

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXVI. Band.

3. Heft. 1889.

Der Oberbau der Königl. Eisenbahn-Direction zu Elberfeld, der Grossherzogl. Oldenburgischen Staatsbahnen, der Main-Neckar, der Breslau-Warschauer und Lübeck-Büchener Eisenbahnen.

Nach Mittheilungen der betreffenden Eisenbahn-Verwaltungen.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—15 auf Taf. XII und Fig. 13—18 auf Ta. XIII.)

Königliche Eisenbahn-Direction zu Elberfeld.

Im Bezirke der Königl. Eisenbahn-Direction zu Elberfeld werden gegenwärtig vier verschiedene Normal-Oberbauten angewendet:

A. Für Hauptbahnen.

1. Oberbau mit eisernen Querschwellen (Fig. 1 bis 4 auf Taf. XII).

B. Für Nebenbahnen.

2. Oberbau mit eisernen Querschwellen (Fig. 5, 6 und 7 auf Taf. XII).
3. Oberbau mit hölzernen Querschwellen (Fig. 8 und 9 auf Taf. XII).

Zu 1. Der Oberbau mit eisernen Querschwellen für Hauptbahnen ist in der Fig. 1 bis 4 auf Taf. XII dargestellt und besteht aus Schienen, Laschen und Laschenbolzen der Normalform der Preussischen Staatsbahnen. Die Schienen sind 9,0^m lang, 134^{mm} hoch, im Fusse 105^{mm}, im Kopfe 58^{mm} breit, im Stege 11^{mm} dick und für 1 lfdes. Meter = 33,4 kg schwer.

Die Laschen sind Winkellaschen mit einem nach unten verlängerten Schenkel, ihre Länge beträgt 600 bezw. 667^{mm} und ihre Lochung stimmt mit der der Normalie der Preussischen Staatsbahnen überein. Das Gewicht der Aussenlaschen beträgt aus Flusseisen oder Flusstahl 12,16 kg, aus Schweisseisen 12,05 kg, das Gewicht der Innenlaschen ist bei Flusseisen oder Flusstahl 14,80 kg, bei Schweisseisen 14,67 kg. — Die Laschenbolzen haben 22^{mm} Durchmesser und wiegen 0,542 kg. Gegen das Losrütteln der Muttern dieser Bolzen dienen Federringe, welche 0,027 kg wiegen.

Die eisernen Querschwellen sind in den Figuren 2, 3 und 4 dargestellt, sie sind 2,50^m lang, 234^{mm} breit, 75^{mm} hoch und 54,2 kg schwer. Die obere 120^{mm} breite Platte ist 9^{mm} dick und hat in der Mitte eine 36^{mm} breite und 13^{mm}

dicke Verstärkung, in welcher die Lochung für die Befestigungsstücke angebracht ist. Die Enden der Schwellen sind durch Umbiegen geschlossen und auf eine Länge von 750^{mm} nach der Neigung 1:20 aufgebogen. An dem untern Rande der Schwellen ist eine dreieckige, mit der abgerundeten Schneide nach unten stehende Verstärkung angebracht. Die Entfernung der dem schwebenden Stosse benachbarten Schwellen ist von Mitte zu Mitte 667^{mm}, die Entfernung der übrigen Schwellen von diesen und unter einander 926 bis 927^{mm}, so dass auf eine Schienenlänge von 9,0^m zehn Querschwellen kommen. — Die Befestigungstheile bestehen aus zwei Krampen, welche unter die Schwellendecke und auf den Schienenfuss fassen, aus einem Schlusstücke und einem Keile. Die Dicke dieser sämtlichen Befestigungstheile ist 17^{mm} und das Gewicht der Krampe NB (Fig. 1 Taf. XII) ist = 0,34 kg, der Krampe ND = 0,31 kg, des Schlusstückes E = 0,12 kg und des Keiles = 0,44 kg.

Das Gewicht einer Schienenlänge (9,0^m) dieses Oberbaues beträgt:

2 Stück Schienen von 9,0 ^m Länge, je 300,6 kg	=	601,20 kg
2 « Aussenlaschen, je 12,16 kg	. . . =	24,32 «
2 « Innenlaschen, je 14,80 kg	. . . =	29,60 «
8 « Laschenbolzen, je 0,542 kg	. . . =	4,34 «
8 « Federringe, je 0,027 kg	. . . =	0,22 «
10 « Querschwellen, je 54,2 kg	. . . =	542,00 «
20 « Krampen ND, je 0,31 kg	. . . =	6,20 «
20 « « NB, je 0,34 kg	. . . =	6,80 «
20 « Schlusstücke, je 0,12 kg	. . . =	2,40 «
20 « Keile, je 0,44 kg	. . . =	8,80 «

Gewicht eines 9,0^m langen Gleisstückes . . = 1225,88 kg

« « 1,0^m « « . . = 136,21 «

Zu 2. Der Oberbau für die Nebenbahnen (Bahnen untergeordneter Bedeutung mit normaler Spurweite) mit eisernen

Querschwellen ist in den Schienen, Laschen, Laschenbolzen, Federringen, in der Eintheilung der Schwellen und in den Befestigungstücken der Schienen auf den Schwellen dem vorstehend beschriebenen Oberbau für die Hauptbahnen ganz gleich und nur die eisernen Querschwellen weichen von demselben ab. Dieselben sind in den Fig. 5, 6 und 7 auf Tafel XII dargestellt, sind 230^{mm} breit, 60^{mm} hoch, 2,50^m lang und wiegen 48,3 kg. Der Hauptunterschied dieser Schwellen gegenüber den Schwellen für die Hauptbahnen (Fig. 2, 3 und 4) besteht in dem Fehlen der Verstärkung des unteren Randes. — Das Gewicht dieses Oberbaues ist hiernach für eine Schienenlänge von 9,0^m um (54,2 — 48,3) 10 = 59 kg und für 1^m Gleis um 6,55 kg geringer als das des Oberbaues der Hauptbahnen, beträgt mithin für eine Schienenlänge = 1225,88 — 59,0 = 1166,88 kg und für ein lfdes. Meter = 136,21 — 6,55 kg = 129,66 kg.

Zu 3. Der Oberbau für die Nebenbahnen mit hölzernen Querschwellen ist in den Fig. 8 und 9 auf Tafel XII dargestellt. Wie aus einer Vergleichung der Fig. 1 und Fig. 8 hervorgeht, stimmt der Oberbau mit hölzernen Querschwellen in den Schienen, Laschen und Laschenbolzen mit dem Oberbau mit eisernen Querschwellen genau überein. Nur die Laschen weichen wegen der nach der Form der Schwellen abgeänderten Ausklinkung an den Enden in dem Gewichte etwas ab, es wiegen die Aussenlaschen 12,61 kg und die Innenlaschen 13,68 kg. — Die hölzernen Querschwellen sind 2,50^m lang, 260^{mm} breit und 160^{mm} stark. Die Eintheilung derselben unter den Schienen stimmt mit der Eintheilung bei dem Oberbau für die Hauptbahnen überein. Die Unterlagsplatten sind 180^{mm} lang, 160^{mm} breit, keilförmig nach der Neigung 1:20 geformt, 10 bzw. 15,35^{mm} dick, mit zwei 5^{mm} hohen Rändern versehen. An der Unterfläche sind die Platten mit kleinen dreieckigen Rippen von 3^{mm} Breite und in Entfernungen von 7^{mm} versehen, welche sich in das Holz eindrücken und gegen das Verschieben der Platte auf der Schwelle dienen sollen. Die Unterlagsplatten für die Schwellen neben dem schwebenden Stosse sind mit drei, für die Mittelschwellen mit zwei Löchern für die Hakennägel versehen. Die Stoss-Unterlagsplatten aus Schweisseisen wiegen 3,05 kg, aus Stahl bzw. Flusseisen 3,07 kg. Die Mittel-Unterlagsplatten aus Schweisseisen wiegen 3,08 kg, aus Stahl bzw. Flusseisen 3,10 kg. Die Hakennägel sind 165^{mm} lang, oben $15/15$ ^{mm}, in der Mitte auf 20^{mm} Länge $13/15$ ^{mm} und unten über der keilförmigen 46^{mm} langen Schneide wieder $15/15$ ^{mm} stark. Das Gewicht eines Nagels ist 0,28 kg.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues mit hölzernen Querschwellen für eine Schienenlänge von 9,0^m beträgt:

2	Stück Schienen 9,0 ^m lang, je 300,6 kg	=	601,20 kg
2	< Aussenlaschen, je 12,61 kg . . .	=	25,22 <
2	< Innenlaschen, je 13,68 kg . . .	=	27,36 <
8	< Laschenbolzen, je 0,542 kg . . .	=	4,33 <
8	< federnde Unterlagsringe, etwa . . .	=	0,24 <
4	< Stoss-Unterlagsplatten, je 3,05 kg	=	12,20 <
16	< Mittel-Unterlagsplatten, je 3,08 kg	=	49,28 <
44	< Hakennägel, je 0,28 kg . . .	=	12,32 <

Gewicht des Eisenwerkes einer Schienenlänge = 732,15 kg

< < < eines lfdes. Meters = 81,35 <

Im Jahre 1867 wurde im Bezirke der Bergisch-Märkischen Eisenbahn-Gesellschaft auf den damals nur bestehenden Hauptbahnen ein Oberbau mit hölzernen Querschwellen angewendet, welcher sich in folgenden Punkten von dem vorstehend beschriebenen jetzigen Oberbau der Königl. Eisenbahn-Direction zu Elberfeld mit hölzernen Schwellen für Nebenbahnen unterscheidet. Die Schienen waren damals 6,59^m lang, 130,77^{mm} hoch, 58,85^{mm} im Kopfe, 101,35^{mm} im Fusse breit, 14,17^{mm} im Stege dick und 36,64 kg für 1 lfdes. Meter schwer. Die Laschenanlageflächen hatten eine Neigung 1:1,75. — Die Laschen waren einfache Flachlaschen, 470,74^{mm} lang und wogen 4,62 kg. Die Entfernung der mittleren Löcher für die Bolzen von Mitte zu Mitte betrug 133,34^{mm}, die der äusseren Löcher von diesen 113,34^{mm}.

Die Laschenbolzen waren 21,8^{mm} stark und wogen 0,54 kg. Die Unterlagsplatten waren 183,08^{mm} lang, 174,36^{mm} breit, 9,8^{mm} dick und mit einem 7,6^{mm} hohen äusseren Rande versehen. Dieselben waren unten glatt, wogen 2,95 kg und wurden nur unter den festen Stössen der Schienen verwendet. Die Nägel waren 16,4/14,2^{mm} stark und wogen 0,255 kg. Die hölzernen Schwellen waren wie jetzt 2,50^m lang, unter den Schienenstössen 313^{mm}, im übrigen 261^{mm} breit und 156^{mm} dick. Damals wurden die Schwellen aus Eichenholz gefertigt und wurden nicht getränkt, während dieselben für die Nebenbahnen jetzt aus Buchenholz mit Zinkchlorid unter Druck getränkt bestehen.

Grossherzoglich Oldenburgische Staatsbahnen.*)

Die neuesten Oberbauten dieser Bahnen sind:

1. Oberbau für Hauptbahnen mit hölzernen Querschwellen (Fig. 10 auf Taf. XII).
2. Oberbau für Nebenbahnen mit hölzernen Querschwellen (Fig. 11 auf Taf. XII).

Zu 1. Dieser Oberbau besteht aus Stahlschienen von 7,0^m Länge, 120^{mm} Höhe, 95^{mm} Fussbreite, 57^{mm} Kopfbreite, 13,5^{mm} Stegdicke und einem Gewichte von 31,28 kg für 1 lfdes. Meter. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:2,5. Die Laschen sind theils einfache Flachlaschen von 480^{mm} Länge und 4,235 kg Gewicht, theils geklinkte Winkellaschen von 612^{mm} Länge und einem Gewichte von 8,30 kg. Von letzteren werden bei den eingleisigen Bahnen, je nach den Neigungen und Krümmungen auf 1 bis 4 Schienenlängen an der äusseren Seite der Schienen zwei angebracht. Die Entfernung der mittleren Löcher für die Laschenbolzen beträgt von Mitte zu Mitte 112^{mm}, die der äusseren Löcher von diesen 132^{mm}. Die Laschenbolzen sind 22^{mm} stark und wiegen 0,63 kg. Gegen das Losrütteln der Mutter sind besondere Mittel nicht angewendet. Die Schienenstösse werden jetzt in freier Bahn schwebend hergestellt. Die Unterlagsplatten sind 200^{mm} lang, 105^{mm} breit und 10^{mm} dick, ohne erhöhte Ränder, mit 3 Löchern für die Hakennägel versehen und wiegen 1,58 kg. Die Hakennägel sind 163^{mm} lang, $13/13$ ^{mm} dick und wiegen

*) Diese Verwaltung ist inzwischen zum Normal-Oberbau der Preussischen Staatsbahnen übergegangen.

0,225 kg. Die Schwellen sind 2,50^m lang, 250 bis 300^{mm} breit und 150^{mm} hoch. Sie liegen neben den schwebenden Stößen von Mitte zu Mitte 574^{mm}, die nächsten von diesen 888^{mm} und die übrigen 930^{mm} von einander entfernt. Unterlagsplatten werden auf den Schwellen neben den Stößen und in Krümmungen nach Bedarf auch auf den Mittelschwellen verwendet.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues beträgt in geraden Linien auf eine Schienenlänge von 7,0^m:

2 Stück Schienen, je 218,70 kg . . .	= 437,40 kg
2 « einfache Flachlaschen, je 4,235 kg	= 8,47 «
2 « Winkellaschen, je 8,30 kg . . .	= 16,60 «
4 « Unterlagsplatten, je 1,58 kg . . .	= 6,32 «
8 « Laschenbolzen, je 0,63 kg . . .	= 5,04 «
36 « Hakennägel, je 0,225 kg . . .	= 8,10 «
<hr/>	
Gewicht des Eisenwerkes einer Gleislänge von 7 ^m	= 481,93 kg
Gewicht des Eisenwerkes einer Gleislänge von 1 ^m	= 68,85 «

Zu 2. Der Oberbau für Nebenbahnen (Fig. 11 Taf. XII) besteht aus Schienen von 9,0^m Länge, 109^{mm} Höhe, 87^{mm} Fussbreite, 50^{mm} Kopfbreite und 11^{mm} Stegdicke. Die Schienen haben Laschen-Anlageflächen nach der Neigung 1:2 und wiegen das lfd. Meter = 24,75 kg. Die Laschen sind theils einfache Flachlaschen von 480^{mm} Länge und einem Gewichte von 3,44 kg, theils geklinkte Winkellaschen von 612^{mm} Länge und einem Gewichte von 6,44 kg. Die Anordnung der Laschen, sowie die Entfernungen der Bolzenlöcher sind dieselben wie bei den Hauptbahnen. Die Laschenbolzen sind 20^{mm} stark und wiegen 0,44 kg. Die Unterlagsplatten sind 180^{mm} lang, 105^{mm} breit, 9^{mm} dick, haben keine erhöhten Ränder, 3 Löcher für die Hakennägel und wiegen 1,24 kg. Dieselben werden in gleicher Weise wie bei den unter Nr. 1 behandelten Hauptbahnen angewendet. Die Hakennägel sind 145^{mm} lang, $\frac{13}{13}$ ^{mm} dick und wiegen 0,19 kg. Die hölzernen Querschwellen sind 2,40^m lang, 220^{mm} breit und 130^{mm} hoch. Die Entfernung derselben neben den schwebenden Stößen beträgt von Mitte zu Mitte 570^{mm}, die der folgenden Schwellen von jenen 890^{mm} und die der sämtlichen übrigen Schwellen von diesen und unter einander 950^{mm} von Mitte zu Mitte.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues auf eine 9,0^m lange Schiene beträgt:

2 Stück Schienen, jede 222,75 kg . . .	= 445,50 kg
2 « einfache Flachlaschen, je 3,44 kg	= 6,88 «
2 « Winkellaschen, je 6,44 kg . . .	= 12,88 «
4 « Unterlagsplatten, je 1,24 kg . . .	= 4,96 «
8 « Laschenbolzen, je 0,44 kg . . .	= 3,52 «
44 « Hakennägel, je 0,19 kg . . .	= 8,36 «
<hr/>	
Gewicht des Eisenwerkes für 9 ^m Gleis . . .	= 482,10 kg
« « « « 1 ^m « . . .	= 53,57 «

Der Oberbau der Oldenburgischen Staatsbahnen vom Jahre 1867 stimmte in den Schienen, Laschenbolzen und Hakennägeln mit dem jetzigen Oberbau für die Hauptbahnen genau überein. Die Laschen waren sämtlich einfache Flachlaschen von deren jetzigem Querschnitte und gleicher Länge (480^{mm}). Die Unter-

lagsplatten waren 200^{mm} lang und breit, 11^{mm} dick und mit zwei 6^{mm} hohen Rändern versehen. Die Schienenstöße wurden ruhend durch eine 300 bis 350^{mm} breite und 2,33 bis 2,67^m lange Querschwellen unterstützt, von welcher die nächstfolgenden Schwellen von Mitte zu Mitte 800^{mm} entfernt waren; die Entfernung der folgenden von diesen und untereinander betrug 900^{mm}. Ein besonderer Oberbau für Nebenbahnen war 1867 noch nicht eingeführt.

Main-Neckar-Eisenbahn.

Im Bezirke der Main-Neckar-Eisenbahn werden gegenwärtig zwei Oberbauten zur Anwendung gebracht:

1. ein Oberbau aus Stahlschienen mit eisernen Querschwellen für Hauptbahnen (Fig. 12 bis 14 auf Taf. XII);
2. ein Oberbau aus Eisenschienen mit hölzernen Querschwellen für Haupt- und Nebenbahnen (Fig. 15 auf Taf. XII).

Zu 1. Der Oberbau aus Stahlschienen für Hauptbahnen mit eisernen Querschwellen besteht aus Schienen (Fig. 12) 7,50^m bis 10,0^m lang, 130^{mm} hoch, im Fusse 100^{mm}, im Kopfe 57^{mm} breit, im Stege 17^{mm} dick, mit Laschenanlageflächen von der Neigung 1:1,8 und einem Gewichte von 36,746 kg für 1 lfd. Meter. — Die Laschen sind sämtlich Winkellaschen von 680^{mm} Länge und einem Gewichte der Aussenlaschen von 12,27 kg, der Innenlaschen von 10,00 kg; sie sind mit 6 Bolzenlöchern versehen (die einzige Bahn im deutschen Eisenbahn-Verein, welche anstatt 4 Laschenbolzen deren 6 auf eine Laschenlänge anwendet), von denen die beiden mittleren von Mitte zu Mitte 100^{mm}, die übrigen 110^{mm} von einander entfernt sind (Fig. 13 und 14). Die Laschenbolzen sind 24^{mm} stark und wiegen 0,70 kg. Gegen das Losrütteln der Muttern sind besondere Mittel nicht angewendet. Die eisernen Querschwellen haben den Vautherin-Querschnitt (Fig. 13) sind 2,50^m lang, unten 220^{mm}, oben 100^{mm} breit und 60^{mm} hoch. Die obere Platte ist 10^{mm}, die Seitenwände sind 8^{mm} dick, die Schienenauflegerflächen sind nach der Neigung 1:20 entweder nach dem Patente Hoesch-Lichthammer auf eine Länge von 250^{mm} gepresst oder durch Knicken der Schwellen auf eine gleiche Länge in diese Neigung gebracht. Die Enden der Schwellen sind durch Umbiegen geschlossen, das Gewicht beträgt 48,52 kg. Die Befestigung der Schienen auf den Schwellen geschieht durch Deckplättchen und Schraubenbolzen, von denen erstere je nach der zu gebenden Spurweite 0,295 bis 0,350 kg, letztere 0,28 kg wiegen. Die Laschen stossen gegen die Deckplättchen der dem schwebenden Stosse zunächst liegenden Schwellen, nehmen daher gegen das Wandern der Schienen nur eine Schwelle neben dem Stosse in Mitwirkung. Die Entfernung der dem Stosse zunächst liegenden Schwellen beträgt bei den 7,50^m (9 Schwellen) wie bei den 10,0^m langen Schienen (12 Schwellen) 652^{mm}, die Entfernung der nächstfolgenden Schwellen von diesen ist bei ersteren 726^{mm}, bei letzteren 716^{mm} und die Entfernung der übrigen Schwellen ist bei ersteren 900^{mm}, bei letzteren 880^{mm} von Mitte zu Mitte.

Das Gewicht dieses Oberbaues ist für eine Schienenlänge von 7,50^m:

2 Stück Schienen, je 275,60 kg . . .	=	551,20 kg
2 « Aussenlaschen, je 12,27 kg . . .	=	24,54 «
2 « Innenlaschen, je 10,00 kg . . .	=	20,00 «
12 « Laschenbolzen, je 0,70 kg . . .	=	8,40 «
9 « eisernen Schwellen, je 48,52 kg	=	436,68 «
36 « Deckplättchen, je 0,32 kg . . .	=	11,52 «
36 « Schwellenbolzen, je 0,28 kg . . .	=	10,08 «

Gewicht einer Schienenlänge v. 7,50 ^m Gleis	=	1062,42 kg
« eines lfdn Meters Gleis . . .	=	141,66 «

Zu 2. Der Oberbau aus Eisenschienen mit hölzernen Querschwellen für Haupt- und Nebenbahnen ist im Wesentlichen der schon im Jahre 1858 eingeführte Oberbau der Hauptbahn, und wird nur noch mit dem vorhandenen Materiale unterhalten, neues für diesen Oberbau aber nicht mehr angeschafft.

Die Schienen sind 7,50^m lang, 127^{mm} hoch, im Fusse 100^{mm}, im Kopfe 57,14^{mm} breit und im Stege 16,93^{mm} dick. Die Neigung der Laschen-Anlageflächen ist 1 : 1,8, das Gewicht für 1 lfdn. Meter = 34,40 kg. Die Laschen sind einfache Flachlaschen mit 4 Bolzenlöchern, waren 1867 = 410^{mm} und sind jetzt 480^{mm} lang, dieselben wogen 1867 = 4,5 kg und wiegen jetzt = 4,95 kg. Die Entfernung der mittleren Bolzenlöcher waren 1867 und sind noch jetzt von Mitte zu Mitte 100^{mm}, die der äusseren von diesen 110^{mm}. Die Laschenbolzen sind 23,8^{mm} stark und wiegen 0,675 kg. Die Unterlagsplatten sind 170^{mm} lang, 150^{mm} breit, 10^{mm} dick, sind mit zwei 5^{mm} hohen Rändern und 3 Löchern für die Haken-nägeln versehen und wiegen 2,17 kg. — Im Jahre 1867, zu welcher Zeit dort noch feste, durch eine Schwelle unterstützte Stösse angewendet wurden, waren die mit 4 Löchern-versehene Unterlagsplatten 170^{mm} im Quadrat gross, 9,6^{mm} dick und ebenfalls mit doppelten Rändern versehen, bei einem Gewichte von 2,45 kg. — Die Haken-nägeln sind 175^{mm} lang, 15/13,8^{mm} dick und wiegen 0,273 kg. Gegen das Wandern der Schienen sind unter der Mutter des äussersten Laschenbolzens in der Richtung, nach welcher die Schienen wandern, Stosswinkel von 120^{mm} Länge, 75^{mm} Höhe und 4^{mm} Stärke angebracht, welche sich gegen den ersten Schienennagel der nächsten Schwelle stützen und 0,50 kg wiegen. Die hölzernen Querschwellen sind 2,50^m lang, 200^{mm} breit und 150^{mm} dick. Bei den 7,50^m langen Schienen, unter welchen 9 Schwellen mit schwebendem Schienenstosse liegen, ist die Entfernung der dem Stosse zunächst liegenden Schwellen von Mitte zu Mitte 540^{mm}, die Entfernung der folgenden und aller übrigen Schwellen von Mitte zu Mitte 870^{mm}.

Das Gewicht des Eisenwerkes einer Schienenlänge von 7,50^m Gleislänge beträgt:

2 Stück Schienen, je 258,0 kg . . .	=	516,00 kg
4 « Laschen, je 4,95 kg . . .	=	19,80 «
8 « Laschenbolzen, je 0,675 kg . . .	=	5,40 «
4 « Unterlagsplatten, je 2,17 kg . . .	=	8,68 «
40 « Hakennägeln, je 0,273 kg . . .	=	10,92 «
2 « Stosswinkel, je 0,50 kg . . .	=	1,00 «

Gewicht des Eisenwerkes für 7,5 ^m Gleis	=	561,80 kg
« « « für 1 lfdn. Met. «	=	74,91 «

Dieser Oberbau der Hauptbahn ist unverändert auch auf der einen dort nur vorhandenen Nebenbahn zur Anwendung gekommen, auf derselben werden jedoch nur alte Eisenschienen verwendet werden, welche auf der Hauptbahn ausgewechselt worden sind.

Breslau-Warschauer Eisenbahn.

Der auf Tafel XIII, Fig. 13, dargestellte Oberbau der Breslau-Warschauer Eisenbahn (Preussische Abtheilung), welche als Hauptbahn erbaut wurde, seit 1879 jedoch nach der Bahnordnung für deutsche Eisenbahnen untergeordneter Bedeutung betrieben wird, besteht aus Stahlschienen auf hölzernen Querschwellen. Die Schienen (Preussisches Staatsbahn Profil) haben eine Länge von 6,59^m, 134^{mm} Höhe, 105^{mm} Fussbreite, 58^{mm} Kopfbreite, 11^{mm} Stegdicke und ein Gewicht von 33,4 kg. Die Anlageflächen für die Laschen haben eine Neigung 1 : 4, die Neigung der Schienen auf den Schwellen beträgt 1 : 20.

Die Laschen sind einfache Flachlaschen aus Flusstahl, 550^{mm} lang und 6,12 kg schwer. Die Entfernung der mittleren Bolzenlöcher von Mitte zu Mitte beträgt 114^{mm}, die der äusseren von diesen 137^{mm}. Die Laschenbolzen haben einen Durchmesser von 22^{mm} und wiegen 0,56 kg. Die hölzernen nicht getränkten Querschwellen aus Kiefernholz sind 2,50^m lang, 260^{mm} breit, 160^{mm} stark. Die Entfernung der Schwellen am schwebenden Stosse von Mitte zu Mitte beträgt 660^{mm}, sodass, da unter den 6,59^m langen Schienen 7 Querschwellen liegen, die übrigen Schwellen von diesen und unter einander rund 988^{mm} von Mitte zu Mitte entfernt sind. Die Haken-nägeln sind 15/15^{mm} stark, 165^{mm} lang und wiegen 0,29 kg. Unterlagsplatten werden auf den Querschwellen nur in gekrümmten Gleisstrecken mit Halbmessern unter 1200^m angewendet und auf den Schwellen mit drei Nägeln befestigt. Das Gewicht einer solchen Unterlagsplatte beträgt 3,05 kg.

Gegen das Wandern der Schienen werden in besonders beweglichen Strecken Vorstossplatten angewendet, die sich an das Ende der Laschen anlegen und mit 2 Holzschrauben innen auf den Querschwellen befestigt sind. Das Gewicht einer Vorstossplatte von 10^{mm} Dicke beträgt 0,69 kg, das einer Schwellenschraube von 19^{mm} vollem Durchmesser 0,40 kg (siehe Fig. 13, Taf. XIII rechts).

Das Gewicht des Eisenwerkes eines Gleisstückes von 6,59^m Länge beträgt:

2 Stück Bessemer-Stahlschienen, 6,59 ^m lang, je 220,11 kg	=	440,22 kg
4 Stück Stahllaschen, je 6,12 kg . . .	=	24,48 «
8 « Laschenbolzen, je 0,56 kg . . .	=	4,48 «
28 « Hakennägeln, je 0,29 kg . . .	=	8,12 «
2 « Vorstossplatten, je 0,69 kg . . .	=	1,38 «
4 « Schwellenschrauben, je 0,40 kg	=	1,60 «

Zusammen das Gewicht einer Schienenlänge von 6,95^m = 480,28 kg

Mithin das Gewicht eines lfdn. Meter Gleis = 72,88 «

Zur Vergleichung dieses Oberbaues mit dem früheren vom Jahre 1867 ist das Folgende zu bemerken. Die Höhe der Schiene ist um 3^{mm} grösser, das Gewicht jedoch wegen Ver-

minderung anderer Abmessungen um 3 kg für das lfd. Meter geringer geworden. Die Schienen und Laschen wurden 1867 aus Eisen, werden jetzt jedoch aus Stahl gefertigt. Die Länge der letzteren ist von 520 mm auf 550 mm vergrößert.

Lübeck-Büchener Eisenbahngesellschaft.

Der auf den Bahnlinien dieser Gesellschaft von Lübeck nach Büchen und von Lübeck nach Hamburg seit 2 Jahren angewendete Oberbau für Hauptbahnen mit eisernen Querschwellen ist in den Fig. 14 bis 18 auf Taf. XIII dargestellt; ein ähnlicher Oberbau ist schon seit dem Jahre 1878 mit leichteren Querschwellen des Querschnittes der Rheinischen Eisenbahn-Gesellschaft verlegt worden.

Die Schienen sind 9,0 m lang, 121 mm hoch, im Fusse 105 mm, im Kopfe 57 mm breit, im Stege 14 mm dick und wiegen für 1 Meter = 35 kg. Die Anlageflächen für die Laschen haben eine Neigung 1:1,9. — Die Laschen sind Winkel-laschen, an der inneren Seite 576 mm lang und 7,84 kg schwer, an der äusseren Seite 656 mm lang und 8,93 kg schwer. Die Entfernung der inneren Bolzenlöcher beträgt von Mitte zu Mitte 114 mm, die der äusseren von diesen 121 mm. — Die Laschenbolzen haben 22 mm Durchmesser und wiegen 0,598 kg.

Die in den Fig. 15 bis 18 dargestellten fusseisernen Querschwellen sind 2,40 m lang, 200 mm bis 230 mm breit, $\frac{80}{100}$ mm hoch, in der oberen Platte 9 mm, an den Seiten 7,5 mm stark und wiegen 49 kg das Stück. Die Befestigung der Schienen auf den Schwellen geschieht durch Hakenschrauben und Klemmplatten, von denen erstere 19 mm Durchmesser haben und 0,30 kg wiegen, letztere in 6 verschiedenen Sorten (zur Veränderung der Spurweite) angewendet werden, von denen Nr. 0 = 0,285 kg und Nr. 5 = 0,321 kg wiegen. Zur Verhütung des Losrüttelns der Schraubenmutter werden federnde Unterlagsringe verwendet, von denen diejenigen für die Laschenbolzen 23 mm inneren Durchmesser haben, $5\frac{1}{2}$ mm stark sind und 0,020 kg wiegen, diejenigen für die Hakenschrauben 19 mm inneren Durchmesser haben, 5 mm stark und 0,016 kg schwer sind.

Unter den 9,0 m langen Schienen liegen 11 Schwellen, von denen die neben dem schwebendem Stosse von Mitte zu Mitte 678 mm, die nächsten von diesen 831 mm und die übrigen

833 mm von einander entfernt sind. Die Neigung der Schienen = 1:20 ist auf den Schwellen in einer Länge von 300 mm eingepresst, wie denn die Schwellen in ganzer Ausdehnung als flache Platten mit verstärkten Rändern gewalzt und durch Pressen in die gezeichnete Form gebracht werden.

Das Gewicht einer Schienenlänge dieses Oberbaues ist:

2 Stück Schienen von 9 m Länge, jede		
315 kg	=	630,00 kg
2 Stück Innenlaschen, je 7,84 kg . .	=	15,68 «
2 « Aussenlaschen, je 8,93 kg . .	=	17,86 «
8 « Laschenbolzen, je 0,598 kg . .	=	4,78 «
11 « Querschwellen, je 49 kg . .	=	539,00 «
44 « Hakenschrauben, je 0,30 kg . .	=	13,20 «
44 « Klemmplatten, je durchschn.		
0,303 kg	=	13,33 «
8 Stück Federringe für Laschenbolzen,		
je 0,020 kg	=	0,16 «
44 Stück Federringe für Hakenschrauben,		
je 0,016 kg	=	0,70 «
Gewicht eines Gleisstückes von 9,0 m Länge	=	1234,71 kg
« « « « 1,0 m «	=	137,19 «

Zur Vergleichung des vorstehend beschriebenen Oberbaues mit dem Oberbau der Lübeck-Büchener Bahn vom Jahre 1867 ist das Folgende zu bemerken. Die Länge, Höhe, Fuss- und Kopfbreite der Schienen, sowie die Neigung der Anlageflächen für die Laschen ist dieselbe geblieben; die Dicke des Steges ist an dessen schwächster Stelle von 16 mm auf 14 mm vermindert. Das Gewicht der Schienen aus Feinkorneisen für 1 lfd. Meter ist von 35,045 kg bei den jetzigen Stahlschienen auf 35,0 kg vermindert. Anstatt der früher angewendeten einfachen gleichen Flachlaschen von 458 mm Länge und einem Gewichte von 7,8 kg werden jetzt Winkel-laschen von 876 mm bzw. 656 mm Länge und einem Gewichte von 7,84 kg und bzw. 8,93 kg verwendet. Die Laschenbolzen haben die gleiche Stärke von 22 mm behalten, es werden jedoch gegen das Losrütteln der Mutter jetzt federnde Unterlagsringe angewendet, während 1867 Vorstecksplinte verwendet wurden. An Stelle der früher verwendeten hölzernen Schwellen werden seit 1878 eiserne Querschwellen verwendet, deren Gewicht nach und nach bis auf 49 kg vergrößert worden ist, und deren Länge bei Neubestellungen von 2,40 m auf 2,50 m vergrößert werden soll. Die Neigung der Schienen ist von 1:17 auf 1:20 vermindert.

Dreiachsiger Personenwagen der Niederländischen Rhein-Eisenbahn-Gesellschaft.

Mitgetheilt von J. Ph. D. Pitlo, Vorstand der Werkstätte zu Utrecht.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—12 auf Tafel XIII.)

Der auf Taf. XIII, Fig. 1—12 dargestellte Personenwagen enthält drei Abtheilungen II. Classe, zwei und eine halbe Abtheilung I. Classe, bietet Platz für 50 Personen, und zwar für 30 Personen in den Abtheilungen der II. und für 20 Personen in den Abtheilungen der I. Classe.

Das Gewicht des Wagens beträgt 16000 kg, d. h. 320 kg auf einen Sitz.

Die Abtheilungen der I. Classe sind mit rothem Plüsch und die der II. Classe mit broncefarbigem Granitstoffe ausgeschlagen. Die Wände der Abtheilungen I. Classe sind ganz in

Nussbaumholz ausgeführt. Sämmtliche Decken sind kuppelförmig, mit schwerem Gobelin-Leinen beklebt und bemalt.

Der Wagen hat folgende Hauptabmessungen:

Länge des Kastens	11,37 ^m
Ganze Höhe	3,63 ^m
Innere Höhe in der Mitte	2,24 ^m
Aeusserer Radstand	7,10 ^m

Die sechs Tragfedern bestehen aus 7 bzw. 6 Blättern. An diesen Tragfedern hängt der Wagenkasten mittels lothrechter Tragfederstützen, siehe Fig. 7 Taf. XIII.

Die Achsbüchsen haben in den Achsgabeln in der Längsrichtung des Wagens 20^{mm} und in der Breitenrichtung 24^{mm} Spielraum. Zwischen die drei oberen Blätter der Tragfedern sind Kautschukplatten gelegt (Fig. 7 Taf. XIII), ein Verfahren, welches von der Holländischen Eisenbahn-Gesellschaft übernommen worden ist.

Der Wagenkasten liegt auf dem Untergestelle mit Zwischenlagen von Kautschuk.

Ausbildung des Daches.

(Fig. 3—6 u. 11, Taf. XIII.)

Das Dach ist, im Gegensatz zu der meist üblichen Form, an beiden Seiten stark gewölbt. Die Dachbögen, welche ihrer Form zufolge nicht aus Brettern geschnitten werden können, sind aus geraden Hölzern gebogen. Hierzu sind schöne gerade Eschen-Stämme zu wählen, welche mittels Bandsäge in Stücke von 40 × 40^{mm} Stärke und entsprechender Länge getheilt werden. Jedes Stück erhält an beiden Enden an der Stelle, wo die Biegung am stärksten sein soll, einen wagerechten Längsschnitt in der Breitenrichtung von 550^{mm} Länge. So biegt sich das Holz bequemer, und man läuft weniger Gefahr, die Stücke beim Biegen zu zerbrechen, da die äusseren Fasern beim Biegen über die inneren hinweggleiten können, die Spannungen in den äusseren Fasern also verringert werden.

In einem geschlossenen Gefässe werden sämmtliche Holzstücke 1¹/₂ bis 2 Stunden dem Dampfe eines Dampfkessels ausgesetzt, wonach sie zum Biegen auf den Lehren fertig sind. Die Lehren sind aus T-Eisen von 63 × 63 × 9^{mm} Stärke hergestellt. (Fig. 11 Taf. XIII.)

Jede Lehre hat an einem Ende einen angenieteten Bügel d zur Aufnahme der Holzstücke, während an der anderen Seite das Gelenk b für den Hebel c befestigt ist.

Man legt eine Lehre auf die zwei Ständer d, nimmt ein Holzstück aus dem Gefässe und bringt es mit einem Ende in den Bügel d. Indem man den Keil e zwischen Bügel und Holz treibt, legt sich das Holz richtig an. Man biegt nun das Holz bis zur Angriffstelle des Hebels c über die Lehre, sodass der

Bolzen f durch den Drehpunkt b gebracht werden kann. Mittels des Hebels wird nun die weitere Biegung ausgeführt. Zum richtigen Anlegen des Holzes wird das Ganze noch mit einigen Bügeln g verschraubt, wonach man den Hebel entfernt und Lehre nebst Dachbogen auf den Dampfkessel zum Trocknen hinlegt. Sind die Dachbogen vollkommen ausgetrocknet, so nimmt man die Lehre ab; vorher aber werden die eingeschnittenen Enden richtig mit Holzschrauben verschraubt und mittels einer aufgenagelten Latte verbunden um die richtige Form beizubehalten.

Lüftungs-Vorrichtung.

(Fig. 8 Taf. XIII.)

Die Lüftungs-Vorrichtung dient gleichzeitig zur Aufnahme und Niedrigerstellung der Laterne. Sie besteht aus dem Gefässe a mit 15 Löchern b. In a bewegt sich der abgestumpfte Kegel c mit entsprechenden Löchern. Der Hebel d dient zum Bewegen des Kegels c, die Löcher b können also durch Verschieben des Kegels c nach Belieben entweder geöffnet oder geschlossen werden.

Die verunreinigte Luft tritt bei b ein und gelangt bei e in's Freie. Das Gefäss a ist aus Gusseisen, der Kegel c aus Messingblech, der durchbohrte Mantel f aus Eisenblech und die übrigen Theile aus rothem Kupferblech hergestellt.

Das Gefäss a ist einheitlich mit der Decke bemalt.

Die Beleuchtung erfolgt mit gereinigtem Rüböle durch besondere Laternen für die Abtheilungen nach der Anordnung »Ridsdale«.

Nothbremse.

(Fig. 10 u. 12, Taf. XIII.)

An beiden Seiten des Wagens an der Rückwand befindet sich der Hahn a, welcher durch das Rohr b mit der Hauptleitung der Westinghouse-Bremse verbunden ist. Die Kupferdrähte c (Fig. 1) oberhalb der Fenster sind an der einen Rückwand des Wagens mit dem Hebel des Hahnes a und an der anderen Rückwand mit der Spannvorrichtung d (Fig. 10) verbunden.

Wird nun an dem Drahte c gezogen, die Plombirung e des Hahnes a also zerbrochen und der letztere demzufolge geöffnet, dann entweicht die Luft aus der Hauptleitung bei f und die Bremse kommt in Thätigkeit.

Der gebogene Theil des Drahtes c (Fig. 1 Taf. XIII) zeigt dem Schaffner die betreffende Wagenabtheilung an, aus welcher die Bremse in Thätigkeit gesetzt worden ist. —

Der Wagen zeichnet sich durch einen ruhigen und geräuschlosen Lauf aus.

Die Fahrzeuge und der Betrieb der Grossherzoglich Badischen Höllenthalbahn.

Von Bissinger, Baurath in Karlsruhe.

(Hierzu Zeichnungen. Fig. 1 bis 4 auf Taf. XIV und Fig. 5 bis 8 auf Taf. XV.)

Das Verlangen der Bevölkerung des Breisgaues und des südwestlichen Schwarzwaldes nach Erbauung einer Eisenbahn von Freiburg durch das Höllenthal nach Donaueschingen ist schon ein sehr altes und schreibt sich aus der Mitte des fünften Jahrzehntes unseres Jahrhunderts her. Auf Grund der immer wieder auftretenden Wünsche des Landestheiles liess die Badische Regierung in den Jahren 1862 bis 1874 mehrere Entwürfe zu vollspurigen Haupteisenbahnen ausarbeiten, deren Ausführung aber stets an dem ausserordentlich hohen Baukosten-Aufwande scheiterte. In den Jahren 1875/76 veranlasste der von den Städten Freiburg und Neustadt gebildete Eisenbahn-Bau-Ausschuss die Ausarbeitung eines Entwurfes, bei dem das Dreisamthal und die obere Strecke von Titisee bis Neustadt mittels reiner Reibungsbahnen zugänglich gemacht, die Ersteigung der Höhe in dem Höllenthal aber mittels einer stark geneigten Zahnstangenbahn bewirkt werden sollte. Auch dieser Entwurf kam nicht zur Ausführung, hauptsächlich weil die gewählte Führung der Linie nicht zweckentsprechend erschien und weil in die Zahnstange Strecken von so geringer Steigung eingeschaltet waren, dass die Vortheile des Zahnradbetriebes nicht einmal ausgenutzt werden konnten, die Zahnstange selbst aber dadurch sehr erheblich verlängert worden wäre.

Nachdem inzwischen die Nebenbahnen mit ihren vereinfachten Bau- und Betriebsverhältnissen mehr und mehr Eingang gefunden hatten, bearbeitete die General-Direction der Grossh. Badischen Staatsbahnen in den Jahren 1880 bis 1881 einen Entwurf zur Herstellung einer vollspurigen Nebenbahn, welche zum Theil als reine Reibungsbahn, zum Theil als Zahnstangenbahn ausgeführt werden sollte, und welche dann auch in den Jahren 1884 bis 1887 erbaut worden ist.

Eine kurze Beschreibung der Bahn ist in dem Aufsatz: »Die Zahnstange der Höllenthalbahn« (Organ 1887, S. 200 und 1888, S. 242) gegeben, weshalb hier nicht weiter darauf eingegangen werden soll.

Für den Betrieb dieser zusammengesetzten Linie waren von Anfang an und auch sogleich bei den in den Jahren 1879/80 gemachten Vorarbeiten Locomotiven nach gemischter Bauart in Aussicht genommen, welche über die ganze Linie weggehen können, und zu diesem Zwecke mit völlig getrennten Triebwerken für Zahnradbetrieb und Reibungsbetrieb versehen sind. Ebenso war von vorne herein vorgesehen, dass die Züge unverändert von Anfang bis zu Ende durchlaufen, sofern nicht die Ausstellung von Wagen durch die Verkehrs-Verhältnisse bedingt ist, und dass neben den besonders für die Strecke gebauten Wagen auch die Wagen der Hauptbahn übergehen sollen und können, sofern sie nicht zu grossen Radstand besitzen.

Genau diesen bei dem Entwurfe der Bahn festgestellten Grundzügen entsprechend ist nun auch der Betrieb eingerichtet und so sind auch die Betriebsmittel hergestellt worden.

Die Bildung der Züge geschieht in der Weise, dass in jedem Zuge eine Anzahl der besonders für die Höllenthalbahn gebauten Wagen, dazwischen aber auch gewöhnliche Wagen eingestellt werden; die Locomotive befindet sich stets an der Spitze des Zuges, auch bei der Bergfahrt auf der Zahnstangenstrecke. Es ist dies eine gänzliche Neuerung für den Betrieb von Zahnstangenbahnen, da man es bisher aus Gründen der Sicherheit für unerlässlich gehalten hat, auf den mit Zahnstangen belegten Steilrampen die Locomotive stets am unteren Ende des Zuges gehen zu lassen, bei der Bergfahrt also den Zug zu schieben. Diese neue Anordnung ist gewählt worden, weil bei dem Schieben eines aus mehr als 2 bis 3 Wagen bestehenden Zuges, die Zugwiderstände in erheblichem Masse wachsen, und weil es auch nicht ganz unbedenklich erschien, die bis zu 12 Wagen zählenden Züge durch die sehr engen Windungen der Bahn hindurchzuschieben. Denn da ein Zug von dieser Länge an vielen Stellen der Bahn zugleich in mehreren Geraden und Bögen steht, so würde ein gewaltsames Zwängen der Wagen im Gleise unvermeidlich sein. Für die Sicherheit des Zuges gegen Abreißen bezw. für die Beseitigung der Gefahr des Abrollens eines etwa abgerissenen Zugtheiles ist durch die an dem Zuge angebrachten Brems-Einrichtungen gesorgt.

Eine eingehendere Schilderung des Betriebes wird später noch gegeben werden; zunächst möge nun die Beschreibung der Betriebsmittel hier folgen.

Die Locomotiven.

(Fig. 1 bis 4 Taf. XIV und Fig. 5 bis 8 Taf. XV.)

Die Locomotiven sind, wie schon erwähnt, in gemischter Bauart mit besonderen Triebwerken für die Reibungs- und Zahnräder ausgeführt. Ihre Hauptabmessungen sind die folgenden:

Anzahl der Reibungstriebäder	6
Durchmesser der Reibungstriebäder im Laufkreise	1080 ^{mm}
Durchmesser der Reibungrad-Cylinder . . .	356 ^{mm}
Kolbenhub « « «	550 ^{mm}
Anzahl der Zahntriebäder	2
Theilkreis-Durchmesser der Zahnräder . . .	604,8 ^{mm}
Durchmesser der Zahnrad-Cylinder	315 ^{mm}
Kolbenhub « « «	500 ^{mm}
Hebellänge der Schwinge nächst dem Kreuzkopfe	560 ^{mm}
« « « « der Zahntrieb-achse	360 ^{mm}
Hebellänge der Zahnrad-Triebkurbeln . . .	150 ^{mm}
Theilung der Zahnräder	100 ^{mm}
Zähnezahl der Zahnräder	19
Kessel-Ueberdruck	10 at
Heizfläche der Feuerbüchse	6,6 qm
Heizfläche der Siederohre	78,0 «

Gesamtheizfläche	84,6 qm
Rostfläche	1,37 «
Gesamtradstand	3500 ^{mm}
Entfernung der Mittelachse von der Vorderachse	2130 ^{mm}
« « « « « Hinterachse	1370 ^{mm}
Entfernung der Zahntriebräder	1250 ^{mm}
Länge der Locomotive von Aussenkante zu Aussen-	
kante der Bufferschwellen	7680 ^{mm}
Länge der Locomotive von Buffer zu Buffer	8980 ^{mm}
Inhalt der Wasserkasten	4 cbm
« « Kohlenkasten	1,5 t
Leergewicht der Locomotive	34,3 t
Dienstgewicht der Locomotive	42,4 t

Die Locomotive ist im Stande in einem Bogen von 240^m Halbmesser einen Zug von 100 t Gesamtgewicht (ausschliesslich des eigenen Gewichtes) auf der Reibungsbahnstrecke von $\frac{1}{40}$ Steigung ($25 \frac{0}{100}$) mit 20 km, auf der Zahnstangenstrecke $\frac{1}{18,18}$ Steigung ($55 \frac{0}{100}$) mit 10 km Geschwindigkeit in der Stunde zu befördern; in letzterem Falle sind beide Triebwerke in Thätigkeit.

Bei dem Entwurfe der Locomotive wurde vor allem darauf gesehen, einen möglichst festen, starren Rahmenbau zu gewinnen, von dem jeder einzelne Theil der Maschine und auch der Kessel abgenommen werden kann, ohne ihn in seinem Bestande angreifen zu müssen. Die Rahmenbleche sind deshalb mit den Kesselträgern, den Bufferbalken und sonstigen Querverbindungen vernietet und es ist gegen eine Verschiebung des Baues noch dadurch Vorsorge getroffen, dass zwischen mehreren Querverbindungen starke Blechtafeln eingebaut und mit letzteren und den Rahmen ebenfalls durch Vernietung verbunden sind. Dagegen wurde sorgfältig vermieden, Theile des Kessels und die Cylinder in den Rahmenbau einzubeziehen und die Cylinder zur Lagerung des Kessels als Zwischenstück zwischen diesem und dem Rahmen zu verwenden. An der Rauchkammer ist unten ein aus Blechen und Winkeln gebildeter Fuss angebracht, welcher auf dem vorderen Theile des Rahmenbaues unmittelbar aufsteht, und mit demselben durch Schrauben verbunden ist. Auf den übrigen Kesselträgern liegt der Kessel natürlich nur lose auf, damit die durch die wechselnden Wärmestände bedingten Streckungen frei erfolgen können.

Seitlich an den Rahmenblechen sind die Reibungsrad-Cylinder angeschraubt, oben auf den Rahmen und dem zwischen denselben eingebauten starken Verbindungsbleche die Zahnrad-Cylinder befestigt. Die sonstige Anordnung des Reibungs-Triebwerkes ist genau so angeordnet, wie bei einer gewöhnlichen dreifachgekuppelten Tenderlocomotive. Die einzige Abweichung besteht darin, dass die Kuppelstange zwischen Triebachse und hinterer Kuppelachse auf kugelförmigen Zapfen gelagert sind, damit das der Achse mit Rücksicht auf die engen Krümmungen gegebene seitliche Spiel vollkommener ausgenutzt wird, als es sonst unter dem Einflusse des Zwängens der Stangen der Fall wäre. Es war auch in Erwägung gezogen worden, die hintere Achse überhaupt nur als Laufachse anzuordnen; allein die Rücksicht auf die Witterungsverhältnisse der von der Bahn durchzogenen Gegend liess es doch angezeigt erscheinen, das volle Gewicht der Locomotive zur Erzeugung der Triebachse-Reibung auszunützen.

Die Anordnung des Zahnrad-Triebwerkes ist ähnlich der der Harzbahn-Locomotive.*) Die Zahnräder bezw. ihre Achsen sind nach dem zuerst von Klose angegebenen Gedanken nicht in dem Hauptrahmen gelagert, sondern in einem besonderen kleinen Rahmen, der ohne Zwischenschaltung von Federn auf die Achsen der Triebäder gelegt ist, damit der Eingriff der Zahnräder stets richtig erfolgt. Die Verbindung des tief liegenden Triebzahnrades mit dem hoch liegenden Cylinderpaare ist mittels Einschaltung eines Paares von Schwingen bewirkt, wie sie zuerst von Belpaire an der von Carels auf der Wiener Weltausstellung von 1873 ausgestellten Locomotive und später von Brown an seiner Strassenbahn-Locomotive angewendet worden ist; diese Schwingen sind durch die Anordnung von ungleichen Hebelarmen zugleich benutzt, um eine höhere Kolbengeschwindigkeit und kleinere Cylinder zu erhalten, als sich bei unmittelbarer Verbindung ergeben würden.

Die beiden Zahnräder liegen hinter einander und sind durch Kuppelstangen verbunden, wie die Triebäder einer Reibungs-Locomotive. Mit Rücksicht auf die durch die Zahnstangenstösse und die wechselnden Wärmestände der Zahnstange bedingten, sowie von der Herstellung sich herschreibenden Ungenauigkeiten in der Zahntheilung, kann nun allerdings immer nur ein Zahnrad in kinematisch richtigem und zugleich kraftschlüssigem Eingriffe stehen, während das zweite Zahnrad zwar in genügend genauem kinematischem Eingriffe steht, als gleichzeitig kraftübertragend aber nicht angesehen werden kann. Das zweite Zahnrad dient vielmehr nur als Rückhalt, falls am ersten Zahnrade, bezw. den von ihm erfassten Zähnen der Stange ein Bruch stattfinden sollte. Bei der gewählten Zahnform und Grösse der Räder ist eine Engrifflänge der Zähne von 1,5 Theilungen vorhanden; es sind also von jedem Zahnrade günstigsten Falles 2 Zähne, ungünstigsten Falles 1 Zahn im Eingriffe. Da nun die Radmittel um $12\frac{1}{2}$ Theilungen (1250^{mm}) von einander entfernt sind, so befindet sich stets ein Rad mit zwei, das andere mit einem Zahne im Eingriffe.

Die Stärke der Zähne ist so berechnet, dass ein einziger Zahn im Stande ist, der Beanspruchung durch die ganze Last des Zuges einschliesslich des Bewegungswiderstandes mit Sicherheit zu widerstehen. Zwar ist die Anstrengung der Zähne gewöhnlich eine geringere, weil die beiden Triebwerke auf der Zahnstangenstrecke gleichzeitig arbeiten und daher jedem nur die halbe Leistung zufällt. Allein trotz der hohen Belastung der Triebäder ist bei den ungünstigen Reibungs-Verhältnissen der Gebirgs-Strecke das Auftreten von Radschleudern nicht ausgeschlossen und in solchem Falle hängt vorübergehend doch die ganze Zuglast an den Zahnradern, bezw. dem einen Zahne derselben, welcher sich zufällig im vollen kraftschlüssigen Eingriffe befindet. Die seit Eröffnung der Bahn gemachten Erfahrungen haben seither bestätigt, dass die Voraussicht des öfteren Eintrittes von Radschleudern nur zu begründet und die geschilderte Vorsichtsmaassregel durchaus am Platze war.

Sowohl das Zahnradtriebwerk, als auch das Reibungsradtriebwerk ist mit der Luftgedrucktremse versehen, wie sie vom Verfasser seit 10 Jahren für alle auf Gebirgsstrecken ver-

*) Organ 1887, Seite 189.

kehrenden Locomotiven der Badischen Bahn in Anwendung gebracht worden ist. Die Einrichtung besteht darin, dass das Ausströmungsrohr durch eine Klappe von der Rauchkammer abgesperrt, dagegen mit der freien Aussenluft in Verbindung gebracht und die Steuerung auf Rückwärtsgang gestellt wird. Das Triebwerk arbeitet dann als Luftverdichtungspumpe, saugt Luft durch das Ausströmungsrohr an, verdichtet sie und presst sie in das Einströmrohr, von wo sie durch einen Hahn und den am Schornsteine angebrachten Schalldämpfer entweicht. Durch Stellung des Hahnes auf engere oder weitere Durchgangsöffnung wird die Spannung der Luft im Einströmungsrohre, also der Gegendruck auf die Kolben und damit auch die Bremswirkung geregelt. Um die bei der Verdichtung der Luft auftretende Wärme aufzunehmen, wird in das Ausströmungsrohr kaltes Wasser eingespritzt, welches mit der Luft in die Cylinder gelangt, durch die Wärme verdampft wird und mit der Pressluft in Dampfform entweicht. Diese Bremsrichtung gestattet eine ausserordentlich feine Regelung der Bremswirkung und hat dabei den Vortheil, dass kein Schleudern der Räder eintreten kann und daher weder die Radreifen noch die Schienen übermässig abgenutzt werden.

Ausserdem ist die Locomotive mit einer Handbremse mit Schrauben-Antrieb versehen, welche in gewöhnlicher Weise auf

die Triebräder wirkt und ferner mit einer gleichen Bremse, welche auf geriffelte, seitlich an die Zahnräder angeschraubte Bremsrollen mit Klötzen einwirkt. Endlich ist auf der Locomotive ein Haspel zur Bedienung der an den Wagen angebrachten Schmid'schen Schraubenrad-Bremse*) angebracht.

Die gänzliche Trennung der beiden Triebwerke hat zur Folge, dass auch alle für die Bedienung der Maschine nöthigen Handgriffe auf dem Führerstande doppelt vorhanden sind, wie Dampf-Einlasshebel, Steuerungsrad, der Zug für den Gegendruck-Bremshahn und Cylinder-Einspritzhahn. Durch eine planmässige Anordnung dieser Theile, sodass die gleichen Griffe stets über oder neben einander und der Griff für die Reibungsmaschine stets über oder nach der Locomotivmitte zu liegend, neben dem für die Zahnradmaschine angeordnet wurde, ist dem Führer die Handhabung der auf den ersten Blick etwas verwickelt erscheinenden Einrichtung sehr erleichtert. Wegen der zahlreichen auf der Bahn vorhandenen unbewachten Wegeübergänge musste die Locomotive auch mit einem Läutewerke ausgestattet werden, wozu der Einfachheit halber das Latowski'sche Läutewerk**) gewählt worden ist.

(Schluss folgt.)

*) Organ 1886, Seite 169; 1888, Seite 291.

**) Organ 1883, Seite 96 u. 242; 1888, Seite 292.

Untersuchungen über die Siemens und Halske'schen Blockwerke und daraus folgende Verbesserungen und Vereinfachungen bei der Verwendung zur Sicherung des Zugverkehrs.

Preisgekrönt vom Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.†)

Von **Martin Boda**, Telegraphen-Ingenieur der priv. österr.-ungar. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Budapest.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—24 auf Tafel XVI.)

Als im Jahre 1883 die Blockanlagen von Siemens und Halske auch auf den ungarischen Linien der priv. österr.-ungar. Staatseisenbahn-Gesellschaft eingeführt wurden, kam ich zum ersten Male in die Lage bei der Einrichtung einiger Sicherungsanlagen und Blocklinien mitzuwirken, und bei dieser Gelegenheit nicht nur das Wesen dieser so gründlich durchdachten Anlagen, sondern auch die mannigfaltige Anwendung derselben kennen zu lernen.

Nach der Inbetriebnahme dieser Sicherungseinrichtungen, d. h. während ihrer Benutzung durch die Verkehrsbeamten und Blockwärter hatte ich Gelegenheit, einige Mängel zu beobachten, welche der Anlage noch anhafteten und deren Beseitigung mir zur Hebung der Verkehrssicherheit nothwendig schien.

Der erste Mangel, der mir bei der Blockeinrichtung zur Sicherung des 700 m langen Tunnels bei Pressburg, in welchem die beiden Gleise so nahe an einander gerückt sind, dass denselben zwei Gegenzüge gleichzeitig nicht befahren können, und bei der Sicherung der Marchbrücke, auf welcher beide Gleise wegen Platzmangel in einander geschlungen sind, aufgefallen ist, bestand darin, dass zwei auf einander folgende, einer und der-

selben Fahrtrichtung entsprechende Signale, — deren Stellvorrichtungen von einander weit entfernt sind —, und deren Stellung auf »Erlaubte Fahrt« nicht von den betreffenden Nachbarblockwärtern, sondern von einem Bahnhofs-Blockwerke abhängig ist, nicht in ein solches Abhängigkeitsverhältnis zu einander gebracht werden können, dass die zwischen denselben liegende Bahnstrecke als eine Blockstrecke wirkt.

Die Lösung dieser Aufgabe unter Benutzung einer selbstthätigen Schieberanordnung im Blockwerke des Dienstraumes — wie sie seitens der genannten Firma zur Schaffung der Abhängigkeitsverhältnisse zwischen den Signalen angewendet wird, stösst nämlich auf mechanische Hindernisse, welche die betriebssichere Verschiebung der Schieberlineale und demnach eine verlässliche Wirkung der Blockeinrichtung unmöglich machen.

Es wurde zwar in Pressburg und Marchegg durch eine besondere Schaltung der Blockwerke zwischen den erwähnten Signalen eine besondere Blockstrecke geschaffen, welche jedoch gegen das Gesetz gegenseitiger Abhängigkeit, nach welchem jede Sicherungsanlage eingerichtet sein muss, versties, und daher bei nicht vorschriftsmässiger Handhabung der Blockeinrichtungen

†) Vergl. Organ 1888, Seite 243.

durch die Angestellten der Sicherheit des Zugverkehrs verhängnisvoll werden konnte.

Ein zweiter vom Standpunkte der Verkehrssicherheit nicht zu unterschätzender Mangel an diesen Blockwerken ist der, dass sie die unmittelbar aufeinander folgende Freigabe zweier oder mehrerer feindlicher Signale unter gewissen Umständen zulassen, und dass durch solche feindliche Signale, deren Stellvorrichtungen weit von einander entfernt sind, und zwischen welchen daher keine mechanische Abhängigkeit geschaffen werden kann, leicht ein Zusammenstoss zweier Züge herbeigeführt werden kann.

Wenngleich die Blocksätze eines Siemens und Halske'schen Blockwerkes im Dienstraume sammt der selbstthätigen Schiebervorkehrung in einem eisernen Schutzkasten eingeschlossen sind, und dieser sammt den Rahmen der Blockfenster mit Bleisiegel verschlossen ist, so ist es doch ein Leichtes durch die Entfernung des Verschlusses und Abschrauben der Blockfensterahmen zu den Electromagneten der Blocksätze zu gelangen und durch öfteres Hin- und Herschwingen des magnetisch gemachten Ankers die in der niedergedrückten Lage verschlossenen Hemmungsstangen auszulösen, hierdurch die verschobenen bezw. festgestellten Schieberlineale in ihre ursprüngliche Lage zurückzuführen — und dann das zu bewegende Signal frei zu machen.

Diese unerlaubten Eingriffe in die Blockwerke im Dienstraume kommen zumeist dann vor, wenn der Verkehrsleiter aus Uebereilung oder Zerstreung ein nicht beabsichtigtes Signal freigegeben hat, und diesen Fehler auf dem obgenannten Wege gut machen zu können glaubt.

Der Grund, dass es nicht leicht möglich ist, diesem verbotenen Vorgange, der mit der Hand auf mechanischem Wege ausgeführten Auslösung der Hemmungsstangen in der Blockeinrichtung des Dienstraums gründlich entgegenzutreten, liegt darin, dass sich dieser unerlaubte Eingriff jederzeit mit der nicht vollkommen bewerkstelligten Freimachung des Fensters der Blockeinrichtung im Dienstraume durch den betreffenden Blockwärter rechtfertigen lässt, wobei angeblich das Blockfenster nur zur Hälfte roth geblendet wurde.

Der Bleisiegelverschluss der Blockfenster im Dienstraume lässt daher nicht mit Sicherheit erkennen, ob ein Blockfenster zum Zwecke der Freimachung eines festgestellten Blocksatzes geöffnet wurde, weil die nichtbeabsichtigte Freigabe eines Signales erfolgt war, oder weil das Blockfenster während des Verschliessens eines Signales nicht ganz roth geblendet wurde.

Auch auf eine andere Art, und zwar ohne Eingriff in die Blockwerke des Dienstraumes, und sonach ohne jede Verletzung des Bleisiegel-Verschlusses lassen sich die festgestellten Hemmungsstangen eines Blocksatzes im Dienstraume oder in der Wärterbude frei machen, und daher mehrere feindliche Signale einer Sicherungsanlage gleich nach einander frei geben. Sind nämlich die Blocksätze der sich ausschliessenden Signale — wie dies bei den meisten Anlagen der Fall ist — mit Weckertasten ausgerüstet, so lassen sich, wenn man den metallischen Theil zweier oder mehrerer Weckertasten, auf welchem die Druckknöpfe aufgeschraubt sind, mittels eines blanken Drahtes mit einander verbindet, zwei oder mehrere Blocksätze in kurzen metallischen Schluss bringen. Wird nun die Blocktaste eines

dieser Sätze niedergedrückt, und dabei die Kurbel des Magnetinductors gedreht, so werden durch die Electromagnete der metallisch verbundenen Weckertasten Ströme für Freigabe (Wechselströme) erzeugt, und die etwa verschlossenen Hemmstangen der übrigen Sätze ausgelöst. Befindet sich der Block im Dienstraume, so werden die Blocktasten der feindlichen Signale wieder frei beweglich, und dient derselbe zum Verschliessen von Signalhebeln, so werden dieselben freigegeben, und können mit Rücksicht auf die zwischen denselben etwa bestehende Abhängigkeit auf »Freie Fahrt« gestellt werden.

Vom Standpunkte der Verkehrssicherheit erscheint es jedoch unerlässlich die Blockeinrichtungen so zu gestalten, dass die Freigabe eines feindlichen Signales erst nach thatsächlich erfolgtem Verschlusse des freigegebenen Signales in der Haltstellung ausgeführt werden kann.

Durch die Ausrüstung der Blocksätze der Signale mit Klinken zur Hemmung der Blocktasten nach bewerkstelligtem Verschliessen derselben wird die vorbeschriebene Ausführung der Freimachung der Signale wohl etwas umständlicher, aber nie unmöglich gemacht, weil die Freigabe der feindlichen Signale gleich nach der bewerkstelligten Wiederblockirung eines der freigemachten Signale und zwar in jener Zeit vorgenommen werden kann, in welcher die Blocktaste desselben noch niedergedrückt erscheint.

Durch die Einschaltung der Weckertasten zwischen die Erd- bzw. Rückleitung und die Electromagnete der Blocksätze, würde dieser Mangel zwar ganz gehoben, allein die in die Blockleitungen entsendeten Weckerströme — gleichgerichtete Ströme — würden bei jedesmaliger Benutzung der Weckertasten die genannten Electromagnete durchlaufen, unter Umständen die Eisenkerne derselben bleibend magnetisch machen; dadurch die nothwendige verlässliche Wirksamkeit des Ankers unter der Einwirkung von Wechselströmen beeinträchtigen, und in vielen Fällen die Möglichkeit der Freigabe der Signale in Frage stellen.

Die Einschaltung der Weckertasten zwischen die Electromagnete der Blocksätze und die Erdleitung kann daher nicht empfohlen werden.

Die praktische Erfahrung lehrt, dass die Siemens und Halske'schen Blockeinrichtungen dann am verlässlichsten wirken, wenn durch die Electromagnete derselben keine gleichgerichteten Ströme, also weder Wecker- noch Batterieströme laufen, und dass, wenn auf einer und derselben Leitung geläutet und blockirt wird, es vortheilhafter erscheint, zuerst die Freimachung vorzunehmen und darauf erst den Wecker in Thätigkeit zu setzen.

Wenn auch die mechanische Abhängigkeit zwischen den Blocktasten einer Blockeinrichtung im Dienstraume vornehmlich dazu bestimmt ist, die Stellung der Signale auf »Erlaubte Fahrt« von dem Willen des Betriebsleiters nach einem feststehenden Plane abhängig zu machen, und die Freigabe von Signalen feindlicher Fahrstrassen aus Uebereilung und Unachtsamkeit hintanzuhalten, so soll jede Sicherungsanlage, wenn sie auf diesen Namen mit Recht Anspruch erheben will, bezüglich der Blockeinrichtung bösem Willen keinen Spielraum lassen, anderseits keine unnöthigen Schwierigkeiten für den Betriebsbeamten schaffen.

Die im Jahre 1883 mit den Siemens und Halske'schen Blockanlagen in Marchegg und Pressburg gemachten Erfahrungen

haben mich davon überzeugt, dass deren Blockwerke noch einer weiteren Ausbildung und die Anwendung derselben auch noch einer Vereinfachung fähig ist.

Auf welche Art dies erreicht werden kann, soll im Nachfolgenden dargelegt und durch die Lösung einiger der Beachtung werthen Aufgaben erläutert werden.*

A. Die elektrische Abhängigkeit zwischen den einzelnen Sätzen einer oder mehrerer Blockeinrichtungen.

Die häufigen auf mechanischem Wege — mit der Hand — ausgeführten Auslösungen der Hemmungsstangen der Blocksätze im Dienstraume in den hiesigen Blockeinrichtungen haben mich veranlasst, darüber nachzudenken, auf welche Art diesen schwer nachzuweisenden Ordnungswidrigkeiten gesteuert werden könnte.

Der Gedanke, dass es ganz gleichgültig ist, ob durch die Freigabe eines Signales die Blocktasten der feindlichen Signale im Blockwerke im Dienstraume gehemmt, oder ob durch diese Freigabe die nach den Blocksätzen der feindlichen Signale führenden Stromwege unterbrochen werden, führte mich im Jahre 1883 auf den Gedanken, die Abhängigkeit der Freigaben feindlicher Signale unter einander durch Unterbrechungen ihrer Leitungen zu schaffen.

Seit dieser Zeit habe ich diesen Grundgedanken verfolgt und gefunden, dass ich durch die Einführung des Grundsatzes der Unterbrechung bezw. Schliessung der Blockleitungen im Stande sei, nicht nur die erwähnten Mängel der Blockanlagen zu beseitigen, sondern mittels derselben auch Aufgaben zu lösen, welche mittels der Schieberhemmung nicht gelöst werden können.

Der Grundgedanke der Unterbrechung bezw. Schliessung der Blockleitungen gelangt zur Durchführung dadurch, dass man die senkrechte auf- und abwärts gerichtete Bewegung der Hemmungsstangen der Sätze der Blockwerke auf eine oder mehrere mit einander zu einer Gruppe gekuppelte Tasten, durch welche die Blockleitungen geführt sind, so einwirken lässt, dass diese Tasten in Folge der einen Bewegung der Hemmungsstangen geöffnet bezw. geschlossen, und in Folge der anderen Bewegung geschlossen bezw. geöffnet werden.

In den Figuren 1, 2, 3 und 4 Tafel XVI ist dieser Grundgedanke dargestellt.

Auf die Hemmungsstange s der Blocksätze ist der runde, mit einer Muffe versehene Mitnehmer m aufgesteckt und mittels eines Bolzens befestigt. Auf einem neben diesen Stangen angebrachten bis auf den Boden des Kastens reichenden Brettchen ist die mit einer Spiralfeder f versehene Nebentaste t sammt der Haupttaste u angeschraubt.

In Fig. 1 Taf. XVI ist der Block frei d. h. die Hemmungsstange s ausgelöst, und die Leitung L in der Taste t , deren Hebel l mittels der Spiralfeder f an das Schlusstück c ange-drückt ist, geschlossen.

Wird die Blocktaste T und mit ihr die Hemmungsstange s niedergedrückt, so wird durch den Mitnehmer m der Hebel l von c entfernt, hierdurch die Leitung L unterbrochen, und wenn diese Stange in der niedergedrückten Lage verschlossen wird, diese Unterbrechung festgestellt.

Durch die Freimachung dieses Blocksatzes wird s ausgelöst, durch die gespannte Feder f nach aufwärts getrieben und dadurch die Taste t und mit ihr die Leitung L geschlossen.

In diesem Falle ist es nicht nöthig die Hemmungsstangen mit besonderen Spiralfedern zu versehen.

In Fig. 2 Taf. XVI ist der Fall dargestellt, dass die Taste t bei nicht verschlossener, ausgelöster Stange s geöffnet, somit die Leitung L unterbrochen, dagegen wenn s verschlossen wird, die Taste und mit ihr die Leitung L geschlossen erscheint.

Die Spannung der Spiralfeder f_1 muss grösser sein, als jene von f .

In Fig. 3 Taf. XVI ist der Fall veranschaulicht, dass die Taste t nach oben geschlossen, somit L_1 mit L_2 verbunden ist, wenn die Hemmungstange ausgelöst erscheint, — dagegen L_1 mit L_3 in Verbindung tritt, sobald s gehemmt wird.

In Fig. 4 Taf. XVI ist die Kuppelung der drei Nebentasten t_1 , t_2 und t_3 mittels einer Stange aus Holz oder Elfenbein zu einer Tastergruppe veranschaulicht. Dabei sind die Tasten t_1 und t_2 geschlossen und t_3 geöffnet, wenn s ausgelöst, — dagegen t_1 und t_2 geöffnet und t_3 geschlossen, wenn s verschlossen ist.

In Fig. 5 Taf. XVI ist ein Blocksatz in Linien dargestellt, welcher der Bedingung entspricht, dass wenn s ausgelöst ist der Elektromagnet desselben aus der Leitung L ausgeschaltet, dagegen, wenn diese Stange verschlossen ist, in diese Blockleitung eingeschaltet ist.

Diese Ein- und Ausschaltung des Elektromagneten wird in folgender Weise bewirkt: der Blockkasten ist auf einem niedrigen in der Figur nicht sichtbaren Kasten aufgestellt, welcher mit der im Durchschnitte gezeichneten Riegelachse x dem Schieberlineale A und dem Doppelschlüssel t versehen ist.

Auf die aus dem kleinen Kasten herausragende Riegelachse x ist der Sperrhebel k — Knebel. —, im Kasten selbst der Mitnehmer l , und hinter diesem der Schlussdaumen d aufgesteckt. In der in der Figur gezeichneten Lage, ist die Stange s ausgelöst. Das Schieberlineal A trägt auf der Seitenfläche die Ansätze m und n und den Stift e . Der Ansatz m liegt unter s und hierdurch ist die Blocktaste T gehemmt, die Leitung L durch die nach unten geschlossene Taste t mit der Erdleitung verbunden.

Beim Umlegen des Sperrhebels k von rechts nach links wird einerseits durch die Einwirkung des Mitnehmers l auf den Stift e das Schieberlineal A von rechts nach links verschoben, dadurch s frei gemacht und die Spiralfeder F gespannt; andererseits der Hebel des Tasters t nach aufwärts gehoben, dadurch die Verbindung desselben mit dem unteren Schlusstücke aufgehoben, dagegen mit dem oberen und damit mit dem Elektromagneten hergestellt.

Wird nun T niedergedrückt, hierdurch die Inductionsspule mit u verbunden, und dann die Letztere in Bewegung gesetzt, so wird die Stange s in der niedergedrückten Lage verschlossen, und demzufolge das Schieberlineal durch den Ansatz m , der Mitnehmer l sammt dem Knebel k und damit auch der Schlussdaumen d durch den Ansatz n an der Rückbewegung durch die Spiralfedern f und F gehindert.

Solange demnach die Stange s verschlossen ist, bleibt die Leitung L mit dem Blocksatze elektrisch verbunden, wird dieselbe jedoch ausgelöst, so kehrt das Schieberlineal A und mit ihm der Mitnehmer l , Knebel k und Schlussdaumen d sammt t mittels der Spannung der Spiralfedern f und F in seine ursprüngliche Lage zurück, wodurch sich m wieder unter s stellt. der Blocksatz aus der Leitung L ausgeschaltet und letztere wieder mit der Erdleitung verbunden wird.

Werden mehrere mit Knebeln, Mitnehmern und Schlussdaumen ausgerüstete Riegelachsen neben einander angeordnet, und wirken die Mitnehmer auf ein gemeinschaftliches Schieberlineal und jeder Schlussdaumen auf eine besondere Taste, dann ist hierdurch der Grundgedanke der Einrichtung eines Blockwerkes gegeben, in welcher an die Stelle mehrerer Blocksätze deren nur einer tritt.

Die nähere Einrichtung der Blockwerke nach diesem Grundgedanken wird an der Blockeinrichtung von Sicherungsanlagen später näher erläutert werden.

Bei der Anwendung des neuen Grundgedankens zur Schaffung von Abhängigkeitsverhältnissen zwischen Signalen untereinander und zwischen Signalen und Weichen oder ganzen Weichenstrassen kommt es jedesmal darauf an, mit wie vielen Nebentasten ein jeder Blocksatz zu versehen ist, wie die Nebentasten unter sich mit dem Magnet-Inductor, mit den Haupttasten und gegebenen Falles auch mit den Blockleitungen zu verbinden sind, und ob dieselben bei verschlossenen Hemmungs-Stangen geöffnet oder geschlossen sein müssen.

Es ist jetzt schon nicht schwer, einzusehen, dass nachdem man die Hemmungsstangen der Blockwerke sowohl im Dienstraume, wie in den Blockwärterbudon auf einzelne oder aber auf Gruppen von Nebentasten einwirken lassen kann, man mannigfaltige Abhängigkeitsverhältnisse zwischen den Signalen untereinander und zwischen diesen und den elektrisch verschliessbaren Weichen und Weichenstrassen zu schaffen im Stande ist.

Diese Art der Abhängigkeit kann zum Unterschiede von der mechanischen — mittels Schieberhemmung — die elektrische genannt werden.

Die Stromkreise der unter Zugrundelegung der elektrischen Abhängigkeit entworfenen Pläne der Sicherungsanlagen sind sehr beachtenswerth und zeigen, dass die Blockanlagen Siemens und Halske einer Vervollkommnung fähig waren.

Ich habe es mir zur Aufgabe gestellt, in diesen Untersuchungen zu zeigen, in welcher Weise diese Abhängigkeit bei den Signal- und Weichenstellwerken, an welche verschiedene Bedingungen geknüpft werden, mit Vortheil angewendet werden kann.

Zuerst will ich zeigen, welche Abhängigkeitsverhältnisse zwischen den Blocktasten eines Blockwerkes im Dienstraume geschaffen werden können.

In Fig. 6 Taf. XVI ist die Einrichtung eines Blockwerkes im Dienstraume in Linien dargestellt, mittels welcher die vier sich ausschliessenden Signale S_I , S_{II} , S_{III} und S_{IV} freigegeben werden sollen.

Darin sind w die den Signalen entsprechenden Wecker, q die Wecker-, T die Blocktasten, u Haupt-, t Nebentasten, s Hemmungsstangen, m Electromagnete, L Blockleitungen, J die Spule des Magnet-Inductors und E die Erdleitung.

In der Ruhezeit sind alle Hemmungsstangen ausgelöst und alle Nebentasten geschlossen.

Die Schaltung des Blockwerkes im Dienstraume ist aus der Figur deutlich zu ersehen.

Dem von dem Sammler der Inductionspule auslaufenden Strome stehen von dem Knüpfungspunkte a angefangen zwei Wege offen. Der eine Weg führt durch die Nebentasten t_{IV} , t_{III} und t_{II} zur Haupttaste u_I und der zweite durch t_I zu den Haupttasten der übrigen Blocksätze.

Dieser zweite Stromweg spaltet sich bei b abermals in zwei Zweige. Der erste führt durch t'_{IV} und t'_{III} nach der Haupttaste u_{II} und der zweite durch t'_{II} nach den Haupttasten der übrigen zwei Signale S_{III} und S_{IV} ; dieser theilt sich in c abermals in zwei Stromwege, von denen der eine durch t''_{IV} zur Haupttaste u_{III} und der zweite durch t''_{III} zu u_{IV} führt.

Wird die Blocktaste T_I niedergedrückt, so wird in t_I der Stromweg zu den Haupttasten u_{II} , u_{III} und u_{IV} unterbrochen, während der durch t_{IV} , t_{III} und t_{II} durch m_I , q_I und L_I nach dem Blocksatze des Signales S_I führende durch die nach unten geschlossene Haupttaste u_I hergestellt wird. Das Signal S_I kann freigegeben werden.

Wird T_{II} niedergedrückt, so wird in t_{II} der Stromweg von J nach u_I und in t'_{II} jener von J nach u_{III} und u_{IV} unterbrochen, dagegen die Verbindung der Inductionspule mit der Leitung L_{II} durch t_I , t'_{IV} , t'_{III} und durch die nach unten geschlossene Taste u_{II} hergestellt; es kann nun das Signal S_{II} freigegeben werden. Wird ferner T_{III} niedergedrückt, so wird in t_{III} die Verbindung zwischen der Inductionspule und u_I , in t'_{III} jene nach u_{II} und in t''_{III} nach u_{IV} unterbrochen, und diejenige über t_I , t'_{II} und t'_{IV} und durch die nach unten geschlossene Haupttaste u_{III} in die Leitung L_{III} eingeschaltet, so dass das Signal S_{III} freigegeben werden kann. Wenn endlich die Blocktaste T_{IV} niedergedrückt wird, so werden die von J nach den Haupttasten u_I , u_{II} und u_{III} führenden Stromwege in den Nebentasten t_{IV} bzw. t'_{IV} und t''_{IV} unterbrochen und die Verbindung der Inductionspule mit u_{IV} über t_I , t'_{II} und t''_{III} hergestellt. In diesem Falle kann das Signal S_{IV} freigegeben werden.

So lange die Hemmungsstange eines der vier Sätze verschlossen ist, können die übrigen nicht verschlossen, und demnach auch die denselben entsprechenden Signale nicht freigegeben werden. Beim gleichzeitigen Niederdrücken zweier, dreier oder aber aller vier Blocktasten werden alle von e nach den Haupttasten führenden Stromwege unterbrochen und es kann daher kein Signal freigegeben werden.

Die Zahl der zur Verwendung gelangenden Nebentasten t hängt von der Anzahl der feindlichen Signale ab.

Da neben jeder Hemmungsstange nur vier solche Nebentasten angebracht werden können, so ist die Anzahl der Signale deren Freigabe sich ausschliessen soll, auf fünf beschränkt.

Sollte nach diesem Grundsatz ein Blockwerk im Dienstraume für mehrere feindliche Signale angelegt werden, dann müsste der Kasten desselben entsprechend höher gebaut werden.

In welcher Weise ein Blockwerk im Dienstraume zur Freigabe einer beliebigen Anzahl feindlicher Signale eingerichtet

werden kann, ohne die Höhe desselben ändern zu müssen, zeigt Fig. 7 Taf. XVI.

Jede der sechs Hemmungsstangen s wirkt auf eine doppel-schlüssige Nebentaste t ein, jede Haupttaste u ist mit einer zweiten Taste u' gekuppelt und jede Blocktaste T mit einer Hemmungsklinke r versehen.

Die Verbindung der Inductionsspule mit den Haupt- und Nebentasten ist aus der Figur deutlich zu ersehen und es wird nur noch bemerkt, dass obwohl zwei oder mehrere Blocktasten gleichzeitig niedergedrückt werden können, doch die gleichzeitige Freigabe zweier oder mehrerer Signale durch die Nebentasten u' verhindert wird, weil bei Anwendung derselben immer nur ein Signal freigegeben werden kann, und zwar das Signal desjenigen Blocksatzes dessen niedergedrückte Blocktaste unter den übrigen niedergedrückten die äusserste nach rechts ist.

Würden alle Blocktasten gleichzeitig niedergedrückt, so würden alle von der Inductionsspule J zu den Haupttasten u führenden Stromwege unterbrochen, und es könnte in diesem Falle kein Signal freigegeben werden.

Die Hemmungsklinken r der Blocktasten haben den Zweck ein Niederdrücken der Blocktaste nach bewirkter Freigabe des betreffenden Signales und hierdurch die Bewegung der zugehörigen Nebentaste t unmöglich zu machen.

Auf den ersten Blick hat es den Anschein, als wenn mittels der Nebentasten t das erwähnte Abhängigkeitsverhältnis zwischen den sechs Signalen nicht geschaffen werden könnte, indem man leicht der Meinung sein kann, dass beim Verschliessen der Hemmungsstangen der Hebel der Nebentasten mit dem unteren Schlusstücke dieser in leitende Verbindung tritt, was jedoch nicht der Fall ist. Wird nämlich die Blocktaste T bis zum Anschlage ihres Druckknopfes an die Kastenwand niedergedrückt, so wird die Hemmungsstange s sammt dem an ihr angebrachten in der Figur nicht gezeichneten Wulste sich so tief befinden, dass die obere scharfe Kante des Wulstes bezw. des Ansatzes etwa 6 bis 7^{mm} von dem auf dem Hemmungsschnepper des Blocksatzes befindlichen scharfen Einschnitte entfernt ist, und sie wird sich nach bewerkstelligtem Verschliessen und Loslassen des Tasterknopfes vermöge der auf sie wirkenden gespannten Spiralfeder wieder um diese 6 bis 7^{mm} nach aufwärts bewegen. Während des Niederdrückens der Blocktaste wird, wie bekannt, der Hebel der Taste t durch den Mitnehmer m nach abwärts gedreht, und wenn sich die Hemmungsstange fast ganz in der tiefsten Lage befindet, die metallische Verbindung dieses Hebels mit dem unteren Schlusstücke derselben hergestellt.

Die Entfernung zwischen dem unteren Schlusstücke und der unteren Schlussfeder des Tasterhebels kann jedoch derart geregelt werden, dass die untere Schlussfeder das untere Schlusstück erst dann berührt, wenn zur vollständigen Niederdrückung der Blocktaste noch 3 bis 4^{mm} fehlen.

Bei einer derartig geregelten Nebentaste wird nach dem Loslassen der Blocktaste, deren zugehörige Hemmungsstange verschlossen wurde, zwischen dem unteren Schlusstücke und der unteren Schlussfeder ein 3 bezw. 2^{mm} breiter Zwischenraum bleiben, demnach dieser Tasterhebel in eine schwebende Lage zwischen dem oberen und unteren Schlusstücke gebracht und durch

das Einfallen der Hemmungsklinke unter die Blocktaste in dieser Lage bis zur Auslösung der Stange, d. h. bis zum Wiederverschlusse des freigegebenen Signales auch erhalten.

Da während der festgestellten Schwebelage des Tasterhebels, — siehe Fig. 7 Taf. XVI — Blocksatz mit der Blocktaste T_{IV} —, der Stromweg zwischen der Inductionsspule und den Haupttasten unterbrochen ist, so kann keine der übrigen Hemmungsstangen $s_I, s_{II}, s_{III}, s_V$ und s_{VI} verschlossen und daher auch keines der übrigen feindlichen Signale freigegeben werden.

Aus diesem Beispiele ist zu entnehmen, in wie einfacher Weise dieser an das Blockwerk des Dienstraumes gestellten Bedingung entsprochen werden kann.

In Fig. 8 und 9 Taf. XVI ist die Einrichtung eines Blockwerkes im Dienstraume angegeben, welche dazu bestimmt ist, die vier einer und derselben Fahrtrichtung entsprechenden, von einem Punkte aus freizugebenden Signale S_I, S_{II}, S_{III} und S_{IV} in ein solches Abhängigkeitsverhältnis zu einander zu bringen, dass in der Richtung der Fahrt die Freigabe eines jeden dieser Signale erst nach erfolgter Freigabe des nächsten vorwärts, und nach der Wiederblockierung des nächsten rückwärts stehenden Signales stattfinden kann.

Diese zwei Abhängigkeitsverhältnisse lassen bei näherer Betrachtung die Regelung des Zugverkehrs mittels dieser Signale in Raumabstand erkennen.

In der Ruhezeit, in welcher die vier Signale blockirt sind, sind die Hemmungsstangen des Blockwerkes im Dienstraume ausgelöst, dabei die Nebentasten t_I, t_{II} und t_{III} — Fig. 8 Taf. XVI — geöffnet, und die Tasten t'_{II}, t'_{III} und t_{IV} geschlossen. In dieser Zeit ist die Inductionsspule J bloss mit u_I durch t'_{II} geschlossen, die zu den übrigen Haupttasten führenden Stromwege dagegen in t_I bezw. t_{II} und t_{III} unterbrochen. Es kann demnach zuerst bloss das Signal S_I — das Erste — freigegeben werden.

Durch das Verschliessen der Stange s_I wird t_I geschlossen, und dadurch J mit u_{II} durch t_I und t'_{II} verbunden, und es kann nun S_{II} freigegeben werden.

In Folge der Freigabe des Signales S_{II} wird t_{II} geschlossen, t'_{II} geöffnet, dadurch die Verbindung zwischen J und u_{III} durch die Nebentasten t_{II} und t_{IV} hergestellt, und die Verbindung zwischen J und u_I in t'_{II} unterbrochen. Das Signal S_{III} kann nun freigegeben werden, während die Freigabe des etwa schon blockirten Signales S_I erst nach der Wiederblockierung von S_{II} d. h. nach erfolgter Auslösung von s_{II} durchführbar ist. In ähnlicher Weise wird durch die Freigabe des Signales S_{III} — Verschliessen der Hemmungsstange s_{III} —, die Verbindung von J mit u_{IV} durch die geschlossene Taste t_{III} hergestellt, dagegen jene mit u_2 in t'_{III} unterbrochen, so dass das Signal S_{II} erst nach bewerkstelligter Wiederblockierung des Signales S_{III} frei gegeben werden kann u. s. w.

Aus dem Mitgetheilten folgt daher, dass das erste Signal S_I erst nach der Wiederblockierung von S_{II} — des nachfolgenden —, das Signal S_{II} erst nach der Freigabe von S_I — des vorangehenden — und nach der Wiederblockierung von S_{III} — des unmittelbar nachfolgenden —, das Signal S_{III} nach Freigabe von S_{II} — des vorangehenden — und nach Wiederblockierung von

S_{IV} — des nachfolgenden —, und das Signal S_{IV} erst nach der Freigabe von S_{III} freigegeben werden kann.

Mittels eines so eingerichteten Blockwerkes im Dienststraume kann daher der Zugverkehr in ähnlicher Weise nach Raumabstand geregelt werden, wie mittels einer gewöhnlichen Blocklinie. Da die Blocktasten dieses Blockwerkes frei beweglich sind, erübrigt nur noch zu untersuchen, was geschieht, wenn zwei, drei oder vier Blocktasten böswillig unter gleichzeitigem Drehen der Inductionsspule auf einmal niedergedrückt werden.

Bei näherer Betrachtung der Fig. 8 Taf. XVI und Verfolgung der von der Inductionsspule beim Niederdrücken der Blocktasten auslaufenden Wechselströme ergibt sich, dass beim gleichzeitigen Niederdrücken der Blocktasten.

T_I und T_{II} das Signal S_{II}

T_I > T_{III} > > S_I

T_I > T_{IV} > > S_I

T_{II} > T_{III} > > S_{III}

T_{II} > T_{IV} kein Signal

T_{III} > T_{IV} das Signal S_{IV}

T_I , T_{II} u. T_{III} das Signal S_{III}

T_I , T_{II} > T_{IV} > > S_{II}

T_I , T_{III} > T_{IV} > > S_I und S_{IV}

T_{II} , T_{III} > T_{IV} > > S_{IV} und

T_I , T_{II} , T_{III} u. T_{IV} > > S_{IV} freigegeben wird.

Durch die nicht planmäßig vorgenommene Freigabe der Signale kann wohl ein Anhalten der Züge, aber kein Unfall herbeigeführt werden.

Um jedoch den Verkehrsleiter zu zwingen, die Freigabe dieser Signale in der planmäßigen Reihenfolge durchzuführen, erscheint es nothwendig, dieses Blockwerk im Dienststraume so einzurichten, wie aus der Fig 9 Taf. XVI zu ersehen ist, so dass es nur die Freigabe des Signales S_I zulässt, wenn entweder die Tasten T_I und T_{II} , T_I und T_{IV} oder T_I T_{III} T_{IV} gleichzeitig niedergedrückt werden. Beim Niederdrücken der Tasten der übrigen Tasterzusammenstellungen werden jedesmal alle Stromwege zwischen der Inductionsspule und den betreffenden Haupttasten unterbrochen und es kann demnach kein Signal freigegeben werden.

Wie aus Fig. 8 und 9 Taf. XVI ersichtlich ist, haben die Tasten t_I , t_{II} und t_{III} den Zweck, die Freigabe eines der genannten vier Signale von der vorher erfolgten Freigabe des unmittelbar vorangehenden — und die Tasten t'_{II} , t'_{III} und t_{IV} den, dieselbe von der vorherigen Wiederblockierung des unmittelbar nachfolgenden Signales abhängig zu machen.

Bedeutend einfacher gestaltet sich die Anordnung des Blockwerkes im Dienststraume, wenn auf die Erfüllung der ersten Bedingung verzichtet wird, und vom Blockwerke blos verlangt wird, dass die Freigabe eines der vier Signale erst nach der Wiederblockierung des in der Fahrriichtung unmittelbar hinterliegenden Signales möglich ist, nachdem der Zug in die nächstfolgende Strecke eingefahren ist.

Ein solches Blockwerk für den Dienststraum ist in Fig. 10 Taf. XVI dargestellt.

Bei gleichzeitiger Benutzung der Blocktasten T_I T_{IV} , T_I T_{II} T_{III} , T_I T_{III} T_{IV} und T_I T_{II} T_{III} T_{IV} wird kein, — und

bei den übrigen Tasterzusammenstellungen jedesmal nur ein, — und zwar das in der Fahrriichtung voranliegende Signal freigegeben, und somit kann die nicht planmäßige Handhabung dieser Einrichtung wohl ein Anhalten der Züge, aber keinen Unfall nach sich ziehen.

In der Fig. 10a Taf. XVI ist der Grundgedanke der inneren Einrichtung eines Blockwerkes für den Dienststraum dargestellt, in welcher die Hemmungsstangen s_1 und s_2 der einen Gruppe von Blocksätzen verschlossen, und diejenigen s_I und s_{II} der anderen Gruppe ausgelöst sind, und welche der Bedingung entspricht, dass eine beliebige — und dann keine andere — Hemmungsstange der Gruppe s_I , s_{II} , s_{III} erst nach bewirkter Auslösung einer beliebigen Hemmungsstange der Gruppe s_1 , s_2 , s_3 verschlossen, und dann wechselweise diese ausgelöste Stange der Gruppe s_1 , s_2 , s_3 erst dann wieder verschlossen werden kann, wenn zuvor die verschlossene Stange der Gruppe s_I , s_{II} , s_{III} wieder ausgelöst wurde.

In der Figur besteht jede dieser zwei Gruppen der Einfachheit halber blos aus zwei Blocksätzen, auch ist die Schaltung des so eingerichteten Blockwerkes im Dienststraume aus derselben genau ersichtlich.

Besteht jede Gruppe aus mehreren Sätzen mit den Hemmungsstangen s_1 , s_2 , s_3 , s_4 und s_I , s_{II} , s_{III} , s_{IV} , dann werden die Achsen der Hebel der Tasten t_1 , t_2 , t_3 , t_4 mit der Inductionsspule und die oberen Schlusstücke derselben miteinander verbunden. Der von J nach den Haupttasten u_1 , u_2 , u_3 , u_4 führende Stromweg wird durch die hintereinander geschalteten Tasten t_I , t_{II} , t_{III} , t_{IV} gebildet.

Um zwischen den Hemmungsstangen s_I , s_{II} , s_{III} ein solches Abhängigkeitsverhältniss zu schaffen, dass immer nur eine derselben verschlossen werden kann, werden die ihnen entsprechenden Blocksätze mit noch zwei Tasterreihen, wie in Fig. 7 Taf. XVI dargestellt ist, ausgerüstet, und die einzelnen Tasten der Reihe t'_I , t'_{II} , t'_{III} mit den entsprechenden Tasten t_I , t_{II} , t_{III} in Fig. 10a Taf. XVI und die einzelnen Tasten der zweiten Reihe u'_I , u'_{II} , u'_{III} mit den entsprechenden Haupttasten u_I , u_{II} , u_{III} gekuppelt.

Die Schaltung dieser Haupt- und Nebentasten untereinander und mit der Inductionsspule wird grade so ausgeführt, wie in Fig. 7 Taf. XVI, nur mit dem Unterschiede, dass die Tasten t'_I , t'_{II} , t'_{III} nicht unmittelbar mit der Inductionsspule, sondern mit den oberen Schlusstücken der Tasten t_1 , t_2 , t_3 verbunden werden.

Eine derartig eingerichtete Blockanlage im Dienststraume kann, um an Blocksätzen, Leitungen und Länge der Stellwerke zu sparen, mit Vortheil bei Signal- und Weichensicherungs-Anlagen solcher Bahnhöfe angewendet werden, in welche zwei oder drei Bahnlinien einmünden, und die Ein- und Ausfahrten der Züge auf bezw. von einem jeden Gleise einer bestimmten Nebengleisegruppe nicht nach einem feststehenden Plane, sondern, um dem Verkehrsleiter die gesammten Bahnhofsgleise zur freien Verfügung zu überlassen, auf bezw. von einem beliebigen Gleise dieser Gruppe stattfinden soll.

In diesem Falle werden die Gleise der Nebengleisegruppe mittels der Blocksätze mit den Hemmungsstangen s_1 , s_2 , s_3 und die dieser Nebengleisegruppe entsprechenden sich aus-

schliessenden Ein- und Ausfahrtssignale dagegen mittels der Blocksätze mit den Hemmungsstangen s_I , s_{II} , s_{III} freigegeben.

Um nun zu zeigen, in welcher Weise die electricische Abhängigkeit ausgenutzt werden kann, wenn die Vorrichtungen zur Schaffung derselben in die Blockwerke der Wärterbuden verlegt werden, mögen folgende Beispiele angeführt werden.

In Fig. 11 Taf. XVI ist die innere Einrichtung und Schaltung der zum Verschliessen der vier sich ausschliessenden Signale S_I , S_{II} , S_{III} und S_{IV} erforderlichen, durch vier Leitungen verbundenen Blockwerke im Dienstraume und in der Wärterbude dargestellt; die Signal-Stellvorrichtungen sind in einem Stellwerke neben einander vereinigt. Diese Anlagen entsprechen der Bedingung, dass die Freigabe eines jeden der vier feindlichen Signale nur nach dem thatsächlich erfolgten Wiedererschliessen des freigegebenen Signales bewirkt werden kann.

Zu diesem Zwecke ist neben jeder Hemmungsstange der Blockeinrichtung in der Wärterbude eine Reihe von 3 Nebentasten angeordnet und jede Haupttaste mit einer Nebentaste gekuppelt. Ferner ist jede vom Blockwerke des Dienstraumes herkommende Blockleitung durch die entsprechende Wecker-taste, Electromagnet, Wecker und durch je eine Taste t der nicht zugehörigen Sätze des Blockwerkes in der Wärterbude zur Erde geführt.

In der Ruhezeit sind alle vier Stangen verschlossen und alle Nebentasten t geschlossen.

Das Blockwerk im Dienstraume enthält keine Hemmungsstangen und jede Haupttaste u desselben ist mit zwei Nebentasten u' , u'' gekuppelt. Die Tasten u' haben den Zweck, die gleichzeitige Freigabe zweier oder mehrerer Signale zu verhindern und böswillige Handlungen zu vereiteln.

Wird eine der Hemmungsstangen ausgelöst, so werden die drei entsprechenden Nebentasten geöffnet, dadurch die den übrigen Signalen zugehörigen Blockleitungen unterbrochen und die Freigabe derselben unmöglich gemacht.

Da nun die Freigabe eines beliebigen der drei übrigen Signale dann bewerkstelligt werden kann, wenn die Hemmungsstange des freigegebenen Signales niedergedrückt und nicht verschlossen ist, so ist, um böswillige Handlungen zu vereiteln, der von den vier Tasterreihen nach der Erdleitung führende Stromweg l zu dem Zwecke über die mit den Haupttasten gekuppelten Nebentasten geleitet, um beim Niederdrücken der Hemmungsstange des freigegebenen Signales den von dem Bahnhof-Blockwerke aus durch eine der übrigen drei Leitungen entsendeten Wechselströmen den Weg zur Erdleitung abzuschneiden.

Da jedoch durch das Niederdrücken dieser Blocktaste alle vier Leitungen mit einander verbunden werden, so würde ein Schluss des Magnetinductors des Blockwerkes im Dienstraume beim Niederdrücken der Blocktasten der übrigen drei Signale durch die entsprechende Leitung als Hin- und durch die übrigen mit einander im Blockwerke der Wärterbude verbundenen Leitungen als Rückleitung stattfinden, wenn nicht der gemeinschaftliche Stromweg λ , welcher alle vier vom Blockwerke der Wärterbude nach dem Blockwerke im Dienstraume führenden Stromwege bei ihrem Austritte aus den Stationsweckern aufnimmt, durch das Öffnen der betreffenden Nebentaste u'' von

dem entgegengesetzten Pole des Magnetinductors getrennt sein würde.

Die in dieser Weise eingerichteten zwei Blockwerke sind daher vor bösem Willen geschützt.

Bei diesen zwei Blockwerken sind zur Zeit, wenn eines der vier Signale freigegeben ist, die den übrigen drei Signalen entsprechenden Blockleitungen unterbrochen, die Leitung des freigegebenen Signales jedoch geschlossen, und somit können auf derselben die sich entsprechenden Wecker beider Blockwerke in Thätigkeit versetzt werden.

Sollen mittels eines Blockwerkes im Dienstraume mehr als vier sich ausschliessende Signale freigegeben werden, wie dies bei grösseren Sicherungsanlagen (Stellwerken) in den Bahnhöfen meist vorkommt, wo zwischen der leitenden Dienststelle und dem Stellwerksthorne eine telephonische Einrichtung besteht, so können die Wecker und Weckertasten wegbleiben. Um die Abhängigkeit zwischen den feindlichen Signalen herzustellen, wird es sich als zweckmässig erweisen, jede Hemmungsstange derselben auf eine in der Ruhezeit geschlossene Nebentaste t einwirken zu lassen, die Haupttasten u der Sätze dieser Signale mit je einer Nebentaste u' zu kuppeln, dann die oberen Schlusstücke der Haupttasten derselben mittels eines gemeinschaftlichen Drahtes leitend zu verbinden, und die aus den einzelnen Blockleitungen kommenden und durch diesen Draht aufgenommenen Ströme durch die Tasten u' und t zur Erdleitung zu leiten.

Die Einrichtung der entsprechenden Sätze des Blockwerkes im Dienstraume bleibt wie in Fig. 11 Taf. XVI.

Wird eine der Stangen s ausgelöst, so wird die Verbindung aller Blockleitungen mit der Erdleitung aufgehoben, und hierdurch die Freigabe eines feindlichen Signales unmöglich.

Auch diese Einrichtung ist bösem Willen unzugänglich. Aus der Unterbrechung der Blockleitung des freigegebenen Signales erkennt der Verkehrsleiter sofort, dass die Freigabe thatsächlich erfolgt ist.

Sind die Stellvorrichtungen der feindlichen Signale von einander weit entfernt, indem jedes durch einen anderen Wärter bedient wird, dann müssen alle Blockleitungen durch die sämtlichen Blockwerke geführt, ferner die mit den Haupttasten gekuppelten Nebentasten der Streckenblockeinrichtungen mit einander, mit den sämtlichen aus der letzten Streckenblockstelle ausmündenden Blockleitungen und mit der Erdleitung in der ersten Blockstelle, schliesslich der Metallkörper der Inductionspulen der Streckenblockwerke mit den Tasten u'' im Blockwerke im Dienstraume verbunden werden, wie in Fig. 12 Taf. XVI angedeutet ist.

In Fig. 13 Taf. XVI ist die Stromführung der Einrichtung eines Theiles einer Blocklinie, und zwar zwischen der Station und dem Bahnhofabschluss-Blockposten B gezeichnet, und die Blocksätze des Bahnhofabschlusssignales derart eingerichtet, dass, wenn dasselbe freigegeben wird, und die Wiederblockierung desselben nachträglich und zwar noch vor Ankunft des erwarteten Zuges — um ihn vor demselben anzuhalten — verlangt wird, durch diese Wiederblockierung das etwa schon blockirte Signal des Nachbarblockpostens C nicht freigegeben werden kann.

Die Firma Siemens und Halske hat bekanntlich diese Aufgabe durch die Anbringung einer Nothtaste in dem Blockwerke von B gelöst, welche für gewöhnlich nicht benutzt werden darf, und daher mit einem Bleisiegel versehen ist.

Wird die betreffende Blocktaste in B unter gleichzeitigem Drehen der Inductionsspule niedergedrückt, so wird das Stationsdeckungssignal verschlossen, das Signal von C freigegeben und das Blockfenster am Blockwerke des Bahnhofs-Dienstraumes wieder roth geblendet. Wird hingegen nach Freigabe des Stationsdeckungssignales die Nothtaste angewendet, so wird die nach C führende Blockleitung unterbrochen, das Signal verschlossen und nur das Blockfenster im Bahnhofsblockwerke roth geblendet.

Der Verkehrsleiter, welcher die Wiederblockierung des Stationsdeckungssignales anordnet, was namentlich in regelmäßiger und zeitweise zur Ueberholung benutzten Bahnhöfen häufiger vorkommt, ist bei der beschriebenen Einrichtung niemals sicher, ob der Blockwärter B bei dieser Gelegenheit von der Nothtaste wirklich Gebrauch gemacht hat oder nicht. Das Einfahren zweier Folgezüge in eine und dieselbe Blockstrecke ist dabei daher nicht ausgeschlossen.

Im Nachfolgenden ist die Einrichtung von Blockwerken für den Dienstraum und die Strecke für Bahnabschluss beschrieben, bei welchem es von dem Willen des Verkehrsleiters abhängt, ob der Blockposten B durch das Wiederverschliessen des Bahnhofs-Deckungssignales auch das Signal in C freigibt oder nicht.

Der Grundgedanke dieser Einrichtung besteht darin, dass der Verkehrsleiter nach Freigabe des Bahnhofs-Deckungssignales in die Lage versetzt wird, einen Hilfsblocksatz in B in Thätigkeit zu versetzen, mittels dessen die von B nach C führende Blockleitung unterbrochen und der Metallkörper der Inductionsspule an die Erdleitung gelegt wird.

Zu diesem Zwecke enthält das Blockwerk im Dienstraume wie in B zwei Sätze mit den Blocktasten T_1 und T_2 , welche mittels der Leitungen L_1 und L_2 mit einander verbunden sind. Die zwei entsprechenden Sätze mit den Blocktasten T_3 sammt L_3 sind für das Ausfahrtssignal bestimmt.

Im Blockwerke des Dienstraumes enthält nur der Satz mit der Blocktaste T_2 eine auf die Taste t_2 einwirkende Stange s_2 , über welche die aus der Leitung L_1 kommenden Ströme zur Erde geleitet werden, während die übrigen Sätze mit Stangen nicht versehen sind.

Das Blockwerk in B enthält drei Hemmungsstangen, und zwar s_2 zum Verschliessen des Bahnhofs-Deckungssignales und Einwirkung auf die Taste t_2 , s_3 zum Verschliessen des Ausfahrtssignales und s_1 zur Bethätigung der Tasterreihe t_1 t'_1 . Mit der Haupttaste u_2 dieses Blockwerkes sind die zwei Nebentasten u'_2 , u''_2 , mit der Haupttaste u_1 die Nebentaste u'_1 und mit u_3 die Nebentasten u'_3 und u''_3 gekuppelt. Wie aus der Figur zu ersehen ist, ist die Blockleitung L_1 in B in der Taste t_2 unterbrochen, somit kann die Stange s_1 nicht ausgelöst und der Metallkörper der Inductionsspule durch t_1 mit der Erdleitung nicht verbunden werden.

Wenn nach erfolgter Auslösung von s_2 in B, wobei t_2 im Blockwerke des Dienstraumes geöffnet wird, das Bahnhofs-Deckungssignal wieder verschlossen wird, so werden die von dem Schlussstücke der Inductionsspule ausgehenden Ströme den Weg durch

u_1 , u_2 , m_2 , q_2 und durch L_2 nach dem Bahnhofs-Blockwerke und durch q , m_2 , u_2 und w zur Erde, und die von dem Metallkörper dieser Spule durch die nach unten geschlossene Taste u'_2 , dann t'_1 und q_3 nach L und C gehen. Dadurch wird also das Blockwerk sowohl im Bahnhofs als auch in C bethätigt.

Wird jedoch nach der Freigabe des Bahnhofs-Deckungssignales auch die Stange s_1 ausgelöst, dann ist der Blockwärter gezwungen, zuerst dieses Signal wieder zu verschliessen, wobei die von dem Metallkörper der Inductionsspule ausgehenden Wechselströme über die nach oben geschlossenen Tasten t_1 und u'_3 unmittelbar zur Erde abfliessen, und er kann erst dann die Stange s_1 verschliessen, wenn Taste t_2 der Blockeinrichtung im Dienstraume geschlossen ist.

Aus dem Mitgetheilten folgt daher, dass wenn der Verkehrsleiter das Bahnhofs-Deckungssignal freigibt, der Blockposten B beim Wiederverschliessen desselben sowohl den Blocksatz im Dienstraume, als auch den in C freigibt. Wenn jedoch der Verkehrsleiter nach der Freigabe des Bahnhofs-Deckungssignales den Blocksatz mit der Hemmungsstange s_1 auslöst, dann kann der Posten B das Signal in C nicht mehr freigeben.

Werden in böswilliger Absicht z. B. die Blocktasten T_1 und T_2 in B gleichzeitig niedergedrückt und die Inductorkurbel bewegt, so kann das Signal in C in Folge der Unterbrechung in u'_1 in B und in t_2 im Dienstraume nicht freigegeben werden. Das Signal C kann auch dann nicht freigegeben werden, wenn die beiden Weckertasten q_2 und q_3 mittels eines Drahtes mit einander verbunden werden, und dann entweder die Blocktaste T_2 oder T_3 niedergedrückt, und dabei die Inductionsspule in Drehung versetzt wird.

Nur durch ein derartig eingerichtetes Bahnhofs-Deckungssignal kann das Einfahren zweier sich folgender Züge in eine Blockstrecke verhindert werden.

Wie die Blocksätze in dem Falle geschaltet werden müssen, wenn statt des einarmigen Bahnhofs-Deckungssignales ein zwei- oder dreiarmiges Signal besteht, welches ausserdem noch zur Sicherung der Einfahrten in eine Station dient, wo also statt der Hemmungsstange s_2 deren zwei oder drei bestehen, lässt sich auf Grund der Fig. 13 Taf. XVI leicht ermitteln.

Schliesslich ist in Fig. 14 Taf. XVI die Skizze der Einrichtung eines Wärterblockwerkes gezeichnet, welches folgenden Bedingungen entspricht:

Wenn in einem mit einer Signal-, Weichenstell- und Sicherungsanlage ausgerüsteten Bahnhofs drei Einfahrten signalisirt werden, und das Vorsignal in Folge eines starken Gefalles, starker Krümmung, oder wegen eines tiefen und langen Einschnittes u. s. w. derart weit hinausgeschoben werden muss, dass die Stellwerke des dreiarmigen Hauptsignales A_1 , A_2 , A_3 , und des Vorsignales von einander getrennt werden müssen, somit ein mechanischer Zwang zwischen denselben nicht geschaffen werden kann, sind die beiden Signale auf elektrischem Wege in ein derartiges Abhängigkeitsverhältnis zu einander zu bringen, dass das Vorsignal erst nach der Freigabe des Hauptsignales A_1 , A_2 oder A_3 freigegeben, und das vorher freigemachte

Hauptsignal erst nach der Wiederblockirung des Vorsignales blockirt werden kann.

Zu dieser Skizze sei noch bemerkt, dass der Blocksatz mit der Taste T zur Freigabe des Vorsignales und die übrigen Tasten T_1 , T_2 und T_3 zur Blockirung der Signale A_1 , A_2 und A_3 dienen. Die Stange s wirkt auf eine Taste, jede der übrigen auf eine Reihe von drei Tasten ein.

Mittels der in der Ruhezeit geöffneten Tasten t_1 , t_2 und t_3 wird die Freigabe des Vorsignales von der vorher erfolgten

Freigabe eines der Signale A_1 , A_2 und A_3 und mittels t die Wiederblockirung eines jeden dieser Signale von der erfolgten Wiederblockirung des Vorsignales abhängig gemacht. Die Tasterpaare $t'_1-t''_1$, $t'_2-t''_2$ und $t'_3-t''_3$ haben den Zweck, die gegenseitige Abhängigkeit zwischen den drei Signalen herzustellen, und durch die Tasten u' , u'_1 , u'_2 und u'_3 wird die Einrichtung bösem Willen unzugänglich gemacht.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber Schlagproben mit Achsen, Schienen und Radreifen.

Von A. Wöhler.

Die vom Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen beschlossenen Vorschriften für die Vornahme von Schlagproben*), bei deren Abfassung ich als Obmann des dafür eingesetzten Unterausschusses thätig war, werden die nachstehende Veröffentlichung der bei den Reichs-Eisenbahnen in Elsass-Lothringen, hauptsächlich in den Monaten December 1887 bis Februar 1888 ausgeführten, den gleichen Gegenstand betreffenden Versuche und der dabei leitend gewesenen Auffassung, im technischen Vereins-Organen angemessen erscheinen lassen.

Viel ist darüber hin und her gestritten, ob die Zerreißprobe oder die Schlagprobe für die Ermittlung der Güte des Materiales, der Schienen, Achswellen und Radreifen die geeignetere sei, schliesslich kann aber doch nur die Erfahrung das entscheidende Urtheil sprechen. Die Erfahrung in diesem Sinne darf aber nicht das Ergebnis einer oberflächlichen Beobachtung sein, sie bedingt vielmehr ein tiefes und häufig recht mühsames Eindringen in den Gegenstand. Sie verlangt ein sorgfältiges Studium aller auf die Abnutzung und Zerstörung wirkenden Einflüsse und eine Sonderung in Beobachtungsgruppen, innerhalb welcher nur diejenigen Einwirkungen oder Eigenschaften verschieden sind, deren Einfluss festgestellt werden soll.

Vorerst aber wird es nöthig sein, das Wesen der beiden Prüfungsarten selbst einer genauen vergleichenden Untersuchung zu unterziehen. Dazu den Weg anzubahnen und dessen weitere Verfolgung zu erleichtern, ist der besondere Zweck dieser Veröffentlichung.

Darüber herrscht wohl kein Zweifel, dass die Festigkeit, die Elasticität und die Zähigkeit des Materiales die maßgebenden Eigenschaften für dessen Widerstandsfähigkeit gegen jede Art Beanspruchung sind; auch treten diese Eigenschaften sowohl bei der Zerreißprobe, als bei der Schlagprobe in Wirksamkeit. Der wesentliche Unterschied liegt nur darin, dass bei der Zerreißprobe der ganze Querschnitt des zerrissenen Stabes gleichmäßig in Anspruch genommen ist, das Maß der besagten Eigenschaften also unmittelbar abgelesen werden kann, während bei der Schlagprobe die Grösse der Inanspruchnahme in allen Theilen jedes Querschnittes verschieden ist und zwar betreffs der Festigkeit in einer Weise, welche bei dauernden Formände-

runge, und darum handelt es sich bei dieser Probe, der Beobachtung völlig entzogen bleibt; dagegen kann das Maß der größten bleibenden Dehnung, welches als Zähigkeitsmaß anzusehen ist, an der äussersten Faserschicht unmittelbar gemessen werden. Es sind also diejenigen Gründe, welche gegen die Ermittlung der Festigkeit durch die Schlagprobe sprechen, nicht gleichzeitig zutreffend in Bezug auf die Ermittlung der Zähigkeit. Wird nun weiter die Frage aufgeworfen, nach etwaigen Vorzügen der Benutzung der Schlagprobe für die Ermittlung der Zähigkeit, so lässt sich Folgendes dafür anführen:

Abgesehen davon, dass zu der Schlagprobe das Stück in seiner vollen unveränderten Form verwandt wird, also auch die Einflüsse dieser Form mit zur Geltung kommen, ist es besonders die Zeitdauer der Inanspruchnahme, worauf vielleicht mehr als bisher geschah, Werth gelegt werden muss.

Bei dem Eisenbahn-Materiale ist die Zeitdauer einer Beanspruchung in der Regel äusserst kurz, z. B. für den Weg eines Rades von einer Querschwellen des Oberbaues bis zur nächstliegenden oder für eine Radumdrehung u. s. w. Dem gegenüber ist bei den Zerreißversuchen die für die Dehnung des Körpers aufgewandte Zeit unverhältnismäßig lang, sodass, soweit Raschheit der Inanspruchnahme, also die Geschwindigkeit der Verschiebung der kleinsten Körpertheilchen gegen einander etwa die Zerstörung des Zusammenhanges beeinflusst, darüber die Zerreißprobe keinen Aufschluss giebt, während bei der Schlagprobe die Zeit der Wirkung eine so kurze ist, dass deren Einfluss, wenn überhaupt vorhanden, dabei in deutlich erkennbarer Weise hervortreten muss.

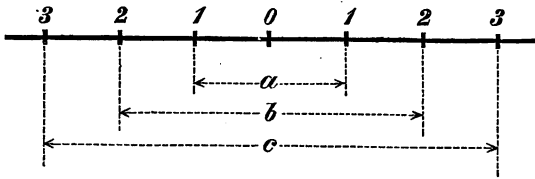
Werden in dieser Richtung sorgfältige Untersuchungen angeschlossen, dann kann die Schlagprobe ein sehr schätzenswerthes Hilfsmittel bei der Beurtheilung der Beschaffenheit des Materiales werden. So viel bekannt, sind Versuche, welche diesen Zweck verfolgen, bis jetzt nicht gemacht. — Bei der Erwägung, in welcher Weise dieselben anzustellen sein würden, erschien es in erster Linie nothwendig zu ermitteln, welche grössten Faserdehnungen der Probekörper durch die Schlagprobe erleidet. Um dies auszuführen, wurde ein biegsames Stahlband mit Millimeter-Theilung versehen und von demselben aus die Theilung auf das jedesmalige Probestück in der Weise übertragen, dass sowohl von dem Punkte der grössten Dehnung als auch von dem Punkte

*) Vergl. Organ 1888, Seite 30.

der grössten Zusammendrückung als Nullpunkte ausgehend nach beiden Seiten auf vorgezeichneter Linie hin ganze Centimeter angerissen wurden.

Für bestimmte durch die Schläge erzielte Durchbiegungen sind dann mittels des sich leicht anschmiegenden Stahlbandes die veränderten Längen a, b, c u. s. w. (Fig. 25), welche ur-

Fig. 25.

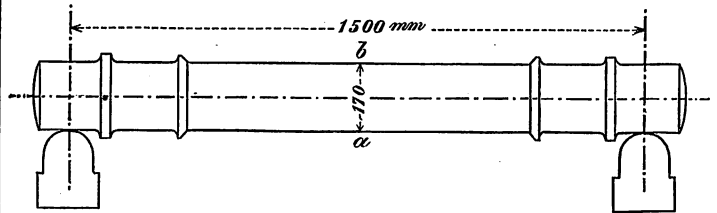


sprünglich 20, 40, 60 u. s. w. Millimeter betragen, mit Schätzung der Bruchtheile von Millimetern unmittelbar abgelesen. *)

Eine entsprechend vorbereitete Locomotivachswelle aus Flusseisen von 170^{mm} Durchmesser wurde im Abstände von 1,5^m ge-

stützt (Fig. 26) und in der Mitte zwischen den Stützpunkten durch den Fallbären getroffen. Die erreichten Durchbiegungen wurden an der Oberkante gemessen und zwar immer in Bezug auf dieselben Punkte, welche sich ursprünglich in 1,5^m Abstand über den Stützpunkten befanden.

Fig. 26.



Es sind Ablesungen vorgenommen bei 50, 100, 150, 200 und 250^{mm} Durchbiegung und die Ergebnisse in nachstehender Zusammenstellung I zusammengestellt.

Zusammenstellung I.

Ursprüngliche Länge zwischen den Teilstrichen mm	Masse der veränderten Längen zwischen den Teilstrichen, bei															
	einer Durchbiegung von mm	a		b		einer Durchbiegung von mm	a		b		einer Durchbiegung von mm	a		b		
		mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm
20	50	21,1	19,2	100	21,9	18,5	150	22,7	18,1	200	23,4	17,3	250	24,1	16,4	
40	"	42,1	38,2	"	43,9	37,1	"	45,2	36,0	"	46,8	34,6	"	48,2	32,6	
60	"	63,5	57,2	"	65,8	55,3	"	68,1	53,1	"	70,0	51,2	"	72,3	48,6	
80	"	84,6	76,1	"	87,7	73,3	"	90,3	70,6	"	93,2	67,8	"	96,1	64,9	
100	"	105,7	95,0	"	109,4	91,6	"	112,5	88,2	"	116,0	84,5	"	119,8	81,3	
120	"	126,2	113,9	"	131,0	109,9	"	134,9	105,8	"	138,7	101,9	"	143,3	97,7	
140	"	147,2	133,0	"	152,3	128,2	"	157,0	123,6	"	161,5	119,0	"	166,7	114,3	
160	"	168,2	152,0	"	174,3	146,5	"	179,4	141,4	"	184,7	136,1	"	190,3	130,7	
180	"	189,0	171,1	"	195,5	164,8	"	201,7	158,8	"	207,2	153,2	"	213,4	146,9	
200	"	209,6	190,4	"	217,0	183,6	"	223,4	177,1	"	229,4	171,0	"	236,2	164,0	
220	"	230,3	209,9	"	238,0	202,6	"	245,0	195,1	"	251,5	188,6	"	258,9	181,1	
240	"	250,9	229,2	"	259,3	221,3	"	266,9	213,3	"	273,8	206,4	"	281,6	198,3	
260	"	270,9	248,6	"	280,0	240,3	"	288,1	231,8	"	295,4	224,2	"	304,3	215,6	
280	"	291,4	268,2	"	301,0	259,2	"	310,0	250,4	"	317,7	242,4	"	326,7	233,3	
300	"	311,8	288,2	"	321,6	278,4	"	330,8	269,1	"	339,1	260,4	"	348,9	251,0	
320	"	332,2	307,8	"	342,9	297,5	"	352,1	287,5	"	361,1	278,5	"	371,0	268,9	
340	"	352,6	327,8	"	363,6	317,0	"	373,7	306,5	"	382,9	296,9	"	392,7	286,8	
360	"	372,7	348,1	"	384,1	336,5	"	394,2	325,5	"	404,3	315,4	"	414,5	305,0	
380	"	392,8	367,9	"	404,6	356,0	"	415,3	344,7	"	—	334,3	"	—	—	
400	"	412,8	387,1	"	—	375,6	"	—	363,9	"	—	352,9	"	—	—	

Es fällt darin auf, dass in der Nähe der Schlagmitte die Zusammendrückung oben geringer ist, als die Dehnung unten. So ist im Abstände von 30^{mm} zu beiden Seiten der Schlagmitte, also bei ursprünglicher Entfernung der Teilstriche von 60^{mm}:

*) Da die gesammten Versuche weit über zweitausend einzelne Messungen erforderten, musste von vollständiger Mittheilung der letzteren Abstand genommen werden. Zur Klarstellung des eingehaltenen Verfahrens sind indessen bei dem Berichte über die Achsenprüfung sämtliche Messungen aufgeführt. Im Uebrigen war ich bemüht, alle zur Begründung der gezogenen Folgerungen benutzten Beobachtungen anzugeben.

Zusammenstellung II.

Bei einer Durchbiegung der Achse um mm	a. Die Dehnung unten mm	b. Die Zusammendrückung oben mm
50	3,5	2,8
100	5,8	4,7
150	8,1	6,9
200	10,0	8,8
250	12,3	11,4

Diese Unterschiede nehmen bei grösseren Abständen von der Schlagmitte allmählig ab.

Zum Beispiel ergibt sich bei 100^{mm} nach beiden Seiten, also ursprünglichem Abstände der Theilstriche von 200^{mm} nachstehende Zusammenstellung:

Zusammenstellung III.

Bei einer Durchbiegung der Achse um mm	a. Die Dehnung unten mm	b. Die Zusammen- drückung oben mm
50	9,6	9,6
100	17,0	16,4
150	23,4	22,9
200	29,4	29,0
250	36,2	36,0

Bei 150^{mm} nach beiden Seiten, also 300^{mm} ursprünglichem Abstände der Theilstriche verschwinden die Unterschiede ganz, wie aus der nachstehenden Zusammenstellung ersichtlich ist:

Zusammenstellung IV.

Bei einer Durchbiegung der Achse um mm	a. Die Dehnung unten mm	b. Die Zusammen- drückung oben mm
50	11,8	11,8
100	21,6	21,6
150	30,8	30,9
200	39,1	39,6
250	48,9	49,0

Die Ursache dieser Erscheinung liegt in der Stauchung, welche der obere Theil der Achsenmitte durch das Aufschlagen des Rammhären erlitt, woraus eine der Biegungs-Zusammendrückung entgegen wirkende Streckung an dieser Stelle erwachsen musste.

Wie aus der Zusammenstellung II hervorgeht, blieb diese Streckung bei den wachsenden Durchbiegungen ziemlich unverändert, hatte also schon durch die zur Erreichung der Durchbiegung von 50^{mm} erforderlichen Schläge ihr höchstes Mafs erreicht. Wird dies berücksichtigt, so geht aus den Zusammenstellungen III und IV hervor, dass mindestens für das hier in Frage kommende praktische Bedürfnis die Beiwerte für Dehnung und Zusammendrückung als gleich anzunehmen sind. Ferner zeigen die Zusammenstellungen, dass die Dehnung, wenn auch annähernd, doch nicht ganz in geradem Verhältnisse zur Durchbiegung zunahm, sie war im Anfange verhältnismässig grösser. Dies wird seinen Grund darin haben, dass die beiden Enden, soweit die Elastizität ausreicht dem Schlagmomente zu widerstehen, gerade bleiben. Bei den weiteren Schlägen wird in Folge der zunehmenden Steifigkeit des gebogenen Theiles die Biegung weiter nach den Enden hin erstreckt. Je länger aber der gebogene Theil wird, desto grösser sind für gleiche Einbiegung die Krümmungshalbmesser, desto geringer also die Dehnungen für gleiche Längen.

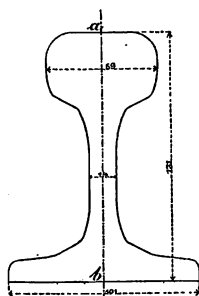
Aus demselben Grunde ist zu schliessen, dass, wenn gleiche Durchbiegungen durch verschieden starke Schläge erzielt werden,

bei den stärkeren Schlägen die Dehnung der Fasern in der Mitte geringer, dagegen die Erstreckung der Biegung nach den Enden hin grösser sein wird, als bei dem durch schwächere Schläge gebogenen gleichen Körper.

Bezogen auf die ursprüngliche Länge betrug die stärkste Dehnung in der Mitte der Achse, bei 250^{mm} Durchbiegung, 20,5 %

Weitere Versuche wurden angestellt mit Flusstahl-Schienen des in Fig. 27 dargestellten Querschnittes.

Fig. 27.



1) Ein solches Schienenstück wurde mittels der Wasserdruck-Presse bei 1^m Abstand der Stützpunkte durch Druck auf den Kopf in der Mitte der Länge gebogen und die grösste Zusammendrückung in der Mitte des Kopfes bei a, die grösste Dehnung in der Mitte des Fusses bei b gemessen (Fig. 27).

Dieser Versuch konnte wegen starker seitlicher Verbiegung der Schiene nur bis zu 140^{mm} Durchbiegung und 24 % grösster

Dehnung im Fusse fortgesetzt werden.

Es fand sich

Zusammenstellung V.

Bei einer Durchbiegung von mm	% der ursprünglichen Länge die grösste Zu- sammendrückung	
	a.	b.
20	3	4
40	7	6
80	10	13
100	14	16
120	17	21
140	20	24

2) Ein Schienenstück aus einer anderen Lieferung desselben Werkes wurde mit dem Fusse nach unten bei 1^m Stützweite unter dem Schlagwerke gebogen, und brach beim ersten Schläge nach vorher erreichter Durchbiegung von 100,6^{mm} und 17 % grösster Dehnung im Fusse. Es wurden dabei nur die Dehnungen im Fusse gemessen, und diese ergaben sich zu

Zusammenstellung VI.

Bei einer Durchbiegung von mm	% der ursprünglichen Länge die grösste Dehnung	
	b.	
50	10	
100	17	

3) Ein Schienenstück aus der Lieferung eines anderen Werkes wurde mit dem Fusse nach unten bei 1^m Stützweite unter dem Schlagwerke gebogen. Der Versuch konnte bis zu 250^{mm} Durchbiegung und 44 % grösster Dehnung im Fusse fortgesetzt werden, ohne dass ein Querbruch eintrat.

Es fand sich:

Zusammenstellung VII.

Bei einer Durchbiegung von mm	% der ursprünglichen Länge	
	die grösste Zusammendrückung a.	die grösste Dehnung b.
50	5,5	9,5
100	10,0	15,0
140	15,0	23,0
150	15,5	24,0
200	22,0	34,5
250	29,0	44,0

4) Ein Stück aus der Schiene, der auch 3) entnommen war, wurde mit dem Kopfe nach unten bei 1^m Stützweite unter dem Schlagwerke gebogen. Schon bei 100^{mm} Durchbiegung zeigten sich Längsrisse im Fusse, welche sich bei Fortsetzung des Versuches so erweiterten, dass dieser mit 166^{mm} abgebrochen werden musste.

Es fand sich:

Zusammenstellung VIII.

Bei einer Durchbiegung von mm	% der ursprünglichen Länge	
	die grösste Zusammendrückung im Fusse b.	die grösste Dehnung im Kopfe a.
50	9,0	9,7
100	20,0	18,5
150	24,5	27,0
166	wegen Spaltungen im Fusse nicht gemessen.	29,0

Die vorstehend unter 1) bis 4) aufgeführte Schienenstücke waren sämtlich ausgeglüht worden.

5) Ein Stück aus der Schiene, aus der 3) und 4) entnommen waren, aber ungeglüht, wurde mit dem Fusse nach unten bei 1^m Stützweite unter dem Schlagwerke gebogen. Der Versuch musste nach erreichter Durchbiegung von 200^{mm} und 32 % grösster Dehnung im Fusse aufgegeben werden wegen einer durch Ungeschicklichkeit entstandenen Beschädigung der Schiene. Es fand sich:

Zusammenstellung IX.

Bei einer Durchbiegung von mm	% der ursprünglichen Länge	
	die grösste Zusammendrückung a.	die grösste Dehnung b.
50	7	9
100	11	16
150	18	24
200	24	32

Um einen vergleichenden Ueberblick zu gewinnen, sind nachstehend die Ergebnisse der drei Versuche 1) 3) und 5), bei welchen die Schienen mit dem Fusse nach unten bei 1^m Stützweite gebogen wurden, für 100^{mm} Durchbiegung zusammengestellt:

Zusammenstellung X.

Ur-sprüngliche Länge mm	Dehnung im Fusse b bei der Biegung			Zusammendrückung im Kopfe a bei der Biegung		
	auf der Presse	unter dem Schlagwerke		auf der Presse	unter dem Schlagwerke	
	Versuch 1)	geglüht Versuch 3)	ungeglüht Versuch 5)	Versuch 1)	geglüht Versuch 3)	ungeglüht Versuch 5)
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
20	3,2	3,0	3,2	—	2,0	2,2
40	6,2	6,1	6,1	5,5	3,9	4,6
60	9,5	9,1	8,9	8,5	5,8	7,3
80	12,1	11,8	12,0	10,8	7,7	9,6
100	14,8	14,3	14,8	12,5	9,5	11,6
120	16,9	16,6	17,3	13,9	11,1	13,6
140	18,8	18,8	19,6	15,1	12,7	15,5
160	20,7	21,0	21,7	16,3	14,3	17,0
180	22,4	23,1	23,5	17,2	15,9	18,1
200	23,8	25,0	25,3	18,0	17,3	18,8

Es geht daraus hervor, dass die Dehnungen im Fusse der Schienen bei dem auf der Presse gebogenen und bei den beiden unter dem Schlagwerke gebogenen Stücken sehr nahe übereinstimmen. Auch die Zusammendrückungen im Kopfe stimmen bei dem auf der Presse gebogenen Stücke ziemlich genau mit denen des ungeglühten, unter dem Schlagwerke gebogenen Stückes überein. Die geringen Abweichungen nahe der Mitte werden der Verschiedenheit der Aufsatzstücke zuzuschreiben sein, durch welche der Druck oder Schlag auf den Kopf übertragen wurde. Bei der ungeglühten, unter dem Schlagwerke gebogenen Schiene sind die Abweichungen in der Zusammendrückung grösser. Im Allgemeinen kann jedoch aus den Versuchsergebnissen gefolgert werden, dass die aus der Biegung durch Druck und aus der Biegung durch Schlag sich ergebenden Dehnungsverhältnisse nicht wesentlich verschieden sind. Bei sämtlichen zu den Versuchen 3) und 5) vorgenommenen Messungen wurde die Dehnung im Fusse durchweg erheblich grösser gefunden, als die Zusammendrückung im Kopfe, obgleich nach der Theorie die neutrale Faser dieses Schienen-Querschnittes (Fig. 27) sehr nahe in halber Höhe liegt.

Gleiches gilt auch für den Versuch 1) mit Ausnahme der nicht aufgeklärten Abweichungen bei 40^{mm} Durchbiegung der Schiene (Zusammenstellung V).

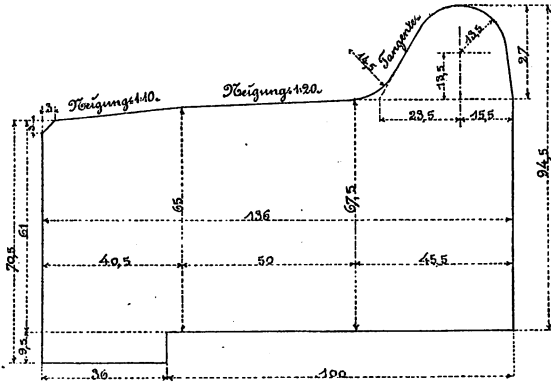
Im Wesentlichen ist dies die Folge davon, dass die Querschnitts-Veränderungen der weit hinausgerückten Massen von Fuss und Kopf bei dem Fusse nahezu und bei dem Kopfe immerhin annähernd genau im geraden Verhältnisse zur Dehnung bzw. Zusammendrückung der äussersten Fasern stehen. Bei dem Fusse tritt noch die Annäherung der Schenkel an die neutrale Faser in Folge der Biegung hinzu. In der Nähe des Schlagpunktes ist jedoch die geringere Zusammendrückung des Kopfes zum grössten Theile der unmittelbaren Wirkung des Schlages zuzuschreiben, wie dies auch schon bei der Achse nachgewiesen und erörtert wurde.

Letzterer Einfluss zeigt sich nicht bei dem Versuche 4) mit nach unten gelegtem Kopfe der Schiene. Bei 100^{mm} Durchbiegung tritt sogar das Umgekehrte, nämlich eine Verkürzung des unmittelbar vom Bären getroffenen Fusses in der Nähe des Schlagpunktes hervor, weil dort der Steg der Schiene zusammengedrückt und der Fuss etwas eingeknickt wurde.

Weitere Ermittlungen über den Einfluss der Form des Schienenquerschnittes auf die Dehnungsverhältnisse würden nur durch besondere eingehende Versuche ermöglicht werden, was aber für den vorliegenden Zweck nicht erforderlich scheint.

Es genügt, wenn festgehalten wird, dass für jede abweichende Form die Dehnungsverhältnisse unmittelbar durch Versuche gefunden werden müssen.

Fig. 28.



Ferner sind Versuche angestellt mit zwei nach dem in Fig. 28 gezeichneten Querschnitte gewalzten Wagenradreifen

aus Flusstahl. In nachstehender Zusammenstellung XI sind die Ergebnisse der an einer ursprünglichen Länge von 40 mm bei verschiedenen Einbiegungen vorgenommenen Messungen zusammengestellt, sowie für einen der Reifen auch die Veränderung der weiterhin erörterten Längen $\frac{O_1 - O_2}{O_3 - O_4}$ und $\frac{O_1 - O_4}{O_2 - O_3}$ der Fig. 29.

Fig. 30.

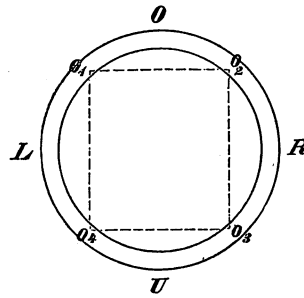


Fig. 29.

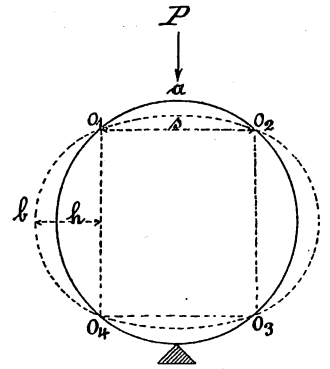
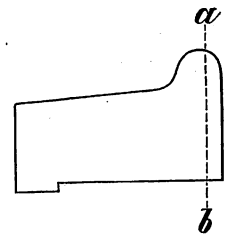


Fig. 31.



Zusammenstellung XI.

Versuch 1. Schlagprobe mit einem Radreifen von 854 mm innerem Durchmesser.

Tiefe der Einbiegung (Verringerung U-O Fig. 30) in mm	in % des ursprünglichen Durchmessers	Vergrößerung von L-R (Fig. 30) in mm	Veränderte Maße der ursprünglichen Länge von 40 mm (Fig. 30 und 31)								Abstände der Grenzpunkte der Reifenabschnitte (Fig. 30)			
			U. Unten bei		O. Oben bei		L. Links bei		R. Rechts bei		Ursprüngliche Längen		Veränderte Längen	
			b	a	b	a	b	a	b'	a	$\frac{O_1 - O_2}{O_3 - O_4}$	$\frac{O_1 - O_4}{O_2 - O_3}$	$\frac{O_1 - O_2}{O_3 - O_4}$	$\frac{O_1 - O_4}{O_2 - O_3}$
85	10	67,3	42,8	37,7	42,4	38,0	38,6	41,2	38,5	41,0				
119	13,9	95,0	43,5	37,5	43,5	36,7	38,1	41,7	38,3	41,3				

Der Bruch erfolgte bei dieser Einbiegung.

Versuch 2. Schlagprobe mit einem Radreifen von 857 mm innerem Durchmesser.

86	10	69,0	43	37,6	42,9	37,6	38,2	41,4	38,6	41,2	559,4	671,1	580	637
											559,4	671,1	580	637
129	15	99,0	43,9	36,7	43,8	36,9	37,8	41,8	38,0	41,5	"	"	588	617
													588	619
171	20	126,0	44,5	36,0	44,6	36,1	37,1	42,2	37,6	42	"	"	595,5	598
													595,5	600
214	25	150,0	45,7	35,3	45,6	35,3	36,8	42,7	37,0	42,7	"	"	600,5	580
													600,5	583
257	30	172,5	46,3	34,5	46,3	34,8	36,2	43,3	36,3	42,9	"	"	604,5	578
													604,5	578
300	35	193,0	46,7	34,2	46,9	34,0	36,0	43,7	35,9	43,4	"	"	608,5	554
													608,5	553
343	40	200,5	47,6	33,6	48,1	33,2	35,3	43,9	35,4	44,0	"	"	611,5	523
													612,0	523
385	45	228,0	47,9	33,2	48,7	32,4	34,9	44,4	34,6	44,3	"	"	612	504
													613	503,5
428	50	242,0	—	32,2	—	31,8	—	45,5	—	44,9	"	"	612,3	482
													613,7	482,7
685	80	292,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	598,0	354,3
													605,5	359,0

Beim nächsten Schlage erfolgte der Bruch unten. Nach demselben wurde unten einseitig auf ursprünglicher Länge von 20 mm gefunden:

27,1 | 14,1

Im Uebrigen auf 40 mm ursprünglicher Länge:

56,6 | — | 30,8 | 48,7 | 31,0 | 47,7

Die Reifen wurden in gewöhnlicher Weise aufrecht gestellt und durch das Schlagwerk eingedrückt. Die dabei eintretenden Biegungen oben und unten sind nach dem Innern des Reifens, die an den Seiten sind nach Aussen gerichtet. Der Reifen wird somit in vier Abschnitte mit abwechselnd entgegen gesetzter Biegung zerlegt. Das Verhältnis ist ähnlich wie bei Trägern, welche über mehrere Stützpunkte hinreichen.

Seien O_1, O_2, O_3 und O_4 (Fig. 29 u. 30) die Punkte, in denen die vier Abschnitte zusammenstossen, so müssen dort die Berührenden je zweier benachbarter Abschnitte stets zusammen fallen, also bei der Biegung gleiche Winkel beschreiben.

Entsteht durch einen nach dem Mittelpunkte des Reifens gerichteten Schlag in a (Fig. 29) eine Kraftwirkung P, so muss in jedem der zwei Punkte O_1 und O_2 eine gleichgerichtete und in jedem der zwei Punkte O_3 und O_4 eine entgegengesetzt gerichtete Kraft $\frac{P}{2}$ in Wirksamkeit treten.

Bezeichnet man die Sehne des Bogens $O_1 O_2$ durch s und den Pfeil des Bogens $O_1 O_4$ durch h, so wirkt auf den Querschnitt des Reifens in a ein Biegemoment $= \frac{P}{2} \cdot \frac{s}{2}$ und auf den Querschnitt in b ein Biegemoment $= \frac{P}{2} \cdot h$.

Wäre der Reifen ein vollkommen elastischer Körper von gleichem und symmetrischem Querschnitte, so müssten die elastischen Dehnungen bei a und b sich wie jene Momente verhalten.

Nun ist freilich nicht nachgewiesen, dass die bleibenden Formänderungen den für die elastischen Formänderungen geltenden Gesetzen folgen, aber da wo ein Zwang besteht, wie er hier durch das nothwendige Zusammenfallen der Berührenden gegeben ist, müssen auch jene Gesetze annähernd in Kraft treten.

Bei den Versuchen sind die Dehnungen und Zusammenrückungen sowohl im oberen und unteren Abschnitte als auch in den beiden Seitenabschnitten gemessen, es sind also die Grundlagen vorhanden, aus welchen die Länge s sich annähernd berechnen lässt, wie nachstehend geschieht.

Da der Querschnitt der Reifen nicht symmetrisch ist und auch weil in den Seitenabschnitten die biegende Kraft zugleich zusammendrückend wirkt, müssen je die Summen von Zusammenrückung und Dehnung in Rechnung gestellt werden. In Anbetracht, dass die Verhältnisse in der oberen und in der unteren Hälfte des Reifens ganz dieselben sind, wurden zum thunlichsten Ausgleiche etwaiger Beobachtungsfehler und Ungleichheiten im Materiale die Summen der beobachteten Werthe oben und unten einerseits, sowie links und rechts andererseits genommen und ferner nicht die Ablesungen bei einer ursprünglichen Länge von 20^{mm}, sondern bei der von 40^{mm} benutzt, damit nicht die nur geschätzten Bruchtheile der Millimeter eine zu grosse Bedeutung erhielten.

In der Zusammenstellung XI Versuch 1 finden sich für die Messungen bei einer Eindrückung von 10% des Reifendurchmessers auf 40^{mm} ursprüngliche Länge die Unterschiede zwischen den beobachteten Längen in den Spalten b und a im unteren Abschnitte U: 42,8 — 37,7 = 5,1^{mm}
 » oberen » O: 42,4 — 38,0 = 4,4 »
 zusammen 9,5^{mm}

im Abschnitte links, L: 41,2 — 38,6 = 2,6^{mm}
 » « rechts, R: 41,0 — 38,5 = 2,5^{mm}
 zusammen 5,1^{mm}

Es sollen sich also verhalten

$$\frac{s}{2} : h = 9,5 : 5,1.$$

Ist d_x der vergrösserte wagerechte Durchmesser, so ist $\frac{s}{2} + h = \frac{d_x}{2}$ und

$$\frac{s}{2} = 0,65 \cdot \frac{d_x}{2}.$$

Ferner findet sich aus der Zusammenstellung XI, Versuch 2, unter gleichartigen Verhältnissen wie vorstehend, also für 10% Eindrückung, der Unterschied

im unteren Abschnitte U 43,0 — 37,6 = 5,4^{mm}
 » oberen » O 42,9 — 37,6 = 5,3 »
 zusammen 10,7^{mm}
 » Abschnitte links, L 41,4 — 38,2 = 3,2^{mm}
 » » rechts, R 41,2 — 38,6 = 2,6 »
 zusammen 5,8^{mm}

und $\frac{s}{2} = 0,64 \cdot \frac{d_x}{2}$.

Endlich ergeben nach Zusammenstellung XI, Versuch 2, die Messungen bei einer Einbiegung von 25% des Reifendurchmessers, sonst wie vor, die Unterschiede

im unteren Abschnitte U 45,7 — 35,3 = 10,4^{mm}
 » oberen » O 45,6 — 35,3 = 10,3 »
 zusammen 20,7^{mm}
 » Abschnitte links, L 42,7 — 36,8 = 5,9^{mm}
 » » rechts, R 42,7 — 37,0 = 5,7 »
 zusammen 11,6^{mm}

und $\frac{s}{2} = 0,64 \cdot \frac{d_x}{2}$.

Das Verhältnis zwischen s und d_x bleibt somit auch bei starker Eindrückung des Reifens unverändert. Dadurch, dass der wagerechte Durchmesser d_x wächst je mehr der Reifen eingedrückt wird, wächst auch $\frac{s}{2}$. Für die beiden vorstehenden aus der Zusammenstellung XI, Versuch 2, entnommenen Beispiele ist,

a) für 10% Eindrückung des Reifens der Werth von

$$\frac{s}{2} = \frac{857 + 69}{2} \cdot 0,64 = 296 \text{ mm}$$

b) für 25% Eindrückung des Reifens

$$\frac{s}{2} = \frac{857 + 150}{2} \cdot 0,64 = 322 \text{ mm}.$$

Für den Reifen in der ursprünglichen Kreisform wäre

$$\frac{s}{2} = \frac{857}{2} \cdot 0,64 = 274 \text{ mm}.$$

Die wirkliche Verschiebung der Grenzpunkte der Abschnitte ist jedoch nicht gleich dem Unterschiede zwischen dem letzteren und den beiden ersten Werthen, sondern, weil der obere und der untere Abschnitt durch die Eindrückung des Reifens ebenfalls flacher, also auch länger werden, ist je die Hälfte dieser Verlängerung von dem betreffenden Unterschiede in Abzug zu bringen.

Dies beträgt in ganzen Millimetern:

ad a) bis 10^{mm}, sodass eine Verschiebung der Grenzpunkte von 12^{mm} verbleibt,

ad b) bis 20^{mm}, sodass eine Verschiebung der Grenzpunkte von 28^{mm} verbleibt.

Nun findet, wie schon früher bemerkt wurde, in der Nähe der Stützpunkte der unter dem Schlagwerke gebogenen Stäbe eine Biegung überhaupt nicht mehr statt. — Hier bilden die Grenzpunkte der Abschnitte die Stützpunkte; es wird daher trotz der kleinen Verschiebung bei einem der Schlagprobe unterworfenen Reifen das Material an den mit O₁, O₂, O₃ und O₄ bezeichneten Stellen desselben nicht gebogen, was zu berücksichtigen ist, wenn mit demselben Materiale noch Zerreihsproben ausgeführt werden sollen. Die an diesen Stellen auch wie bei jedem Auflager wirkende Druckkraft wird unbeachtet bleiben können.

Bemerkenswerth dürfte es sein, dass der für $\frac{s}{2}$ gefundene Werth sehr nahe mit demjenigen übereinstimmt, welchen die Theorie für einen elastischen kreisförmigen Ring von gleichmässigem, symmetrischem Querschnitte ergibt. Für einen solchen ist $\frac{s}{2} = r \cdot \sin(39^\circ 32') = 0,636 \cdot r$, worin r den Halbmesser des Ringes bezeichnet.

Bei den Versuchen sind die Längenänderungen an fünf verschiedenen Punkten des Radreifen-Querschnittes gemessen. Es hat sich dabei ergeben, dass die grössten Längenänderungen in der mit a (Fig. 31) bezeichneten äussersten Kante des Flansches und in der mit b bezeichneten gegenüber liegenden Innenkante des Reifens stattfinden, welche also für die vorliegende Untersuchung maassgebend sind.

Die in der Zusammenstellung XI, Versuch 1, aufgeführte Versuchsreihe wurde ausgeführt mit dem Reifen, wie er geliefert war. Der Bruch erfolgte bei einer grössten Eindrückung von etwa 119^{mm} (13,9% des lichten Durchmessers) und einer grössten Faserdehnung von etwa 9% der ursprünglichen Länge.

Die in der Zusammenstellung XI, Versuch 2, aufgeführte Versuchsreihe wurde ausgeführt mit einem Reifen, welcher vorher ausgeglüht war.

Dieser Reifen brach auch bei einer Zusammendrückung von 685^{mm}, also 80% des ursprünglichen lichten Durchmessers noch nicht, sondern erst beim nächsten Schlage. Die regelmässigen Dehnungsmessungen wurden nur bis zu 385^{mm} Zusammendrückung (45% des lichten Durchmessers) fortgesetzt. Die grösste Dehnung betrug dabei rund 22% der ursprünglichen Länge. Nach dem Bruche fand sich die grösste Dehnung neben der Bruchstelle, rund 30%.

Um die Durchbiegung für jeden der vier vorhin bezeichneten Reifenabschnitte bestimmen zu können, waren vor Beginn der Versuchsreihe 2) die vier Grenzpunkte derselben O₁, O₂, O₃, O₄ angeköhrt. Die Abstände dieser Punkte von einander wurden bei jeder Aufnahme gemessen. Diese Messungen sind bereits in Vorstehendem benutzt. Es finden sich daraus ferner die in nachstehender Zusammenstellung XII angegebenen Einbiegungen des oberen und des unteren Abschnittes, sowie die Ausbiegungen der seitlichen Abschnitte:

Zusammenstellung XII.

Gesamtein- drückung des Reifens in % des ursprüng- lichen lichten Durchmessers	Durchschnitt der Ein- biegung des oberen und unteren Ab- schnittes mm	Grösste Dehnung oben und unten in % der ur- sprünglichen Länge	Durchschnitt der Aus- biegung eines Seiten- Abschnittes mm	Grösste Dehnung seitlich in % der ursprüng- lichen Länge
10 = 86 ^{mm}	26	7,5	24,5	3,5
20 = 171 „	50	12,0	45,5	5,5
30 = 257 „	82	16,5	63,7	8,2
40 = 343 „	97,5	20,0	79,0	10,2

Aus den Dehnungszahlen der Zusammenstellung XII geht hervor, dass der Bruch des Reifens unter dem Schlagwerke, wenn nicht grobe Materialfehler vorliegen, stets nur oben oder unten erfolgen wird. Die grössten seitlichen Dehnungen erscheinen im Verhältnisse zu den grössten Dehnungen oben und unten erheblich geringer, als es mit den Summen von Dehnung und Zusammendrückung an den gleichen Stellen der Fall war.

Dies beruht darauf, dass, wie schon erwähnt wurde, in den Seitenabschnitten die biegende Kraft zugleich zusammendrückend wirkt. Wenn auch, wie anzunehmen ist, diese Kraft allein nicht genügen würde, um eine dauernde Formänderung hervorzurufen, so ist dies doch durch Hinzutreten zu den schon vorhandenen Kräften in sehr merkbarer Masse der Fall.

Wenn man bei den Seitenabschnitten je die aus den Beobachtungen bei a (Fig. 31) zu findenden Dehnungen zusammenzählt und diese beiden Summen vergleicht, so ergibt sich beispielsweise, dass bei einer Tiefe der:

Zusammenstellung XIII.

Eindrückung des Reifens von %	durchschnittlich die Zusammendrückung des Materiales grösser ist, als die Dehnung um %
10	25
15	27
20	20
25	13

Durch Biegen der einzelnen Abschnitte eines Reifens unter der Wasserdruck-Presse in der Lage, welche sie bei den Schlagversuchen haben, werden sich vielleicht auch die bei den letzteren wirkenden Druckkräfte ermitteln lassen.

Durch die vorstehend erörterten Versuche dürfte, obgleich sie mit den denkbar einfachsten Vorrichtungen ausgeführt sind, doch festgestellt sein, dass bei den Achsen, Schienen und Radreifen zwischen der bleibenden Biegung und der Faserdehnung Beziehungen ähnlich den Gesetzen der elastischen Biegung bestehen, welche, wenn auch nicht mit solcher Schärfe, wie letztere, doch mit einer für das praktische Bedürfnis ausreichenden Genauigkeit gestatten, aus den mit einer bestimmten Querschnittsform ermittelten Ergebnissen das Verhalten anderer Stücke desselben Querschnittes zu folgern, wenn diese in gleicher Weise behandelt werden. Unter diesen Voraussetzungen lässt sich also im Voraus die leicht zu messende Grösse der Einbiegung fest-

setzen, durch welche ein gefordertes Mafs der Dehnung erzielt wird.

Immerhin aber ist es für eine allgemeine Nutzenanwendung nothwendig, dass eine grosse Zahl derartiger Messungen ausgeführt werden, nicht nur für die verschiedenen gebräuchlichen Querschnitte, sondern auch unter Beachtung bestimmter Vorschriften für die Anordnung des Schlagwerkes, für die anzuwendenden Schlagmomente, sowie für die Form der Auflager und der Aufsatzstücke.

Die Nothwendigkeit solcher Vorschriften hat sich erst aus den Versuchen selbst ergeben, welche, weil kein besonderes Schlagwerk vorhanden war, mit einer gewöhnlichen Kunstramme ohne besondere Gründung und Schabotte ausgeführt sind.

Weiter aber ist auch der nächste Zweck, nämlich die sichere Feststellung: ob, in welchem Mafse und unter welchen Umständen die Dehnung bis zum Bruche bei der Schlagprobe geringer ist, als bei der Zerreißprobe —, nur durch ausgedehnte vergleichende Versuchsreihen zu erreichen, wobei ganz besonders beachtet werden muss, dass die oft nur bis zu geringer Tiefe in das Material eindringende Walzhärte, die Schlagprobe weit mehr, als die Zerreißprobe beeinflusst, dass somit die für die Lösung obiger Frage zu benutzenden Versuche ausschliesslich mit besonders sorgfältig ausgeglühtem Materiale anzustellen sind.

Durch diese Versuche möchte auch noch festzustellen sein, ob nicht die bei jedem einzelnen Schläge nach einer der Bruchgrenze des Materiales nahe kommenden Anspannung eintretende vollständige Entlastung schon bei entsprechender Ausführung der Zerreißprobe durch wiederholte Entlastungen zu einer wesentlichen Beschleunigung des Bruches führt.

Soweit zu den berichteten Schlagversuchen auch Zerreißversuche ausgeführt wurden, sind die zu vergleichenden Angaben nachstehend zusammengestellt:

A. Schienen betreffend:

Zusammenstellung XIV.

Schlagversuche.					Zerreißversuche.	
Bezeichnung des Versuches	Abstand der Stützpunkte m	Tiefe der Einbiegung mm	Angabe den Bruch betreffend	Grösste Dehnung im Fusse %	Querschnitts-Vermin-derung der Stäbe aus Kopf und Fuss der Schiene %	Festigkeit für 1 qmm kg
2) Zusammenstellung VI	1,0	100,6	unmittelbar vor dem Bruche	17 %	Kopf — 10,1 Fuss — 19,1	51,8 53,3
3) Zusammenstellung VII	1,0	250	nicht gebrochen	44 %	Kopf — 24,0 Fuss — 49,2	55,9 58,2
5) Zusammenstellung IX	1,0	200	desgl.	32 %	Kopf — 25,3 Fuss — 54,0	50,4 52,7

Auffällig ist hierbei, dass die für die Schlagprobe vorzugsweise maafsgebende Zähigkeit im Fusse der Schienen durchweg erheblich grösser war, als die im Kopfe.

B. Radreifen betreffend:

Zusammenstellung XV.

Bezeichnung des Versuches	Schlagversuche.			Zerreißversuche		
	Ursprünglicher Durchmesser des Reifens mm	Tiefe der Eindrückung in % des Durchmessers	Angabe den Bruch betreffend	Grösste Dehnung des Materiales %	Querschnitts-Vermin-derung der Bruchfläche %	Festigkeit für 1 qmm kg
Zusammenstellung XI Versuch 1)	854	rund 14	nach erfolgtem Bruche gemessen.	rund 9	26	64,5
Zusammenstellung XI Versuch 2)	857	80	die Durchbiegung unmittelbar vor, die Dehnung nach dem Bruche gemessen.	39	46	53,2

Der Reifen zu der Versuchsreihe 1) wurde benutzt, wie er geliefert war, während der Reifen zu der Versuchsreihe 2) vorher ausgeglüht wurde. Die mit Letzterem bei den Zerreißversuchen erreichte starke Querschnittsverminderung spricht dafür, dass trotz der ganz ungewöhnlich starken Eindrückung des Reifens, das Material des Stabes, welcher aus einer der in Vorstehendem erörterten Grenzstellen der Reifenabschnitte entnommen war, noch unbeschädigtes Gefüge besass.

Die in Vorstehendem besprochenen Versuche wurden sämtlich mit bereits abgenommenem Materiale in den Werkstätten der Reichsbahnen zu Bischheim ausgeführt. Nachstehend folgen die Ergebnisse von Versuchen, welche in den Monaten Juni bis November 1888 bei Gelegenheit der Abnahme von Radreifen-Lieferungen angestellt sind, und zwar mit Ausnahme der zuerst aufgeführten, sämtlich in den Werken der Lieferanten.

C. Schlagprobe mit einem Radreifen aus Martinstahl von 831,5 mm innerem Durchmesser.

Lieferant Krupp.

Zusammenstellung XVI.

(NB. Die Bezeichnungen haben die gleiche Bedeutung wie in der Zusammenstellung XI.)

Tiefe der Einbiegung (Verringerung U—O) Fig. 30		Vergrößerung von L—R (Fig. 30) in mm	Veränderte Maße der ursprünglichen Länge von 40 mm (Fig. 30 und 31)							
in mm	in % des ursprünglichen Durchmessers		U. Unten bei		O. Oben bei		L. Links bei		R. Rechts bei	
			b	a	b	a	b	a	b	a
84,5	10 %	67,5	43,0	37,7	42,7	37,9	38,5	41,1	38,5	41,2
128,5	15,4 %	97,5	44,2	36,6	44,0	36,9	38,0	41,9	37,9	41,7
167,5	20,1 %	122,5	45,5	35,6	45,0	36,1	37,6	42,2	37,6	42,3
245,5	29,4 %	165,5	47,6	33,5	46,9	34,4	36,5	43,0	36,7	43,0
301,5	36,2 %	189,5	49,1	32,4	48,1	33,5	36,0	43,8	36,0	43,6

Der Versuch wurde abgebrochen, ohne dass der Bruch des Reifens erzielt war.

Die Dehnungen und Zusammendrückungen Unten und Oben sind bei gleicher Tiefe der Einbiegung in Zusammenstellung XVI etwas grösser als in Zusammenstellung XI, Versuch 2, was im Wesentlichen wohl daher rührt, dass bei dem früheren Versuche erheblich stärkere Schläge angewandt sind, als bei dem Vorstehenden, welcher für die gleiche Durchbiegung eine etwa um die Hälfte vergrößerte Zahl von Schlägen erfordert.

In der Zusammenstellung XVII sind die Endergebnisse zusammengehöriger Schlag- und Zerreißproben ausgeführt, welche bei der Abnahme in den Hüttenwerken ausgeführt wurden.

D. Radreifen aus Martinstahl.

Zusammenstellung XVII.

Nr.	Lieferant	Schlagproben			Angabe den Bruch betreffend	Zerreißproben		
		Ursprünglicher lichter Durchmesser mm	Tiefe der Einbiegung (Verringerung U—O) mm	in % des ursprünglichen Durchmessers		Bruchfestigkeit für 1 qmm kg	Querschnitts-Ver-minderung %	Dehnung gemessen auf 200mm Länge %
1	Krupp	847	425	50	Nicht gebrochen	{ 55,6 55,4	{ 48,2 48,9	{ 24 24,5
2	desgl.	831	454	54	desgl.	{ 56,5 56,6	{ 44,2 47,1	{ 24,5 24,5
3	Gebrüder van der Zypen	846	416	49	Der Bruch erfolgte beim nächsten Schlage	{ 52,9 56,7	{ 50,3 47,2	{ 23,5 24,5
4	desgl.	832	316	38	desgl.	{ 53,6 54,0	{ 53,2 51,0	{ 23,5 24,0
5	desgl.	846	461	54	desgl.	{ 51,7 53,9	{ 49,9 49,5	{ 23 22,5
6	Actien-Ges. Phönix	831	229	27	desgl.	{ 52,5 52,6	{ 38,0 44,2	{ 21,5 23,7
7	desgl.	888	178	20	desgl.	{ 58,5 58,7	{ 42,9 42,6	{ 21,5 20,4
8	desgl.	1161	207	18	desgl.	{ 58,8 61,2	{ 44,3 29,9	{ 19,5 18,5
9	desgl.	1163	379	32	desgl.	{ 60,1 59,6	{ 40,2 45,2	{ 22,7 24,7
10	desgl.	1114	213	19	desgl.	{ 61,8 61,2	{ 41,5 42,7	{ 21,1 21,9

Sämmtliche Radreifen der Zusammenstellungen XVI und XVII waren nach dem Fertigwalzen ausgeglüht.

Strassburg i. E., December 1888.

Bericht über die Vorarbeiten des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zur Feststellung der erforderlichen Anzahl von Bremsen in einem Zuge.

Von Rüppell, Regierungs- und Baurath zu Köln a. Rh.

(Schluss von Seite 72.)

In Folge eines Beschlusses der oben erwähnten Techniker-Versammlung zu Salzburg erhielt nun weiter der technische Ausschuss seitens der geschäftsführenden Verwaltung den Auftrag, eine erneuerte Durchprüfung der ganzen technischen Vereinbarungen zur Vorbereitung für die Beschlussfassung der Vereins-Versammlung vorzunehmen, und es trat an den mit der Vorberathung der Frage beauftragten Unterausschuss die Nothwendigkeit heran, hinsichtlich der Abänderung der §§. 185 und 186 nach den früheren Beschlüssen Stellung zu nehmen,

und namentlich zu prüfen, welche Gründe für jenen Widerspruch gegen den Beschluss der Vereins-Versammlung vorgelegen hatten, und ob denselben durch geeignete Aenderungen Rechnung getragen werden könne.

Zu gleicher Zeit wurde von dem preussischen Herrn Minister der öffentlichen Arbeiten ein Staatsbahn-Ausschuss mit der Untersuchung der Frage beauftragt, ob und inwieweit die vom Vereine angenommenen Abänderungen der Vorschriften über Zahl und Vertheilung der Bremsen im Zuge für die

preussischen Staatsbahnen bezw. für die Aufnahme in das Bahnpolizei-Reglement an Stelle des §. 13 daselbst geeignet und zu empfehlen seien; es beschloss deshalb der Vereins-Ausschuss, die Ergebnisse der Berathungen des preussischen Staatsbahn-Ausschusses zunächst abzuwarten, bevor der Vereinsversammlung eine weitere Vorlage unterbreitet würde.

Bei der Prüfung der Frage in jenem Staatsbahn-Ausschusse wurde zunächst festgestellt, dass der Einspruch gegen den Vereinsversammlungs-Beschluss auf folgenden Erwägungen beruhe, und als gerechtfertigt anerkannt werden müsse:

1. Die vom Vereine festgestellte neue Zahlenreihe für den zu bremsenden Zugtheil fordert für die auf Flachlandbahnen mit der nach dem Bahnpolizei-Reglement der Eisenbahnen Deutschlands gestatteten Grösstgeschwindigkeit von 45 km in der Stunde verkehrenden Güterzüge erheblich vermehrte Bremsen, und daher eine erheblich vergrösserte jährliche Ausgabe an Bremserlöhnen. Insbesondere würden sich für die preussischen Staatsbahnen die jährlichen Mehrkosten für den Fall, dass die nach dem Bahnpolizei-Reglement für Güterzüge gestattete Grösstgeschwindigkeit der Bemessung der Zahl der Bremsen für alle Güterzüge zu Grunde gelegt wird, auf rund 3 000 000 M., aber auch für den Fall, dass jene Grösstgeschwindigkeit nur für gewisse Züge (Eilgüterzüge) oder gewisse Bahnstrecken mit sehr dichtem Verkehre beibehalten, für die übrigen Güterzüge aber eine der bisherigen thatsächlichen Ausführung entsprechende Verminderung derselben auf 40 km oder 35 km in der Stunde festgesetzt würde, immer noch auf rund 1 300 000 M. beziffern.

Hierfür sei nach den bisherigen Erfahrungen ein zwingendes Bedürfnis nicht anzuerkennen.

2. Zu diesen Mehrausgaben würden die Verwaltungen dadurch gezwungen sein, dass den neuen Vorschriften durch jenen Beschluss zugleich bindende Kraft beigelegt wurde.

Eine Aenderung der Zahlenreihe erschien hiernach unerlässlich, und dazu die Durchprüfung aller bei ihrer Aufstellung maßgebend gewesenen Grundlagen und Annahmen geboten.

Bei Untersuchung der im allgemeinen als richtig anerkannten theoretischen Formel 5) (Seite 73)

$$B = \frac{1}{f} \left(\frac{0,4 v^2}{s - 1,5 v} - 0,1 w + 0,1 a \right)$$

wurde für zweckmässig erachtet, der Vernichtung der lebendigen Kraft in den rundlaufenden Massen Rechnung zu tragen und die von dem technischen Vereins-Ausschusse früher auch vorgeschlagene Form:

$$B = \frac{1}{f} \left(\frac{0,42 v^2}{s - 1,5 v} - 0,1 w + 0,1 a \right) \quad (14.)$$

als die genauere wiederherzustellen.

Eine besondere Untersuchung erschien dann geboten hinsichtlich der anzunehmenden Grösse des für den auf B am meisten Einfluss ausübenden Reibungsbeiwert f . In Bezug auf diesen Beiwert hatte der Vereins-Ausschuss sich auf die bekannten Galton'schen Versuche gestützt, aus deren Ergebnissen Professor Franke in Lemberg (siehe Civilingenieur 1882, Seite 205) die Formel 9) (Seite 73)

$$f_1 = 0,29 e^{-\frac{v}{90}},$$

Professor Fliegner (Zürich) — Schweizerische Bauzeitung 1885, Seite 19 — die Formel

$$f_1 = \frac{14,747}{44,8663 + v}$$

entwickelt haben. Aus den Galton'schen Versuchen geht nun zwar unzweifelhaft hervor, dass der Reibungsbeiwert mit abnehmender Geschwindigkeit stetig zunimmt, zugleich hat aber Galton beobachtet, dass dieser Beiwert bei gleichbleibendem Bremsdrucke mit der Wirkungsdauer der Bremse abnimmt; er hat indessen zur Ermittlung eines Gesetzes für diese Abnahme nicht eine genügende Zahl von Versuchen gemacht, und wahrscheinlich deshalb es überhaupt unterlassen, für die Veränderlichkeit von f_1 eine Formel zu geben. Auch geht aus den Aufzeichnungen über seine Versuche, welche sämmtlich mit gleichbleibender Geschwindigkeit angestellt wurden, nicht hervor, ob die verzeichneten Werthe sich auf die Werthziffer beim Beginne jedes Versuches beziehen, oder ob jener Einfluss der Wirkungsdauer darin enthalten ist.

Diese Unsicherheit in Verbindung mit dem Umstande, dass die Versuche von Galton überhaupt nur mit gleichbleibender Geschwindigkeit angestellt waren, also dem Vorgange beim Bremsen eines Eisenbahnzuges nicht unmittelbar entsprechen, auch die verzeichneten Mittelwerthe aus allen unter günstigen und ungünstigen Verhältnissen angestellten Versuchen gewonnen sind, liess es wünschenswerth erscheinen, nochmals genauere Versuche über die für jene Frage in Betracht kommende Grösse von f_1 bezw. f anzustellen.

Diese Versuche sind in der Hauptwerkstatt der Königl. Eisenbahn-Direction zu Berlin unter Leitung des Herrn Eisenbahn-Director Wichert ausgeführt. *)

Wir können an dieser Stelle leider nicht eine genaue Beschreibung der dazu hergestellten Vorrichtungen liefern, müssen uns vielmehr auf die kurze Mittheilung beschränken, dass auf einer Räderdrehbank eine Versuchsachse aufgespannt war, ein Stahlgussbremsklotz senkrecht über der Achsmittle auf der cylindrisch gedrehten Lauffläche des stählernen Radreifens lag und mittelst einer von der Decke herabhängenden, im Gewichte vollständig ausgeglichenen Kette auf den Reifen niedergelassen und abgehoben wurde. Die Belastung erfolgte durch Bleiplatten, deren Gewicht vorher genau ermittelt und bestimmt war.

Durch Schreibstifte wurden auf einem Papierstreifen bei jedem Versuche selbstthätig aufgezeichnet die Linien für

1. die Reibung — diejenige Kraft, mit welcher der Bremsklotz von dem sich drehenden Rade in wagerechtem Sinne mitgenommen wurde,
2. die Nulllinie der Reibung,
3. die Zahl der Achsen-Umdrehungen,
4. die Secunden.

*) Der Bericht über diese wichtigen Versuche ist seitens der Königl. Eisenbahn-Direction zu Berlin gedruckt, leider aber nicht in den Buchhandel gegeben, und die Auflage war so klein, dass der Inhalt nur ganz beschränkten Kreisen zugänglich wurde. Es wäre im hohen Mafse dankenswerth, wenn diese nach mehr als einer Richtung grundlegenden Versuche allgemein veröffentlicht würden. D. Red.

Es wurden mehr als 700 Einzelversuche angestellt, und zwar:

A. Zur Ermittlung der Bremsklotzreibung:

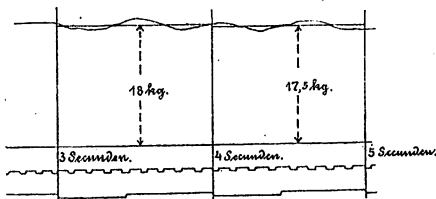
1. Versuche mit gleichbleibender Geschwindigkeit
 - a) von nur einigen Secunden Dauer zur Ermittlung der einer jeden Geschwindigkeit anfänglich entsprechenden Reibungs-Werthziffer;
 - b) von längerer Dauer (bis zu 100 Secunden) behufs Ermittlung der Veränderung der Werthziffer während längerer Dauer der Bremswirkung;
2. Versuche, bei welchen die Geschwindigkeit von Null bis zu einem gewissen, den Zuggeschwindigkeiten entsprechenden Höchstbetrage allmählich vermehrt und dann ebenso wieder bis Null vermindert wurde — zur Bestätigung bezw. Prüfung der Richtigkeit der Versuche unter 1. b;
3. Versuche mit bis zu Null abnehmender Geschwindigkeit, welche möglichst genau den Vorgang beim Bremsen des Zuges nachahmten.

B. Zur Ermittlung des Reibungswerthes zwischen Rad und Schiene:

1. Versuche zur Ermittlung des Reibungs-Beiwertes der Ruhe, bei denen die Achse von Hand ganz langsam angedreht und der Reibungsbeiwert im Augenblicke des Zurruhekommens bestimmt wurde;
2. Versuche bei bis zu Null abnehmender Geschwindigkeit. Die Versuche A. 1 wurden nur mit trocknen, alle übrigen Versuche sowohl mit trocknen, wie mit angefeuchteten Reibungsflächen angestellt.

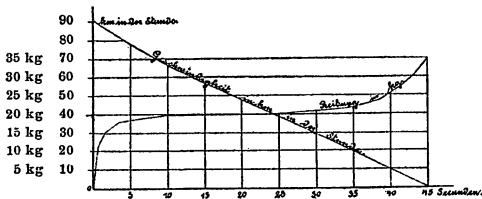
In den auf den Versuchstreifen erhaltenen Bildern stellt sich die Reibung als Function der Zeit dar, wie Fig. 32 zeigt.

Fig. 32.



Diese Darstellung ist deshalb unmittelbar nur für die Versuche mit gleichbleibender Geschwindigkeit brauchbar. Für die Versuche mit wechselnder Geschwindigkeit wurde noch die nach der Zahl der gemessenen Achsendrehungen berechnete Geschwindigkeit in jeder Secunde als Function der Zeit in Kilometern in der Stunde aufgetragen; die Bilder erhielten dadurch folgende allgemeine Form (Fig. 33):

Fig. 33.



Es geht daraus hervor, dass die Geschwindigkeit annähernd gleichmäßig mit der Zeit abnimmt, während die Reibung mit abnehmender Geschwindigkeit wächst.

Zur Bestimmung des mittleren Reibungsbeiwertes während der ganzen Bremsung, nämlich desjenigen, der bei gleichbleibendem Werthe dieselbe schädliche Arbeit verursacht haben würde, welche in Wirklichkeit durch den veränderlichen Reibungswerth verrichtet worden ist, erscheinen diese Auftragungen indessen nicht geeignet, denn die beim Bremsen geleistete Reibungsarbeit ist

$$\int_0^s Q f_1 ds_1$$

unter Q den Bremsdruck, f_1 den veränderlichen Reibungsbeiwert, unter s_1 den Bremsweg bis zu dem für f_1 gültigen Punkte und unter s den ganzen Bremsweg verstanden. Bezeichnet f den mittleren Reibungsbeiwert, so ist

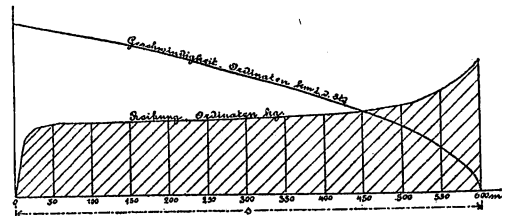
$$Qfs = \int_0^s Qf_1 ds_1$$

oder bei gleichbleibendem Bremsdrucke

$$f = \frac{1}{s} \int_0^s f_1 ds_1 \tag{15.}$$

welcher Werth leicht zu ermitteln ist, wenn in den Auftragungen die Reibung als Function des Weges erscheint; diese Auftragungen sind für jeden Versuch ausgeführt und liefern Bilder von folgender allgemeiner Gestalt (Fig. 34).

Fig. 34.



Das Bild lehrt, dass die durch die Bremswirkung verursachte Verzögerung der Geschwindigkeit auf gleicher Wege-länge im Anfange verhältnismässig gering ist und im Laufe des Bremsens stark zunimmt.

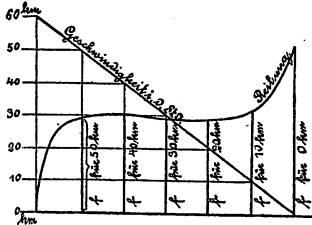
Als Ergebnisse der Versuche hat sich nun herausgestellt:

1. Alle Bilder zeigen fast ausnahmslos gegen das Ende der Bremszeit hin eine entschiedene und rasche Zunahme des Reibungsbeiwertes; besonders deutlich tritt diese Erscheinung bei den Dauerversuchen mit gleichbleibender Geschwindigkeit zu Tage, sobald gegen das Ende des Versuches die Geschwindigkeit vermindert wurde;
2. bei den Dauerversuchen mit gleichbleibender Geschwindigkeit ist im Allgemeinen zwar eine gewisse Abnahme des Reibungsbeiwertes zu erkennen, dieselbe ist aber viel geringer, als sie sich bei den Versuchen von Galton herausgestellt hat, und überhaupt so unbedeutend, dass bei der Bestimmung des mittleren Reibungsbeiwertes auf die Dauer der Berechnung nicht Rücksicht genommen zu werden braucht;
3. die Versuche (zu B. oben) zur Ermittlung der Reibung zwischen Rad und Schiene bestätigen zwar das vorstehend unter 1. Angeführte, im übrigen lassen sich aber auf die thatsächliche Grösse des betreffenden Reibungswerthes einigermassen wahrscheinliche Schlüsse nicht ziehen, weil die Bedingungen, unter denen die Versuche nach den

getroffenen Einrichtungen angestellt wurden, mit den in Wirklichkeit bestehenden nicht annähernd in Uebereinstimmung zu bringen waren.

Indem nun aus den Urbildern aller einzelnen Versuche mit abnehmender Geschwindigkeit die den Geschwindigkeiten von 0, 10, 20 u. s. w. bis 90 km in der Stunde entsprechenden Reibungsbeiwerte durch Abgreifen in der durch Fig. 35 ver-

Fig. 35.



anschaulichten Weise ermittelt und nach den verschiedenen Gruppen und Versuchsreihen geordnet zusammengestellt, für jede Versuchsreihe dann die Ergebnisse der mit annähernd gleicher Anfangsgeschwindigkeit angestellten Versuche zusammengefasst und aus ihnen die arithmetischen Mittel gebildet, ferner die so erlangten Mittelwerthe, für fünf verschiedene Anfangsgeschwindigkeiten gesondert, innerhalb jeder Gruppe wiederum zusammengestellt und in gleicher Weise gemittelt, endlich die hierdurch erhaltenen Mittelwerthe auf's neue gruppenweise zusammengestellt und gemittelt waren, ergaben sich die in der Zusammenstellung I unter Nr. 1, 2 und 4 aufgeführten Werthe für die Reibungsziffer f_1 . Es braucht wohl kaum erwähnt zu werden, dass bei vielen einzelnen Versuchen erhebliche Abweichungen von diesen Werthen beobachtet wurden; bei ganzen Gruppen von Versuchen fand z. B. zwar eine entschiedene Zunahme des Reibungswerthes gegen das Ende des Versuches hin statt; diese Zunahme begann aber erst, nachdem die Ge-

schwindigkeit bis zu 20—30 km in der Stunde ermässigt worden, bis zu diesem Punkte machte sich sogar eine Verminderung des Reibungswerthes deutlich erkennbar. Die eigentliche Ursache dieser Erscheinung hat nicht ganz aufgeklärt werden können, vermuthlich liegt dieselbe darin, dass die Oberfläche des Radreifens sehr glatt und hart geworden war, sie verlor sich wenigstens sofort wieder, nachdem der Radreifen in Folge dessen abgedreht war. Jene ganz abweichenden Versuche, sowie einzelne ganz unwahrscheinliche, zufälligen Unregelmässigkeiten zuzuschreibende Versuchsergebnisse sind bei der Ausmittlung der Durchschnittswerthe nicht mit in Betracht gezogen worden.

Für die Ableitung einer Formel für f_1 wurde zunächst erwogen, dass sowohl die Formel von Franke

$$f_1 = m \cdot e^{-\frac{v}{a}}$$

wie die von Fliegner

$$f_1 = m \frac{1}{1 + av}$$

die mit der Erfahrung in Widerspruch erscheinende Eigenschaft besitzen, dass f_1 für unendlich grosse Geschwindigkeiten = 0 wird; es wurde deshalb die allgemeine Form

$$f_1 = m \cdot \frac{1 + av}{1 + bv}$$

vorgezogen, und aus den Versuchsmittelwerthen berechnet:

1. für günstige Verhältnisse (trockene Flächen)

$$f_1 = 0,450 \cdot \frac{1 + 0,0112 \cdot v}{1 + 0,06 \cdot v}, \quad (16.)$$

2. für ungünstige Verhältnisse (nasse Flächen)

$$f_1 = 0,250 \cdot \frac{1 + 0,0112 \cdot v}{1 + 0,06 \cdot v}. \quad (17.)$$

Wie die aus diesen Formeln berechneten Werthe mit den Versuchsmittelwerthen übereinstimmen, ergibt sich aus folgender Zusammenstellung I.

I. Zusammenstellung

der beobachteten Durchschnittswerthe der Reibungsziffer f_1 bei gleichbleibender Geschwindigkeit und der aus den Formeln (16) und (17.) sich ergebenden Werthe.

No.		f_1 = bei einer Geschwindigkeit von Kilometern in der Stunde									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
A. Für günstige Verh. (trocken):											
1.	Aus den Versuchen mit abnehmender Geschwindigkeit	0,438	0,332	0,269	0,211	0,133	0,175	0,164	0,158	0,157	0,144
2.	Aus den Versuchen mit gleichbleibender Geschwindigkeit	—	—	0,269	0,238	0,204	0,180	0,164	0,158	0,147	0,140
3.	$f_1 = 0,450 \frac{1 + 0,0112 v}{1 + 0,06 v}$ berechnet	0,450	0,313	0,250	0,215	0,192	0,176	0,164	0,154	0,147	0,141
B. Für ungünstige Verh. (nass):											
4.	Aus den Versuchen mit abnehmender Geschwindigkeit	0,239	0,182	0,156	0,133	0,117	0,113	0,097	0,094	0,083	—
5.	$f_1 = 0,250 \frac{1 + 0,0112 v}{1 + 0,06 v}$ berechnet	0,250	0,174	0,139	0,119	0,107	0,098	0,091	0,086	0,082	0,078

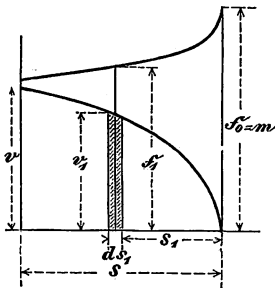
Während Galton seine Mittelwerthe aus allen unter günstigen und ungünstigen Verhältnissen angestellten Versuchen berechnete, ohne zu erwähnen, wieviel bzw. welche Versuche

jeder Art unter günstigen oder ungünstigen Verhältnissen stattgefunden hatten, erschien es sicherer, die Werthberechnung nach diesen Verhältnissen getrennt zu halten, und für die Be-

rechnung der Bremszahlen von den aus den Versuchen unter ungünstigen Verhältnissen ermittelten Durchschnittswerten auszugehen. Eine Vergleichung dieser unter No. 5 der Zusammenstellung I verzeichneten Werthe mit den Galton'schen zeigt die ziemlich genaue Uebereinstimmung derselben mit den kleinsten bzw. mit den halben grössten Werthen von Galton.

Behufs Berechnung des mittleren Reibungs-Beiwertes während des ganzen Bremsvorganges lag es nahe, denselben unmittelbar durch Integrirung der Flächen der auf den Bremsweg aufgetragenen einzelnen Versuchsbilder zu gewinnen; es ist von diesem Verfahren indessen aus verschiedenen, hauptsächlich aus der Anordnung der Versuchseinrichtung hergeleiteten Gründen Abstand genommen und folgende Berechnung angestellt.

Fig. 36.



Bezeichnen:

- P das volle Zuggewicht in kg,
- α das Verhältniß des gebremsten zum vollen Zuggewichte (unter der Voraussetzung, dass der Klotzdruck auf die Achse gleich dem Schienendrucke derselben ist),
- v_1 die Geschwindigkeit an beliebiger Stelle während des Bremsens in Kilometern in der Stunde,
- v die Anfangsgeschwindigkeit,
- s_1 den Bremsweg an beliebiger (v_1) Stelle in Metern,
- s den gesammten Bremsweg,

so besteht für die wagerechte Strecke, wenn von dem unbedeutenden Einflusse des Zugwiderstandes abgesehen wird, nach Fig. 36 allgemein die Gleichung

$$\frac{P}{2g} \left\{ \frac{v_1^2}{3,6^2} - \left(\frac{v - dv_1}{3,6} \right)^2 \right\} = \alpha P \cdot f_1 ds_1,$$

woraus sich ergibt

$$ds_1 = \frac{1}{3,6^2 g \alpha} \frac{v_1 dv_1}{f_1}$$

Wird hierin nach den Berliner Versuchen

$$f_1 = m \frac{1 + av_1}{1 + bv_1}$$

gesetzt, so erhält man

$$ds_1 = \frac{1}{3,6^2 \cdot g \alpha m} \cdot \frac{1 + bv_1}{1 + av_1} v_1 dv_1$$

und durch Integration von 0 bis s und 0 bis v:

$$s = \frac{1}{3,6^2 \cdot g \alpha m} \left\{ \frac{b}{a} \frac{v^2}{2} + \frac{a-b}{a^2} v - \frac{a-b}{a^3} \ln(av + 1) \right\}.$$

Der mittlere Reibungsbeiwert während der ganzen Bremsdauer ist nun, wie früher (15.) dargethan,

$$f = \frac{1}{s} \int_0^s f_1 ds_1,$$

woraus sich ergibt, wenn für f_1 und ds_1 die Werthe eingesetzt werden:

$$f = \frac{m}{2} \frac{v^2}{\frac{b}{a} \frac{v^2}{2} - \frac{b-a}{a^2} v + \frac{b-a}{a^3} \ln(av + 1)}$$

Setzt man in diese Formel die für die ungünstigsten Verhältnisse oben ermittelten Werthe, nämlich $m = 0,250$; $a = 0,0112$; $b = 0,06$, so ergibt sich (Berliner Formel)

$$f = 0,125 \cdot \frac{v^2}{0,0112^2 \cdot \frac{v^2}{2} - \frac{0,06 - 0,0112}{0,0112^2} v + \frac{0,06 - 0,0112}{0,0112^3} \ln(1 + 0,0112v)} \quad (18)$$

Wenn man in derselben Weise unter Einführung der Vereinsformel:

$$f_1 = 0,20 e^{-\frac{v}{90}}$$

den mittleren Reibungsbeiwert (nach der Arbeitsgleichung) berechnet, so würde man erhalten

$$f = 0,10 \frac{v^2}{8100 + 90 \cdot e^{\frac{v}{90}} (v - 90)} \quad (19)$$

während dafür vom technischen Ausschusse des Vereines angenommen ist (vergl. Formel 11)

$$f = \frac{18}{v} (1 - e^{-\frac{v}{90}}) \quad (20)$$

Die aus den vorstehenden drei Formeln sich ergebenden Werthe sind des Vergleiches halber in der Zusammenstellung II. verzeichnet:

II. Zusammenstellung
der berechneten Grösse des mittleren Reibungsbeiwertes f.

		Bei einer Anfangsgeschwindigkeit von Kilometern in der Stunde									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1.	Nach der Berliner Formel (18)	0,250	0,201	0,164	0,142	0,128	0,117	0,109	0,103	0,098	0,093
2.	Nach der Vereinsformel (20) $\frac{18}{v} (1 - e^{-\frac{v}{90}})$	0,200	0,189	0,179	0,170	0,161	0,153	0,146	0,139	0,133	0,126
3.	Nach der umgerechneten Vereinsformel (19) . . .	0,200	0,186	0,172	0,160	0,148	0,137	0,127	0,117	0,108	0,100

Die in Zusammenstellung I. aufgeführten Werthe wurden seitens des Staatsbahn-Ausschusses für die fernere Behandlung der Bremsfrage als maßgebend angenommen, dabei aber aus-

drücklich darauf aufmerksam gemacht, dass sie keine an sich richtigen und zutreffenden Zahlenwerthe darstellen, vielmehr nur in Bezug auf ihre gegenseitige Abhängigkeit eine gewisse

III. Zusammenstellung

der beobachteten Zahl der Radumdrehungen bei den Lochner'schen Bremsversuchen.

Bemerkung. Der Versuchszug bestand aus der Locomotive und einem Versuchswagen, der von der Locomotive aus gebremst wurde, wobei jedesmal sofort der Regulator geschlossen wurde. Witterung trocken, mäßiger Südwind. Gesamtgewicht des Zuges = 80 t.

Bei den mit *) bezeichneten Versuchen waren hinter dem Versuchswagen noch zwei Personenwagen angehängt, so dass der Zug = 113 t schwer wurde; bei den mit **) bezeichneten Versuchen waren letztere nicht, sondern der Versuchswagen allein gebremst.

Zug- geschwin- digkeit, km in der Stunde	Lage der Bahn		Anzahl der Radumdrehungen bis zum Stillstande des Zuges wenn der Gesamt-Bremsklotzdruck beträgt vom Gewichte der gebremsten Achsen															
	in gerader Linie (—), in Krüm- mung (○)	in Steigung (+), in Gefälle (—)	50 % (Spannung in der Leitung 2 Atmo- sphären)			76 % (Spannung in der Leitung 3 Atmo- sphären)			101 % (Spannung in der Leitung 4 Atmo- sphären)			151 % (Spannung in der Leitung 6 Atmo- sphären)			202 % (Spannung in der Leitung 8 Atmo- sphären)			
			Vorder- Achse	Mittel- Achse	Hinter- Achse	Vorder- Achse	Mittel- Achse	Hinter- Achse	Vorder- Achse	Mittel- Achse	Hinter- Achse	Vorder- Achse	Mittel- Achse	Hinter- Achse	Vorder- Achse	Mittel- Achse	Hinter- Achse	
15	—	+ 1/200	18	19	19	11	11	10	{ 4 10	13 10	4 1	.	.	.	1	9	1	
	○	— 1/200	{ 13 13 10	13 13 18	2 1 3	3	23	2	.	.	.	
20	—	+ 1/200	20	21	21	.	.	.	{ 13 13	13 13	2 1	7 6	18 17	1 2	2	24	1	
	○	+ 1/200	{ 11 18	11 21	1 1	
	—	— 1/200
25	—	+ 1/200	31	31	31	23	24	23	.	27	28	.	.	.	2	32	2	
	○	+ 1/200	29	33	8 3	
	—	— 1/200	6	46	3	.	.	.	
30	—	+ 1/200	.	.	.	34	34	34	{ 35 30 30	35 30 33	10 11 24	.	.	.	3	34	3	
	○	+ 1/200	47	48	47	.	.	.	*) { 26 25 31	26 25 33	16 14 15**)	
	—	— 1/200	{ 45 53	48 54	fehlt 22	31	43	4	.	.	.	
	○	— 1/200	{ 44 33	48 36	28 24	
	—	+ 1/200	64	67	67	.	.	.	{ 47 49	47 52	24 6	.	.	.	6	55	6	
35	○	+ 1/200	71	77	3	
	○	+ 1/200	
	○	— 1/200	
40	—	+ 1/200	80	80	78	{ 70 66 64	73 66 64	69 59 64	68 49 38	69 49 39	9 46 33	{ 52 35	68 80	4 4	.	.	.	
	○	+ 1/200	*) { 47 49 46	47 50 47	44 46 31	
	—	— 1/200	{ 65 57 73	65 59 73	10 48 56	.	.	.	20	109	4	
	○	+ 1/200	6	160	5
	—	+ 1/200	84 61 61	84 61 63	79 55 61
50	○	+ 1/200	124	125	125	99	101	98	*) { 74 104 125	75 112 127	70 91** 113**)	
	—	— 1/200	110 *) 100	118 102	90 86	140	159	14	10	231	7	
	—	+ 1/200	8	143	6	
60	○	+ 1/200	159 130	168 133	113 129	.	.	.	41	198	1	
	○	+ 1/200	276	277	276	213	213	209	*) { 191 118 102	197 121 103	155 117 96	
	—	— 1/200	7	400	1	
70	—	— 1/200	435	435	435	.	.	.	272 *) { 363 182	273 367 192	259 362** 180	.	.	.	1	418	1	
	—	+ 1/200	208 fehlt	209 233	fehlt 107	

Wahrscheinlichkeit haben, und dass selbst in dieser Beziehung in der Wirklichkeit noch gewisse Verschiebungen eintreten müssen, weil auf die Bremsarbeit noch der bei der vorstehenden Berechnung nicht berücksichtigte, mit der Geschwindigkeit veränderliche Zugwiderstand und beim Befahren von geneigten Bahnstrecken die unveränderlich bleibende Schwerkraft von Einfluss sind. Die letztere namentlich muss die Geschwindigkeitslinie und damit den aus ihr gewonnenen mittleren Reibungsbeiwert so beeinflussen, dass derselbe auf Steigungen grösser, auf Gefällen kleiner als der theoretisch entwickelte werden muss. Es würde aber viel zu weit führen, hierauf rechnermässig zu rücksichtigen; in der Praxis wird es genügen, die für stärkere Gefälle berechneten gebremsten Zugtheile angemessen zu erhöhen.

Die Wahl der nur aus den Versuchen für ungünstige Witterungsverhältnisse (nass) gewonnenen Durchschnittswerthe rechtfertigt sich aus verschiedenen Gründen. Zunächst sind die zuletzt erwähnten durch Geschwindigkeitsänderungen in Folge der Veränderung des Zugwiderstandes und der Bahneigungen vorkommenden, bei der theoretischen Berechnung nicht berücksichtigten Verschiebungen in der Grösse der Reibung zu erwägen; auch die Witterung kann noch besondere unregelmässige Veränderungen hervorrufen. Vor allem aber beruht die ganze theoretische Entwicklung der Formel für die Berechnung der Bremsprocente auf der Annahme, dass der zur Anwendung kommende Bremsklotzdruck gleich dem Schienendrucke der betreffenden Achse ist, und diese Annahme trifft nicht allgemein zu; bei durchgehenden Bremsen an Personenzugwagen ist sogar von vornherein gewöhnlich ein geringerer Bremsklotzdruck angewendet, um das Schleifen der Räder zu vermeiden. Andererseits tritt bei kräftig wirkenden Bremsen namentlich bei unbeladenen Güterwagen und geringerer Geschwindigkeit leicht ein Festbremsen und Schleifen der Räder und damit eine Veränderung der Reibungswirkung ein.

Aus allen diesen Gründen ist es rathsam erschienen, nicht die Durchschnittswerthe aus allen Versuchen der ferneren Rechnung zu Grunde zu legen.

Diese letzteren Erwägungen gaben dann auch Veranlassung durch Versuche festzustellen, bei welchem Klotzdrucke ein Feststellen der Räder in der Regel erfolge. Die Königl. Eisenbahn-Direktion zu Erfurt (Eisenbahndirektor Lochner) führte diese Versuche aus, indem an einem dreiachsigen Wagen, dessen Endachsen mittels Carpenter-Bremse gebremst waren bei verschiedenen Anfangsgeschwindigkeiten und verschiedenem Klotzdrucke die Radumdrehungen der gebremsten und der leerlaufenden Mittelachse vermerkt wurden.

Die Zusammenstellung III liefert die Ergebnisse dieser Versuche und lehrt,

1. dass bei einem Klotzdrucke von 76 % des Achsgewichtes selbst bei geringen Geschwindigkeiten ein Festbremsen so gut wie gar nicht stattfindet, dass auch bei 100 % Klotzdruck nur bei geringen Geschwindigkeiten ein Feststellen meist nur der Hinterachse (welche in Folge der Verzögerung und der dadurch entstehenden Verschiebung der Achsenbelastung einen Theil ihrer Drucklast an die Vorderachse abgiebt) eintritt;
2. dass bei Feststellung der Achsen bei gleicher Geschwindigkeit der Bremsweg erheblich grösser wird, als bei rollenden Achsen.

Von grundlegender Bedeutung für die weitere Feststellung des zu bremsenden Zugtheiles ist die Wahl der Länge des Bremsweges s . Der Forderung eines unter allen Umständen gleichmässigen Sicherheitsgrades der Bremswirkung scheint am einfachsten durch Annahme eines für alle Neigungen und Geschwindigkeiten gleich grossen Bremsweges entsprochen zu werden; es darf aber nicht übersehen werden, dass bei geringeren Geschwindigkeiten die Gefahr des Feststellens der Räder und damit der Verringerung der Bremswirkung eher vorliegt, als bei grossen Geschwindigkeiten, und dass ferner für die Beurtheilung der Sicherheit auch die Zeitdauer der Bremsung in Betracht gezogen werden muss, dass der praktische Betrieb die Beschränkung der Bremszeit auf eine angemessene Dauer fordert, dass bei sehr langer Dauer die Wirkung der Bremsen weniger sicher, und mit zunehmender Dauer eine gewisse — wenn auch nur geringe — Abnahme des Reibungswerthes beobachtet worden ist.

Alle diese Erwägungen haben es angemessen erscheinen lassen, einen mit der Geschwindigkeit in geringem Malse sich ändernden Bremsweg, nämlich

$$s = x + 1,5 v$$

anzunehmen, so dass der eigentliche Bremsweg (ausschliesslich des Bereitschaftsweges) sich ergibt zu

$$(x + 1,5 v) - 1,5 v = x,$$

und die theoretische Formel 14), (Seite 114) für B nunmehr die Gestalt annimmt

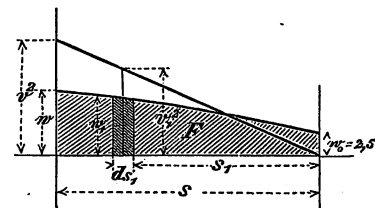
$$B = \frac{1}{f} \left(\frac{0,42 v^2}{(x + 1,5 v) - 1,5 v} - 0,1 w + 0,1 a \right).$$

Für den von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Zugwiderstand w_1 wurde die vom Vereine benutzte Formel

$$w_1 = 2,5 + 0,001 v^2$$

als erfahrungsmässig zutreffend erkannt.

Fig. 37.



Für die Herleitung des mittleren Zugwiderstandes während der Bremsung erscheint indessen die vom technischen Ausschusse unter der Annahme einer annähernd gleichmässigen Geschwindigkeitsabnahme ausgeführte Berechnung nicht ganz zutreffend, vielmehr ergibt sich aus den Auftragungen der Versuchsergebnisse übereinstimmend eine annähernd gleichmässige Abnahme der lebendigen Kräfte also der Quadrate der Geschwindigkeiten mit zunehmendem Bremswege vom Eintritte des ganzen Bremsdruckes an, es erscheint daher die Zugrundelegung dieser Beziehungen zwischen Geschwindigkeit und Weg gerechtfertigt. Die während des Bremsens vom Zugwiderstande geleistete Arbeit wird daher betragen nach der Darstellung in Fig. 37:

$$F = \int_0^s w_1 ds_1 = \int_0^s (2,5 + 0,001 v_1^2) ds_1$$

daher der mittlere Zugwiderstand

$$w = \frac{1}{s} \int_0^s (2,5 + 0,001 \frac{v^2 s_1}{s}) ds_1$$

$$w = 2,5 + 0,0005 v^2.$$

Dieser Werth gilt aber nur vom Eintritte der vollen Bremswirkung an, während für den Bereitschaftsweg die noch unverminderte Grösse von $w = 2,5 + 0,001 v^2$ in Rechnung gebracht werden muss. Zur Ermittlung des Durchschnittswerthes für den ganzen Bremsweg muss nun ein bestimmter Bremsweg angenommen werden; nach Mafsgabe der am Schlusse sich ergebenden zu bremsenden Zugtheile kann ein Durchschnittswerth von 600^m für denselben einschliesslich des Bereitschaftsweges zu Grunde gelegt werden; es ergibt sich dann

$$w = \frac{1,5 v (2,5 + 0,001 v^2) + (600 - 1,5 v) (2,5 + 0,0005 v^2)}{600}$$

Führt man die Rechnung für verschiedene Anfangsgeschwindigkeiten aus, so erhält man beispielsweise

$$\text{für } v = 90 \quad w = 2,5 + 0,00061 v^2$$

$$\text{« } v = 60 \quad w = 2,5 + 0,00058 v^2$$

$$\text{« } v = 30 \quad w = 2,5 + 0,00054 v^2$$

und nach Mafsgabe dieser Zahlen wurde für die angenäherte Berechnung von w die Formel zu Grunde gelegt:

$$w = 2,5 + 0,0006 \cdot v^2 \quad (21)$$

Man erhält hieraus:

v =	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	km in d. St.
w =	2,5	2,56	2,74	3,04	3,46	4,00	4,66	5,44	6,34	7,36	kg für 1 t

In Bezug auf die für die weiteren Festsetzungen wichtige Frage, ob und inwieweit die Bremskraft der Lokomotive mit in Rechnung gezogen werden müsse, entschied sich der Staatsbahnausschuss ganz im Sinne des technischen Ausschusses nämlich dahin, dass davon aus praktischen Gründen Abstand genommen werden müsse, und dass die dadurch entstehende Ungenauigkeit zweckmässiger durch einen entsprechenden Zuschlag zu der theoretisch sich ergebenden Bremsenzahl, der auch aus anderen von dem technischen Ausschusse ausgeführten Gründen nöthig erscheine, auszugleichen sein würde.

Da die Lokomotive bei geringen Geschwindigkeiten einen Ueberschuss an Bremskraft liefert, bei grosser Geschwindigkeit unter ungünstigen Umständen aber sogar noch einen Theil der Bremskraft des Zuges als Aushilfe für sich in Anspruch nimmt, so muss dieser Zuschlag mit der Geschwindigkeit zunehmen, und da weiterhin durch den Zuschlag diejenige Unsicherheit aufgehoben werden soll, welche bei Befahrung von Gefällstrecken nach den früheren Ausführungen bestehen bez. dadurch hervorgerufen werden kann, dass bei stärkeren Gefällen unter besonders ungünstigen Umständen die Geschwindigkeit leicht über das zulässige für die Berechnung des zu-bremsenden Zugtheiles angenommene Maf hinaus anwachsen kann, so muss der Zuschlag auch mit der Bahnneigung zunehmen.

Es erschien deshalb dem Staatsbahn-Ausschusse ein Zuschlag zu dem theoretisch berechneten, zu bremsenden Zugtheile von der Form $C \cdot a \cdot v$ um so mehr zweckmässig, als er in dieser Form seinen Zweck genau kennzeichnet und die Beurtheilung seiner Grösse erleichtert, während die vom technischen Ausschusse gewählte Form der Verkürzung des Bremsweges durch ein Vielfaches der Bahnneigung diese Beurtheilung nicht gestattet und in der von jenem Ausschusse gewählten Grösse (= 13. a Gl. 13, Seite 75) noch den Nachtheil hat, dass die Zuschläge fast mit dem Quadrate der Geschwindigkeiten wachsen, wozu wohl eine Veranlassung nicht vorliegt,

und dass für besonders starke Gefälle der so verkürzte Bremsweg sich = 0 oder gar < 0 ergeben kann.

Hiernach würde die Formel folgende Gestalt erhalten:

$$B = \frac{1}{f} \left(\frac{0,42 v^2}{(x + 1,5 v) - 1,5 v} - 0,1 \cdot w + 0,1 \cdot a \right) + C \cdot a \cdot v$$

In derselben sind noch die Grössen x und C unbekannt. Zur Gewinnung geeigneter Werthe für diese beiden Unbekannten genügen zwei Annahmen für die Grösse von B , welche allein aus den Erfahrungen beim Eisenbahnbetriebe bez. aus den für diesen Zweck besonders angestellten Versuchen entnommen werden müssen.

Als erste Grundlage kann nach den Erfahrungen die Annahme gerechtfertigt erscheinen, dass die bisherige Vorschrift für die Bremszahl bei Güterzügen mit 40 km Geschwindigkeit auf dem Gefälle 1 : 200 hinreichende Sicherheit geboten hat, dass also für $v = 40$ und $a = 5$ $B = 12,5$ zu setzen ist.

Die zweite Grundlage ergibt sich aus der Zusammensetzung der schnellstfahrenden Züge. Nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen bestehen diese mit 90 km Grösstgeschwindigkeit fahrenden Züge aus dreiachsigen Fahrzeugen, von denen nur je zwei Achsen mit Bremsen versehen sind; sie haben daher im günstigsten Falle $66\frac{2}{3}\%$ Bremsen, welcher Satz aber bei Mitführung von Schlaf- oder Salonwagen ohne Bremse sich ermässigt. Es liegt auf der Hand, dass ohne durchgreifende Aenderung der jetzigen Betriebsverhältnisse bei $v = 90$ und $a = 5$ auf einen höheren Satz als $B = 55$ bis 60 nicht gerechnet, und dass andererseits die Zulässigkeit einer Geschwindigkeit von 90 km in der Stunde für solche Züge nicht dadurch in Frage gestellt werden darf, dass eine grössere vorläufig nicht zu ermöglichende Zahl Bremsen gefordert wird.

Einen weiteren Anhalt zur Bestimmung jener Grössen könnte noch die auf Gebirgsbahnen gewonnene Erfahrung liefern, dass für $v = 25$ und $a = 25$ B etwa = 25 gefordert werden muss.

Unter Zugrundelegung dieser Bedingungen sind durch eine grosse Zahl von Versuchsrechnungen die Werthe jener Unbekannten wie folgt bestimmt:

$$\begin{aligned} x &= 650 \\ C &= 0,012 \end{aligned}$$

Hiernach erhält die entwickelte Formel folgende endgültige Gestalt:

$$B = \frac{1}{f} \left(\frac{0,42 v^2}{650} - 0,1 w + 0,1 a \right) + 0,012 a v \quad (22)$$

Der einzige Mangel, den diese Formel noch besitzt, besteht darin, dass sie für sehr geringe Geschwindigkeiten und Neigungen so kleine Zahlen liefert, dass bei Anwendung derselben sich unzulässig lange Bremszeiten ergeben und bei mangelhafter Wirkung oder Versagen einzelner bezw. einer Bremsvorrichtung Gefahr entstehen kann. Diesen Mangel in Uebereinstimmung mit dem technischen Ausschusse des Vereines durch ein zusätzliches Glied zur Formel (+ 5) zu beheben, erschien nicht gerechtfertigt, weil jene Vermehrung nicht für alle, sondern nur für ganz geringe Geschwindigkeiten erforderlich ist; als einfachstes Mittel wurde vielmehr die ergänzende Bestimmung zu jener Formel erkannt, dass » B in keinem Falle weniger als 6 betragen darf.«

Nach dieser Feststellung ergeben sich nunmehr die in der Zusammenstellung IV fettgedruckten Werthe; zugleich sind

sammenstellung V die aus der theoretischen Bremsarbeitsformel (14)

$$B = \frac{1}{f} \left(\frac{0,42 v^2}{s - 1,5 v} - 0,1 \cdot w + 0,1 \cdot a \right)$$

berechneten Bremswege

$$s = 1,5 v + \frac{0,42 v^2}{B f - 0,1 \cdot a + 0,1 w} \quad (23)$$

verzeichnet, und zwar auf den Linien A diejenigen Bremswege, welche sich unter Anwendung des vom Staatsbahn-Ausschusse festgesetzten, auf den Linien C. diejenigen Bremswege, welche sich bei Anwendung des in den früheren technischen Vereinbarungen (oder im Bahnpolizei-Reglement) vorgeschriebenen zu bremsenden Zugtheiles ergeben, wenn für f die nach den Berliner Versuchen festgesetzten ungünstigen Werthe (Formel 18) eingeführt, also ungünstige Witterungsverhältnisse angenommen werden. Um dann noch ein Bild zu erhalten, welche Bremswege bei Anwendung der neuen Vorschrift für den zu bremsenden Zugtheil unter günstigen Witterungsverhältnissen erwartet werden können, sind auf den Linien B der Zusammenstellung V diese Bremswege unter Annahme der aus den günstigen Berliner Versuchen für f ermittelten Durchschnittswerthe, welche 5/9 der ungünstigen (vergl. Formel 16 und 17) betragen, berechnet und verzeichnet.

Diese Festsetzungen des Staatsbahn-Ausschusses wurden zur Kenntnis des technischen Ausschusses des Vereines gebracht und von diesem in allen Punkten angenommen. Bei der noch-

maligen Berathung des betreffenden Abschnittes der technischen Vereinbarungen wurden im übrigen die früheren Beschlüsse mit Ausnahme folgender Aenderungen bestätigt:

1. Die Erläuterung, welche Güterwagen als unbeladen gelten sollten, also die Worte

»wobei ein Güterwagen als unbeladen gilt, wenn er mit weniger als $\frac{1}{4}$ seiner Tragfähigkeit belastet ist«

wurde gestrichen, weil diese Vorschrift willkürlich erschien, und jeder Verwaltung überlassen bleiben könne, darüber eine besondere Vorschrift zu ertheilen;

2. Als Mindestmafs für sehr geringe Geschwindigkeiten wurden nicht die für 20 km, sondern die für 25 km Geschwindigkeit nach der Zusammenstellung gültigen Zugtheile vorgeschrieben;

3. Die betreffenden Bestimmungen sollten nicht als verbindlich für alle Verwaltungen bezeichnet werden.

Vom technischen Ausschusse wurde daher an Stelle der §§. 185 und 186 nunmehr folgende Fassung beantragt:

Diese Fassung wurde in der Techniker-Versammlung zu Konstanz vom 19. und 20. Juni 1888 und ebenso in der Vereinsversammlung zu Amsterdam am 25./27. Juli 1888 einstimmig angenommen, und damit eine der mühevollsten Arbeiten beendet, die je von dem technischen Ausschusse geleistet worden sind, und von deren Lösung wir die besten Folgen für die Erhöhung der Sicherheit des Eisenbahnbetriebes erhoffen können.

Vereins-Angelegenheiten.

Verein für Eisenbahnkunde.

Der Verein für Eisenbahnkunde zu Berlin hat eine Preisaufgabe gestellt und für die Lösung derselben 1000 M. ausgesetzt. Als Thema ist gewählt: »Welche Vortheile und Nachteile würde für die deutschen Eisenbahnen eine Erhöhung der

Tragfähigkeit der bedeckten und offenen Güterwagen über 10 t bei Massentransporten bieten?« Die näheren Bedingungen sind unentgeltlich durch Herrn Secretär Michaels, Berlin, Wilhelmstrasse 92/93, zu erhalten.

Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Von den „Technischen Vereinbarungen“*)

über den Bau und die Betriebseinrichtungen der Haupteisenbahnen hat der Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen eine neue Ausgabe veröffentlicht, welcher die Beschlüsse der im Juni v. J. in Konstanz abgehaltenen Techniker-Versammlung zu Grunde gelegt sind. Ein Vergleich mit der letzten Ausgabe aus dem Jahre 1882 zeigt mehrere nicht unwesentliche äussere und innere Veränderungen, von welchen die wichtigsten hier kurz hervorgehoben werden sollen.

Schon in den Jahren 1884 und 1886 hatte sich die Nothwendigkeit herausgestellt, die »Technischen Vereinbarungen« durch Nachträge zu ergänzen, weil verschiedene Einrichtungen

an den Betriebsmitteln inzwischen so feste Gestaltung gewonnen und so weite Verbreitung gefunden hatten, dass es geboten schien, darüber bestimmte Festsetzungen zu vereinbaren und weil andere Gebiete der Umarbeitung bedurften. Es sind hier besonders zu nennen die Bestimmungen über die Lenkachsen, die Dampfrohrleitung für Pulsometer, die Bremskuppelungen, das Verhältnis zwischen Radstand und Krümmungen. Selbstverständlich sind diese damaligen Nachträge jetzt an zugehöriger Stelle eingereiht. Aber auch ausser solchen Ergänzungen haben vielfach wesentliche Umarbeitungen stattgefunden.

Zunächst ist in den beiden ersten Abschnitten über den Bahnbau und die Betriebsmittel alles das in Allgemeinen Bestimmungen zusammengefasst, was der ganzen

*) Vergl. Organ 1889, Seite 76.

Bahnanlage, bezw. allen Betriebsmitteln gemeinsam ist, sich aber trotzdem bisher vielfach in den einzelnen Unterabtheilungen zerstreut vorfand. Ebenso ist alles enger zusammengehörige jeweilig in einen Paragraphen vereint, wogegen die einzelnen Absätze der Paragraphen Nummern erhalten haben.

In sachlicher Hinsicht ist Folgendes zu bemerken:

I. Bahnbau. — Den heutigen Anschauungen gemäß wird eine Spurerweiterung in Krümmungen von über 500^m Halbmesser (früher 1000^m) nicht mehr verlangt, während dieselbe im geraden Gleise 10^{mm} (bisher 6) betragen darf. Es sind neue Vorschriften über Tunnel (Spielraum zwischen Begrenzung des freien Raumes und Laibung, Verschiebung der Bahnachse in Krümmungen, Anlage der Nischen) erlassen, aber ohne bindende Kraft. Bei Neubauten müssen für die Folge die zwei untersten Absätze der Begrenzung des freien Raumes abgeschrägt werden, ebenso hat für zwei und mehr selbständige, nebeneinander herlaufende Bahnen die Entfernung von 4^m zwischen den benachbarten Gleismitten zweier Paare bindende Kraft erhalten und für die Anlage von Anschlussgleisen sind neue Bestimmungen getroffen.

Die Anlage von Stellwerken wird dringend empfohlen, und deren Anwendung ist zur Sicherung der Weichen und der Fahrstrassen auch in dem Abschnitte über den Betriebsdienst eingehender behandelt, als früher.

Aus weiche-Bahnhöfe sollen in der Regel in der Geraden und Wagerechten liegen, bezüglich der anderen ist dies nicht mehr verlangt, dagegen werden für grössere Bahnhöfe Einrichtungen empfohlen, welche die Ueberschreitung der Gleise durch die Reisenden wirksam verhindern.

Wenn Weichen aus gekrümmten Gleisen abzweigen, so soll vor der Weichenspitze eine Gerade von 6^m liegen; an den Zungenspitzen wird allgemein eine Spurerweiterung von 10^{mm} empfohlen und für englische Weichen die Neigung 1:9. Der festgesetzte Abstand der Leitkante der Zwangsschiene von der Herzstückspitze hat bindende Kraft erhalten, ebenso die Bestimmung, dass ein Spurkranzaufbau in den von Zügen befahrenen Gleisen nur zulässig ist, wenn die Rinnentiefe mindestens 20^{mm} beträgt und auf die ganze Länge des Auflaufes eine Zwangsschiene angeordnet wird.

Da wo Reisende die Gleise überschreiten, müssen Reinigungsgruben — für welche eine Tiefe von 600^{mm} (früher 700^{mm}) genügt — überdeckt sein, auch müssen die Ausleger der Wasserkrahne in ihrer Ruhelage feststellbar sein.

Um das Verladen vor Kopf der Fahrzeuge über die Buffer hinweg zu ermöglichen, wird für Stirnlabebühnen eine Höhe von 1,235^m über S.O. empfohlen.

II. Betriebsmittel. — Bei diesem Abschnitte hat eine wesentliche Vermehrung der zeichnerischen Darstellungen (im Ganzen von 9 auf 17 Blatt) stattgefunden und zwar sind neu durch Zeichnung erläutert:

der Spielraum der Spurkränze, welcher zugleich für Mittelräder sechsrädriger Fahrzeuge von 32^{mm} auf 40^{mm} erhöht worden ist. Auch sind für die Entfernung der Spurkränze von Aussenkante zu Aussenkante bestimmte Malse vorgeschrieben (§ 73, Blatt II);

die Handgriffe für Wagenkuppler, deren Anbringung an den Wagenstirnseiten empfohlen wird (§ 82, Blatt V);

die Umgrenzungslinien für Locomotiven und Tender, für Personen-, Post- und Gepäckwagen, für Güterwagen, sowie endlich für aussergewöhnliche Wagen (§§ 88, 111, 117, 118, Blatt IX, XI—XIII), wobei zu bemerken ist, dass die Malse der Wagen zum Theil geändert und erweitert wurden. Insbesondere ist für Personen-, Post- und Gepäckwagen allgemein eine Breite von 2,90^m zulässig, wenn nur die in den Längswänden enthaltenen Thüren im geöffneten Zustande nicht über die Umgrenzungslinie des lichten Raumes hinausragen;

der Griff für Nothsignale und Nothbremsen, dessen Anbringung an der inneren Wagendecke zwischen den Sitzen in solcher Einrichtung empfohlen wird, dass durch Herabziehen des Griffes das Nothsignal oder die Bremse in Wirksamkeit tritt.

Ausser diesen zeichnerisch dargestellten Neuerungen ist noch zu erwähnen, dass Radscheiben aus Papiermasse nur unter Wagen ohne Bremse zulässig sind, und dass die vorgeschriebenen Stärken der Radreifen für Locomotiven, Tender, Personen-, Gepäck- und Postwagen eine Erhöhung um 2^{mm}, für alle anderen Fahrzeuge um 1^{mm} erfahren haben, auch ist eine geringere Radreifenbreite, als eine solche von 150^{mm} unstatthaft.

Der Radstand, welcher an allen Wagen vermerkt sein muss, soll mindestens 2,50^m, bei Güterwagen höchstens 4,50^m und bei Personen- u. s. w. Wagen höchstens 7,20^m (früher 8^m) betragen. Der Raddruck dagegen ist für alle Fahrzeuge im ruhenden, belasteten Zustande auf höchstens 7000 kg festgesetzt, während diese Grenze früher nur für Locomotiven ohne bindende Kraft galt.

An den Locomotiven sollen die Sicherheitsventile gegen das Wegschleudern gesichert sein, ein Ansatz für das Prüfungsmanometer ist verlangt und der Aschkasten muss sich vom Führerstande aus durch mindestens eine Klappe schliessen lassen.

Die Vorschriften für die vierkantigen Dorne an den Wagen sind bindende geworden, die über die dreikantigen weggefallen; an jedem Wagen muss sich ein Vermerk über den etwaigen Gasinhalt befinden.

Für Personenzüge wird die allgemeine Einführung durchgehender Bremsen empfohlen.

III. Betriebsdienst. — Die weitaus wichtigste Aenderung innerhalb dieses Abschnittes betrifft die Vorschriften über die Zahl der Bremsen*), welche für die Folge je nach der Neigung der Bahn und der Geschwindigkeit der Züge nach Bremsprocenten ermittelt und beigestellt werden soll. Ausserdem sollen erst bei Neigungen von mehr als 1:25 (früher 1:40) besondere Vorschriften für jeden einzelnen Fall getroffen werden. Dabei ist zu bemerken, dass diese Vorschriften ihre bisher bindende Kraft verloren haben, weil sie zum Theil in Widerspruch mit den in einzelnen Ländern, z. B. Deutschland, geltenden gesetzlichen Bestimmungen stehen. Nach dem bisherigen Ver-

*) Vergl. Organ 1889, Seite 72 u. 113.

laufe der Thatsachen ist aber anzunehmen, dass diese neuen Bestimmungen der »Technischen Vereinbarungen« über kurz oder lang auch gesetzliche Geltung erhalten werden.

Ein Schutzwagen ist erst bei Geschwindigkeiten von mehr als 45 km (bisher 42) erforderlich und mit derselben Geschwindigkeit dürfen auch Züge durch Locomotiven mit dem Tender voran gefahren werden (früher nur 36 km).

IV. Signalwesen. — Lätewerke werden allgemein empfohlen, ebenso die Anbringung von Ausfahrtsignalen auf grösseren Bahnhöfen. Die Signalleine kann bei Anwendung durchgehender Bremsen fortfallen. Die bisher für die Kennzeichnung der Spitze und des Schlusses eines Zuges festgesetzten Signale sind fallen gelassen, nur muss Beides überhaupt kenntlich sein; ebenso sind die »Grundzüge einer Signalordnung für

die Haupteisenbahnen«, welche bisher den Schluss der »Technischen Vereinbarungen« bildeten, weggelassen. —

Zum Schlusse sei noch bemerkt, dass mit den Fremdwörtern in der neuen Bearbeitung der »Technischen Vereinbarungen« zwar gründlich aufgeräumt worden ist, dass aber die wünschenswerthe Folgerichtigkeit leider nicht überall festgehalten wurde. So sollen z. B. die baulichen Anlagen in angemessenen Zeitabschnitten untersucht, die Betriebsmittel dagegen periodisch revidirt werden. Auch hat die Station leider den Bahnhof fast überall verdrängt und die Beibehaltung von Perron, sowie die Mehrzahlbildung in Perrone klingt um so verwunderlicher, als — wenigstens in Norddeutschland — das Wort Bahnsteig auf dem besten Wege ist sich einzubürgern.
Blum.

N a c h r u f.

John Ericsson †.

Am 8. März d. J. starb zu New-York einer der berühmtesten Maschinen-Ingenieure unseres Jahrhunderts, John Ericsson, gegen das Ende seines 86. Lebensjahres, einer der thätigsten Mitarbeiter an dem ungeheueren Aufschwunge unseres Jahrhunderts, in den er von Anfang an in ungewöhnlich erfolgreicher Weise auf den verschiedensten Gebieten eingriff.

John Ericsson wurde am 1. August 1803 in der schwedischen Provinz Wermland geboren. Sein Vater war einfacher Bergmann in untergeordneter Stellung, seine Mutter stammte jedoch aus einem hochgebildeten Hause, welches sein Vermögen durch fehlgeschlagene Unternehmungen eingebüsst hatte; ihr verdankte John, wie auch sein später als schwedischer Officier geadelter Bruder Nils eine ausgezeichnete Erziehung und rege Liebe zu wissenschaftlicher Thätigkeit.

Mit 11 Jahren als Cadet in das schwedische Ingenieurcorps aufgenommen, wurde er schon zwei Jahre später bei den Höhenvermessungen für den schwedischen Canal zwischen Nord- und Ostsee beschäftigt. Mit 17 Jahren trat er in das Heer ein, und wurde auch hier mit Vermessungen beauftragt, beschäftigte sich zugleich aber mit der Durchbildung der Anfänge seiner Heissluftmaschine, behufs deren Einführung er 1826 nach England ging; seiner Officierslaufbahn entsagte er, kurz nachher zum Hauptmann ernannt. Erfindung auf Erfindung entsprang seinem scharfen Verstande, welche sich auf Werkzeuge und Werkzeugmaschinen, namentlich aber auf Verbesserung der Dampfmaschine beziehen, von diesen sei nur eine Dampfmaschine mit Drehbewegung, Erzeugung künstlichen Zuges für Dampfkessel und die Verwendung des Niederschlagswassers zur Kesselspeisung auf dem Dampfschiffe Victoria aus vielen anderen erwähnt.

Wichtige Tage seines Lebens waren der 6., 10. und 13. October 1829, an denen seine Locomotive »Novelty« auf das Preis Ausschreiben der Liverpool-Manchester Eisenbahn gegen Stephenson's »Rocket« in hartem Kampfe unterlag; die hervortretenden Mängel beruhten jedoch lediglich in der Durchbildung der Einzeltheile, in der Stephenson's 22 Jahre ältere Erfahrung überlegen war, während sich der Grundgedanke der Maschine als über

die gestellten Bedingungen hinaus leistungsfähig erwies. Auch war die »Novelty« eine Tendermaschine, während der »Rocket« der mitgeschleppte Tender als Nutzlast angerechnet wurde, der Vergleich der Leistungen also kein ganz billiger war. Dass der Grundgedanke seiner Maschine ein gesunder war, und die Leistungen der »Novelty« das Vertrauen der Beurtheiler gewonnen hatten, ergibt sich daraus, dass die Liverpool-Manchester Bahn im nächsten Jahre zwei weitere solcher Locomotiven bei Ericsson bestellte.

Durch den Sieg Stephenson's wurde Ericsson in seiner Thatkraft nicht beeinträchtigt. Noch 1829 erbaute er eine erfolgreiche Dampfheissluftmaschine, 1830 führte er eine Coullissen-Steuerung für Locomotiven ein, verwendete seit 1834 überhitzten Dampf und erzielte 1833 seinen ersten durchschlagenden Erfolg durch die Heissluftmaschine, welche seinen Namen der Welt bekannt machte. Sie wurde beim Bau des transatlantischen Dampfers Ericsson verwendet, erwies sich jedoch als ungeeignet zur Erzielung grosser Schiffsgeschwindigkeiten, kam aber für andere Zwecke, namentlich für Arbeits- und Werkzeugmaschinen, sofort zu ausgedehntester Verwendung.

Dabei beschäftigte ihn zugleich der schon etwa 30 Jahre alte Gedanke der Verwendung der Schraube zur Bewegung von Schiffen; aber obwohl er 1837 mit seinem Doppelschrauben-Schlepper ein Boot mit einem Beurtheilungs-Ausschusse der englischen Admiralität mit aussergewöhnlicher Geschwindigkeit zog, erklärte dieser doch, ein von hinten angetriebenes Schiff lasse sich nicht steuern, und dieser Fehlschlag vertrieb Ericsson nach Nordamerika, wo er sich namentlich mit der Durchbildung der Kriegsschiffe beschäftigte. 1841 wurde das erste Schrauben-Kriegsschiff »Princeton« fertig, welches in der äusserst gedrängten, unmittelbar wirkenden und ganz unter der Wasserlinie liegenden Maschine, sowie in erheblichen Verbesserungen der Geschützlagerung und anderer Einzelheiten die Grundlagen einer völligen Neugestaltung der Kriegsflotten enthielt. Weiter überreichte er 1854 Napoleon III. den Plan zu einem Thurm-schiffe, derselbe wurde jedoch erst 1861 von der nordamerikanischen Admiralität angenommen, und Ericsson stellte dann

seinen »Monitor« mit allen Ausstattungstheilen in der kurzen Zeit von 100 Tagen her, gerade früh genug, um den südstaatlichen Panzer »Merrimac« bei Hampton Roads unschädlich zu machen, und so wesentlich zum Ausgange des nordamerikanischen Krieges beizutragen, in welchem bekanntlich eine kleine Flotte von »Monitors« eine wichtige und durchschlagende Rolle spielte. Ein Schiff, der »Destroyer«, welches mittels eines unterseeischen Geschützes mit 680 kg schweren Geschossen mit 136 kg Schiessbaumwolle die gepanzerten Fahrzeuge angreifen sollte, ist nicht in Thätigkeit gekommen und entbehrt der Bewährung. Nebenher lief auch in dieser Zeit eine grosse Zahl von Erfindungen auf den verschiedensten Gebieten, so dass Ericsson zu der ersten Jahrhundertfeier der Unabhängigkeit Nordamerikas 1876 ein 600 Folioseiten umfassendes Werk über seine Erfindungen ausarbeiten konnte, heute eine vielgesuchte Seltenheit für Büchersammler, aber auch von grösster wissenschaftlicher Bedeutung.

Auch rein wissenschaftliche Arbeiten beschäftigten Ericsson, unter anderen eine Untersuchung über die Verzögerung der Geschwindigkeit der Drehung der Erde um ihre Achse, unter deren

Ursachen er namentlich den Einfluss des Bergbaues mit untersucht.

Vielleicht einen hochbedeutsamen Keim für die Entwicklung des Maschinenwesens der Zukunft hat Ericsson noch in seinen letzten Lebensjahren durch seine Untersuchungen über die Sonnenwärme und deren Ausnutzung hinterlassen, welche ihn 1883 zur thatsächlichen Herstellung einer Maschine führten, deren einzige Kraftquelle der Sonnenschein war. Mit einem Sonnenstrahlquerschnitte von rund 15 qm erzeugte er in einem 152 mm × 203 mm grossen Cylinder, welcher mit 3facher Dampfausdehnung arbeitete bei 120 Umläufen in der Minute einen Dampfdruck von 2,46 at; die Maschine hat durch fünf Jahre gearbeitet.

Ericsson's Auftreten war bescheiden, Umgang hatte er nur mit wenigen vertrauten Freunden. Seine kräftige Gesundheit gestattete ihm, täglich 16 bis 17 Stunden der Arbeit zu widmen, körperliche Bewegung gönnte er sich nur nachts — in den letzten Jahren in Gestalt regelrechter Körperübungen.

Die Technik unseres Jahrhunderts verlor in ihm einen ihrer bedeutendsten Vertreter.

B e r i c h t i g u n g

betreffend die Arbeit des Eisenbahn-Maschineninspector Jähns in Köln über die Wirkung und Prüfung reibungsvermindernder Flüssigkeiten.

Auf Seite 273 des Jahrganges 1888 in der Formelzusammenstellung Spalte 7 von unten links muss statt

$$\sqrt{\left(\frac{\sin \Delta_{a1} \cdot 100 \cdot z_{a1}}{V_a}\right)^2 + \sin^2 \Delta_{a1}^2} \text{ stehen:}$$

$$\sqrt{\left(\frac{\sin \Delta_{a1} \cdot 100 \cdot z_{a1}}{V_a}\right)^2 + 100 \sin^2 \Delta_{a1}},$$

wie auch aus der Ableitung der Formel auf Seite 265 hervorgeht.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeines, Beschreibungen und Mittheilungen von Bahn-Linien und -Netzen.

Die Spurweiten in verschiedenen Ländern.

(Engineering News 1888, Dez., Seite 440.)

In England wurde um 1848 bestimmt, dass alle neuen Eisenbahnen mit 1435 mm (4' 8 1/2'') Spur gebaut werden sollten, doch wurde die Beibehaltung der 2143 mm (7') Spur auf fertigen Bahnen gestattet.

Deutschland verwendete schon bei der ersten Bahn die 1435 mm (4' 8 1/2'') Spur, welche auch später durchweg beibehalten wurde, abgesehen von zahlreichen Nebenbahnen mit schmaler Spur von meist 1000 mm (3' 3 3/8'').

Frankreich begann den Bahnbau mit 1500 mm (4' 11'') Weite zwischen den Kopfmitten, so dass die lichte Spur nicht völlig feststand, später wurde durchweg die Spur von 1445 mm (4' 8 7/8'') verwendet.

Holland ist von der Anfangs auf 1930 mm (6' 4'') festgesetzten Spur später zu der von 1435 mm (4' 8 1/2'') übergegangen.

Die Eisenbahn-Versammlung in Bern im Mai 1886 traf die für Deutschland, Oesterreich-Ungarn, Frank-

reich, Italien und die Schweiz bindende Bestimmung, dass die Spur in gerader Linie nicht enger als 1432 mm (4' 8 3/8''), in Bögen nicht weiter als 1465 mm (4' 9 5/8'') sein soll.

In Russland hatte die erste Bahn Petersburg-Zarskoje-Selo 1829 mm (6') Spur, beim Bau der zweiten Linie Moskau-Petersburg wurden 1524 mm (5') als Spur festgestellt, und später durchweg beibehalten bis auf die Linien Warschau-Wien und Warschau-Bromberg, welche ganz mit 1435 mm gebaut sind.

Weitere feststehende Spurweiten sind in:

Irland (1600 mm (6' 3'')),

Spanien und Portugal 1680 mm (5' 6 1/8''),

Schweden und Norwegen 1435 mm (4' 8 1/2'') als regelmässige Spur; in Schweden haben 20% Bahnlänge Spurweiten von 800 mm (2' 7 1/2'') bis 1220 mm (4'); in Norwegen haben 592 km die regelmässige, 970 km eine Spur von 1067 mm (3' 6'').

In Britisch-Indien haben 12000 km 1667 mm (5' 5 5/8'') Spur, 7800 km Spuren von 610 mm (2') bis 1219 mm (4'), unter denen die 1000 mm (3' 3 3/8'') Spur vorwiegt.

In Ceylon ist die Spur 1667 mm (5' 5 5/8'').

Die russischen Bahnen in Asien sind mit der russischen Spur von 1524^{mm} (5') gebaut.

In Kleinasien ist eine Spur von 1098^{mm} (3' 7¹/₄") verwendet.

In Java haben 720 km 1067^{mm} (3' 6"), 202 km 1435^{mm} (8' 4¹/₂") Spur.

In Japan ist bis auf eine, 12,8 km lange Strecke mit 838^{mm} (2' 9") Spur durchweg 1067^{mm} (3' 6") verwendet.

In Afrika haben die Aegyptischen Bahnen 1435^{mm} (4' 8¹/₂"), ebenso die in Algier und Tunis bis auf eine kurze Strecke von 1100^{mm} (3' 7¹/₄"), die der Cap-Colonie 1067^{mm} (3' 6").

In Amerika haben die Vereinigten Staaten und

Canada bis auf wenige kurze Strecken mit 914^{mm} (3'), durchweg 1435^{mm} (4' 8¹/₂") als Spur eingeführt.

In Mexico bestanden 1884 3350 km mit 1435^{mm} (4' 8¹/₂") und 1510 km mit 914^{mm} (3') Spur. Brasilien hatte Ende 1884 1390 km Bahn mit 1600^{mm} (5' 3") und 6670 km mit Spuren von 610^{mm} (2') bis 1397^{mm} (4' 7"), darunter über 5900 km mit 1000^{mm} (3' 3³/₈") Spur; letztere ist demnach die regelmäßige Spur Brasiliens.

In Australien hat Neu-Süd-Wales 1435^{mm} (4' 8¹/₂"), Victoria 1600^{mm} (5' 3"), Süd-Australien 1600^{mm} (5' 3") und 1067^{mm} (3' 6"); die übrigen Colonien 1067^{mm} (3' 6").

Am Schlusse des Jahres 1885 hatten 74% der bestehenden Bahnen 1435^{mm} (4' 8¹/₂") bis 1448^{mm} (4' 9") Spur, 12% hatten breitere, 14% schmalere Spur.

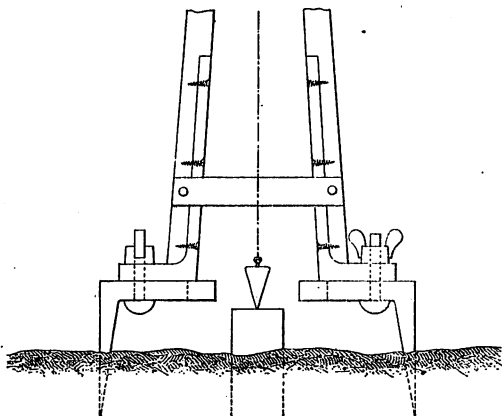
V o r a r b e i t e n .

Absteckpfahl mit Loth.

(Engineering News 1888 Dez, Seite 447. Mit Abbildung.)

Ein in Amerika benutzter rechteckiger Absteckpfahl von 2,44^m (8') Länge und 2,15 kg Gewicht ist im unteren Drittel aufgeschlitzt, und die Hälften sind unten durch eine Spreize so auseinander gebogen, dass ein dünnes Loth im Schlitz hängen kann. Fig. 38 zeigt das untere Pfahlende, unter welchem zwei

Fig. 38.



spitze Winkelstücke mit Flügelschrauben im Schlitz befestigt sind. In der gezeichneten Stellung kann man das Loth genau über einen Punkt bringen, dreht man die Spitzenwinkel herum und schiebt sie zusammen, so hat man einen Stab mit einfacher Spitze unten, welcher mit Hilfe des Lothes leicht genau lothrecht gestellt werden kann.

Prismenkreuz von Stamme und Kammerer.

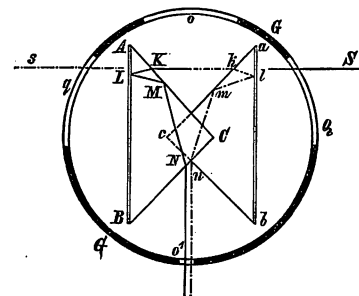
(Dingler's Polyt. Journ. 1888, Bd. 269, Seite 216 mit Abbildung.)

Im Gehäuse G (Fig. 39) sind die beiden rechtwinkligen Prismen ABC und abc mit abgeblendeter Gegenseite übereinander so aufgestellt, dass je zwei einander entsprechende Anseiten ac und AC bzw. bc und BC annähernd rechte Winkel mit einander einschliessen. Bei o¹ liegen drei kleine Sehöffnungen über einander, durch deren oberste man das Prisma

ABC, durch deren unterste man abc und durch deren mittlere man beide Prismen theilweise sieht. Bei q und Q liegen den Anseiten ac und AC gegenüber grössere Oeffnungen, durch welche die Lichtstrahlen von den zu beobachtenden Gegenständen s oder S einfallen.

Rechte Winkel können nach rechts oder links unter Zuhülfenahme je eines Prisma und der Durchsichtöffnung o aus dem obersten oder untersten Augenloche bei o¹ abgesteckt wer-

Fig. 39.



den. Gerade Linien s S steckt man ab, indem man durch das mittlere Augenloch o¹ das Zusammenfallen beider Bilder in den beiden Prismen beobachtet. Die Vorrichtung ist von der gleichen Richtung der beiden Gegenseiten AB und ab in keiner Weise abhängig, es empfiehlt sich nur, diese Stellung annähernd zu verwenden, damit die Lichtstrahlen günstig einfallen. Bedingung für die richtige Wirkung ist nur die genau übereinstimmende Richtig der Achsen beider Prismen, da diese aber dauernd verlässlich beim Baue der Vorrichtung hergestellt werden kann, so ist ein Berichtigungsmittel nicht vorgesehen.

Die Durchbrechungen des Gehäuses G sind so angebracht, dass sie das allein maßgebende feststehende Bild der durch die Prismen beobachteten Gegenstände allein sichtbar machen, und das bewegliche verdecken, wodurch die Benutzung wesentlich erleichtert ist. Ein um das Gehäuse drehbares zweites Gehäuse gestattet den Verschluss aller Oeffnungen, um die Prismen vor Staub zu schützen.

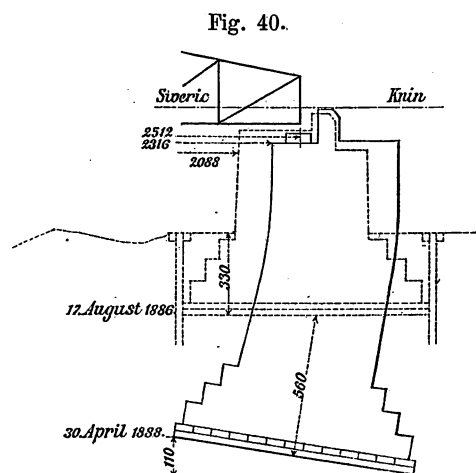
Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Ungewöhnliche Versackung eines Brückenendpfeilers.

(Wochenschrift des österr. Ingenieur- u. Arch.-Ver. 1888, Seite 340, mit Abbildung.)

Auf der Zweigstrecke Perkovic-Kuin der dalmatinischen Staatsbahn, welche in der Theilstrecke Dernis-Kuin am 9. Juli d. Js. eröffnet wurde, liegen unweit Sebenico einige Brücken in den sumpfigen Thälern der Kerka und der Oraznica, deren Gründungen mit ganz besonderen Schwierigkeiten verknüpft waren. Bei der grossen Tiefe des Sumpfes war die Gründung in mälsiger Tiefe auf einem starken Bohlroste von sehr bedeutender Breite zwischen Spundwänden (Fig. 40 gestrichelt) vorgesehen. Während des Aufbringens des Ueberbaues und in der ersten Zeit des Betriebes versank jedoch diese Gründung im Sumpfe um nahezu $6,0\text{ m}$ so, wie es für das eine Auflager der Oraznica-Brücke in Fig. 40 in ausgezogenen Linien dargestellt ist. Man war daher zur Aufrechterhaltung des Baubetriebes in kurzen Zwischenräumen gezwungen, die Träger anzuheben und mit Holzschwellen zu unterlegen, welche dann nach einiger Zeit durch eine Erhöhung des Endpfeilers ersetzt wurden. Die dargestellten Sackungen umfassen den Zeitraum

vom 17. Aug. 1886 bis 30. April 1888, bis zu welcher Zeit die Sackung im Wesentlichen ihren Abschluss fand, so dass



bei Beginn des regelmässigen Betriebes nahezu Ruhe eingetreten war. Erhebliche Verletzungen des Mauerwerkes sind während dieser Bewegungen nicht bemerkt.

B a h n - O b e r b a u .

Stahlquerschwellen-Oberbau

der englischen North-Eastern-Bahn von Cabry und Kinch.

(Engineer 1889, Januar, Seite 8. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 9 bis 12 auf Taf. XVII.

Die North-Eastern-Bahn hat bei Middlesbrough drei Probestrecken mit zusammen 10000 Stahlquerschwellen nach der in Fig. 9 bis 12 auf Taf. XVII dargestellten Anordnung von Cabry und Kinch verlegt, und nach den bisherigen Erfahrungen weitere bestellt. Nach den Webb'schen*) Versuchen mit Stahlquerschwellen, welche aufgenietete Stühle für Doppelkopfschienen tragen, und die erste ausgedehntere Anlage ganz metallenen Oberbaues hervorriefen, ist diese die umfangreichste Verwendung von Stahl für Querschwellen in England. Gleichzeitig hat man die Doppelkopfschiene zu Gunsten der breitfüssigen verlassen. Die Querschwellen haben Vautherin-Querschnitt mit schmalen, aber immerhin wagerechtem Unterflantsche, der erheblichen Breiten von 305 mm unten, 203 mm im Schienenlager, die Kopfstärke ist mit 10 mm gering bemessen. Die Schwellen sind ganz gerade, die Schienenneigung ist durch Einpressen von Beulen in den Kopf unter den Schienenlagern**) erzielt. Die Erfinder vertreten die Ansicht, dass diese Beulen genügende Hindernisse gegen Seitenverschiebung geben und dass daher Schwellenverschlüsse nicht erforderlich seien.

*) Organ 1886, Seite 34.

**) Vergl. Atzinger, Organ 1886, S. 136.

Die Schienenbefestigung erfolgt unter Lappen innen und aussen, welche aus dem Schienenkopfe ausgestossen und in Klauenform gepresst sind. Schiebt man den innern Schienenrand unter die innere Klaue, so kann der äussere eben vor der äusseren niederbewegt werden; die Schiene wird nun ganz unter die äusseren Klauen gerückt, und durch einen innen zwischen Klaue und Schienenfuss eingetriebenen Schlitzkeil befestigt. Aussen sind ausser der Befestigungsklaue noch zwei am Schienenrande geradlinig begrenzte Lochungen, bezw. Aufbeulungen, vorgenommen (Grundriss Fig. 10 Taf. XVII), welche das seitliche Schienenlager gegen Verschieben nach aussen verstärken (Schnitt BB Fig. 10 u. 11 Taf. XVII). Die Höhe der Querschwelle kommt mit 89 mm derjenigen der schwersten deutschen Schwellen nahe, die Länge beträgt $2,438\text{ m}$.

Nach den bei uns gemachten Erfahrungen dürfte es zweifelhaft sein, ob die Schwellen in der That fest liegen. An der Schienenbefestigung erscheint der Umstand bedenklich, dass auf der gefährdetsten Aussenseite alle Abnutzungen unmittelbar an der Querschwelle erfolgen, die Spurweite unverbesserlich erweitern, und somit die Schwellen verhältnismässig schnell völlig unbrauchbar machen können. Die Möglichkeit der Anlage von Spurerweiterungen bei gleichbleibender Schwellenform ist nicht vorgesehen.

Die Schiene wiegt $44,6\text{ kg}$ für 1 m .

Einen Vergleich dieses Oberbaues mit dem Doppelkopfschienen-Oberbau auf hölzernen Querschwellen der North-Eastern Bahn giebt folgende Zusammenstellung für 1 km Gleis einschliesslich Verlegung:

	Holzschwellen- Oberbau		Stahlschwellen- Oberbau	
	Gewicht t	Kosten- betrag M.	Gewicht t	Kosten- betrag M.
Schienen (44,6 kg für 1 ^m)	89,2	6840,0	89,2	6840,0
Laschen	2,60	293,0	2,60	293,0
Laschenbolzen	0,60	98,0	0,60	98,0
Schienenstühle	43,80	2270,0	—	—
Holzkeile	—	91,0	—	—
Schienennägel	4,5	600,0	—	—
Holzschwellen mit Creosot getränkt	—	3025,0	—	—
Stahlschwellen	—	—	82,2	7690,0
Stahlkeile	—	—	1,7	359,0
Materialförderung	224,0	1105,0	176,3	860,0
Lagerung, Unvorherzusehendes	—	220,0	—	172,0
Materialvertheilung	—	183,0	—	183,0
Verlegungskosten	—	1100,0	—	1100,0
Kosten für 1 km Oberbau	—	15830,0	—	17600,0
Metallgewicht für 1 ^m Gleis kg	140,7	—	176,3	—

Hartford-Stahlquerschelle und Schienenbefestigung

auf der New-York-Central- und Hudson-Fluss-Bahn.

(Railroad Gazette 1888, S. 798. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 1 bis 6 auf Taf. XVII.

Die bisher in Amerika an Zahl sehr geringen Versuche der Verwendung metallener Querschwellen sind um einen durch die New-York-Central- und Hudson-Fluss-Bahn vermehrt. Die Querschwellenform, welche zunächst auf einer etwas über 0,5 km langen Strecke zur Verwendung gelangt, hat Trapezquerschnitt ohne Fussflantsche oder verstärkte Ränder, hat aber mit der Querschelle de la Gressière*) die Einwalzung einer breiten vertieften Rille in den sehr schwachen Kopf gemein.

Der vom Obergeringieur der Bahn, Herrn Katté, entworfene und von der Hartford-Stahlquerschwellen-Gesellschaft ausgeführte Oberbau ist in Fig. 1 bis 6 auf Taf. XVII in allen Theilen dargestellt.

Bei lothrechter Stellung der Schienen sind die Schwellen ganz gerade gelassen, nur an den Enden stark abgebogen, so dass mehr Querwiderstand, als durch einfachen Verschluss erreicht wird. Die Höhe ist eine geringe: 64^{mm}, und die Stärken sind gleichfalls ungewöhnlich niedrig bemessen, auffallender Weise in der Schienenbefestigung noch schwächer (8^{mm}), als in den Flantschen (10^{mm}). Da zugleich die Biegeungssteifigkeit

durch die Herabdrückung des mittleren Kopftheiles beinahe genau in die neutrale Achse wesentlich vermindert ist, so macht die Schwelle einen etwas schwächlichen Eindruck und es scheint, als ob man in Amerika alle unsere schlimmen Erfahrungen mit schwachen Querschwellen auch erst selbst durchmachen will. Die beabsichtigte Schwellenvertheilung ist in Fig. 6 Taf. XVII dargestellt, doch will man zugleich auch 2438^{mm} lange Schwellen des Vergleiches wegen verwenden, ebenso sollen auch Theile der Strecke mit je vier Zwischenschwellen mit 732^{mm} Theilung zwischen den drei Schwellen der versetzten Stösse verlegt werden, und es steht zu erwarten, dass alle diese Verstärkungen gute Ergebnisse liefern und zu weiteren führen werden.

Die Schienenbefestigung erfolgt nach Fig. 1 bis 3 auf Taf. XVII durch zwei in die Schwellennuth eingelegte, an den Enden hakenartig umgebogene Platten, welche schräg abgeschnitten in der Nuth neben einander greifen, und so viel Spielraum haben, dass man ihren Abstand entsprechend der wechselnden Breite des Schienenfusses etwas ändern kann. Durch Verschieben beider Platten nach derselben Seite kann man auch beliebige Spurerweiterungen geben. An den umgebogenen Aussenkanten haben diese Platten offene Aufschlitzungen, mittels welcher sie auf die in eine Neigung von 45° gebogenen Bolzen gehängt werden, so dass die Muttern gerade auf die schrägen Oberflächen der Hakenumbiegungen zu sitzen kommen. An den Bolzen wird die Spurweite einfach durch mehr oder weniger weitgehendes Aufschrauben der Muttern geregelt. Diese Befestigung hat im Grundgedanken und bezüglich der Möglichkeit unendlich vieler Spur-Abstufungen Aehnlichkeit mit der von Schwartzkopff. Die Bolzen sitzen mit länglichen Verdickungen, also unverdrehbar, in Löchern im Boden der Schwellennuth, müssen aber von unten eingebracht werden, so dass die Auswechslung schadhafter Bolzen äusserst schwierig ist. Die Hakenplatten greifen über der mittleren Stosschwelle in Ausklinkungen des schwachen unteren Randes der 560^{mm} langen Laschen und verhindern so das Wandern.

Es ist zu fürchten, dass die nur 22^{mm} starken Bolzenansätze sich unter seitlichem Schienendrucke in den nur 8^{mm} starken Schwellenkopf eindrücken, dass der Schienenrand sich in seine sehr schmale Anlagefläche drückt, und dass der scharfe Rand der Hakenplatten, von der Mutter bei Seitendrücken scharf niedergebogen, in die Schwelle einschneuert. Wenn der Oberbau daher auch manche beachtenswerthe Theile enthält, so ist doch kaum zu erwarten, dass er sich bei dieser Wahl der Stärken als dauerhaft erweisen wird.

Bahnhofs-Anlagen.

Remillon's dreischlägige Weiche.

(Railroad Gazette 1888, Seite 588. Mit Abbildungen.)

Diese von der Kansas-City-Weichen-Baugesellschaft angefertigte und von neun grösseren Bahnen eingeführte dreischlägige Weiche besitzt zwei Druckstangen, welche von den beiden Zungen des geraden Stranges unter einander in denselben Weichenbock laufen, und hier in zwei unrunder Rahmen endigen, welche zwei an der lothrechten Weichenbockwelle befestigte unrunder Schei-

ben umfassen. Die innerste Zunge rechts ist mit der äusseren links und umgekehrt durch je vier Verbindungsstangen gekuppelt. In die Befestigungen der zwei Druckstangen vom Weichenbocke ist je eine starke Schneckenfeder so eingeschaltet, dass sie beim Oeffnen ihrer Zunge gespannt wird und das Anliegen der geschlossenen sichert. Der wagerechte Drehhebel des Weichenbockes kann in drei Kreisschnitte gelegt werden, deren beide Zwischenräume $2 \times 90^\circ = 180^\circ$ Drehung entsprechen. Liegt

der Hebel im mittleren; so liegen beide äusseren Zungen an, während die etwas kürzeren inneren geöffnet sind, die Fahrt steht also auf dem mittleren geraden Gleise. Wird der Hebel nach der einen Seite gedreht, so wird die eine äussere Zunge geöffnet, die andere innere aber in Folge der kreuzweisen Stangenkuppelung geschlossen, so dass der eine Seitenweg offen ist. Gleichzeitig wird durch die Gestalt der unrunderen Scheiben

und Rahmen im Bocke die andere äussere Zunge in geschlossener, somit die erste innere in geöffneter Lage verriegelt. Drehung des Hebels nach der anderen Seite öffnet ganz ebenso den andern Seitenweg und verriegelt den ersten. Die Rückstellung aus beiden Seitenstellungen wird durch die Schneckenfedern erleichtert.

Maschinen- und Wagenwesen.

Anordnung der Feuerthür und des Hilfsbläfers bei Locomotiven der Midland-Bahn.

(Engineer 1888, 10. Aug., Seite 111. Mit Abbildung.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 7 u. 8 auf Taf. XVII.

Aus einer kurzen Besprechung einiger in den ausgedehnten Derby-Werkstätten der Midland-Bahn eingeführten neueren Bauweisen sind die auf Taf. XVII Fig. 7 und 8 wiedergegebenen Einzelheiten bemerkenswerth. — Die in der Fig. 7 Taf. XVII dargestellte Feuerthür ist in ihrem oberen Theile mit einer Anzahl von Luftschlitzen versehen, welche durch eine Klappe aus schmiedbarem Eisengusse abgeschlossen werden können. Durch die schräge Stellung der Rippen wird der Luftstrom derart geleitet, dass er nicht unmittelbar die Rohrwand trifft, sondern unter den bei englischen Locomotiven üblichen Feuer-schirm abgelenkt wird. Die Beschickung des Rostes erfolgt augenscheinlich durch Abheben des oberen beweglichen Theiles des Geschränkes und Abrutschen auf der schrägen Fläche der unteren Thürhälfte.

Der Hilfsbläser ist, wie Fig. 8 Taf. XVII zeigt, als besonderer Aufsatz auf dem Blasrohre als ringsum laufender Hohlraum mit oben liegenden kleinen Bohrungen ausgeführt, und zwar in Rothguss. Die Anordnung empfiehlt sich als dauerhaft.

J.

Mittheilungen über Versuche der Great-Eastern Bahn zur Verwendung flüssiger Brennstoffe zur Locomotivfeuerung.

(Engineering 1888, 19. Oct., S. 371. Mit Abbildung.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 13 u. 14 auf Taf. XVII.)

Nachdem die durch den Betriebsleiter der südrussischen Griasi-Tsaritsin-Bahn, Herrn Urquhart, angestellten Versuche*), Mineralöl und andere bei der Reinigung des Rohpetroleums gewonnene Nebenerzeugnisse zu Heizzwecken zu verwenden, bereits seit längerer Zeit zu einer ausgedehnten Einführung einer hierzu geeigneten Locomotivfeuerung auf vorgenannter, sowie auf der Pennsylvania-Bahn geführt haben, verdient eine auf der Great-Eastern-Bahn durch Versuche erprobte Einrichtung zur Verwerthung ähnlicher Rückstände die Aufmerksamkeit der Fachkreise in erhöhtem Malse.

Bei den erwähnten Versuchen lag die besondere Absicht vor, hauptsächlich die in den Werkstätten der eigenen Bahn bei der Fettgasherstellung gewonnenen theerartigen Rückstände in nutzbringenderer Weise, als es bisher geschah, zu verwenden, ohne bei nicht genügender Menge derselben auf die Beschaffung des weit kostspieligeren Mineralöles als Ersatz angewiesen zu sein.

*) Organ 1886, Seite 176.

Neben der Einrichtung zur Verbrennung des Gastheeres wurde daher die gewöhnliche Kohlenfeuerung beibehalten und eine aus der Verbrennung flüssiger und fester Brennstoffe gemischte Heizung erzielt. Abgesehen von wesentlichen Ersparnissen in der Einrichtung wurde dadurch die Möglichkeit bewahrt, in jedem Augenblicke Kohlen allein zur Feuerung zu benutzen, wie es thatsächlich bei den Versuchen während der Fahrt ohne Störung ausgeführt wurde.

Fig. 13 u. 14 Taf. XVII lassen die ausserordentlich einfache Vorrichtung zur Verbrennung der flüssigen Brennstoffe erkennen. Dieselbe besteht im Wesentlichen aus zwei Bläsern, welche in die Feuerkiste durch eingeschraubte Büchsen von 150^{mm} Durchmesser unterhalb der Feuerthür eingeführt sind, nebst den zugehörigen Rohrleitungen und Absperrventilen. Die Bläser sind nicht saugende und werden aus einem erhöht angeordneten Behälter gespeist, dessen Abfluss durch die Ventile geregelt werden kann. Fig. 14 Taf. XVII zeigt die Dampfstrahlvorrichtungen im Schnitte. Der Dampf tritt durch das Rohr b_1 in die mittlere Dampf Düse, an deren Ausgange er den durch a_1 zugeführten flüssigen Brennstoff trifft. Durch die mit mehreren Ausströmungen versehene, schneidenartig abgeflachte Ueberdruckdüse e tritt das Gemisch in die Feuerkiste, wo es durch die ringförmig angeordnete Dampf Düse $R c_1$ fein zerstäubt wird. Zu gleicher Zeit wird durch die den Bläser umgebenden, in die Feuerkiste geschraubten Büchsen vermittels des aus R tretenden Dampfstrahles ein starker Luftstrom erzeugt, welcher die lebhaftere Verbrennung der sich durch die Heizgase der Kohlenfeuerung entzündenden Oeldämpfe befördert. Ein Hahn sperrt die gemeinschaftliche Dampfleitung beider Bläser ab, während ein weiterer Hahn den Dampfzufluss zu den beiden Zerstäubern R regelt. Eine dritte Dampfleitung mit Hahn gestattet bei kaltem Wetter Dampf in den Behälter zu leiten, um die Zähflüssigkeit des Theeres oder der verwandten schweren Oele zu vermindern. Letztere Leitung dient ferner dazu, Verstopfungen in den Rohren zu beseitigen. Zu gleichem Zwecke ist am Ende des Bläfers eine durch einen Bügel gehaltene Reinigungsschraube angebracht.

Während der Benutzung der beschriebenen Einrichtung wird ein niedriges Feuer unterhalten, so dass der Rost nur eben bedeckt ist. Um dies zu erleichtern und zu verhindern, dass kalte Luft durch etwa entstehende Löcher einströmt, hat es sich bewährt, den Rost mit einer dünnen Schicht von Kalkstücken zu belegen. Die Aschklappen werden nahezu geschlossen gehalten, und die Verbrennungsluft tritt theils durch die zur Einführung der Bläser in die Feuerkiste dienenden Oeffnungen,

theils durch den oberen Theil der Feuerthür ein, welche mit einer Anzahl schräger Luftschlitze versehen ist. Die unmittelbare Berührung der durch letztere einströmenden Luft mit der Rohrwand wird durch einen innen vor der Thür angeordneten schrägen Schirm vermieden, welcher die Luft unter den Feuer-schirm ablenkt.

Die Erfahrung hat ferner dazu genöthigt, bei der Verbrennung flüssiger Brennstoffe die Blasrohröffnung bedeutend zu erweitern. Bei einer der Versuchsmaschinen, der Personenzug-tenderlocomotive No. 193, mit Dampfcylindern von 430^{mm} Durchmesser, musste das Ausströmungsrohr auf reichlich 150^{mm} vergrößert werden, während ausserdem in der Rauchkammer Luftventile etwa in Höhe des Schornsteinfusses angebracht wurden, mittels welcher Luft zugelassen werden konnte, um den Zug noch mehr zu vermindern. Um bei ausschliesslicher Verfeuerung von Kohlen den erforderlichen Luftzug wiederherzustellen, musste in jedem Falle der Hilfsbläser angestellt werden (Fig. 8 Taf. XVII).

Die Dampfhaltung soll bei der gemischten Feuerung, wenn diese Bezeichnung für die gemeinschaftliche Verwendung von Kohle und flüssigen Brennstoffen erlaubt ist, bedeutend leichter fallen, als bei Kohlenfeuerung allein. Besonders ist eine schnelle Steigerung der Spannung zu erreichen, wie ein Versuch an einer still stehenden Locomotive beweist, bei welchem der Dampfdruck in 9 Minuten von 3,5 auf 10 at gebracht wurde.

Ausser einer dreifach gekuppelten Tenderlocomotive für Verschiebedienst ist die vorerwähnte (zweifach gekuppelte) Personenzugtenderlocomotive No. 193 seit März des Jahres 1887 mit der beschriebenen Einrichtung versehen. Letztere Maschine wird theils zur Beförderung schwerer, meist aus 15 Wagen zusammengesetzter Personenzüge auf den Untergrundbahnen London's, theils auf Hauptlinien in längerer Fahrt und vor Zügen von etwa 10 Wagen benutzt.

Der Oelbehälter dieser Maschine hat einen Fassungsraum von 0,95 cbm, und dieser Vorrath reicht im Allgemeinen für eine Fahrt von etwa 320 km aus, eine Zahl, welche selbstverständlich mit der Schwere und Art der beförderten Züge wechselt. Die Versuche sind ausser mit Gastheer, welchem etwa

$\frac{1}{3}$ Mineralöl zugesetzt war, auch mit verschiedenen Sorten letzteren Oeles allein ausgeführt; die Einrichtung hat sich für Verbrennung sämtlicher Oele geeignet erwiesen.

Versuche, welche vom 12. bis 20. Juli 1888 mit der Personenzuglocomotive No. 193 und einer von gleicher Bauart, No. 194, mit reiner Kohlenfeuerung angestellt wurden, und bei welchen beide Maschinen die gleichen Züge beförderten, lieferten nachstehendes Ergebnis:

No.	Anzahl der durchlaufenden km	Gesamtverbrauch an Brennstoff			Verbrauch für 1 km			Gesamtkosten des Brennstoffes M.	Kosten für 1 km M.
		Kohlen kg	Flüss. Brennstoffe kg	Kalk kg	Kohlen kg	Flüss. Brennstoffe kg	Kalk kg		
193	1532	6129	4765	356	4,0	3,1	0,23	184,86	0,120
194	1532	12582	—	—	8,2	—	—	188,35	0,123

Der Kostenrechnung sind folgende Einheitspreise zu Grunde gelegt:

1000 kg Kohlen . . .	14,97 M.
1000 „ Gastheer . . .	19,13 „
1000 „ Kalk	5,51 „

Wenn auch, wie aus der Zusammenstellung ersichtlich ist, die Ersparnisse bei Verwendung flüssiger Brennstoffe keine erheblichen zu nennen sind, so dürfte die Feuerung dennoch mit Wahrscheinlichkeit auch für unsere Verhältnisse noch eine Zukunft haben, da die Kohlenpreise wesentliche Herabsetzungen kaum noch vertragen, wenn die Förder- und Frachtkosten gedeckt werden sollen, während der Petroleumhandel durch den Bau grosser Dampfer mit Oelbehältern bedeutende Anstrengungen macht, durch weitere Verminderung der Frachtkosten seine Erzeugnisse noch billiger auf den Markt bringen zu können. Für den Augenblick liegt aber in der von der Great-Eastern-Bahn eingeführten gemischten Heizung der Hauptvorteil in der Verwendbarkeit eines Nebenerzeugnisses, welches allen Bahnen mit Pintsch-Gasbeleuchtung in hinreichender Menge zu Gebote steht, um dadurch die Locomotiven mit einem Hilfsmittel zu versehen, welches auf starken Steigungen z. B. angewandt, eine leichtere Dampfhaltung ermöglicht.

J.

B e t r i e b .

Timmis' elektrische Beleuchtung von Eisenbahnzügen.*)

(Dingler's Polyt. Journal 1888, Bd. 269, Seite 478. Industries 1888, 13. April. Iron 1888, 13. April, Seite 309.)

Seit October 1887 sind auf der Midland-Bahn Versuche mit Timmis' Einrichtung zur elektrischen Beleuchtung von Eisenbahnzügen gemacht, welche zur Ausstattung vorläufig eines zwischen Derby und Manchester verkehrenden Schnellzuges geführt haben.

Die Grundsätze, nach denen Timmis seine Beleuchtung entworfen hat, sind folgende:

- 1) Jeder Wagen erhält behufs Trennbarkeit des Zuges seine eigene Lichtquelle.

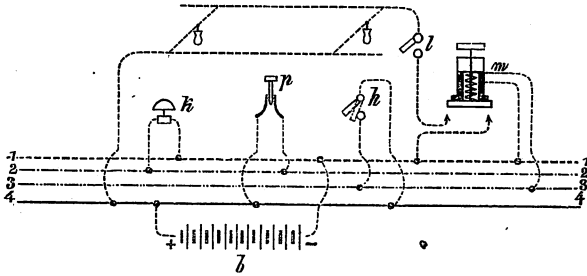
*) Organ 1889, Seite 87.

- 2) Der Zugführer muss von seinem Sitze aus alle Lampen des Zuges anzünden und auslöschten können.
- 3) Die Beleuchtungsanlage wird zu einer Signalverbindung zwischen Reisenden und Zugführer mitbenutzt.
- 4) Bei einer unbeabsichtigten Zugtrennung entzünden sich alle Lampen im abgetrennten Zugtheile.

Jeder Wagen trägt eine 204 kg schwere Speicherbatterie von 10 Elementen, welche zunächst in Derby unter Benutzung der Leitungen 1—4 (Fig. 41) geladen werden. Es soll jedoch eine Dampfdynamo-Maschine auf der Locomotive aufgestellt werden, welche dann die Ladung übernimmt. Der Zug ist mit einem vierdrähtigen Kabel mit einfacher Kuppelung zwischen den Wagen ausgestattet (Fig. 41). Von diesen ist 1 der negative Pol aller

Speicherbatterien, 2 positiver Pol der Signalanlage, welcher bei Aufgabe dieser wegbleiben kann, 3 positiver Pol der Einrichtung zum Anzünden und Löschen vom Zugführersitze aus, und 4 positiver Pol der Lampenleitungen. Die Lampen eines Wagens sind zwischen zwei Zweigleitungen neben einander geschaltet. In Fig. 41 ist die Ausstattung des Zugführerwagens angedeutet,

Fig. 41.



jedoch auch der Knopf p eingezeichnet, welcher zur Einrückung der Weckerklingel dienend, nur in den Abtheilungen für Reisende angebracht ist.

Schliesst der Schaffner den nur an seinem Sitze angebrachten Schluss h, so wird 3 mit dem positiven Pole 4 verbunden, von

3 führen aber die Anschlussleitungen des Elektromagneten nach dem — Pole 1, der Magnet wird also durch die gestrichelte Stellung von h eingeschaltet und sein nun gehobener Anker unterbricht die Zweigleitung der Lampen von 4 nach 1; wird vorher der in der Lampenleitung angebrachte Schluss l niedergelegt, welcher geöffnet die Beleuchtung des Wagens dauernd ausser Betrieb setzt, so werden durch Oeffnung von h durch den Zugführer mittels der von ihren Federn nun niedergedrückten Magnetanker alle Lampenleitungen geschlossen, der Zugführer beherrscht somit die ganze Beleuchtungsanlage.

Wird in einem Wagen der zwei Federn trennende Druckknopf p zwischen diesen herausgezogen, so stellen die sich berührenden Federn die Verbindung 4—2 her, und da die Weckerklingel k zwischen 2 und 1 geschaltet ist, so ertönt sie. Der ausgezogene Knopf macht die Abtheilung kenntlich, aus welcher der Ruf ertönte.

Bei einer Zugtrennung hat das Abreissen der Drähte denselben Erfolg, wie die Oeffnung des Schlusses bei h, alle Magnete des abgetrennten Zugtheiles werden stromlos und schliessen mittels der niedersinkenden Anker die Lampenleitungen, so dass alle Lampen des abgetrennten Theiles anfangen zu brennen.

Aussergewöhnliche Eisenbahnen.

Strassen-Hochbahnen in Paris von Jullien, Broka und Fournier in Verbindung mit Lartigue*)-Bahnen.

(Le Génie Civil 1888 XIII, Seite 170. Mit Abbildungen.)

Um den Ortsverkehr in Paris für die Ausstellung 1889 thunlichst zu erleichtern, sind dem Municipalrathe, der Regierung und der städtischen Bauverwaltung von den vereinigten Ingenieuren Jullien, Broka und Fournier, sowie Lartigue Vorschläge zur Anlage leichter Hochbahnen gemacht, welche nicht mit den Stadtbahntwürfen**) in Wettbewerb treten, sondern später als Zuführungslinien für die Stadtbahn dienen sollen; solche sind vom Municipalrathe schon durch Beschluss vom 23. December 1882 als selbstständig, unabhängig von der Stadtbahn herzustellende Linien anerkannt.

Der Plan umfasst eine Ringbahn auf den äusseren Boulevards nach Jullien, Broka und Fournier, welche bis zur Ausstellung, vom Orleansbahnhofe den südlichen Boulevards folgend bis zum Champ de Mars, hergestellt, später geschlossen werden soll, und eine grosse Zahl von plattgedrückten, in kurzen Abständen ganz eingeschnürten und sich gegenseitig in je einem Punkte berührenden Ringen nach Lartigue, welche von innen oder aussen an den Boulevardring anschliessen.

Die Strecken nach dem Entwurfe Jullien, Fournier und Broka bestehen aus Doppelgitterträgern von 1,7 m Höhe und 0,6 m Breite, welche nicht durchgehende Oeffnungen von mindestens 5 m Lichthöhe und 30 bis 40 m Weite bilden. Jeder Träger ruht auf zwei breiten Gitterstützen; die nahe zusammengedrängten Stützen zweier aneinander stossender Trägerenden sind dicht neben einander auf einen gemeinsamen Betonfuss gestellt. Dicht über dem Untergurte sind an diesem

Trägerkasten Kragträger befestigt, welche auf jeder Seite zwei 0,85 m von Mitte zu Mitte entfernte breitfüssige Schienen tragen. Auf den zwei Gleisen laufen in entgegengesetzter Richtung Wagen mit Einsteigbühnen in der Mitte oder an den Enden, welche aussehen, wie in der Mitte längs durchgeschnittene Trambahnwagen und mit Längs- oder auch Querbänken ausgestattet sind. An der entlang dem Träger laufenden-Aussenwand ist ein Riegel angebracht, welcher in eine Nuth am Obergurte des Trägers greift und das Umkippen selbst bei Entgleisungen verhindert. Die Haltplätze sind beiderseits angelegt, entweder durch Treppen zugänglich, oder zu ebener Erde gelegen mit Hebewerken für die Wagen ausgestattet. Die Bewegung der Wagen ist insbesondere nicht durchgearbeitet, kann aber ebensowohl elektrisch wie durch Seilzug, wie auch durch Locomotiven erfolgen.

Die ganze Anordnung ist schmal genug, um die von den Boulevardlinien bedingten Krümmungen zuzulassen und auch die Helligkeit der Strassen nur wenig zu beeinträchtigen.

Die Lartigue-Strecken zeigen die dieser Bauart eigenthümlichen Besonderheiten, nämlich auf den Köpfen der Gitterstützen einen aus zwei oben gegen einander gelehnten Gitterträgern bestehenden Δ Träger von 1,5 m Höhe und 0,85 m unterer Breite. Die Ober- und Untergurte sind durch starkes Gitterwerk verbunden, erstere tragen die einfache Laufschiene, letztere dienen mit ihren Aussenkanten als Schienen für die wagerechten Leitrollen. In breiteren Strassen werden die Stützen der einfachen Stützenreihen mit Schutzgittern für Fussgänger umgeben und regeln den Verkehr der Fuhrwerke, in engen Strassen soll der Schienenträger auf Querträgern oder Bögen ruhen, welche von Hausfläche zu Hausfläche laufen.

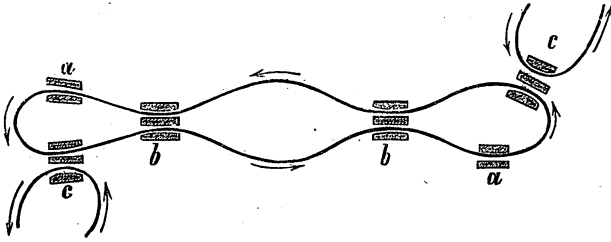
Die Züge dieser Strecken laufen auf diesen einschienigen Ringen stets nur in einer Richtung um, der Verkehr nach beiden

*) Organ 1887, Seite 41, 1888, Seite 253.

**) Organ 1888, Seite 70,

Richtungen wird durch die Einschnürung in dem mit seinen Zweigen etwa in benachbarten gleichlaufenden Strassen liegenden Ringe in der durch Fig. 42 veranschaulichten Weise vermittelt, wie es ja auch schon vielfach bei Pferdebahnanlagen in engen Stadtvierteln geschieht. Da hierbei scharfe Krümmungen unvermeidlich sind, so sind die Wagen auf das Durchfahren von Krümmungen mit 25^m Halbmesser eingerichtet.

Fig. 42.



Die Haltepunkte an der Strecke, aa Fig. 42, haben einen Zugangs- und einen Abgangssteig, in den Einschnürungen bb Fig. 42, wo ein Uebergang von einem Zweige des Ringes auf den anderen stattfindet, sowie in den Berührungspunkten zweier Ringe, cc Fig. 42, wo der Uebergang von einem Ringe auf den anderen stattfindet, ist ausserdem ein Mittelsteig nothwendig. Es leuchtet ein, dass durch diese Ringführung trotz des eingleisigen Betriebes eine ausgiebige Verbindung nach beiden Richtungen erzielt wird.

Die Wagen hängen mit ihren beiden Hälften sattelartig über

dem Schienenträger. Zwischen Querträgern an den oberen Theilen der Hälften sind die festen oder in kleinen Drehgestellen gelagerten Laufräder befestigt, unter dem Boden jeder Hälfte sitzen die wagerechten gegen den Untergurt greifenden Leitrollen. Da nur auf einer Seite ein- und auf der anderen ausgestiegen wird, so sind die Einsteigbühnen als kleine Treppen über den Schienenträger weggeführt, die erhöhten Bedachungen dieser Treppen geben den Wagen an beiden Köpfen eine geschlossene Endansicht. Zwischen den Hälften des Wagens ist noch eine leichte Treppe angebracht, deren Herablassen die Entleerung auch zwischen den Haltpunkten an jeder Stelle ermöglicht. Die Wagen haben eine Einrichtung erhalten, dass die Thüren nicht ohne Zuthun des mitfahrenden Maschinisten geöffnet werden können und dass der Zug nicht abfahren kann, bevor alle Thüren geschlossen sind.

Die Bewegung kann auch hier auf eine der drei oben angegebenen Weisen erzielt werden.

Der Betrieb dieses ganzen Netzes einschl. des Boulevardringes ist so gedacht, dass alle Zu- und Abgänge durch einseitig laufende Drehkreuze geschlossen werden. Am Drehkreuze des Aufstieges zahlt jeder Fahrgast einen für alle Entfernungen gleichen Betrag, und kann dann das ganze Netz nach Belieben benutzen, bis er ein Abgangsdrehkreuz durchschritten hat. Jeder aus zwei Wagen bestehende Zug wird nur von einem Zugführer und einem Maschinisten begleitet; Ueberwachungsbeamte sind bei Vorhandensein nur einer Wagenklasse überflüssig.

Technische Litteratur.

Der Tunnelbau. Ein Lehrbuch von Carl Dolezalek, Königl. Baurath und Professor für Ingenieurwissenschaften an der Königl. technischen Hochschule zu Hannover. I. Band. Die Gewinnungsarbeiten. 1. Lieferung. Hannover. Hellwing'sche Verlagsbuchhandlung (Th. Mierzinsky, Kgl. Hofbuchhändler) 1889. Preis 5 Mark.

Seit der Amerikaner Drinker seine tausend Seiten Tunnelbau mit dem Ausspruche eingeleitet hat, dass die reiche einschlägige deutsche Litteratur beweise, welche Bedeutung man der Aufzeichnung und Zusammenstellung der bei Ausführung von Tunneln gemachten Erfahrungen beimesse, ist über ein Jahrzehnt verstrichen, sind manche Schriften zu den von Drinker genannten hinzugekommen und hat es auch nicht an zwei Auflagen des betreffenden umfassenden Kapitels im Handbuche der Ingenieurwissenschaften gefehlt: trotzdem soll das neu begonnene Lehrbuch nicht als überflüssig betrachtet, sondern willkommen geheissen werden. Denn die wiederholte Bearbeitung desselben Stoffes muss, wenn von kundigen Händen vorgenommen, stets vollkommenerere Erzeugnisse liefern, und so dürfte auch das gegenwärtig entstehende Werk seine Vorgänger übertreffen. Das verspricht auch das erste Heft. Es betrifft das Bohren von Hand und die Stossbohrmaschinen, fusst auf allen vorhandenen Arbeiten und ist doch durchaus selbständig. Die Theorien des Handbohrens sind in ihm verbessert und durch Erläuterungen auf ihren wahren, leider nicht sehr grossen Werth zurückgeführt, die Grundsätze der Einrichtungen der Stossbohrmaschinen sind

klar und mit Berücksichtigung aller zu bedenkenden Umstände dargelegt; namentlich schien dem Unterzeichneten die Erläuterung des Zusammenhanges zwischen der Umsteuerung, also der Veränderlichkeit des Hubes, und der Vorschubeinrichtung wohl gelungen. Auch haben naturgemäß eine Reihe neuer Erfindungen, z. B. Frölich's Umsetzvorrichtung, Aufnahme gefunden, welche in älteren Werken fehlen. Die Zeichnungen sind in nicht zu kleinem Mafsstabe angefertigt und daher sehr deutlich. In Anbetracht dieser Vorzüge sollen die Blicke der Fachkreise heute schon auf das in Rede stehende Lehrbuch gelenkt werden, dessen weiteres Entstehen von den Lesern des ersten Heftes mit regster Aufmerksamkeit weiter verfolgt werden wird.

Forchheimer.

Verkauf der Büchersammlungen von E. Heusinger von Waldegg, Herausgeber des Organes für die Fortschritte des Eisenbahnwesens und von Sternberg, Oberbaurath und Professor in Karlsruhe.

Die Hofbuchhandlung A. Bielefeld (Liebermann & Co.) in Karlsruhe, welche den Verkauf beider Büchersammlungen besorgt, hat ein etwa 20000 Bände nachweisendes Verzeichnis herausgegeben, welches die zu Verkauf stehenden Werke in den drei Abtheilungen: 1) Allgemeine Ingenieur-Wissenschaften, 2) Eisenbahnbau und 3) Maschinenbau auführt. Das an sich zum Nachschlagen werthvolle Verzeichnis ist für den Preis von 50 Pf. zu beziehen, welcher bei Bestellungen jedoch in Anrechnung gebracht wird.