertragungsgestänge der Schüttelrost betätigt. Bei jeder Umstellung des Hahnes geht der verbrauchte Arbeitsdampf aus dem Antriebszylinder durch eine besondere Leitung ins Freie. Das Kondenzwasser aus dem Arbeitszylinder kann über ein Kugeldruckventil ablaufen.

Unterhalb des Rostes ist der Aschkasten angeordnet. Er ist mit Rücksicht auf die aschenreiche Kohle sehr geräumig gehalten. Der Aschkastenboden besteht aus vier Entleerungsklappen, die paarweise durch Handzüge vom Heizerstande aus bedient werden. In der Schlußstellung sind die Klappen durch Querriegel gesichert. Über die ganze Breite enthält der Aschkasten ferner eine vordere und eine hintere Lüftungsklappe, die in der üblichen Weise vom Führerstand aus bedient werden. An beiden Seiten des Aschkastens befindet sich je eine über die ganze Länge gehende, schmale Jalousieklappe für zusätzliche Luftzufuhr, die nach Bedarf von außen her durch einen Handgriff betätigt werden kann.

Nach vorn schließt sich an den Langkessel die Rauchkammer an. Sie ist unter Zwischenlage eines Flacheisensringes mit dem Langkessel vernietet. Die Rauchkammertür ist nach der Bauart der DRG. mit Zentralverschluß und Vorreifern ausgeführt. In dem vorderen Teil des Rauchkammerbodens befindet sich ein Löschfallrohr, welches zwischen den Rahmenwangen an der vorderen Pufferbohle nach unten geführt ist. Das Ende des Löschfallrohres ist durch eine Klappe dicht abgeschlossen. In der Rauchkammer befindet sich das Blasrohr und der Funkenfänger normaler Bauart. Der Schornstein ist mit einem besonderen Kanal von segmentförmigem Querschnitt versehen. In diesen Kanal wird der Abdampf von der Luftpumpe und der Beleuchtungsturbine geleitet. Auf der linken Seite hat die Rauchkammer eine Nische zur Aufnahme der Luftpumpe.

Der Kessel ist mit einem Großrohrüberhitzer Bauart Schmidt ausgerüstet. Die Überhitzerrohre haben einen Durchmesser von 29/36 mm. Der Dampfsammelkasten ist nach der Bauart Stirling ausgeführt. Heiß- und Naßdampfkasten sind völlig getrennte Gußstücke; durch Anordnung einer Paß- bzw. Gleitschiene ist dafür gesorgt, daß die Wärmedehnungen sich nicht als Gußspannungen auswirken können. Auf der Heißdampfkammer des Dampfsammelkastens befindet sich ein Heißdampfregler Bauart Wagner. Die Anwendung des Heißdampfreglers ermöglicht es, daß die Hilfsapparate wie Bläser, Dampfpfeife usw. mit hochüberhitztem Dampf betrieben werden. Es wird also dadurch der Dampfverbrauch der Hilfsapparate verringert. Ein weiterer Vorteil des Heißdampfreglers ist, daß die Lokomotivzylinder sofort beim Anfahren mit überhitztem Dampf arbeiten und daß die Überhitzer Elemente geschont werden, weil sie stets von dem zirkulierenden Dampf gekühlt werden und weil keine Luft in den Innenraum des Überhitzers eintreten kann. In seinem konstruktiven Aufbau ist der Heißdampfregler dem normalen Wagner-Naßdampfregler grundsätzlich gleich, nur sind mit Rücksicht auf die hohen Dampftemperaturen die Dichtflächen bei dem Heißdampfregler aus Kruppschem nicht rostenden V 2 A-Stahl

hergestellt. Abb. 4 zeigt den Heißdampfregler auf dem Dampfsammelkasten. Die Verwendung des Heißdampfreglers bedingt, daß noch ein Hilfsregler zum Abschluß des Naßdampfeinströmröhres angeordnet ist. Dieser befindet sich in einem Dom auf dem zweiten Kesselschuß. Er besteht aus einem Gehäuse, einer Buchse und einem Rohrschieber, der sich in der Buchse aus einer Endlage in die andere verschieben läßt. Das Gehäuse ist unten mit einem Flansch versehen, durch den die Buchse dampfdicht auf dem Einströmröhr befestigt ist. Oben schließt ein von Rippen getragenes Dach das Gehäuse ab. In dem Dach ist ein aus Kupfer bestehender Dichtungsring eingelassen. Der Rohrschieber besteht aus Bronze und ist mit Dichtungsringen versehen. Er läßt sich in der Buchse durch Betätigung des Reglerhebels auf- und abwärts bewegen. In seiner oberen Endlage liegt der Rohrschieber mit seinem Rand auf dem Dichtungsring in dem Gehäusedach auf und sperrt so den Dampfzutritt in das Einströmröhr ab. Wird der Rohrschieber nach abwärts bewegt, so gibt er den Ringraum zwischen seinem oberen Rande und dem Gehäusedach frei.

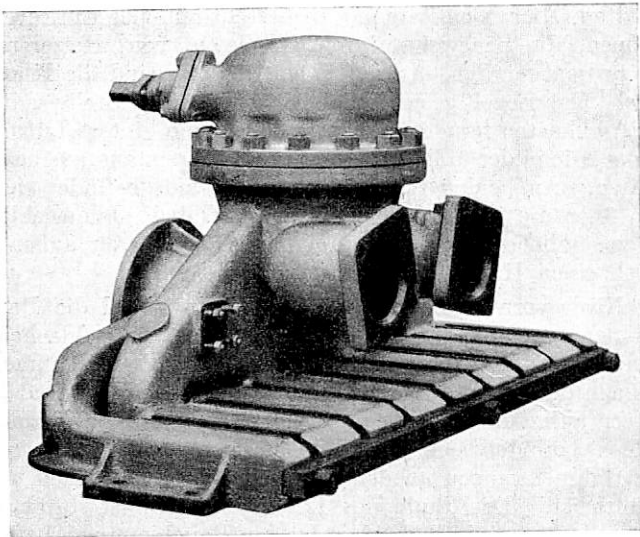


Abb. 4. Dampfsammelkasten mit Heißdampfregler.

Auf dem ersten Kesselschuß befindet sich in einem besonderen Dom der Speiswasserreiniger Bauart Wagner. Das Speiswasser wird von dem an der höchsten Stelle des Doms befindlichen Zerteilerkasten in vielen staubförmig feinen Strahlen auf den Roststapel aus Winkeleisen gespritzt. Durch Berührung mit dem heißen Rost wird der Kesselstein ausgefällt und das nunmehr gereinigte Speiswasser in seitlichen Ablauftaschen nach dem Kesselboden geführt. Noch in dem Wasser enthaltener Schlamm lagert sich in dem am Kesselboden befindlichen Schlamm sack ab und kann durch ein mit Druckluft betätigtes Abschlammentil ausgeblasen werden.

Entsprechend seiner Größe besitzt der Kessel zahlreiche Auswaschluken:

- 10 große Waschluken befinden sich im oberen Teil des Stehkesselmantels,
- 1 große Waschluke am hinteren Kesselschuß vor der Stehkesselvorderwand,
- 4 große Waschluken am vorderen Kesselschuß unterhalb des Speisedoms,
- 6 kleine Luken im Umbug der Stehkesselrückwand,
- 3 kleine Luken über der Feuertür in der Stehkesselrückwand
- 4 kleine Luken im Umbug der Stehkesselvorderwand,
- 2 kleine Luken am Schlamm sack,
- 4 kleine Luken über dem Bodenring in der Mitte der Stehkesselrückwand.

Der Kessel ist mit zwei Selbstschlußwasserständen, sowie

einem Prüfhahn mit Ablaufvorrichtung versehen. Zur Kessel speisung dienen ein Abdampf injektor Bauart Friedmann und ein saugender Injektor Bauart Friedmann. Die Kesselsicherheitsventile sind nach der Bauart Ackermann ausgeführt. Abb. 5 zeigt den Kessel ohne Rauchkammer fertig zur Wasserdruckprobe.

Die ersten drei Stück 1 D 1 Lokomotiven Reihe 8 sind noch mit einem Abdampfvorwärmer Bauart Knorr an Stelle des Friedmann-Abdampf injektors ausgerüstet. Alle weiteren Lokomotiven der Reihe 8, Reihe 9 und Reihe 4 haben Abdampf injektoren erhalten.

Die vollständigen Kessel der drei Lokomotivtypen sind untereinander austauschbar bis auf die Aschkästen.

Der Rahmen ist als Barrenrahmen von 90 mm Stärke aus gewalzten Flußstahlplatten hergestellt. Die Platten sind allseitig bearbeitet. Soweit mit Rücksicht auf die Festigkeit angängig, sind die Rahmenplatten mit Ausschnitten versehen. Die Ecken dieser Ausschnitte sind mit möglichst großen Radien abgerundet, um jede Gefahr von Anrissen zu vermeiden. Die Ausschnitte sind maschinell durch Fräsen herausgearbeitet, derart, daß zwei zusammengespannte Rahmenplatten zu gleicher Zeit nach einer Schablone ausgefräst werden. Der Rahmen besitzt eine große Höhe, so daß über den Ausschnitten für die Achslager noch ein reichlicher tragender Querschnitt vorhanden bleibt. Der Untergurt des Rahmens liegt genau auf Mitte Achslager, also in der Linie der horizontalen Kolbenkräfte. Unterhalb der Achslager wird der Rahmen an den Achsgabeln durch sehr kräftige, zweiteilige

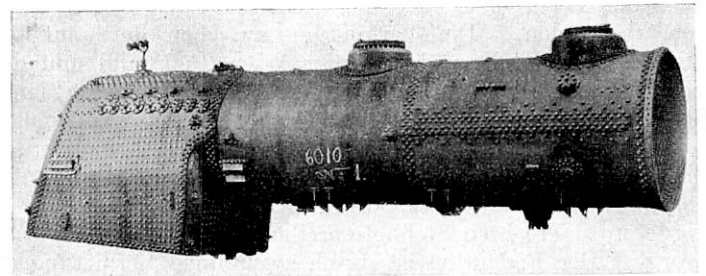


Abb. 5. Kessel fertig zur Wasserdruckprobe.

Achsgabelstege zusammengehalten. Die Schrauben zur Befestigung der Achsgabelstege am Rahmen sind entlastet. Die beiden in der ganzen Länge aus einem Stück durchgehenden Rahmenplatten sind in der Querrichtung stark versteift. Am vorderen Rahmenende sind beide Platten durch den Pufferträger zusammengehalten. Dieser ist als Preßstück hergestellt und für sich noch mit mehreren senkrechten Blechversteifungen versehen. Gegen die Rauchkammer ist der Pufferträger durch zwei geschmiedete Stützen abgesteift. Der Pufferträger nimmt den vorderen Zugkasten auf. Die Puffer sind als Hülsenpuffer ausgeführt. Am vorderen Rahmenende befinden sich zwei in ihrer Höhenlage verstellbare Bahnräume, sowie ein Kuhfänger aus Flach- und Winkeleisen. In Höhe der Dampfzylinder sind die Rahmenplatten durch die Zylinderverbindung zusammengehalten. Dies ist ein kräftiges Stahlgußstück, welches sich mit einer Leiste auf die Rahmenplatten aufsetzt und mit diesen und den Zylindern durch eine große Anzahl Paßschrauben verbunden ist. Oberhalb der Rahmenoberkante ist die Zylinderverbindung mit großen auf allen vier Seiten befindlichen Ausschnitten versehen. In ihrem oberen Teil ist die Zylinderverbindung sattelförmig ausgebildet und dient als vordere Auflagerung für den Kessel. Zwischen der ersten und zweiten Kuppelachse ist der Rahmen mit einer nach außen weit hervorragenden senkrechten Querversteifung aus Blech versehen, die mit Winkeleisen an den Rahmenplatten befestigt ist. Auf beiden Seiten der Lokomotive ist diese Blechversteifung durch einen lang-

gestreckten Stahlgußbalken von I-förmigem Querschnitt mit einer entlasteten Auflagerfläche auf den Zylinder abgestützt. Hinter der zweiten Kuppelachse befindet sich ebenfalls eine senkrechte Querversteifung aus Blech. Zwischen dieser und der ersten Querversteifung sind auf beiden Maschinenseiten ebenfalls Stahlgußverbindungen angeordnet. Diese sind als kräftige langgestreckte Kästen ausgebildet und nehmen gleichzeitig die Steuerwellenlager und die Schwingenlager auf. Oberhalb des Rahmens liegt unmittelbar vor der dritten Kuppelachse noch eine Querverbindung aus Blech. Beiderseits des senkrechten Hauptblechs dieser Querverbindung sind die Hauptluftbehälter horizontal quer zur Lokomotivlängsachse an horizontalen Blechen hängend angeordnet. Unmittelbar mit dem unteren Winkeleisen der Querversteifung hinter der ersten Kuppelachse sowie derjenigen hinter der zweiten Kuppelachse sind zwei Kesselpendelbleche verbunden, die mit den T-förmigen, an der Unterseite des Langkessels befindlichen Trägern verschraubt sind. Ein drittes Kesselpendelblech befindet sich unmittelbar hinter der dritten Kuppelachse. Wie aus Abb. 5 ersichtlich, sind die Träger für die Pendelbleche am Kessel jeweils doppelt angeordnet mit Rücksicht auf die Austauschmöglichkeit des Kessels von einer Maschinentype zur anderen. Über der vierten und hinter der fünften Kuppelachse sind Querverbindungen aus Stahlguß auf den Rahmen aufgestützt und mit diesem verschraubt. Sie dienen als Auflager für den Stehkessel. Mit dem Stahlgußstück hinter der fünften Kuppelachse ist ein nach außen herausragender Blechträger verschraubt, der als vorderes Konsol für das Führerhaus dient. Am hinteren Rahmenende befindet sich zwischen den Rahmenplatten der hintere Zugkasten aus Stahlguß zur Aufnahme der Lager für den Hauptkuppelbolzen und die beiden Notkuppelbolzen. Den Abschluß bildet ein weit ausladender Blechträger zur hinteren Abstützung des Führerhauses und zur Aufnahme der Pfannen für die Stoßpuffer. Ferner besitzt der Rahmen noch eine von der hinteren Seite der Zylinderverbindung bis unmittelbar vor den vorderen Stehkesselträger durchgehende horizontale Blechversteifung oberhalb der Rahmenoberkante. Diese mit großen Ausschnitten zwischen den einzelnen Querverbindungen versehene horizontale Versteifung ist mit den Winkeleisen, die an der Innenseite der Rahmenplatten auf Oberkante Rahmen liegen, durch Nietung verbunden. Schließlich befinden sich noch beiderseits der Ausschnitte für die Achslager für die erste, zweite und dritte Kuppelachse, sowie vor dem Achslagerausschnitt für die vierte und hinter demjenigen für die fünfte Kuppelachse geschmiedete Versteifungen von rechteckigem Querschnitt zwischen den Rahmenplatten. Abb. 6 zeigt den Rahmen für die 1 E-Lokomotive der Reihe 9. Der Rahmen für die 1 D 1 Lokomotive der Reihe 8 ist analog ausgeführt unter Berücksichtigung, daß an Stelle der fünften Kuppelachse hier eine hintere Laufachse Bauart Adams angeordnet ist. Bei der 1 F 2 Tenderlokomotive Reihe 4 ist der Rahmen wesentlich länger als bei den anderen Lokomotivtypen. Hier befindet sich im hinteren Teil des Rahmens das Lager für den Drehzapfen des zweiachsigen Drehgestells. Den hinteren Abschluß bildet an Stelle des Zugkastens die hintere Pufferbohle mit Kuhfänger, Zugvorrichtung und Hülsenpuffern in Übereinstimmung mit dem vorderen Maschinenende.

Die Achslagergehäuse für die Treib- und Kuppelachslager sind aus Flußstahl gepreßt. Sämtliche Lagerschalen sind aus Rotguß mit Weißmetallausguß. Die Gleitbacken der Achslagergehäuse sind mit Rotgußschuhen versehen. Das Treibachslager ist nach der Bauart Obergethmann ausgeführt mit unterhalb der Achsmittle liegenden Hilfsbacken.

Die vordere Laufachse ist mit der ersten Kuppelachse

zu einem Drehgestell Bauart Krauß-Helmholtz vereinigt. Der Drehzapfen für dieses Drehgestell ist in der Zylinderverbindung gelagert. Er ist nach jeder Seite hin um 85 mm verschiebbar. Die Rückstellung des Drehzapfens erfolgt durch Blattfedern. Die vordere Laufachse hat 135 mm, die erste Kuppelachse 35 mm Verschiebbarkeit nach jeder Seite hin. Für die vordere Laufachse erfolgt die Rückstellung durch Spiralfedern, die in einem am Achslagergehäuse befestigten Stahlgußzylinder gelagert sind und sich mit einem Stößel auf eine an der Rahmeninnenseite befestigten Pfanne abstützen. Die Deichsel für das Kraußsche Drehgestell, sowie auch Drehzapfenlager, Rückstellfedern, vorderes Laufachslager und Deichsellager an der ersten Kuppelachse sind für alle drei Lokomotivtypen gleich. Infolge der verschiedenen Treibraddurchmesser liegt jedoch der Drehzapfen, sowie die Deichsel bei den drei Lokomotivtypen ungleich hoch. Deshalb sind für die Befestigung der Deichsel am Laufachslagergehäuse drei verschieden hoch liegende Reihen von Schraubenlöchern vorgesehen.

Die zweite, dritte und vierte Kuppelachse sind fest im Rahmen gelagert. Die dritte Kuppelachse hat um 10 mm schwächere Spurkränze, die fünfte Kuppelachse ist um 30 mm nach jeder Seite verschiebbar. Bei der 1 D 1 Lokomotive Reihe 8 sind zweite, dritte und vierte Kuppelachse ebenfalls fest gelagert; die dritte Kuppelachse (Treibachse) jedoch hat um 5 mm geschwächte Spurkränze. Die hintere Laufachse

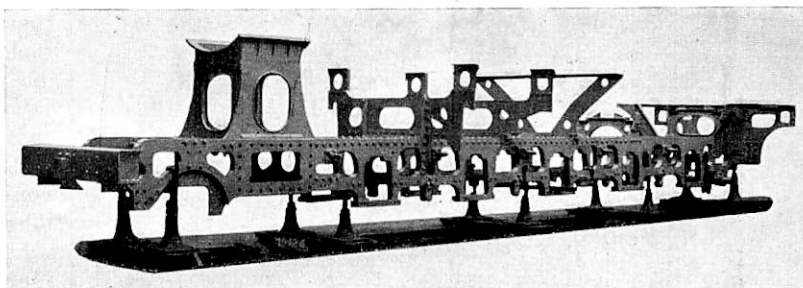


Abb. 6. Rahmen.

ist bei der Reihe 8 als Adamsachse mit 80 mm Seitenausschlag und Federrückstellung ausgeführt. Bei der 1 F 2 Tenderlokomotive Reihe 4 sind die zweite bis fünfte Kuppelachse fest gelagert. Die sechste Kuppelachse hat 25 mm Seitenverschiebbarkeit. Das hintere Drehgestell der 1 F 2 Tenderlokomotive mit 110 mm Seitenverschiebbarkeit des Drehzapfens ist nach Art des Drehgestells der 2 C 2 Einheits-tenderlokomotive Reihe 62 der DRG. gebaut.

Die Tragfedern der vorderen Laufachse sind oberhalb der Achslager, die der Kuppelachsen, sowie der hinteren Laufachse (nur bei 1 D 1) unterhalb der Achslager angeordnet. Bei der 1 E-Lokomotive sind die Tragfedern der vorderen Laufachse und der ersten drei Kuppelachsen einerseits, sowie die Tragfedern der beiden hinteren Kuppelachsen andererseits durch Längsausgleichhebel miteinander verbunden; die Lokomotive ist also auf vier Punkten abgestützt. Bei der 1 D 1 Lokomotive verbinden die Ausgleichhebel des hinteren Systems die Federn der vierten Kuppelachse mit denen der hinteren Laufachse; auch bei dieser Lokomotive ist also eine Vierpunktabstützung erzielt. Bei der 1 F 2 Tenderlokomotive Reihe 4 sind die Tragfedern der vorderen Laufachse und aller sechs Kuppelachsen durch Längsausgleichhebel miteinander verbunden. Diese Lokomotive ist also ebenfalls auf vier Punkten abgestützt.

Die Achswellen sämtlicher Lokomotivradsätze sind hohl gebohrt und zwar diejenigen der Treib- und Kuppelradsätze mit 100 mm und diejenigen der Laufradsätze mit 70 mm Lochdurchmesser.

Die Dampfzylinder (Abb. 7) sind wagerecht außen am Rahmen angeordnet und mit dem Rahmen und der Zylinder-Verbindung durch kräftige Paßschrauben verbunden. Sie liegen auf der Oberkante des Rahmens mit einer Leiste auf. Das Zylindermodell ist in bezug auf die senkrechte Mittelachse symmetrisch, so daß für beide Maschinenseiten das gleiche Modell Verwendung findet. Auf dem Schieberkasten befindet sich ein Druckausgleicher der Einheitsbauart der DRG, mit zwei Eckventilen, eingerichtet für Betätigung mit Preßluft. Ferner sind die Dampfzylinder mit Luftsaugventilen und Sicherheitsventilen ausgerüstet. Die Stopfbuchsen an den Dampfzylindern sind als Halbschalen-Kammerstopfbuchsen mit Huhnschen Dichtungsringen ausgeführt. Die Schieber sind Kolbenschieber mit innerer Einströmung und schmalen federnden Dichtungsringen. Der Kreuzkopf ist einbahnig ausgeführt nach der Bauart der DRG. Sämtliche Treib- und Kuppelstangenlager haben Rotgußlagerschalen mit Weißmetallausguß und Keilnachstellung. Die Steuerung ist eine außenliegende Schwingensteuerung Bauart Heusinger. Die Umsteuerung erfolgt durch Handbetätigung mittels einer Steuerschraube. In jeder Fahrtrichtung läßt die Steuerung eine größte Zylinderfüllung von 80 % zu. Zur Beobachtung

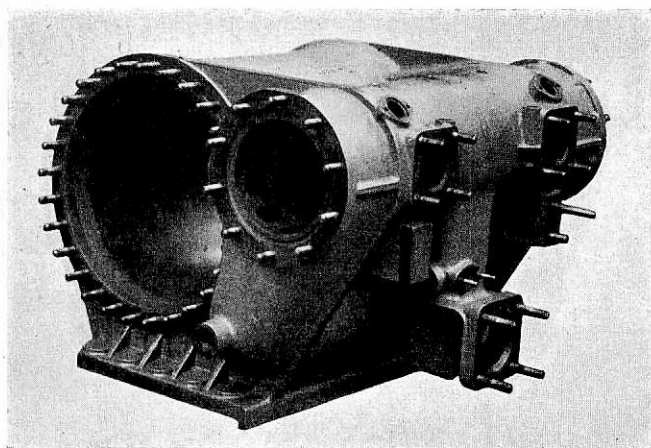


Abb. 7. Zylinder.

der jeweiligen Überhitzungstemperatur ist am rechten Schieberkasten ein Pyrometer Bauart Siemens & Halske angeschlossen.

Die Bremsausrüstung der Lokomotive besteht aus einer Druckluftbremse Bauart Knorr, mit Zusatzbremse für die Lokomotive. Die erforderliche Druckluft wird von einer Kreuzverbundluftpumpe Bauart Nielebock-Knorr in zwei Hauptluftbehälter von zusammen 800 l Inhalt geliefert. Die Luftpumpe ist mit selbsttätiger Hochdruckschmierpumpe „de Limon“ ausgerüstet. Es werden bei allen drei Lokomotivtypen sämtliche Kuppelachsen einseitig von vorn in Achsmittle gebremst, ferner die Tenderräder einseitig und zwar die Räder der beiden ersten Tenderachsen von innen und die der beiden hinteren Tenderachsen von außen. Schließlich werden bei der 1 F 2 Lokomotive noch die Räder des hinteren Drehgestells von innen gebremst. Das Bremsgestänge ist nachstellbar und mit Ausgleichhebeln versehen, um die Klotzdrücke an den einzelnen Bremsklötzen gleich hoch zu halten. Die Ausgleichhebel für die Bremse an den Kuppelrädern sind bei allen drei Lokomotivtypen gleich bis auf die durch die verschiedenen Raddurchmesser teilweise bedingten Längenunterschiede. Bremswelle und Bremszylinder jedoch sind bei den drei Lokomotivtypen verschieden. Die Druckluftbremse für die 1 E und die 1 F 2 Tenderlokomotive ist mit G-P-Wechsel ausgerüstet. Ferner sind die Lokomotiven mit einer Vakuum-schnellbremse Bauart Hardy, und zwar nur für die Zugbremsung, ausgerüstet. Die Lokomotiven und die Tender sind jedoch

mit Hardy-Bremsleitung versehen. Für Befahren längerer Gefällstrecken besitzen die Lokomotiven eine Gegendruckbremse Bauart Riggerbach. Schließlich sind die 1 F 2 Tenderlokomotive, sowie die Tender der 1 D 1 bzw. der 1 E-Lokomotive noch mit einer Wurfhebelbremse ausgerüstet. Die Bremsklötze sind zweiteilig.

Von der letzten Kuppelachse aus wird ein schreibender Geschwindigkeitsmesser Bauart „Teloc“ mit Kilometerzähler und Vakuum-Registriervorrichtung angetrieben. Der Unterdruck in der Rauchkammer kann durch einen Zugmesser laufend überwacht werden.

Zur Schonung der Radreifen ist vor der vorderen Laufachse eine Radreifen-Nässvorrichtung vorgesehen.

Die Schmierung der Zylinder und Schieber geschieht durch eine Friedmann-Schmierpumpe. Zwei weitere Friedmann-Schmierpumpen versorgen die Achslager, Kulissen- und Drehgestellzapfen, Kreuzkopfführungen, sowie die Kolbenstangen-, Stopf- und Tragbuchsen mit Öl. Von den Schmierpumpen befinden sich zwei im Führerhaus auf der linken Seite und diejenige für die Achslagerschmierung auf dem rechten Umlaufblech.

Die Sandstreuer werden durch Preßluft bzw. durch Handzug betätigt. Bei der 1 E-Lokomotive werden die Räder der Treibachse und der vierten Kuppelachse vor- und rückwärts, die der übrigen Kuppelachsen nur vorwärts durch Preßluft gesendet. Der Handsandstreuer hat nur zwei Fallrohre und zwar für Sandung der Treibachsräder vor- und rückwärts. Die Fallrohre des Handsandstreuers münden in die entsprechenden Fallrohre des Preßluftsandstreuers ein. Der Sandkasten befindet sich auf dem ersten Kesselschuß zwischen dem Speisedom und dem Dom für den Naßdampfregler. Bei der 1 D 1 Maschine werden alle Kuppelräder von vorn durch Preßluft gesendet. Der Handsandstreuer führt in die Sandrohre für die erste und die letzte Kuppelachse. Besonders wirkungsvoll sind die Sandstreuervorrichtungen für die 1 F 2 Tenderlokomotiven ausgestaltet. Diese Lokomotive besitzt noch einen zweiten Sandkasten auf dem Langkessel hinter dem Dom für den Naßdampfregler. Es werden die Räder sämtlicher Kuppelachsen vorwärts und rückwärts gesendet. Die Handsandstreuer versorgen bei dieser Lokomotive die Fallrohre vor und hinter der dritten (Treibachse) und vierten Kuppelachse.

Zur Verhütung von Rauchniederschlag vor den Führerhausfenstern sind die Lokomotiven der Reihe 8 und 9 mit Windleitblechen seitlich der Rauchkammer nach Bauart der DRG. versehen. Die Windleitbleche sind oberhalb des Laufblechs in der Längsrichtung geteilt; der obere, seitlich abklappbare Teil ist mit einem Zuganker an dem Rauchkammermantel befestigt.

Das Führerhaus ist geräumig und in seinen Einzelteilen so weit wie möglich bei den verschiedenen Baureihen gleichartig ausgeführt. Es besitzt seitliche Schiebefenster und feste Fenster, ferner Drehfenster in der Vorderwand (bei 1 F 2 auch in der Rückwand). Das rechte Fenster in der Führerhausvorderwand ist mit einem für Fernbetätigung eingerichteten Fensterwischer ausgerüstet. Zur guten Durchlüftung befindet sich auf dem Dach des Führerhauses ein Lüftungsaufsatz mit seitlichen, durch einen Handhebel einstellbaren Jalousieklappen. An den beiden äußeren Seiten des Führerhauses befinden sich umklappbare Windschutzscheiben.

Die Wasservorräte der 1 F 2 Tenderlokomotive sind in Wasserkästen zu beiden Seiten des Langkessels, sowie einem Wasserkasten hinter der Führerhausrückwand untergebracht. Die seitlichen Wasserkästen sind mit dem hinteren Wasserkasten durch weite Rohre verbunden. Die seitlichen Wasserkästen reichen von dem ersten Drittel der Rauchkammer bis unmittelbar vor die Stehkesselvorderwand. Die Steh-

kesselseiten sind frei gelassen, um eine Zugänglichkeit zu den Waschlukn im Stehkessel und zu den Stehbolzen zu gewährleisten. Oberhalb des hinteren Wasserkastens befindet sich bei der 1 F 2 Tenderlokomotive der Kohlenkasten mit einem Fassungsraum von 10 t.

Die Lokomotiven sind mit elektrischer Beleuchtung ausgerüstet. Eine auf der linken Rauchkammerseite angeordnete Dampfturbodynamo Bauart AEG. liefert die elektrische Energie. Oben vor der Rauchkammertür befindet sich ein starker Streckenscheinwerfer (bei 1 F 2 auch oben an der Hinterwand des Kohlenkastens).

Alle drei Lokomotivtypen besitzen Dampfheizungseinrichtung.

Der Tender ist für die Lokomotiven der Reihe 8 und 9 vollkommen übereinstimmend. Er mußte mit Rücksicht auf den Radstand der Gesamtfahrzeuge möglichst kurz gebaut werden unter Beobachtung der Erfordernisse an Schnellzugmaschinen, nämlich eines großen Fassungsvermögens und ruhigen Laufes. Der Tender ist vierachsig und nach früherem bayerischen Muster vorn mit einem Drehgestell und hinten mit zwei festen Laufachsen ausgeführt. Der Tenderrahmen setzt sich aus drei Hauptteilen zusammen, einer durchlaufenden Formeisenkonstruktion, dem die festen Achsen umfassenden, außen liegenden Blechrahmen und der Tragkonstruktion zur Aufnahme des Drehzapfens für das vordere Drehgestell. Den vorderen Abschluß des Tenderrahmens bildet der Kuppelkasten, den hinteren der Pufferträger. Der Wasserkasten hat ein Fassungsvermögen von 30 m<sup>3</sup>. Auf jeder Seite des Wasserkastens befinden sich zwei lange Wassereinlauföffnungen mit Deckelverschluß. Der Aufbau für den Kohlenkasten zieht sich bis an die hintere Tenderwand durch. Das Fassungsvermögen des Kohlenkastens beträgt 11 t. Die Achsbuchsen für die Tenderachslager sind nach der Bauart Isothermos ausgeführt.

Die nachstehende Zusammenstellung gibt Aufschluß über die wichtigsten austauschbaren Einzelteile für die drei beschriebenen Lokomotivtypen. Soweit Einzelteile übereinstimmen, ist dies in der betreffenden Rubrik durch ein × gekennzeichnet; im Falle der Abweichung ist ein — vermerkt.

Wie die nachstehenden Ausführungen zeigen, ist trotz der schwierigen Vorbedingungen für den Entwurf und trotz der wesentlich abweichenden Betriebsverhältnisse für die

Teile	1 D 1 Schnellzuglokomotive Reihe 8	1 E-Personenzuglokomotive Reihe 9	1 F 2 Tenderlokomotive Reihe 4
Kessel vollständig einschl. grober und feiner Armatur, jedoch ausschl. Aschkasten, Standrohr, sowie Ein- und Ausströmröhre .	×	×	×
Gleitbahnträger . . . . .	×	×	×
Pufferträger, Puffer, Zughaken u. Kupplung .	×	×	×
Achsgabelstege . . . . .	×	×	×
Vorderes Drehgestell. . . . .	×	×	×
Einzelteile zum Führerhaus . . . . .	×	×	×
Schieber, Schieberbuchse, Schieberkasten- deckel, Schieberstangenstopfbuchse und Schieberstangenführung . . . . .	×	×	×
Druckausgleicher mit Anstellvorrichtung, Zylinder-Sicherheitsventil und Luftsaug- ventil . . . . .	×	×	×
Schwinge . . . . .	×	×	×
Voreilhebel und Lenkerstange . . . . .	×	×	×
Schmiergefäße und Deckel . . . . .	×	×	×
Bremsbalken, Bremsgehängeträger, Brems- klotzhängeeisen und Bremsklötze . . . . .	×	×	×
Gegendruckbremse und Ventil dazu . . . . .	×	×	×
Kreuzkopf . . . . .	—	×	×
Steuerschraube mit Bock und Untersatz am Kessel . . . . .	×	×	×
1. und 2. Kuppelstange vollständig . . . . .	×	×	—
Tender vollständig . . . . .	×	×	—

drei Lokomotivtypen eine Übereinstimmung der Einzelteile in sehr beachtlichem Umfange erreicht worden. Die Generaldirektion der Bulgarischen Staatsbahn hat durch ständige Mitarbeit bei der konstruktiven Entwicklung der Lokomotiven die Erreichung des gesetzten Zieles wesentlich gefördert. Betrieblich wirkt sich diese Vereinheitlichung aus in Abkürzung der Ausbesserungszeiten und Ersparnissen im Umfange des erforderlichen Ersatzteillagers.

## Die Gegendruckbremse der Dampflokomotive auf Steilbahnen.

Von O. Günther, Oberingenieur der Maschinenfabrik Esslingen in Esslingen a. N.

Die Gegendruckbremse wird heute noch in Gefahrfällen wie bei Einführung der Lokomotive angewendet, indem der Lokomotivführer nach Verlegen der Steuerung entgegen der Fahrtrichtung den Regler öffnet und Kesseldampf vor den Lokomotivkolben treten läßt.

Die Nachteile dieser Dampfbremse, das Einsaugen der Rauchkammerngase in den Zylinder und Pressen in den Kessel, suchte Le Chatelier 1865 durch Einführung von Dampf und später von Dampf und Kesselwasser in die Ausströmung des Zylinders zu verringern. Landsee und Krauss vermieden das Einsaugen der Rauchkammerngase, indem die Ausströmung des Zylinders von der Rauchkammer abgesperrt und der vor den Kolben geführte Dampf wieder in den Kessel zurückgedrückt wurde. Mars und Aiken und zugleich von diesen unabhängig Grüninger vermieden auch das Zurückdrücken in den Kessel, indem der Kolben Luft aus dem Freien durch die von der Rauchkammer abgeschlossene Ausströmung des Zylinders ansaugt und bei geschlossenem Regler durch ein Drosselventil wieder ins Freie drückt.

Diese Luftdruckgegenbremse wurde 1869 von Riggenbach auf der Rigibahn eingeführt und wird heute noch allgemein

als Riggenbachsche Gegendruckbremse auf Steilbahnen angewendet. Zur Kühlung des Zylinders wird an Stelle kalten Wassers in neuerer Zeit wieder Kesselwasser benutzt, dessen bessere Kühlwirkung infolge Verdampfung einer größeren Wassermenge und Bindung einer größeren Wärmemenge im Dampf bereits Le Chatelier 1866 erkannte und anwandte.

Die Weiterentwicklung der Gegendruckbremse ist durch die inzwischen aufgekommenen, durch Luftdruck betätigten Reibungsbremsen gehemmt worden. Zur Zeit der ersten Anwendung der Riggenbachschen Gegendruckbremse trat Westinghouse mit der einfachen und 1872 mit der selbsttätigen Druckluftbremse mit Vollbremswirkung hervor, der die Zweikammerluftbremse als Hardybremse und neuerdings die ebenfalls auch im Lösen abstufbaren Druckluftbremsen von Kunze-Knorr und Westinghouse und anderen folgten. Doch sind diese Reibungsbremsen auf größerem Gefälle wegen des starken Verschleißes der Bremssteile und der dabei auftretenden Wärmenentwicklung nur zum Halten des Zuges anwendbar, während zur Aufnahme der Schwerkraftkomponente des Zuges auf längerer Strecke die Bremsarbeit sicherer und wirtschaftlicherer mit der Riggenbachschen

Bremse verrichtet wird, die bei der Talfahrt die Lokomotivdampfmaschine als Luftkompressor ausnützt.

R. Z. hinten  $\epsilon = 80\%$   
Diagrammhöhe 6 mm = 1 at

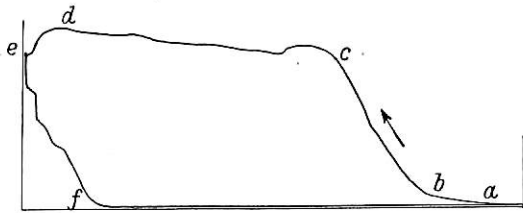


Abb. 1. E - h 4 v-Lokomotive D. R.  
 $f = 14,1 \text{ cm}^2$ ;  $h = 4,83 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 2,8 \text{ kg/cm}^2$

R. Z. hinten  $v = 8,5 \text{ km/h}$  Fahrgeschwindigkeit  
 $\epsilon = 75\%$  Füllung  
 $t = 235/250^\circ \text{ C}$  Dampfeintrittstemperatur

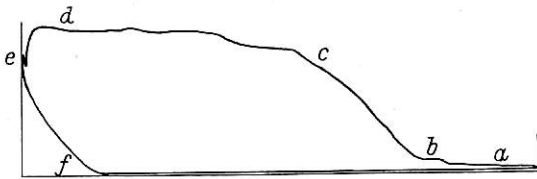


Abb. 2. 1 B 2 Zahnradlokomotive  
 $f = 12 \text{ cm}^2$ ;  $h = 8,16 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 4,71 \text{ kg/cm}^2$

R. Z. hinten  $v = 7,9 \text{ km/h}$  Fahrgeschwindigkeit  
 $\epsilon = 75\%$  Füllung  
 $t = 280/260^\circ \text{ C}$  Dampfeintrittstemperatur  
Diagrammhöhe 3 mm = 1 at

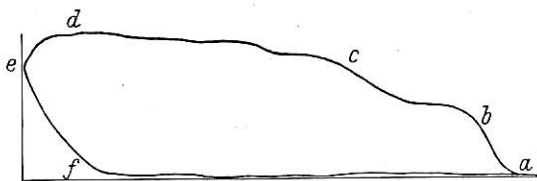


Abb. 3. 1 B 2 Zahnradlokomotive mit Vorfüllventil  
 $f = 13,2 \text{ cm}^2$ ;  $h = 7,54 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 5,1 \text{ kg/cm}^2$

R. Z. hinten

R. Z. vorn  
 $V = 9,1 \text{ km/h}$  Fahrgeschwindigkeit  
 $\epsilon = 65\%$  Füllung  
 $t = 280^\circ \text{ C}$  Dampfeintrittstemperatur  
Diagrammhöhe: 3 mm = 1 at



Abb. 4.  
 $f = 14,4 \text{ cm}^2$ ;  $h = 7,45 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 5,71 \text{ kg/cm}^2$

L. Z. hinten

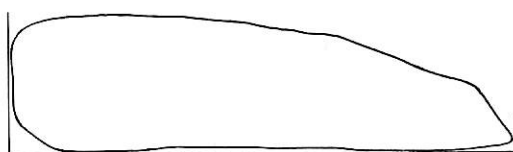


Abb. 6.  
 $f = 14,8 \text{ cm}^2$ ;  $h = 7,86 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 5,94 \text{ kg/cm}^2$

Freien in den Lokomotivzylinder ein und drückt sie in den Schieberkasten und durch ein Drosselventil wieder ins Freie. Bei auf größte Füllung des Zylinders, entgegen der Fahrtrichtung, ausgelegter Steuerung saugt der Kolben die Luft ein von „Ende der Ausströmung“ — wenn die Bezeichnung der entscheidenden Schieberstellung angewendet wird, wie sie für die Dampfverteilung bei der normalen Lokomotivleistung geläufig ist, — entsprechend einer Stellung des Kolbens von annähernd 8 % seines Hubes aus der Totlage, bis „Beginn der Vorausströmung“, bei der Kolbenstellung von annähernd 8 % des anderen Hubes aus der Totlage. Die im Zylinder eingeschlossene Luft wird bis „Ende der Einströmung“ bei annähernd 25 % Kolbenhub zusammengedrückt und nun mit der vom Schieberkasten zuströmenden Luft bis zum Hubwechsel in den Schieberkasten und den mit diesem verbundenen Räumen gedrückt. Von „Beginn der Voreinströmung“ bei annähernd 0,5 % Hub nach dem Wechsel bis „Ende der Ausströmung“ bei annähernd 8 % Hub dehnt sich die im Zylinder eingeschlossene Luft und wird dann wieder mit dem Freien in Verbindung gebracht. In dem Bremsdiagramm Abb. 1 der Zahnradmaschine der E-Vierzylinder-Verbundlokomotive der Deutschen Reichsbahn, die auf dem Gefälle Lichtenstein-Honau mit 100‰ bei der Arbeit der Lokomotive in Zwillingwirkung aufgenommen wurden, sind von a bis b das Zusammendrücken, von b bis c das Zuströmen aus dem Schieberkasten, von c bis d das Drücken der Luft in den Schieberkasten, von d bis e Druckabfall, da bei d der Schieber des anderen Zylinders die Zuströmung in diesen freigibt und von e bis f die Dehnung ersichtlich. Die Drücke sind niedrig, sowohl der mittlere Bremsdruck, infolge der Verbundanordnung der Reibungs- und Zahnradmaschine bei der Bergfahrt, als auch der höchste Druck, da an den Schieberkasten ein Verbinderraum von 2,82fachem Inhalt des Zylinderraumes angeschlossen ist.

Der späte Beginn des Zuströmens bei b, sowie das späte Ende der Dehnung bei f sind die wesentlichsten Merkmale einer Gegendruckbremse gewöhnlicher Bauart, wie es in dem Bremsdiagramm der Abb. 2 erkenntlich ist. Das Diagramm wurde an einer 1 B 2 reinen Zahnradlokomotive in 250‰ Gefälle aufgenommen. Während die Reichsbahn-

R. Z. vorn



Abb. 5.  
 $f = 13,8 \text{ cm}^2$ ;  $h = 7,15 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 5,48 \text{ kg/cm}^2$

L. Z. vorn



Abb. 7.  
 $f = 14,0 \text{ cm}^2$ ;  $h = 7,4 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 5,76 \text{ kg/cm}^2$

Die Riggenbachsche Bremse, wie sie allgemein jetzt noch ausgeführt wird, saugt mit dem Kolben Luft aus dem

lokomotive eine größte Füllung von 80 % hat, ist sie bei dieser Lokomotive baulich auf 75 % begrenzt. Die Zuströmung



beginnt demnach, wenn der Kolben bereits 25% seines Hubes und bei 8,5 km/h Fahrgeschwindigkeit eine Geschwindigkeit von 2,4 m/sec angenommen hat. Der Druck vor dem Kolben steigt folglich langsam bis auf rund 8,4 at bei einem mittleren Druck von 4,7 at und wirkt nach dem Hubwechsel hinter dem Kolben antreibend bis zum Ende der Dehnung bei f.

Bei den Gegendruckbremsen sind Bremsdrücke bis zu 13 at gebräuchlich, und höher anwendbar, wenn zur Vermeidung einer Ölexplosion für ausreichende Kühlung der

L. Z. hinten

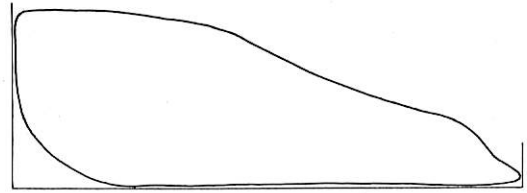


Abb. 8.  $f = 16,2 \text{ cm}^2$ ;  $h = 9,9 \text{ kg/cm}^2$ ;  $p_i = 6,43 \text{ kg/cm}^2$

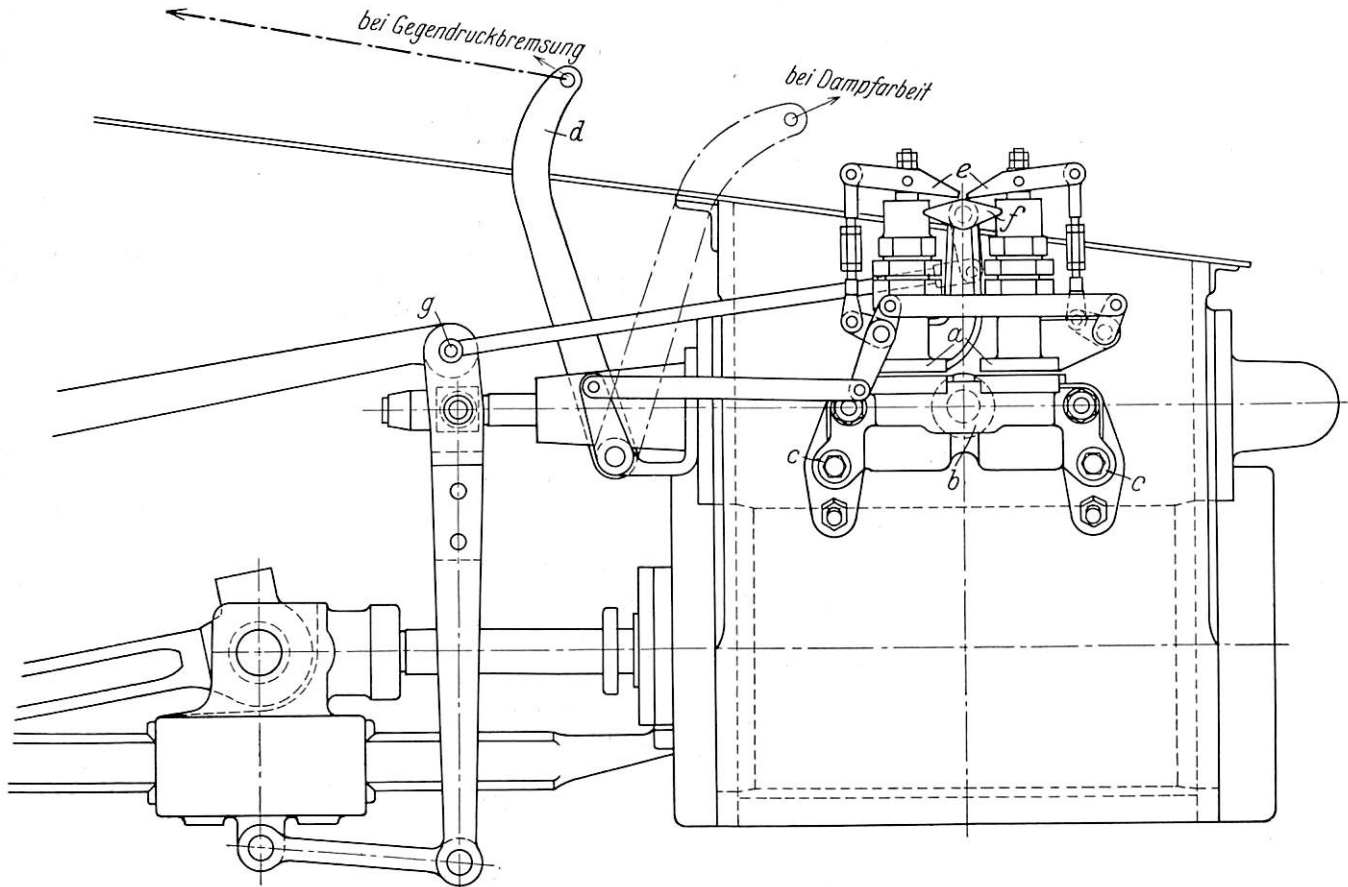


Abb. 9. Anordnung des Vorventils.

Luft und geeignete Schmierung der Zylinder gesorgt ist, doch verbürgen solch hohe Drücke keine Sicherheit der Bremse mehr, da die Drosselverluste der Luft, wie aus der Völligkeit der angeführten Diagramme hervorgeht, ganz von der Fahrgeschwindigkeit abhängen. Eine geringe Erhöhung der Geschwindigkeit steigert bei gleichem mittlerem Druck, also bei gleichbleibender Bremskraft, den Höchstdruck, der gewöhnlich durch den Kesseldruck mit annähernd 14 at begrenzt ist. Bei Überschreitung dieser Grenze verringert sich der mittlere Druck und die Bremse ist nicht mehr imstande, eine Fahrbeschleunigung zu unterdrücken.

Bremsdrücke von 13 at sind bis annähernd 400° C Lufttemperatur und der bei Heißdampflokomotiven üblichen Schmierung angewendet worden, doch hinterläßt das in der Regel etwas angefettete Öl in den Zylindern beim Luftbetrieb leicht Rückstände und von der Verwendung eines besser geeigneten Öles besonders für die Talfahrt und Anbringung eines weiteren Ölers wird gern Abstand genommen, so daß auch aus diesem Grunde geringere Drücke und Temperaturen der Bremsluft angestrebt werden. In diesem Sinne erhielt die 1 B 2-Lokomotive, deren Leistungsgarantie nachträglich von 15 auf 20 t Wagengewicht erhöht worden war, die in den Abb. 9 und 10 dargestellten Vorfüllventile. Die Ventile a sind zwischen dem Anschluß b des Schieberkastens und den An-

schlüssen c der Zylinderkanäle angeordnet und werden bei der Dampfarbeit gewöhnlich nicht gesteuert. Bei der Stellung des Hebels d für Gegendruckbremsung kommen Ventilhebel e in den Steuerbereich des Daumenhebels f, der vom Gelenkbolzen g der Schieberstange, also ohne Vorfüllung, bewegt wird. Die Ventile werden erst von 60% Füllung ab gesteuert und vergrößern die Füllung von 75% bis zu „Vorausströmung“ auf 92%. Die Vorfüllung, vergl. Abb. 3, beginnt demnach bei 8% des Hubes und einer Kolbengeschwindigkeit von 1,5 m/sec bei gleichfalls 8,5 km/h Fahrgeschwindigkeit, bringt folglich schnelleres Ansteigen des Druckes vor dem Kolbe und erfordert für den mittleren Druck von 5,1 at nur einen Höchstdruck von rund 7,6 at.

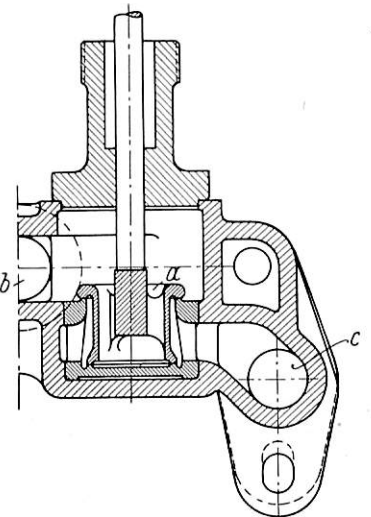


Abb. 10. Schnitt durch eine Ventilhälfte.

In dem Diagramm Abb. 3 fällt auf, daß das Auffüllen bei annähernd 12 bis 30% des Hubes unterbrochen wird, was sich durch das Auffüllen des anderen Zylinders erklärt. Die

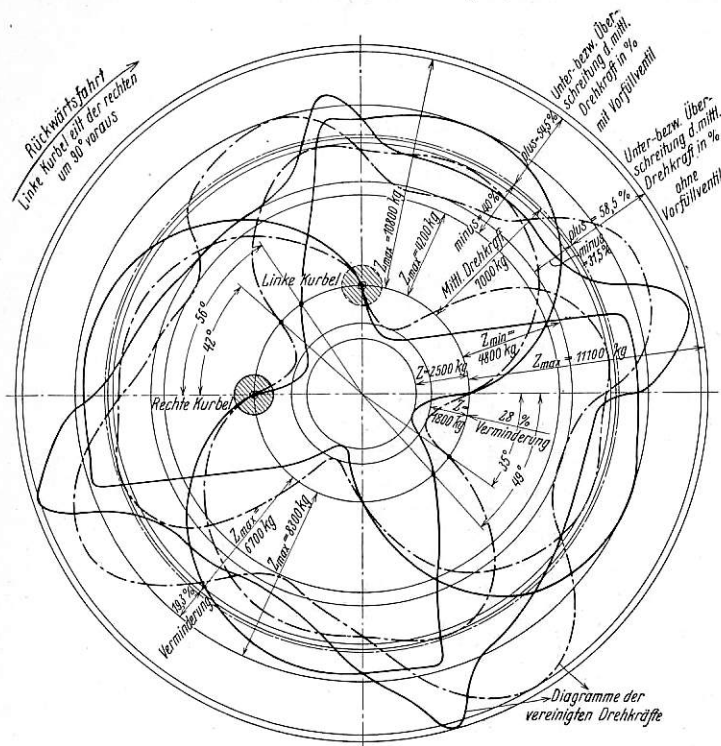


Abb. 11.

Erklärung:

— ohne Vorventil  
 - - - mit Vorventil  
 Verhältnis:  $\frac{\text{Kurbelhalbmesser}}{\text{Pleuellstangenlänge}} = \frac{1}{6,26}$   
 Gesamte Einströmräume = 2,16 Zylindervolumen.

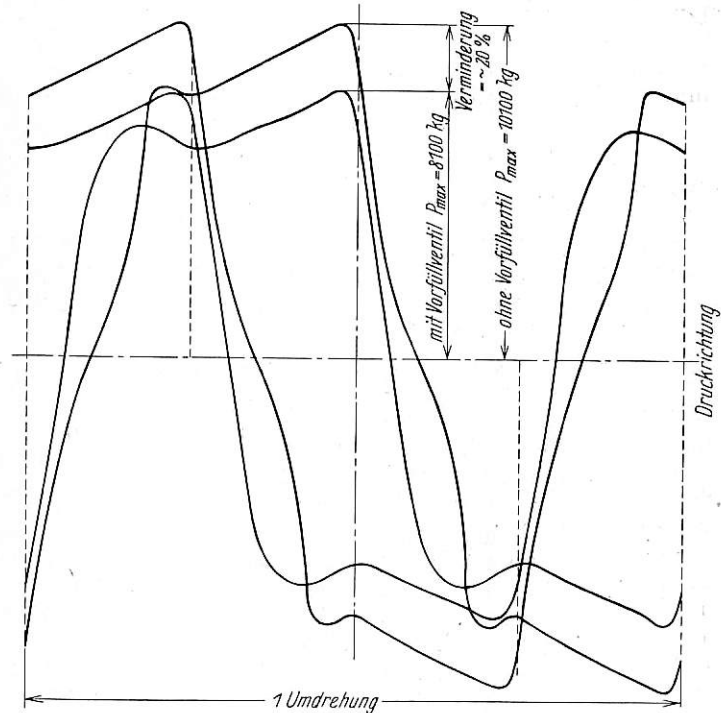


Abb. 12. Zapfendrucke ohne und mit Vorventil bei Bremsung mit der Gegendruckbremse für einen mittleren Zylinderdruck von  $p_m = 5,2$  atü.

Steuerung ist gut ausgemittelt, wie die Diagramme der Bergfahrt mit den in Frage kommenden Füllungen Abb. 4 bis 7 zeigen.

Der wesentliche Unterschied in der Druckverteilung der bei den Steuerungen mit und ohne Vorfüllventile — der Höchstdruck beträgt ohne Ventil 8,4 at bei dem mittleren Druck von 4,7 at Abb. 2, und mit Ventil nach Abb. 3 7,6 at bei dem mittleren Druck von 5,1 at — geht aus dem Drehkraftdiagramm Abb. 11 hervor. Unter der Annahme eines gleichen mittleren Druckes auf dem Pleuellstange von 5,2 at/cm<sup>2</sup> für beide Steuerungen ist der Verlauf der auftretenden Zapfendrucke mit und ohne Ventil bei einer Umdrehung in dem Dia-

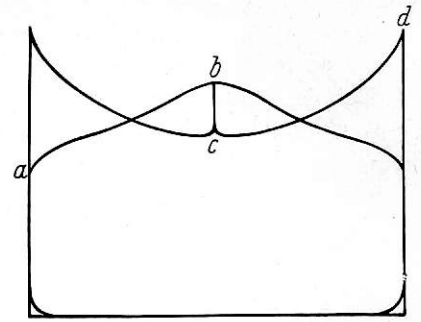


Abb. 13.  
 Diagramm f. 100%  $\epsilon$   
 $p_i = 5,2$  kg/cm<sup>2</sup>  $h = 7,6$  kg/cm<sup>2</sup>.

gramm Abb. 12 dargestellt. Diese Drücke sind aus den Luftdruckdiagrammen mit dem schädlichen Raum von 8,6% hinten und 8,1% vorn und dem Einströmräume vom Schieber bis zum Regler gleich dem 2,16fachen Zylindervolumen abgeleitet, wobei eine gleichmäßige Abströmung der Druckluft durch das Drosselventil angenommen ist. Die Luftdiagramme stimmen bei dieser Annahme im Druckverlauf mit den Indikatorgrammen Abb. 2 bzw. 3 gut überein. Die Drehkräfte sind in dem Diagramm Abb. 11 mit Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge, aber ohne Massendrücke des Triebwerkes eingetragen; sie sind bei der Steuerung mit Ventilen gleichmäßiger und zwar ist die größte bremsende Kraft an jeder Pleuellstange um 19,3%, die größte treibende um 28%, und die größte aus den Kräften beider Pleuellstangen resultierende Kraft um 4% geringer als die entsprechende Kraft ohne Ventile.

Da erst bei 8% bzw. 25% des Hubes die Zuströmung beginnt und die Dehnung bei 12% des Hubes endet, tritt, wie aus dem Diagramm Abb. 11 hervorgeht, der Druckwechsel im Pleuellstangentrieb ein bei einem Pleuellstangenwinkel von 42 bzw. 35° mit Ventil, und ohne Ventil sogar erst bei 56 bzw. 49°. Die Drücke wechseln schroff aus dem Negativen ins Positive, wachsen rasch nahezu zur maximalen Größe und werden bei diesen Pleuellstangenstellungen zum größeren Teil als Drehkräfte

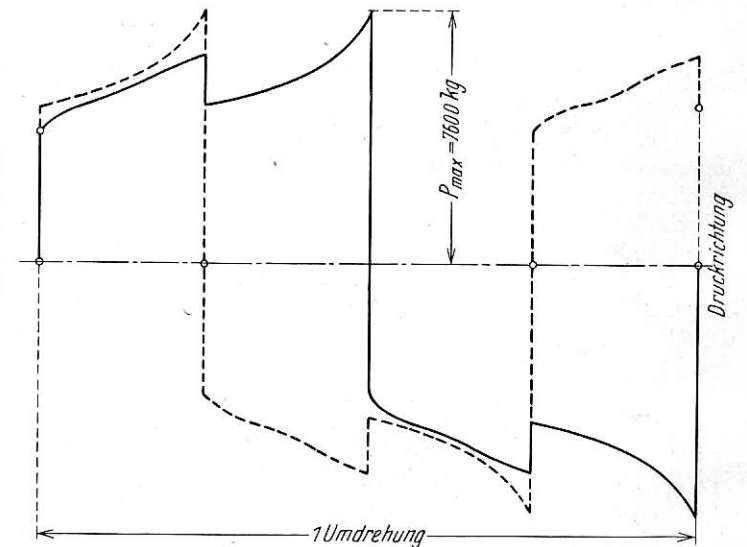


Abb. 14. Zapfendrucke bei Bremsung mit Gegendruckbremse für einen mittleren Zylinderdruck von  $p_m = 5,2$  atü.

unvermittelt in den Zahnradtrieb geleitet, so daß das Triebwerk und der Oberbau, bei elastischem Puffer mit geringem Arbeitsvermögen auch der Wagen, bei der Talfahrt wesentlich mehr beansprucht wird als bei der Bergfahrt.



gänge des Federrings beim Nachziehen der Mutter ganz aufeinander preßt. Dann wirken die harten Spurschläge auf den Federring wie auf eine eiserne Platte. Das Gewinde ist nicht mehr elastisch geschützt, sondern wird wie bei der harten Verspannung geschlagen. Von dem Augenblick an, wo bei der Einspannung die Federgänge aufeinanderliegen, bis zur Erreichung der höchstzulässigen Vorspannung ist die lineare Zusammendrückung von Eisenfläche auf Eisenfläche gleich Null und im Belastungsfalle wird durch die lineare elastische Eindrückung der belasteten Schiene sofort die Vorspannung wieder bis unterhalb der maximalen, ungenügenden Feder-spannung vermindert. Die Sicherheit der Verspannung ist also dann bei belasteter Schiene wiederum ungenügend. Ob der Federring mit Spiel oder prall eingespannt wird, immer bleibt die Verspannung instabil, immer bleibt die Spannungsreserve zu klein, die Reibung zu gering, um die Lockerung der Mutter zu verhindern, so daß dauernd Bewegung und Verschleiß im Schienenlager vorhanden ist. Dazu kommt die

jahr. Das Spannungsbild verschlechtert sich: un stabile Verspannung in erhöhtem Maße, ungenügende Spannungsreserve, daher Lockerung der Mutter, Bewegung und Verschleiß.

Vom doppelten Federring ging man neuerdings zur Bochumer Einloch-Spannplatte über. Ihre Spannkraft (2800 bis 3900) entspricht der höchstzulässigen Vorspannung des Schraubenhalses. Der Federweg beträgt 2 mm. Doch löst auch dieses Feder mittel die Frage der Verspannung weder statisch noch dynamisch. Statisch nicht, weil die Beanspruchung beim vollen Federweg wie beim Federring bis nahe an die Bruchgrenze geht; dynamisch nicht, weil die Punktauflage der Preßflächen an der Mutter und an der Klemmplatte durch raschen Verschleiß Spannungsabfall herbeiführt. Also auch hier keine Stabilität der Verspannung, kein Verlaß auf die Verspannung.

Die vorausgehende Kritik lehrt uns die Forderungen, die wir an die Schraubensicherung zu stellen haben:

1. Das Gewinde muß gegen die Spurschläge durch ein dauerhaft-hartelastisches Zwischenglied zwischen Preßfläche der Mutter und der Klemmplatte geschützt werden.

2. Dieses hartelastische Zwischenglied muß erlauben, daß die Pressung zwischen Mutter und Klemmplatte den durch die Festigkeit des Schraubenschaftes bedingten höchsten Grad erreichen kann, ohne Elastizität einzubüßen.

3. Das Zwischenglied muß aber darüber hinaus noch eine so große lineare elastische Zusammenpressung zulassen, daß diese ein Vielfaches der linearen elastischen Eindrückung der belasteten Schiene in ihre Unterlage ist.

4. Die Eindrückung der belasteten Schiene in ihre Unterlage muß so klein als nur möglich gehalten werden. Es darf also zwischen Schienenfuß und Unterlage nur ein ganz hartelastisches Material in so geringer Stärke eingelegt werden, daß gerade nur die Unebenheiten der Eisenflächen ausgeglichen werden, um gleich von Anfang an den stabilen Zustand der Verspannung herbeizuführen.

Gelegentlich der Erprobung von Eisenbetonschwellen, die in der Schnellzugstrecke München—Rosenheim vor Station Haar im Jahre 1926 verlegt wurden, hat sich „Loessl-Elastik“ als ein Stoff erwiesen, der sich, wenn er unter Verspannung steht, als hartelastisches Kissen vorzüglich eignet, weil er die in obigen vier Punkten aufgestellten Forderungen erfüllt. Loessl-Elastik ist ein hartelastischer, gegen Temperatur- und Witterungseinflüsse genügend widerstandsfähiger Stoff solcher Druckfestigkeit, daß er den auftretenden höchsten Betriebsdrücken ohne Einbuße an Stärke und Elastizität zuverlässig und dauernd widersteht. Loessl-Elastik läßt sich in beliebigen Stärken bis herunter zu 2 mm herstellen. Die im Eisenbahnbetrieb vorkommende höchste Flächenpressung beträgt nur  $\frac{1}{8}$  der im Walzvorgang aufgewendeten Fabrikationspressung des Stoffes. Nach dem Prüfungsergebnis der Bayrischen Landesgewerbeanstalt Nürnberg beträgt der Federweg des Loessl-Elastik bei einer Stoffstärke von 8 mm unter der größten Vorspannung von 2850 kg (= 250 kg/cm<sup>2</sup>), die der Schraubenschaft zuläßt, nur 1 mm, bei einer Stoffstärke von 2 mm unter dem größten Betriebsdruck von 10000 kg (= 50 kg/cm<sup>2</sup>) nur  $\frac{1}{20}$  mm. Loessl ersetzt den Federring durch eine möglichst dicke Elastikringscheibe und die Pappelholzplatte durch eine möglichst dünne Elastikplatte. Die 8 mm starke Elastikringscheibe ermöglicht von vornherein ein Andrehen der Mutter bis zur höchstzulässigen Vorspannung des Schraubenschaftes, die 2 mm starke Elastikplatte unter dem Schienenfuß gleicht die Unebenheiten der Auflagerflächen der verspannten Oberbauteile aus, ohne unter den Betriebslasten an Stärke einzubüßen. Die elastische Kissenverspannung\*) „Bauart Loessl“ besteht demnach darin, daß zu beiden Zwischenlagen der

\*) In allen Staaten geschützt.

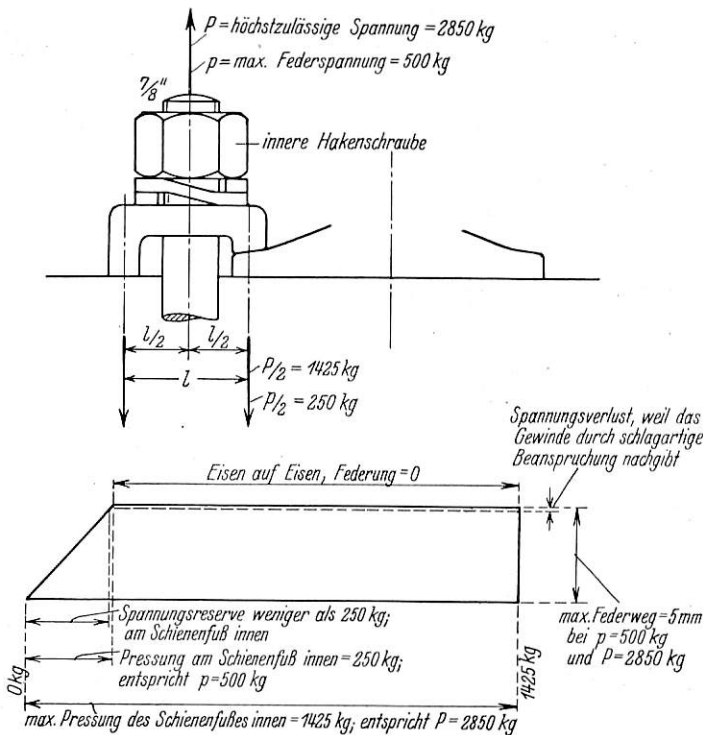


Abb. 1.

Gefahr der Überanstrengung, weil der Federring mit 100% in Anspruch genommen ist. Für eine so große Federspannung, wie sie die höchstzulässige Vorspannung von 2850 kg in der Hakenschraube verlangt, kann man nicht den genügenden Querschnitt des federnden Metalls heranbringen. Der wertvolle, im Federring steckende Federstahl kann zur Erzielung einer dauernd wirksamen Federung nicht genügend ausgenützt werden; denn die Spannkraft beruht allein auf der Streckung des kurzen, geknickten Teils, während der ganze übrige Ring an der Spannung unbeteiligt ist und nichts dazu beiträgt. Die Verspannung verliert aber vollends ihren Sinn, wenn man unter die Schiene eine Pappelholzplatte legt, in die sich die Schiene im Belastungsfalle wie in ein weiches Kissen eindrücken kann und dadurch der Verspannung ausweicht. Die Pappelholzplatte zeichnet sich zwar vor anderen Holzarten durch große Zähigkeit und Widerstandsfähigkeit der Faser gegen Zerreiben aus, aber sie braucht, wie jede Platte aus gewachsenem Holz, eine gewisse Zeit, bis sie unter der Hammerwirkung der Betriebslasten ihre Plastizität überwunden hat. Diese bleibenden Formänderungen vollziehen sich zum Nachteil der Bahnunterhaltung im ersten Betriebs-

gleiche geeignete hartelastische Stoff in entsprechenden Stärkeverhältnissen verwendet wird.

Wie gestalten sich nun die Spannungsverhältnisse?

Der Druck der Mutter auf die Klemmplatte beträgt 2850 kg. Die ringförmige Anlagefläche der Elastikscheibe beträgt 11,3 cm<sup>2</sup>. Demnach ist der Flächendruck 2850:11,3 = 250 kg/cm<sup>2</sup>.

Der Druck des Schienenfußes auf seine Unterlage wird mit  $\frac{4}{5}$  des größten Raddruckes von 12,5 t, also mit 10000 kg in Rechnung gesetzt werden dürfen. Die Auflagefläche der Schiene beträgt  $12,5 \times 16,0 = 200$  cm<sup>2</sup>. Demnach ist der Flächendruck  $10000:200 = 50$  kg/cm<sup>2</sup>. Die lineare elastische Zusammenpressung des hartelastischen Stoffes kann mit genügender Genauigkeit verhältnismäßig der Pressung und den Stärken der Beilagen gesetzt werden. Dann verhält sich die lineare elastische Zusammenpressung der 2 mm-Platte zur linearen elastischen Zusammenpressung der 8 mm-Scheibe

$$Z:X = 50 \times 2:250 \times 8 = 1:20,$$

d. h. bei stärkster Belastung wird die Vorspannung nur um

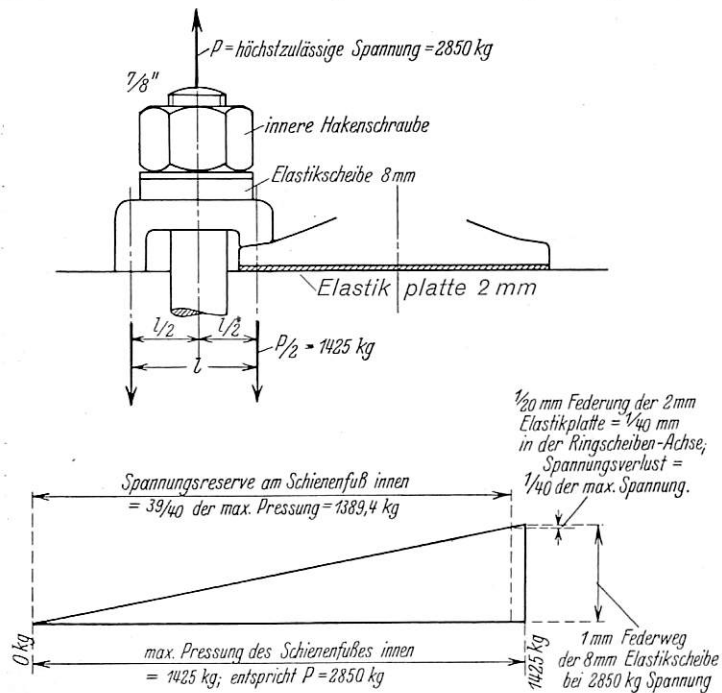


Abb. 2.

$\frac{1}{20}$  am Schienenfuß oder bei gleichschenkeliger Klemmplattenanordnung nur um  $\frac{1}{40}$  in der Ringscheibenachse vermindert.

Abb. 2 zeigt das Spannungsbild: Die große Spannungsreserve in der Elastikscheibe von 1389 kg, d. i.  $\frac{39}{40}$  der maximalen Pressung läßt ein natürliches Federspiel des Stoffes zu und zwar in Grenzen, die nur  $\frac{1}{8}$  der Fabrikationspressung in Anspruch nehmen. Sie verhindert die Lockerung der Mutter, weil in allen Belastungsfällen eine genügend große Reibung im Gewinde erhalten bleibt. Die hohe Spannungsreserve schont das Gewinde, weil die schlagartigen Spurstöße genügend elastisch abgedämpft übertragen werden. Die Verspannung ist von Anfang an stabil und bleibt es.

Ein im Gleis München-Rosenheim vor dem Bahnhof München-Ost und im Gleis Rosenheim-München zwischen den Stationen Haar und Gronsdorf vor 3 Jahren ausgeführter praktischer Versuch im Reichsbahnoberbau B auf Eisen-schwellen und K auf Holzschwellen bewies, daß die Loess-Elastik-Kissenverspannung die Frage der dauernd wirksamen, unlösbar festen Verspannung befriedigend löst. Die Schrauben, erstmals schon mit einem 1,2 m langen Schraubenschlüssel

von einem Mann mit aller Kraft angezogen und nach wenigen Wochen Betrieb mit einem zweimännigen Schlüssel von zwei Mann nochmals nachgezogen, lockerten sich in den 3 Jahren stärkster Betriebsbelastung nicht.

Abb. 3 zeigt die nach 3 Jahren ausgebauten elastischen Zwischenlagen. Die große Platte lag unter der eisernen Unterlegplatte zur Schonung der Weichholzschwelle. Sie zeigt deutlich die Maserung des Holzes, auf dem sie auflag. Die kleine Platte lag zwischen Schienenfuß und Unterlegplatte.

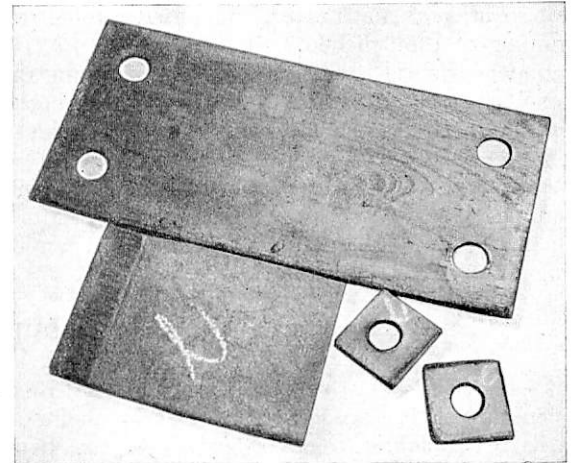


Abb. 3.

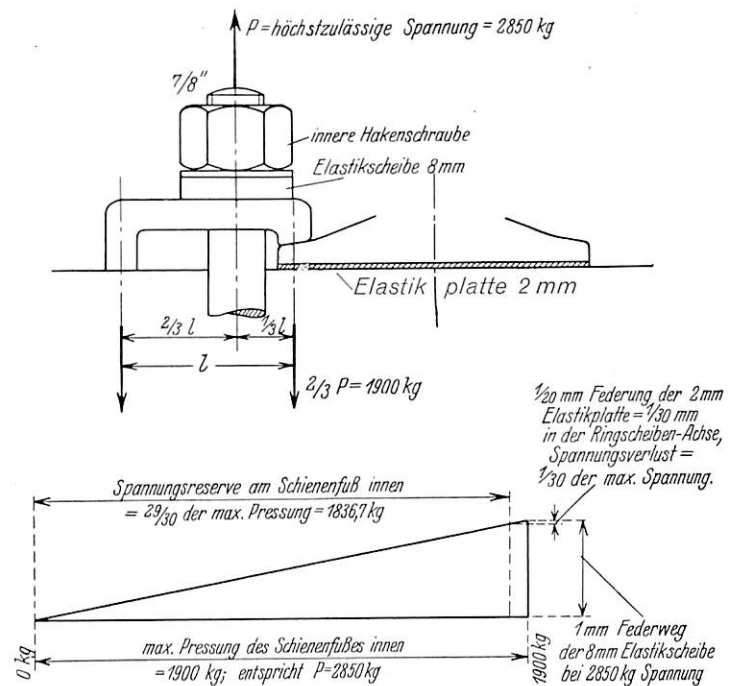


Abb. 4.

Die Scheiben, damals noch quadratisch, jetzt ringförmig, ersetzen die Federringe. Scheiben und Platten zeigen nach 3jähriger Benutzung nicht die geringste Veränderung ihrer Form, Stärke und Elastizität. Die überstehenden Ränder quellen auf und sind überflüssig.

Die Güte der Verspannung ist maßgebend für die Lebensdauer des Oberbaus. Lockere Verspannung erzeugt frühzeitige Ermüdung und daher raschen Verschleiß des Oberbaus. Dauernd feste Verspannung dagegen läßt keinen Spielraum und daher keine Bewegung in den verspannten Teilen des Oberbaus aufkommen; wo keine Bewegung ist, ist auch kein Verschleiß.

Es muß noch hervorgehoben werden, daß die 2 mm-Elastikplatte unter dem Schienenfuß nur in einem neuen Oberbau Zweck hat, wo sie zum Ausgleich der Unebenheiten der gepreßten Eisenflächen dient. In einem altbrauchbaren Oberbau sind diese Flächen bereits soweit abgeschliffen, daß die stabile Verspannung durch die 8 mm-Elastikringscheibe allein besorgt wird. Ist jedoch in einem altbrauchbaren Oberbau der Verschleißprozeß bereits weit vorgeschritten, so kann die Einlage einer dünnen Elastikplatte wieder notwendig werden. In diesem Falle dient sie aber zur Hebung der Schiene, sozusagen als Futter, um wieder eine wirksame Verspannung zu ermöglichen.

Besonders wichtig ist die richtige Verspannung im Eisen-schwellenoberbau, weil hier das Würgen der Hakenschraube infolge Durchbiegung der eisernen Schwellendecke im Belastungsfalle einen zusätzlichen Spannungsabfall erzeugt. Es besteht daher aller Anlaß, hier alle Mittel anzuwenden, die Spannungsreserve noch zu steigern. Dies kann einfach dadurch geschehen, daß man die Klemmplatte an der Verspannung mitarbeiten läßt.

Abb. 4 zeigt, daß durch ein günstigeres Hebelarmverhältnis der beiden Klemmplattenschenkel die Spannungsreserve noch wesentlich erhöht werden kann. Bei richtiger Verspannung verschwinden auch die lästigen Fahrgeräusche des Eisenschwellenoberbaus.

Zum Schlusse noch ein Wort über das Wandern der Schiene. Bekanntlich fördert Lockerung der Verspannung das Wandern der Schienen am allermeisten. Es ist eine durchaus irri-ge Ansicht, daß eine zwischen Schienenfuß und Unterlage gelegte Pappelholzplatte das Wandern beheben könne, weil die Zwischenlage fest an den Eisenflächen anlebe. Nicht die Zwischenlage, sondern die dauernd feste Verspannung hält das Wandern auf. Bei lockerer Verspannung werden selbst die härtesten Zwischenlagen zerrieben und seitlich herausgequetscht. Zerreibung der Zwischenlage ist immer ein untrügliches Zeichen einer gelockerten Verspannung. Die elastische Zwischenlage ist geradezu der feinfühligste Gradmesser dafür, ob die Verspannung in allen Belastungsfällen ausreichend ist und bleibt. Ist das der Fall, so kann auch die Schiene nicht wandern.

## Abweichungen von der Spurweite.

Von Dr. Saller.

Seit einigen Jahren verfügt die Deutsche Reichsbahn über einen neuzeitlich ausgestatteten Oberbaumeßwagen, der selbsttätig bei Befahren eines Gleises alle zur Beurteilung des Unterhaltungszustandes nötigen Schaulinien aufzeichnet (mit Ausnahme der Schaulinien für das Gefälle und damit auch für die Gefällswechsel). Schon 1929 wurden mittels des Meßwagens 23000 km durchgehende Gleise auf ihren betriebssicheren Zustand untersucht. 1930 waren es 32000 km. Die Beobachtung soll immer weiter ausgedehnt werden. Die Beschaffung eines zweiten Meßwagens ist beschlossen. Es wird dann alljährlich wohl fast die ganze Länge der durchgehenden Betriebsgleise befahren werden können. Damit werden Beobachtungen in einem Umfang gesammelt, an den früher nicht entfernt zu denken war. Aufgabe wird es sein, dieser Stoff entsprechend zu verwerten.

Es wird möglich sein, an Hand dieser Grundlagen manche bestehende Vorschriften auf ihre Zweckmäßigkeit und wirtschaftliche Wirkung nachzuprüfen. Es soll hier an Hand unserer Vorschriften besonders von den Spurerweiterungen gehandelt werden.

Die neuen Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahn sagen in § 6(3), daß als Folge des Betriebes Abweichungen in den Spurweiten bis 10 mm\*) über und bis 3 mm unter die vorgeschriebene Regelspurweite zulässig sind. Diese Ausmaße sind aus den TV, aus den Vorschriften früherer Länderbahnen als altes Erbstück übernommen. Das eine steht fest, daß bei ihrer Festsetzung so umfangreiche und genaue Grundlagen, wie sie jetzt der Meßwagen liefert, nicht zugänglich waren.

Es ist durch Erfahrung bekannt, daß große Spurweiten das Schlingern und durch Erhöhung des Anlaufwinkels die Schienenabnutzung begünstigen. Es ist ferner bekannt, daß der Wechsel der Spurweiten, insbesondere wenn er stark ist und schnell erfolgt, den Lauf der Wagen auf das ungünstigste beeinflußt (siehe z. B. Denkschrift der Arbeitsgemeinschaft zur Aufklärung des unruhigen Laufes schnellfahrender Züge S. 18). Daß unruhiger Lauf des Wagens abgesehen von der Belästigung der Reisenden\* sowohl die Fahrzeuge als auch den Oberbau mitnimmt, leuchtet ohne weiteres ein. Es handelt sich dabei zweifellos um große wirtschaftliche Werte, wenn sie auch zahlenmäßig kaum erfaßt werden können. Je weiter die Grenze der zulässigen Abweichungen gesteckt wird, desto größer ergibt sich auch der Spielraum für den Wechsel inner-

halb der Spurerweiterungen. Andererseits gehen Abweichungen von der Regelspurweite von der Einwirkung des Betriebes aus und sind daher unvermeidlich. Je strenger die Abweichungen in der Vorschrift begrenzt werden, desto mehr hat die Bahnunterhaltung zu tun und desto größer werden ihre Aufwendungen\*). Also ein zuviel ist ebenso von Übel wie ein zuwenig. Ob unsere Vorschriften mit +10 mm und -3 mm gerade das Richtige getroffen haben, müßte an Hand der jetzt gebotenen Meßwagenschaulinien nachgeprüft werden können; man brauchte nur zu erörtern, nach welchen Hundertsätzen bei jetzt üblichem Unterhaltungszustand die Spurerweiterungen von Millimeter zu Millimeter auf diese Spielräume von 0 bis +10 mm und bis -3 mm sich verteilen. Trägt man die Ergebnisse in Abszissen (Spurerweiterungen in Millimeter) und Ordinaten (Hundertsätze) auf, so erhält man einen klaren Überblick, ob bei der Bahnunterhaltung die Grenzen der zulässigen Spurerweiterungen zurückgesteckt werden können und von welcher wirtschaftlichen Tragweite eine Einschränkung werden wird. Vielleicht könnten innerhalb des einzelnen Kilometers nur die vorkommenden Höchstgrenzen herausgegriffen werden\*\*). Es wird sich herausstellen, ob nicht mindestens in den zulässigen Erweiterungen etwas zurückgesteckt werden sollte, vielleicht auf 8 oder 7 mm.

Es wird weiter zu erwägen sein, ob bei dem großen wirtschaftlichen Gewicht, das starker und schneller Wechsel in den Spurerweiterungen haben kann, die Vorschrift nicht einen Zusatz erhalten sollte, der auch die Schroffheit des Wechsels in den Spurweiten begrenzt etwa derart, daß von Schwelle zu Schwelle der Ausgleich nicht mehr als 2 mm betragen darf.

\*) Z. B. die Sowjetbahnen haben zur Zeit noch von früher her die Vorschrift, daß in Geraden nur 5 mm Spurerweiterung und überhaupt keine Spurverengung zulässig sein soll, in Krümmungen je 5 mm Erweiterung und Verengung. Die Vorschrift ist noch weiter verschärft durch die Auflage, daß der Ausgleich der Ungleichheiten in der Spurweite 2 mm auf 10 m Länge nicht übersteigen darf. Diese übertrieben strengen Vorschriften hat zur Folge, daß der Bahnmeister Umnagelungen im Übermaß vornehmen muß (aus einer Abbildung sind elf Futterklötzchen und mehr an einem Schienennagel zu erkennen) und daß darunter die Lebensdauer der Schwellen unmittelbar bedeutend leidet, oder daß man die Vorschrift als mehr oder weniger un-durchführbar nicht beachtet.

\*\*\*) Daß sich das in einfacher Weise machen läßt, steht fest. Für die russischen Bahnen gibt es schon solche, offenbar ohne großen Arbeitsaufwand hergestellte Schaubilder. Allerdings kennt man dort keinen neuzeitlichen Gleis-meßwagen, sondern einen unvollkommeneren von Dolgow.

\*) Die Schweizerischen Bundesbahnen lassen m. W. sogar 15 mm zu.

# Berichte.

## Allgemeines.

### 100 Jahre Baldwin-Werke.

Die Baldwin-Werke in Philadelphia feiern in diesem Jahr ihr hundertjähriges Bestehen. Matthias W. Baldwin baute im Jahr 1831 eine kleine Dampflokomotive für das Museum von Philadelphia. Dies war der Anlaß zur Gründung einer kleinen Werkstatt, der ersten Lokomotivfabrik in den Vereinigten Staaten.

Außerordentlich lebhaft, wie die Entwicklung des amerikanischen Eisenbahnnetzes, ist auch die Entwicklung der neuen Lokomotivfabrik gewesen. Sie lieferte im Jahrzehnt 1861 bis 1870 rund 1300 Lokomotiven, 1891 bis 1900 rund 7000, 1901 bis 1910 rund 17000, 1910 bis 1920 rund 18500 Lokomotiven. Im letzt verflorbenen Jahrzehnt sank die Lieferung angesichts der Lage der Weltwirtschaft wieder auf 6800, der Produktion des Jahrzehnts 1881 bis 1890 entsprechend. Selbstverständlich ist dabei die Größe der Lokomotiven zu berücksichtigen. Insgesamt haben

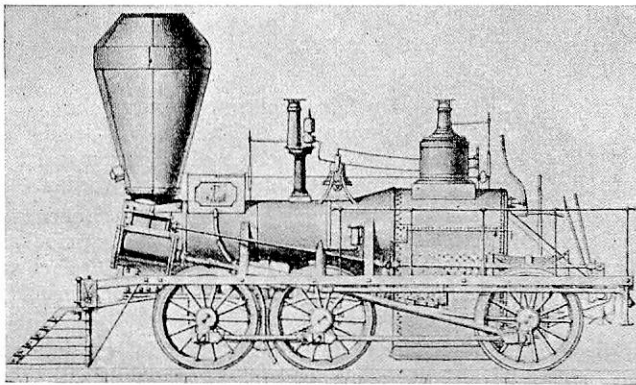


Abb. 1.

C-Lokomotive von Baldwin auf Lenkgestell, Baujahr 1842.

die Baldwin-Werke etwa 62000 Lokomotiven geliefert; ihre Belegschaft ist von 1837 bis heute von 300 auf 21500 Mann angewachsen.

Matthias Baldwin war ein fähiger Geschäftsmann und ein geistreicher Erfinder. Schwierigkeiten waren für ihn nur vorhanden, damit er sie aus dem Weg räumen konnte. Wenn er einmal einen bestimmten Weg beschritten hatte, so verfolgte er ihn mit einer Zähigkeit, die mitunter an Eigensinn grenzte. Trotzdem, oder vielleicht gerade deshalb, gelang es ihm, sein Werk, dessen Leitung er bis zu seinem Tod im Jahr 1866 immer selbst in den Händen behielt, über alle Fährnisse der ersten Zeit hinwegzubringen. Besonders in den Jahren von 1836 bis 1840 hatte er mit außerordentlichen geldlichen Schwierigkeiten zu kämpfen.

Baldwins Lokomotiven zeichneten sich nach dem Zeugnis eines Eisenbahnfachmannes aus dem Jahre 1838 durch einfache und kräftige Bauart, guten Lauf und geringe Unterhaltungskosten aus. Überhaupt haben sowohl Baldwin selbst wie auch viele seiner Mitarbeiter — es mögen hier nur die bekannteren Namen wie Whitney, Burnham, Parry und vor allem Vauclain genannt werden — sich um die Entwicklung der Lokomotive bedeutende Verdienste erworben. Schon die Lokomotiven aus der ersten Zeit seiner Tätigkeit zeigen, daß Baldwin die Vorteile klar erkannt hatte, die sich aus der Verwendung eines langen Achsstandes und der Vermeidung großer Überhänge ergeben. So kam er schon frühzeitig zur Verwendung eines führenden, weit vorgeschobenen Laufräderpaares, aus dem sich

später ein Drehgestell entwickelte. 1842 baute er die erste dreifach gekuppelte Lokomotive (s. Abb. 1), deren beide vorderen, gekuppelten Achsen ebenfalls in einem besonderen Lenkergestell (Abb. 2) seitenverschieblich waren. 1852 folgte die erste 2 C-Lokomotive, für die Pennsylvaniabahn bestimmt, und 1866 die erste 1 D-Lokomotive für die Lehigh Valley Bahn, deren Name „Consolidation“ seither diese Achsanordnung bezeichnet. Beide Lokomotiven sind in ihrem allgemeinen Aufbau mustergültig und aus diesem Grund für den ganzen Lokomotivbau richtunggebend geworden. Eine gewisse Berühmtheit hat eine im Jahr 1896 gebaute 2 B 1-Schnellzuglokomotive mit Vauclainscher Vierzylinderverbund-anordnung erreicht, die im regelmäßigen Dienst eine 90 km lange Strecke in 50 Min. zurückzulegen pflegte, also eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 107 km/h — einschließlich des Anfahrens und Anhaltens — erreichte. Die neuere Entwicklung, die sich vor allem in einer ganz außerordentlichen Vergrößerung der Lokomotivabmessungen, daneben aber auch in einer Reihe sonstiger Verbesserungen ausdrückt, ist allgemein bekannt und braucht hier nicht weiter geschildert zu werden.

Es mag aber noch besonders daran erinnert werden, daß von Anfang an der amerikanische Lokomotivbau die Entwicklung der Lokomotive auch in Europa stark beeinflußt hat, weil manche Bahnverwaltungen, wie z. B. die Württembergischen Staats-

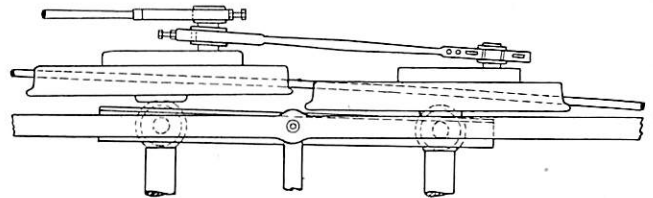


Abb. 2. Baldwin-Lenkgestell.

bahnen, ihre ersten Lokomotiven wegen der oben erwähnten guten Baueigenschaften aus Amerika bezogen haben. Aus späterer Zeit kommt vor allem der Übernahme des amerikanischen Barrenrahmens durch die Bayerische Staatsbahn — die um die Jahrhundertwende zwei Schnellzug- und zwei Gz-Lokomotiven mit Vauclain-Zylinderanordnung (HD und ND jeder Seite übereinander am selben Kreuzkopf angreifend) als Muster bezog — und die Reichsbahn besondere Bedeutung zu. Auch der Lokomotivbau unserer westlichen Nachbarn Frankreich und Belgien ist in neuerer Zeit durch die während des Krieges eingeführten Lokomotiven stark von Amerika beeinflußt worden, wie u. a. die neueste belgische 1 D 1 - h 2-Lokomotive deutlich zeigt. Es scheint daher eine Würdigung der Hundertjahrfeier der Baldwin-Werke, die einen großen Teil des amerikanischen Lokomotivbaus vertreten, auch vom europäischen Standpunkt aus völlig gerechtfertigt.

Das letzte Jahrzehnt ist für die amerikanischen Eisenbahnen wie für die Baldwin-Werke unter wenig günstigen Bedingungen zu Ende gegangen. Die Zeit der großen Eisenbahnneubauten und damit auch die Zeit für große Lokomotivlieferungen scheint vorbei zu sein. Aber die Baldwin-Werke, die erst 1909 in eine Aktiengesellschaft umgewandelt worden und in den Jahren von 1906 bis 1928 allmählich nach Eddystone in neuzeitlich eingerichtete Werkstätten umgezogen sind, hoffen auch unter den veränderten Verhältnissen auf ausreichende Beschäftigung. Sie gründen diese Hoffnung auf den Umstand, daß die rasche Entwicklung der heutigen Zeit die Eisenbahnen zum frühzeitigen Ersatz ihres Lokomotivparks zwingen und so einen gewissen Ausgleich dafür schaffen wird, daß eine Vermehrung des Lokomotivbestandes nicht mehr in Frage kommt. R. D.

### Lokomotiven und Wagen.

#### 1 C 1 + 1 C 1 - h 4 Garratt-Lokomotive der brasilianischen Großen Westbahn.

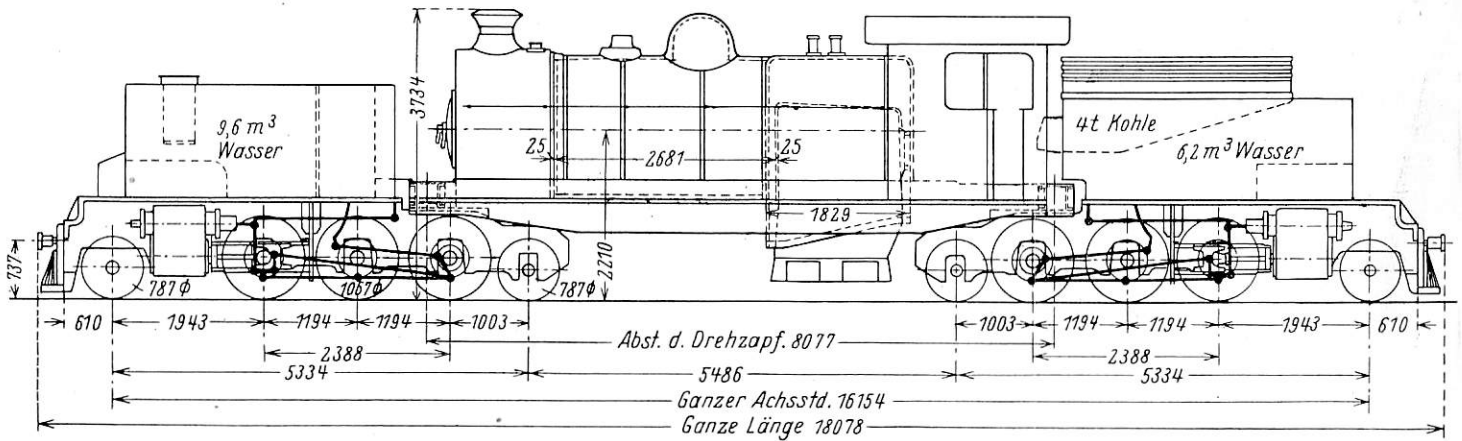
Die von der Firma Armstrong, Whitworth u. Co. in Scotswood gelieferten, meterspurigen Lokomotiven sind für schwierige Strecken mit scharfen Krümmungen und schlechtem Oberbau bestimmt. Ihr größter Achsdruck beträgt 10,5 t. Die

beiden Triebgestelle haben Blechrahmen und sind im wesentlichen gleich ausgeführt. Die äußeren Laufachsen sind als Bisselachsen ausgebildet, die inneren sind dagegen nur seitenverschiebbar.

Der Aufbau der Lokomotiven ist aus der Textabb. ersichtlich. Zweckmäßig sind die Aussparungen an den Enden der Wasserkästen, die es gestatten, von oben her bequem an die Ein- und

Ausströmröhre zwischen den Zylindern zu gelangen. Der Ausbau einzelner Heizrohre und Überhitzerschlangen während des

die Lokomotive mit Zwillingswirkung; für den Auspuff des Hochdruckzylinders ist ein besonderes, ringförmig um das Nieder-



1 C1 + 1 C1 - h 4 Garratt-Lokomotive der brasilianischen Großen Westbahn.

Betriebs ist dadurch erleichtert, daß ein Teil des vor der Rauchkammer liegenden Wasserkastens für sich abgenommen werden kann. Im ganzen sind die Lokomotiven — vor allem der Kessel — recht gedrängt gebaut. Ihre Hauptabmessungen sind:

Kesselüberdruck . . . . .	14 at
Zylinderdurchmesser . . . . .	4 × 362 mm
Kolbenhub . . . . .	508 „
Verdampfungsheizfläche (Rohre u. Feuerbüchse) 109,7 + 11,3 = . . . . .	121,0 m <sup>2</sup>
Heizfläche des Überhitzers . . . . .	22,0 „
Heizfläche — im Ganzen — H . . . . .	143 „
Rostfläche R . . . . .	2,6 „
Durchmesser der Treibräder . . . . .	1067 mm
„ „ Laufräder . . . . .	787 „
Fester Achsstand jedes Triebgestells . . . . .	2388 „
Ganzer Achsstand jedes Triebgestells . . . . .	5334 „
Abstand der Drehzapfen . . . . .	8077 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	16154 „
Ganze Länge der Lokomotive . . . . .	18078 „
Reibungsgewicht . . . . .	62,5 t
Dienstgewicht G . . . . .	96,5 „
Vorrat an Wasser . . . . .	15,8 m <sup>3</sup>
„ „ Kohle . . . . .	4,0 t
Zugkraft (nach der Quelle) . . . . .	14900 kg
H:R . . . . .	55 „
H:G . . . . .	1,5 m <sup>2</sup> /t
Metergewicht . . . . .	5,3 t <sup>m</sup>

(Engineering.) R. D.

**Die dritte 1 D - h 2 v Hochdrucklokomotive der Delaware and Hudson Railway.**

Die Lokomotive ist ebenso wie ihre beiden Vorgängerinnen „Horatio Allen“ und „John B. Jervis“\*) von der Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaut worden. Sie unterscheidet sich im allgemeinen Aufbau fast gar nicht von den früheren Lokomotiven, jedoch ist ihr Kesseldruck bei sonst gleichbleibender Bauform des Kessels um 7 at auf 35,1 at hinaufgesetzt worden. Als Kesselbaustoff ist Mangan-Silizium- und Nickelstahl verwendet worden. Auch die Heiz- und Rauchrohre sind aus Nickelstahl nahtlos gezogen und mit der hinteren Rohrwand verschweißt. Der Überhitzer ist wesentlich vergrößert worden; die Lokomotive erreicht damit Heißdampftemperaturen von 370 bis 400° C, während die erste Lokomotive nur auf 320, die zweite auf 370° C kommen konnte. Die Zugkraft der neuen Lokomotive ist dagegen wegen der Vergrößerung ihres Treibraddurchmessers etwas geringer als bei der zweiten Lokomotive. Beim Anfahren bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 10 km/h arbeitet

druckblasrohr gelegtes Hochdruckblasrohr vorgesehen. Die äußere Verkleidung der Lokomotive ist ähnlich wie bei der englischen 2 C 2 - h 4 v-Hochdrucklokomotive der London and North Eastern Railway\*) stromlinienartig durchgebildet worden.

Der Tender ist etwas kleiner als bei der zweiten Lokomotive, aber ungewöhnlich lang. Er läuft auf einen vorderen, zweiachsigen Drehgestell der üblichen Bauart und einem hinteren dreiachsigen, dessen beide vordere Achsen gekuppelt sind und von einer Hilfsmaschine angetrieben werden.

Die Hauptabmessungen der neuen Lokomotive sind nachstehend im Vergleich mit denen der beiden früheren Lokomotiven zusammengestellt:

	„Horatio Allen“	„John B. Jervis“	„James Archbold“	
Lokomotive . . . . .	1924	1927	1930	
Baujahr . . . . .	24,6	28,0	35,1	at
Kesselüberdruck p . . . . .	597	565	521	mm
Zylinderdurchmesser, Hochdruck d . . . . .	1041	965	902	„
Zylinderdurchmesser, Niederdruck d <sub>1</sub> . . . . .	762	762	813	„
Kolbenhub h . . . . .	2781	2781	2889	„
Kesselmitte über Schienenoberkante . . . . .	—	—	3859 × 1972	„
Feuerbüchse, Länge × Weite	53,8	65,0	96,0	m <sup>2</sup>
Heizfläche des Überhitzers	351,5	355,0	415,1	„
Heizfläche — im ganzen — H	6,63	7,6	7,6	„
Rostfläche R . . . . .	1448	1448	1600	mm
Durchmesser d. Treibräder D	5487	5487	5487	„
Fester Achsstand (Kuppelachsen) . . . . .	20009	22847	24397	„
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender .	135,3	134,0	136,0	t
Reibungsgewicht G 1 . . . . .	157,7	153,0	161,4	„
Dienstgewicht der Lokomotive G . . . . .	89,6	137,0	126,0	„
Dienstgewicht des Tenders	34,0	60,0	53,0	m <sup>3</sup>
Vorrat an Wasser . . . . .	13,8	18,2	16,0	t
Vorrat an Brennstoff . . . . .	53,0	46,9	54,8	
H: R . . . . .	—	—	—	
Metergewicht . . . . .	1: 3,05	1: 2,92	1: 3,0	
Zylinder-Raumverhältnis . .				

(Railway Age.)

R. D.

\*) Organ 1925, Seite 327 und 1927, Seite 249.

\*) Organ 1930, Seite 186.



**Schwer- und Leichtmotoren für Eisenbahn-Triebwagen.**

Für die Konstruktion der Triebwagen ist die Frage der Motoren, ihrer Drehzahl und ihres Gewichtes von besonderer Wichtigkeit. Die nachstehende Zusammenstellung solcher für Verbrennungs-Triebwagen geeigneter Motoren, die uns von geschätzter Seite zugegangen ist, dürfte daher bei unserem Leserkreis Beachtung finden.

**A. Schwermotoren.**

Hersteller und Type	Leistung PS	Drehzahl minutlich	Baulänge rund mm	Bauhöhe von Mitte Kurbelwelle nach oben und unten mm	Gewicht kg	Zylinderzahl	Gewicht auf 1 PS kg
Maybach G. 4a	150	1300	2020	$\frac{813}{418}$	1260	6	8,4 <sup>1)</sup>
Maybach G. 5	410	1400	2350	$\frac{830}{430}$	1800	12	4,5 <sup>1)</sup>
Maybach G. O. 4	150	1300 bis 1400	1620	$\frac{813}{418}$	900	6	6,0
Maybach G. O. 5	440	1400	1800	$\frac{805}{430}$	1700	12	3,86
Deutz FMS. 117	80	1200	1423	$\frac{767}{280}$	760	6	9,5
Deutz FMS. 217	100	1300	1633	$\frac{808}{310}$	900	6	9,0
MAN <sup>3)</sup> W. 6 V. 12/18	68 (80)	1000 (1150)	1530	$\frac{860}{335}$	1025 (1135)	6	15,0 <sup>2)</sup> (14,2)
MAN W. 4 V. 16/22	100 (110)	900 (1000)	1670	$\frac{1000}{300}$	1795 (1905)	4	17,95 <sup>2)</sup> (17,3)
MAN W. 6 V. 16/22	150 (165)	900 (1000)	2100	$\frac{1000}{301}$	2380	6	15,9
Körting 6 Sk. 13	90 (100)	1200	1435	$\frac{850}{315}$	1200	6	13,3
Körting 6 Sk. 15	120 (130)	1000	1940	$\frac{960}{370}$	1725	6	14,4
	150	1200	1820	$\frac{960}{370}$	1500	6	10,0
Daimler-Benz Z. (durch Auf- ladung 150)	100	800	1900	$\frac{942}{310}$	1800	6	18,0 (12,0)
Daimler-Benz OM 54/1	120	1700	1650	$\frac{814}{355}$	990 (970)	6	8,25
LHB B. 6 <sup>4)</sup>	150 (165)	1200	2300	$\frac{915}{375}$	2200	6	14,7
LHB A. 6	90	1300	—	—	—	6	—
LHB B. 4	100	1200	—	—	—	4	—
LHB C. 6	300	1000	—	—	—	6	—
Deutz-Humboldt AMS 117	100	1400	1890 (1560)	$\frac{770}{345}$	1450	6	14,5

<sup>1)</sup> Die ersten beiden Typen haben Kompressoren, die übrigen sind kompressorlose Motoren.

<sup>2)</sup> Mit Anlasser und Lichtmaschine.

<sup>3)</sup> MAN = Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

<sup>4)</sup> LHB = Linke-Hofmann-Busch-Werke.

**B. Leichtmotoren.**

Hersteller und Type	Leistung PS	Drehzahl minutlich	Baulänge rund mm	Bauhöhe von Mitte Kurbelwelle nach oben und unten mm	Gewicht kg	Zylinderzahl	Gewicht auf 1 PS kg								
Büssing D. 2	100/110	1100	1575	$\frac{805}{285}$	680 <sup>1)</sup>	6	6,8 <sup>2)</sup>								
Büssing C. 3—C. 4	70/75	1000	1470	$\frac{763}{305}$	565 <sup>1)</sup>	6	8,0/7,5								
Büssing F <sup>3)</sup>	130/140	1400	1450	$\frac{833}{307}$	—	6	—								
N A G. T. 1000	100	1000	1598	$\frac{816}{329}$	680	6	6,8								
Maybach O. S. 7	60/70	1200 65 PS 1400 75 PS	1210	$\frac{658}{260}$	380	6	6,3 5,4								
								Maybach O. S. 6	90	1800	1210	$\frac{658}{260}$	450	6	5,0
								Maybach O. S. 5	100	1900	1210	$\frac{658}{260}$	460	6	4,6
Maybach D. S. O. 8	150	2300	1240	$\frac{630}{237}$	510	12	3,4								
Daimler-Benz M. 36/17	100	2000	1382	$\frac{700}{310}$	450	6	4,5								
Henschel D.	100	1250	1550	$\frac{799}{294}$	600	6	6,0								
Henschel F.	120	1250	1550	$\frac{799}{294}$	605	6	5,0								
Selve LF. 105	65	1200	1430	$\frac{588}{260}$	420	6	6,4								
Henschel H.	250	1400	1880	$\frac{810}{320}$	1100	12	4,4								

<sup>1)</sup> Ohne Anlasser und Lichtmaschine.

<sup>2)</sup> Leichtmetallkolben.

<sup>3)</sup> Noch im Probetrieb.

**2 D 2-Versuchslokomotive mit Wälzlagern.**

Die Amerikanische Lokomotivgesellschaft hat vor kurzem im Auftrag der Timken-Wälzlager-Gesellschaft eine äußerst bemerkenswerte Lokomotive fertiggestellt, die für den Personen- und Güterzugdienst gleichermaßen geeignet sein soll. Beim Bau der Lokomotive haben Wälzlager im weitesten Umfang Verwendung gefunden, u. a. laufen sämtliche Achsen der Lokomotive und des Tenders in solchen.

Die Lokomotive ist in der Textabbildung im Längs- und Querschnitt dargestellt. Sie ist zunächst für Versuchs- und Werbezwecke bestimmt und soll hierfür den einzelnen amerikanischen Bahnverwaltungen zeitweilig überlassen werden, um ihnen die Vorteile einer ausgedehnten Verwendung von Wälzlagern für den Lokomotivbetrieb vor Augen zu führen. Es scheint zunächst, als ob es vielleicht näher gelegen hätte, zu diesem Zweck nur eine ältere Lokomotive entsprechend umzubauen. Indessen hätten sich dabei wahrscheinlich die verschiedenen Erfordernisse der vielen, einzelnen Bahngesellschaften nicht so leicht berücksichtigen lassen wie bei einem Neubau. Außerdem legte die Timken-Gesellschaft überhaupt besonderen Wert darauf, eine möglichst neuzeitliche Lokomotive zu erhalten, um damit Vergleichsfahrten gerade mit den neuesten Lokomotiven der Bahngesellschaften durchführen zu können, weil diese naturgemäß

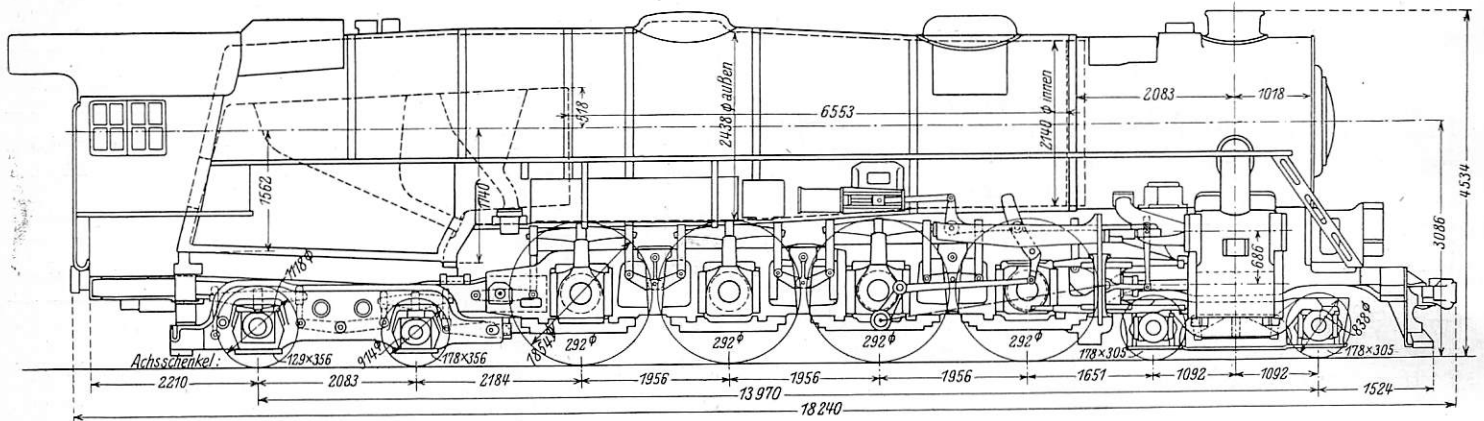
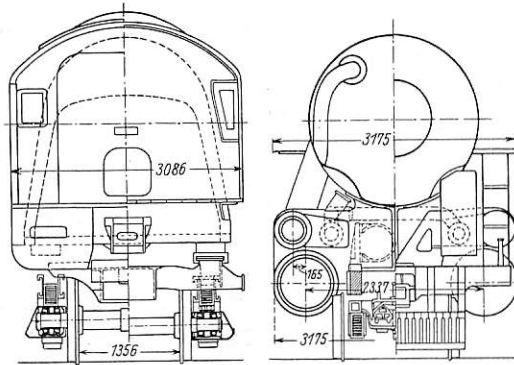
wesentlich mehr Beachtung finden müssen als solche mit älteren Lokomotiven. Diese Überlegungen führten zum Neubau einer 2 D 2-h 2 Lokomotive, die hinsichtlich Achsdruck und Umgrenzung den Vorschriften der einzelnen Bahnen angepaßt wurde. Die Lokomotive ist für einen Kesselüberdruck von 17,6 at entworfen. Mit diesem Druck und einem Reibungsgewicht von 120 t — entsprechend 30 t Achsdruck — vermag sie eine Zugkraft von 28900 kg ohne, und von 34700 kg mit Hilfsmaschine zu entwickeln. Damit die Lokomotive aber auch auf Strecken mit kleinerem Achsdruck ungehindert verkehren kann, läßt sich ihre Gewichtsverteilung in einfacher Weise so ändern, daß nur 111 t, entsprechend einem Achsdruck von 28 t, auf die Kuppelachsen entfallen. In diesem Fall wird der Kesseldruck auf 16,5 at herabgesetzt und die Zugkraft beträgt dann nur 27000 bzw. 32500 kg.

Die Verwendung von Wälzlager für die Lokomotiv- und Tenderachsen ließ zunächst die Beschränkungen wegfallen, die sonst das Gleitlager der Entwicklung größerer Lokomotive schwindigkeiten entgegensetzt. Die Timken-Gesellschaft wollte daher die Lokomotive gleich für eine möglichst große Höchstgeschwindigkeit — 130 km/Std. — gebaut haben. Beim Entwurf des Triebwerks mußte hierauf entsprechend Rücksicht genommen werden: Die Kolben, Kolbenstangen, Kreuzköpfe, Treib- und Kuppelstangen sind aus warmbehandelten Sonderstählen — Nickel- und Nickel-Vanadium-Stahl — hergestellt. Da-

eines Wälzlagers vereinigen lassen. Sie hofft vielmehr, daß die gewählte Bauform im Verein mit genauer Werkstattarbeit vollständig genügen werden, um Fahrleistungen bis zu 250 000 km zu erzielen, ohne daß die Lagerteile eine Überholung in der Werkstätte nötig haben sollten.

Das führende Drehgestell mit Innenlagern besitzt einen in einem Stück gegossenen Stahlgußrahmen. Die Achslager sind ähnlich durchgebildet wie bei den Treibachsen. Das Drehgestell entspricht im wesentlichen der Bauart, die schon bei der 2 C 2-Lokomotive der New York Central Lines Verwendung gefunden hat. Dort sollen die Lager in zweijährigem Betrieb keinerlei Wartung, nicht einmal ein Nachschmieren erfordert haben. Das Schleppestell ist ebenfalls in einem Stück aus Stahl gegossen; es besitzt aber als sogenanntes zweiachsiges Delta-Gestell Außenlager. Die hintere Achse hat die auch bei Wagen gebräuchliche Wälzlagerbauart, die den Seitenschub aufnehmen kann. Die vordere Schlepplachse kann sich im Rahmen um 70 mm verschieben. Zwischen Rahmen und Achslager sind hierfür Rollen vorgesehen, die sich auf keilförmigen Platten bewegen. In das Schleppestell ist eine Hilfsdampfmaschine eingebaut, deren Triebwerksteile und Zahnradübersetzung ebenfalls in Rollen laufen.

Die Tenderachsen besitzen die neuerdings in Amerika öfters verwendete Bauart Timken-Quad, bei der vier Reihen mittelgroßer Rollen als Einheit in einem Gehäuse gelagert sind. Die Achsbüchse



2 D 2-h 2 Lokomotive mit Timken-Wälzlager.

durch ließen sich gegenüber dem sonst üblichen Gewicht der hin- und hergehenden Teile auf jeder Lokomotivseite etwa 210 kg sparen. Die Gegengewichtsberechnung wurde besonders sorgfältig durchgeführt.

Der Hauptvorteil, den die Verwendung der Wälzlager an den Treib- und Kuppelachsen gegenüber der bisherigen Lagerbauart bieten soll, wird darin gesehen, daß ihre Lagerfläche den Achsschenkel auf 360° umfaßt. Für die Aufnahme des Kolbendrucks steht beim Wälzlager eine Lagerfläche von 180° zur Verfügung gegenüber einem noch nicht halb so großen Wert beim Gleitlager. Es ist demnach ausgeschlossen, daß sich das Lager von der Achse abheben kann.

Die beiden Lager der Treib- und Kuppelachsen sind je in einem gemeinsamen Stahlgußgehäuse vereinigt. An dieses Gehäuse sind beiderseits Grundplatten angeschweißt, auf denen die Gleitschuhe sitzen, und zwar sind diese mittels Zapfen derartig drehbar durchgebildet, daß sie sich gegenüber den Grundplatten schräg zu stellen vermögen und so der Achse zwanglos und ohne das sonst übliche Abschrägen der Gleitschuhe eine gewisse Schrägstellung ermöglichen. Die sämtlichen gleitenden Teile sind aus gehärtetem und geschliffenem Stahl gefertigt, auch die Achslagerführungen, die übrigens bemerkenswerterweise keinerlei Nachstellvorrichtung mittels Keilen oder ähnlichem besitzen. Die Timken-Gesellschaft vertritt den Standpunkt, daß sich derartige Nachstellvorrichtungen nicht mit der Genauigkeit

hat bei dieser Ausführung Regelabmessungen; sie macht also keinerlei Änderungen an der Bauart der Drehgestellwangen, Ausgleichhebel, Federn, Bremsgehänge und ähnlicher Teile erforderlich und der Wälzlager-Radsatz kann ohne weiteres gegen einen Regelradsatz ausgewechselt werden. Derartige Radsätze sollen in Versuchsausführungen schon anstandslos über 300 000 km gelaufen sein.

Der Kessel ist aus zweiprozentigem Nickelstahl gefertigt. Er besitzt Kleinrohrüberhitzer, Abdampfvorwärmer von Worthington und Nicholson-Wasserkammern. Der Tender ist auf einem Stahlgußrahmen aufgebaut und läuft auf zwei dreiachsigen Drehgestellen. Zum Übergang auf die einzelnen Bahnen mußte die Lokomotive mit zwei verschiedenen Zugbeeinflussungseinrichtungen versehen werden. Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind nachstehend aufgeführt:

Kesselüberdruck . . . . .	17,6/16,5 at
Zylinderdurchmesser . . . . .	686 mm
Kolbenhub . . . . .	762 „
Feuerbüchse, Länge × Weite . . . . .	3356 × 2445 „
Rohrlänge . . . . .	6553 „
Anzahl und Durchmesser der Heizrohre	66 Stück/57 „
„ „ „ „ Rauchrohre	194 „ /89 „
Heizfläche der Feuerbüchse samt Verbrennungskammer, Wasserrohren und Wasserkammern . . . . .	44,6 m <sup>2</sup>

Heizfläche der Rohre . . . . .	430,0 m <sup>2</sup>
„ des Überhitzers . . . . .	200,4 „
„ im Ganzen — H . . . . .	675,0 „
Rostfläche R . . . . .	8,2 „
Durchmesser der Treibräder . . . . .	1854 mm
„ „ Laufräder, vorderes Dreh- gestell/vordere/hintere Schleppachse	838/914/1118 „
Durchmesser der Achsschenkel, Treib- und Kuppelachsen . . . . .	292 „
Durchmesser und Länge der Achsschenkel, führendes Drehgestell . . . . .	.178 × 305 „
Durchmesser und Länge der Achsschenkel, vordere Schleppachse . . . . .	.178 × 356 „
Durchmesser und Länge der Achsschenkel, hintere Schleppachse . . . . .	.229 × 356 „
Fester Achsstand . . . . .	3912 „
Achsstand der Kuppelachsen . . . . .	5868 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	13970 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender . . . . .	27362 „
Dienstgewicht der Lokomotive G . . . . .	189,0 t
Reibungsgewicht G <sub>1</sub> . . . . .	120/111 „
Achsdruck des führenden Drehgestells . . . . .	26,3/30,8 „
„ der vorderen Schleppachse . . . . .	18,0/22 „

Achsdruck der hinteren Schleppachse . . . . .	24,7/25,2 t
Dienstgewicht des Tenders . . . . .	133,0 „
Vorrat an Wasser . . . . .	54,0 m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff . . . . .	19,0 t
Größte Zugkraft (nach der Quelle) . . . . .	34700/32500 kg
H:R . . . . .	82
H:G . . . . .	3,57 m <sup>2</sup> /t
H:G . . . . .	5,6/6,2 „
Gewicht a. d. lfd. Meter . . . . .	10,3 t

Der betriebliche Vorteil, den man sich von der neuen Lokomotive verspricht, soll vor allem darin bestehen, daß ihre Lager während einer besonders langen Laufzeit ein Mindestmaß von Wartung erfordern sollen. Außerdem soll die Lokomotive, weil die Anfahrreibung ihrer Rollenlager nur 5% von der eines gleich belasteten Gleitlagers beträgt, beim Anfahren 95% des Lokomotivgewichtes, also rund 300 t, mehr Zuggewicht schleppen als eine gleiche Lokomotive mit Gleitlagern. Besondere Vorteile sollen die Rollenlager einerseits bei geringen und andererseits bei sehr hohen Geschwindigkeiten bieten, weil ihr Reibungswert nahezu unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist. Demgegenüber erreicht die Reibung der Gleitlager bei einer Geschwindigkeit von etwa 50 km/h einen Mindestwert und steigt dann gegen die kleineren und größeren Geschwindigkeiten zu wieder an.  
(Railway Age.) R. D.

## Buchbesprechung.

**Blum, Otto**, Dr. Ing. o. Professor a. d. Techn. Hochschule in Hannover. *Personen- und Güterbahnhöfe in Otzens „Handbibliothek für Bauingenieure“*. Verlag von Julius Springer, Berlin. (II. Teil: Eisenbahnwesen und Städtebau.) Preis 28,50 *R.M.*

Der vorliegende Band, einer der letzten der Handbibliothek, behandelt in vorbildlicher Systematik und Geschlossenheit die Personen- und Güterbahnhöfe in folgender Einteilung: Einleitung, Personen- und Abstellbahnhöfe, Güterbahnhöfe, Gleisentwicklungen; Bahnhof und Stadtanlage.

Die Einleitung erörtert die verschiedenen „Verkehrsarten“, gibt die „Einteilung der Bahnhöfe“, ferner „Andeutungen für die Bearbeitung von Bahnhofsentwürfen“ und einen kurzen Beitrag „Zur Geschichte des Bahnhofs“. Das Ineinandergreifen von Personen- und Güterverkehr wird gewürdigt. Einige wichtige Gesichtspunkte werden gebührend hervorgehoben: Der Gleisplan ist das Entscheidende! Kleine (teure) Verkehrsanlagen, aber große (billige) Betriebsanlagen! Monumentalität ist nicht der Zweck der Empfangsgebäude! Durchlaufgleise sind oft wichtiger als Hauptgleise!

In dem I. Hauptteil: Personen- und Abstellbahnhöfe, werden zunächst die „Einfachen Zwischenstationen für den Personenverkehr“ als „Keimzellen“ aller Personenbahnhöfe behandelt, dann die „Anforderungen des Verkehrs und Betriebs an die Durchbildung der Personenbahnhöfe“ zusammengestellt und daraus „Die Grundformen größerer Bahnhöfe“ entwickelt; schließlich werden die „Abstellbahnhöfe“ besprochen.

Aus den wertvollen Ausführungen seien nur einige charakteristische Stellen hervorgehoben. Blum tritt ein für „Inselbahnsteige“, für Ausstattung der Ausweichstationen eingleisiger Bahnen mit drei Hauptgleisen, für Wende- und Abstellgleise in Verlängerung der Einfahrtgleise zwischen den Hauptgleisen; die „Keimzelle“ großer Durchgangsbahnhöfe schließt sich an. Ein den Verkehrsforderungen entsprechender Grundriß ist beim Empfangsgebäude die Hauptsache, das bescheiden auszugestalten und mehrgeschossig (teures Gelände!) auszubilden ist. Seitenlage des Empfangsgebäudes ist das Normale, Querlage hoch u. U. auch gut. Gepäckbahnsteige sind nur dort, wo sie unbedingt nötig sind, anzulegen (Breite des Bahnhofs!), sonst mit den Personenbahnsteigen zu vereinigen. Unbedingt erforderlich ist ein Durchlaufgleispaar bei allen großen Bahnhöfen. Keine übertrieben lange Bahnsteige! 270 m genügen meist. Auf der Ermittlung der Leistung der Strecken- und Bahnsteiggelände, des Zeitbedarfs der Betriebsvorgänge beruht die Bestimmung der nötigen Zahl der Bahnsteiggelände; zwölf Bahnsteiggelände reichen bei guten Nebengleisanlagen für die allergrößten Bahnhöfe aus.

Von den beiden Grundformen der Bahnhöfe ist die Kopfform „grundsätzlich die falsche“, die Durchgangsform die richtige, sie ist an Einfachheit, Leistungsfähigkeit, Sicherheit und Bequemlichkeit weit überlegen. Der Kopfbahnhof hat nur den einen Vorteil, daß er nahe an das Stadttinnere herangerückt werden kann, sonst bringt er — entgegen der Publikumsmeinung — nur Nachteile. Gleisschleifen und Y-Gleise können manchmal helfen.

Bei Bahnhöfen in Durchgangsform darf auch eine Anschlußbahn nicht stumpf am Bahnhof endigen, sondern muß vor dem Empfangsgebäude durchgeführt werden. Für Trennungsbahnhöfe ist die Keilform, für Kreuzungsbahnhöfe die Turmform zu verwerfen, für beide ist Richtungsbetrieb dem Linienbetrieb vorzuziehen. Neben der akademisch einwandfreien Linieneinführung nach „Oder“ ist jene nach „Bäseler“ trotz schienenoberer Kreuzungen in manchen Fällen erwägenswert.

Bei größeren Knotenpunkten kann oft Platz für Verkehrsanlagen durch Hinausschieben der Betriebsanlagen gewonnen werden. Anzustreben ist — ohne Überspannung des Prinzips — „betriebstechnische Einheit“ mit vollem Richtungsbetrieb; zwischen den scharf getrennten beiden Hauptgleisgruppen sollen von Zugfahrten nicht behindert die Betriebsnebengleise (Durchlauf-, Wechsel-, Abstellgleise) liegen. Abb. 188 zeigt den „Typ“. Vorstationen erleichtern die Einführung des Richtungsbetriebes. Gestaltungsmöglichkeiten werden an Entwürfen für den Hauptbahnhof Essen und Gelsenkirchen und an einer „theoretisch richtigen“ Skizze eines großen Knotenpunkts vorgeführt. Weichenstraßen über alle Ein- und Ausfahrtgleise verteuern die Anlagen und erschweren den Betrieb auf dem Nebengleissystem, das zwischen den Hauptgleisen auf beiden Bahnhofsfügeln durch das Durchlaufgleispaar verbunden, anzuordnen ist. Besondere Untersuchung erfordert stets die Eingliederung der Post- und Eilgutanlagen.

„Verkappte Kopfbahnhöfe“ in Durchgangsform erfordern, wenn schienenoberen Gleiskreuzungen oder Umsetzen vermieden werden soll, Linksbetrieb auf einer der beiden Linien oder Abspaltung zweier Einfahrtgleise, wo man den Bahnhof nicht durch eine Verbindungskurve umgehen kann oder will.

Die durch den Elektrokarren erleichterte Zusammenfassung der Behandlung aller „stückigen Güter“ läßt gute Verbindung von Stückgüter-, Eilgüter- und Personenbahnhof mindestens mit Karrbahnen besonders wichtig erscheinen; zwischen Personen- und Güterbahnhof ist zwecks Wagenaustauschs eine Gleisverbindung u. U. mit Hilfe eines zwischengeschalteten Durchlaufgleises erwünscht.

Die Anlagen des Nahverkehrs erfordern vielfach wegen dichter Zugfolge selbständige und schienenfreie Einführung aller Streckengleise.

Die Keimzelle der Abstellbahnhöfe ist die einfache Wendeanlage. Stets vor Augen zu halten ist der „Kreislauf“ der Wagensätze durch den Abstellbahnhof, der eigentlich Schleifenform oder Y-Gleise wünschenswert machte. Die Anordnung muß so sein, daß die Verbindung zu den Bahnsteiggleisen gut ist, daß Ein- und Ausfahrt unbehindert ist und jede Rangierlokomotive des Abstellbahnhofs von den anderen unabhängig arbeiten kann. Eine seitliche Lage des Abstellbahnhofs ist oft sehr vorteilhaft wegen der freien Entwicklungsmöglichkeit.

Der II. Hauptteil behandelt die Güterbahnhöfe, die in solche des öffentlichen und privaten Verkehrs eingeteilt werden.

Rationelle Bewegung der Güter und Güterwagen ist stets oberstes Gebot. Nur wer sich die ganzen Arbeits- und Bewegungsvorgänge klar macht, kann gute Anlagen schaffen. Um unmittelbares Zu- und Ausladen der Stückgüter bei geschlossenen Zügen und ein „Anpacken“ der Güterwagen von beiden Gleisenden her zu ermöglichen, sind die Ladegleise an beiden Enden an die Hauptgleise anzuschließen. Stumpfgleise sind möglichst zu vermeiden. Aus den Betriebsvorgängen ergibt sich eine „Keimzelle“ für Güterbahnhöfe und aus ihr werden kleinere, mittlere und auch große Güterbahnhöfe entwickelt. Goerings vielerorts gedankenlos nachgebildete Grundtype eines mittleren Bahnhofs für Personen- und Güterverkehr wird eine weiterentwickelte neue Type gegenübergestellt mit Richtungsbetrieb für Personen- und Gütergleise, Lage des Güterbahnhofs auf der Stadtseite, zweiseitigem Anschluß aller Ladegleise, Möglichkeit zahlreicher Gleisanschlüsse usw.

Freiladebahnhöfe erfordern oft Ladestraßen in verschiedener Höhenlage zu den Ladegleisen. Auf den modernen Behälterverkehr ist bei ihrer Gestaltung Bedacht zu nehmen. Im Stückgutverkehr, der besonders kostspielig und schwierig ist, daher sehr eingehend behandelt wird, ist noch vieles zu „rationalisieren“, wobei die Elektrokarren sich als sehr nützlich erweisen werden. Blum gibt auch bei Stückgutanlagen der Durchgangsform vor der Kopfform den Vorzug. Bei „Umladeverkehr“ tritt er für möglichste Zusammenfassung in wenige, große, gut eingerichtete Umladeanlagen ein, für das Zentralladeverfahren, für Trennung des Umladegeschäfts von den großen Güterbahnhöfen. Kopfform ist hier eher neben Durchgangsform zulässig, gute Ausgestaltung der Bedienungsgruppe ist besonders wichtig. Die Umladeanlage darf nicht zwischen die Richtungsgruppen eines zweiseitigen Rangierbahnhofs eingekleint werden, sondern muß in guter Verbindung mit den Durchlaufgleisen frei entwickelt werden.

Die große Bedeutung der Güterbahnhöfe des privaten Verkehrs (70 % des Wagenladungsverkehrs) wird betont. Sorgfältige Pflege der „Privatanschlüsse“ durch Reichsbahn, Kom-

munen, Industrie und Handel ist nötig. Reibungsloser und billiger Betrieb muß ermöglicht werden.

Anhang I bringt das Wichtigste über Gleisentwicklungen. Sogenannte „Gefahrpunkte“ werden besser als „Druckpunkte“ bezeichnet. Bei den heutigen Sicherheitmöglichkeiten brauchen nicht alle schienenebenen Kreuzungen von Gleisen beseitigt werden, wogegen oft wirtschaftliche und städtebauliche Gründe sprechen. Dem Musterplan Odors für Linieneinführung und -verzweigung, wird der Bäsellers kritisch gegenübergestellt. „Engpässe“ sind verfehlt, Gleiszusammenführungen können aber oft zweckmäßig sein.

Anhang II behandelt schließlich „Bahnhof und Stadtanlage“, ein Gebiet, auf dem wohl niemand zuständiger ist und mehr Erfahrungen besitzt als Blum. Zusammenarbeit von Eisenbahn- und Stadtverwaltung ist hier unbedingt erforderlich. Alle wesentlichen Gesichtspunkte, die im Auge behalten werden müssen, wenn man zu einer beide Teile befriedigenden Lösung kommen will, werden klar zusammengestellt.

Am Schluß des vom Verlag Springer vorzüglich ausgestatteten Buches angelangt, wird jeder, mag er Anfänger auf dem Gebiet der Bahnhofswissenschaft sein oder alter Fachmann, in seiner Art reichen Gewinn daraus gezogen haben. Der Anfänger wird aufs beste in das große und gerade für ihn schwer verständliche Gebiet eingeführt durch die starke Hervorhebung der grundlegenden verkehrs- und betriebstechnischen Forderungen, der wesentlichen bautechnischen Grundformen und ihrer Entwicklungsmöglichkeiten, durch die kritische Behandlung der verschiedenen Anordnungsmöglichkeiten und die Betonung der Verbundenheit des eisenbahntechnischen Schaffens mit der ganzen Verkehrs- und Volkswirtschaft. Für den Fachmann bietet das Buch viel durch die knappe und klare Darstellung des ganzen Gebiets, durch die scharfe Formulierung leitender Grundsätze, durch die vom Hergebrachten oft absichtlich abrückende und eigenwillige Betrachtungsweise, die zum Nachdenken zur Weiterarbeit und zum Fortschritt anregt, durch die glückliche Verbindung der Theorie mit der Praxis, indem jene nicht im leeren Raum schwebt, sondern immer wieder mit dieser fest verbunden wird, ohne daß der Leser durch langatmige Besprechung zahlreicher ausgeführter, doch „stets durch örtlich bedingte Unvollkommenheiten und Fehler belastete“ Anlagen ermüdet wird. Vorzügliche Abbildungen, die stets das Wesentliche klar erkennen lassen, sind dem Text eingefügt. Im ganzen also ein ausgezeichnetes Lehrbuch, das neben dem hohen Lehrwert noch den großen und seltenen Vorzug besitzt, flott, spannend und anregend zu sein und Vielen Vieles zu bringen. Es wird sich seinen Platz auf dem Arbeitstisch jedes Eisenbahners und Städtebauers rasch erobern.

Ammann.

## Zuschriften.

Zu der Frage der Wahrscheinlichkeit des Eintretens einer gewissen Wagenfolge im Ablaufbetrieb erhalten wir folgende Zuschriften:

Herr Dipl.-Ing. Bloch hat in seinem in Heft 10, 1931 dieser Zeitschrift veröffentlichten Aufsatz die Richtigkeit des Wertes  $\frac{1}{120000}$ , den ich in meiner im Organ erschienenen Abhandlung „Rangiertechnik“ angegeben habe, als Wahrscheinlichkeit für eine ungünstige Folge von drei Einzelwagen, die in bestimmte Gleise einer Richtungsgruppe ablaufen, bezweifelt.

Der Wert ergibt sich unter der Voraussetzung, daß die Hälfte aller Rangierabteilungen Einzelwagen führt, aus dem Ansatz:

$$12 \cdot \left(\frac{1}{28}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{3}{351232} \approx \frac{1}{120000}$$

wobei der Rechnung also nicht die aus der theoretischen Annahme über das Auftreten von Einzelwagen sich ergebende Wahrscheinlichkeit  $\frac{27}{28}$ , sondern der der Praxis besser entsprechende Wert  $\frac{1}{2}$  zugrunde gelegt worden ist, um die tatsächlich auf Rangier-

bahnhöfen beobachtete Stärke der ablaufenden Rangierabteilungen zu berücksichtigen.

Ammann.

Die Begründung des betreffenden Resultats, die Herr Professor Ammann gibt, kann den Eindruck erwecken, als seien die Ergebnisse der wahrscheinlichkeitstheoretischen Untersuchung nicht ohne weiteres in Einklang mit den tatsächlichen Verhältnissen. Es sei daher ergänzend bemerkt, daß der vorliegende Fall sich zwanglos der Theorie einfügt, wenn man sie in der verallgemeinerten Form aufbaut, wie ich dies in Heft 10 des laufenden Jahrgangs getan habe. Der betreffende Zahlenfaktor lautet dann nicht  $\frac{1}{2}$ , sondern  $\frac{27}{28} \cdot \sigma_1$ , [Gleichung 12)], wo also  $\sigma_1$  die verhältnismäßige Häufigkeit der Einzelwagen unter den „Sendungen“ darstellt. Die Annahme Professor Ammanns entspricht einem Wert  $\sigma_1 = \frac{14}{27} = 0,52$ , ist demnach also etwas zu niedrig.

Betreff des Zustandekommens des Faktors  $\frac{27}{28}$ , sei auf Gleichung 6) der genannten Arbeit verwiesen.

Bloch.