

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXV. Band.

6. Heft. 1888.

Der Oberbau der Königl. Württembergischen Staatsbahnen, der Ersten Ungarisch-Galizischen Eisenbahn, der Kaschau-Oderberger Eisenbahn, der Alt-Damm-Colberger Eisenbahn, der Central-Verwaltung für Sekundärbahnen (von H. Bachstein), der Lemberg-Czernowitz-Jassy Eisenbahn sowie der Grossherzogl. Hessischen Eisenbahnen.

Nach Mittheilungen der betreffenden Eisenbahn-Verwaltungen.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1 bis 15 auf Tafel XXIX)

Königl. Württembergische Staatsbahnen.

Auf den Königl. Württembergischen Staatseisenbahnen werden gegenwärtig als Normal-Oberbauten für die Hauptbahnen ausgeführt:

- 1) Oberbau mit eisernen Querschwellen,
- 2) Oberbau mit hölzernen Querschwellen.

Der Langschwellen-Oberbau Hilf ist versuchsweise vor längeren Jahren (1878) auf etwa 20 km Länge ausgeführt, wurde jedoch ferner nicht in Anwendung gebracht; der Schwellenschienen-Oberbau von Haarmann ist im Jahre 1887 auf 4 km versuchsweise angewendet, jedoch sind genügende Erfahrungen mit diesem Oberbau noch nicht gemacht. Ein besonderer Oberbau für Nebenbahnen kommt auf den Württembergischen Staatsbahnen nicht vor.

Zu 1. Der jetzige Normal-Oberbau mit eisernen Querschwellen und Schraubenbefestigung ist auf Tafel XXIX in den Fig. 1 u. 2 dargestellt. Dieser Oberbau ist in neuester Zeit angenommen, nachdem eine Reihe von Jahren Schwellen von Vautherin-Querschnitt mit Keilbefestigung zur Anwendung gekommen waren. Die jetzigen Schienen haben eine Länge von 9,0^m, sind 130^{mm} hoch, im Fusse 140^{mm}, im Kopfe 58^{mm} breit und im Stege 11^{mm} dick. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:3 und das Gewicht der Schienen für 1 lfd. ^m ist 33,0 kg. — Die Laschen an der Aussenseite der Schienen sind 580^{mm} lange Winkellaschen von 7,92 kg Gewicht, die an der Innenseite einfache, 480^{mm} lange, 5,20 kg schwere Flachlaschen, von denen die ersteren bei zweigleisigen Bahnen mit zwei Einklinkungen versehen sind, um die beiden dem Stosse zunächst liegenden Schwellen gegen das Wandern der Schienen in Anspruch zu nehmen. Bei eingleisigen Bahnen

werden in den Laschen Einklinkungen nicht angebracht. Die Entfernung der mittleren Laschenbolzenlöcher von Mitte zu Mitte beträgt 150^{mm}, die der äusseren von diesen ist 125^{mm}. — Die Laschenbolzen haben 27^{mm} Durchmesser und wiegen 0,62 kg, während die Federringe unter den Muttern dieser Bolzen ein Gewicht von 0,019 kg haben. Die in Fig. 2 im Querschnitte dargestellten Querschwellen aus Flusseisen haben eine Länge von 2,5^m, eine Breite von 234^{mm} und eine Höhe von 75^{mm}. Die obere Platte ist 9^{mm} dick, die Seitenplatten sind 7^{mm} dick und unten mit verstärkten, dreiseitig geformten Ansätzen versehen; ihr Gewicht beträgt 52 kg. Unter den 9^{mm} langen Schienen werden 10 Schwellen verlegt, von denen die neben dem schwebenden Stosse liegenden 0,50^m von Mitte zu Mitte von einander, die nächsten von diesen 0,753^m und die übrigen unter einander 1,00^m entfernt sind. Die Klemmplatten wiegen 0,42 bis 0,46 kg, die Hakenschrauben 0,40 kg und die Federringe hierzu 0,016 kg.

Das Gewicht dieses Oberbaues für eine Schienenlänge von 9,0^m beträgt:

2	Schienen von 9,0 ^m Länge, jede	297 kg	=	594,00 kg
2	Stück Flachlaschen, jede	5,20 kg schwer	=	10,40 <
2	< Winkellaschen, jede	7,92 < <	=	15,84 <
8	< Laschenbolzen, jeder	0,62 < <	=	4,96 <
8	< Federringe hierzu, jeder	0,019 kg	=	0,15 <
20	< Klemmplatten, jede	0,42 kg . .	=	8,40 <
20	< < < 0,46 < . .		=	9,20 <
40	< Hakenschrauben, jede	0,40 kg .	=	16,00 <
40	< Federringe hierzu, jeder	0,016 kg	=	0,64 <
10	< Querschwellen, jede	52,0 kg . .	=	520,00 <
	Gewicht einer Schienenlänge von 9,0 ^m		=	1179,59 kg
	< für 1 lfd. ^m Gleis		=	131,06 <

Zu 2. Der Querschwellen-Oberbau mit hölzernen Schwellen ist bis jetzt nach der in Fig. 3 auf Tafel XXIX dargestellten Anordnung ausgeführt, welche fast genau mit dem im Jahre 1867 verwandten Oberbau übereinstimmt. Da es die Absicht ist, auch zu dem Oberbaue mit hölzernen Querschwellen Schienen der neuen Querschnittsform (Fig. 1) zu verwenden, so ist die Zeichnung Fig. 3 als Normal-Oberbau gegenwärtig nicht mehr anzusehen, und wir können daher dessen nähere Beschreibung unterlassen bis der neue Oberbau mit hölzernen Schwellen, mit den neuen Schienen, Laschen und Laschenbolzen (Fig. 1) gezeichnet sein wird; wir bemerken dazu nur, dass der neue Oberbau mit schwebenden Stössen und der für die eisernen Querschwellen angegebenen Eintheilung verlegt werden soll, dass zu den Schwellen mit Zinkchlorid getränktes Kiefernholz (Forche oder Föhre, *pinus sylvestris*) verwendet wird, dass die Schwellen eine Länge von 2,50^m, eine untere Breite von 250^{mm}, eine Dicke von 155^{mm} und eine geringste obere Breite von 120^{mm} erhalten und dass auf jeder Schwelle zwei Unterlagsplatten mit 3 Löchern für die Haken-nägel von 14/14^{mm} Stärke verwendet werden sollen.

Erste Ungarisch-Galizische Eisenbahn.

Der Oberbau dieser Bahn ist durchgängig mit breitfüßigen Schienen und hölzernen Querschwellen ausgeführt, und zwar ist

- 1) der Oberbau für die Ungarisch-Galizische Bergstrecke nach Fig. 4 Tafel XXIX mit 33,25 kg schweren Schienen,
- 2) der Oberbau der Ungarischen Theilstrecke nach Fig. 5 Tafel XXIX mit 30,0 kg schweren Schienen und
- 3) der Oberbau der Galizischen Theilstrecke mit 31,72 kg schweren Schienen hergestellt.

Zu 1. Die Schienen dieses Oberbaues für die Bergstrecke sind 7,50^m lang, 128^{mm} hoch, im Fusse 104^{mm}, im Kopfe 57^{mm} breit, im Stege 12^{mm} dick. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:2,5. Die Laschen an der Aussen-seite der Schiene sind Doppelwinkellaschen, 600^{mm} lang, 9,80 kg schwer, die Innenlaschen sind einfache Flachlaschen, 550^{mm} lang und 6,31 kg schwer. Die mittleren Bolzenlöcher sind von Mitte zu Mitte 110^{mm} von einander, die äusseren von diesen 150^{mm} entfernt. Die Laschenbolzen haben 19^{mm} Durchmesser und wiegen 0,408 kg. Gegen das Losrütteln der Muttern werden entweder im Querschnitte halbkreisförmige Vorstecksplinte, welche die Mutter an beiden Seiten umfassen, oder Unterlagsbleche angewendet, welche neben der Mutter aufgebogen werden.

Die Unterlagsplatten mit 2 erhöhten Rändern sind 180^{mm} lang, 160^{mm} breit, 9^{mm} dick und 1,80 kg schwer. Die Haken-nägel sind 16/18^{mm} dick und wiegen 0,34 kg.

Die Schwellen sind 2,40^m lang, unten 250^{mm}, oben mindestens 170^{mm} breit und 150^{mm} dick. Die Entfernung der dem schwebenden Schienenstosse zunächst liegenden Schwellen von Mitte zu Mitte beträgt 500^{mm}, die der folgenden Schwellen von diesen ist 800^{mm} und die der sämtlichen übrigen Schwellen ist 900^{mm}. — Unter jeder Schienenlänge von 7,50^m liegen 9 Schwellen.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues für eine Schienenlänge von 7,5^m in gerader Linie beträgt:

2 Stück Schienen, jede 249,375 kg	= 498,75 kg
2 « Winkellaschen, jede 9,80 kg	= 19,60 «
2 « Flachlaschen, jede 6,31 kg	= 12,62 «
8 « Laschenbolzen, jeder 0,408 kg	= 3,26 «
4 « Unterlagsplatten, jede 1,80 kg	= 7,20 «
40 « Hakennägel, jeder 0,34 kg	= 13,60 «
Gesammtgewicht für 7,5 ^m Gleis	= 555,03 kg
Mithin das Gewicht für 1 lfd. ^m	= 74,0 «

Zu 2. Der auf der Ungarischen Theilstrecke der Bahn zur Anwendung gebrachte Oberbau ist in Fig. 5 auf Tafel XXIX dargestellt.

Die Schienen sind 7,5^m lang, 120^{mm} hoch, im Fusse 104^{mm}, im Kopfe 57^{mm} breit und im Stege 12^{mm} dick. Das Gewicht derselben für 1 lfd. ^m ist 30,0 kg und die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:2. — Die Laschen an der Aussen-seite der Schienen sind Winkellaschen, 574^{mm} lang und wiegen 7,02 kg, die Innenlaschen sind einfache Flachlaschen, 490^{mm} lang und 4,385 kg schwer. Die mittleren Bolzenlöcher haben von Mitte zu Mitte eine Entfernung von 170^{mm}, die äusseren Bolzenlöcher sind von diesen 120^{mm} entfernt. Die Laschenbolzen haben 19^{mm} Durchmesser und wiegen 0,375 kg. Die Unterlagsplatten, mit einem äusseren, 6^{mm} hohen Rande sind 185^{mm} lang, 130^{mm} breit und 8^{mm} dick, haben 3 Löcher für die Hakennägel und wiegen 2 kg. Die Hakennägel sind 15/15^{mm} dick und wiegen 0,3 kg. — Die Schwellen sind 2,40^m lang, unten 250^{mm} breit, 150^{mm} hoch und oben mindestens 170^{mm} breit. Die Entfernung der dem Schienenstosse zunächst liegenden Schwellen von Mitte zu Mitte ist 500^{mm}, die Entfernung der folgenden Schwellen von diesen 770^{mm} und die der sämtlichen übrigen Schwellen ist 910^{mm}.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues für eine Schienenlänge von 7,5^m in gerader Linie beträgt:

2 Stück Schienen, jede 225 kg	= 450,00 kg
2 « Winkellaschen, jede 7,02 kg	= 14,04 «
2 « Flachlaschen, jede 4,385 kg	= 8,77 «
8 « Laschenbolzen, jeder 0,375 kg	= 3,00 «
4 « Unterlagsplatten, jede 2,0 kg	= 8,00 «
40 « Hakennägel, jeder 0,3 kg	= 12,00 «
Gesammt-Gewicht für 1 ^m Gleis	= 495,81 kg
Mithin für 1 lfd. ^m Gleis	= 66,11 «

Zu 3. Der Oberbau der Galizischen Theilstrecke der Bahn stimmt mit dem vorstehend beschriebenen der Ungarischen Strecke nahezu überein, sodass eine nähere Beschreibung entbehrlich erscheint.

Kaschau-Oderberger Eisenbahn.

Der Oberbau für die Kaschau-Oderberger Eisenbahn, eine Hauptbahn, ist in der Fig. 6, 7 und 8 der Tafel XXIX dargestellt. Die Schienen haben eine Länge von 8,70^m sind 128^{mm} hoch, im Fusse 104^{mm}, im Kopfe 57^{mm} breit, im Stege 12^{mm} dick und für das lfd. ^m 33,25 kg schwer. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:2,5. Die Laschen sind einfache Winkellaschen, innen 542^{mm} lang und 7,99 kg

schwer, aussen 632^{mm} lang und 9,46 kg schwer. Die Entfernung der mittleren Bolzen von Mitte zu Mitte von einander ist 111^{mm}, die der äusseren von diesen ist 150^{mm}. Die Laschenbolzen haben einen Durchmesser von 19^{mm} und ein Gewicht (samt Mutter und Unterlagsplättchen) von 0,40 kg.

Die Unterlagsplatten sind 185^{mm} lang, 160^{mm} breit, 9^{mm} hoch und mit erhöhten Rändern nicht versehen. Ihr Gewicht beträgt 2,01 kg; für die Hakennägel sind sie an der Aussenseite mit 2, an der Innenseite mit 1 Loche versehen. Die Hakennägel sind 16/16^{mm} stark und wiegen 0,35 kg.

Die Schwellen sind 2,50^m lang, unten 250^{mm}, oben mindestens 170^{mm} breit und 158^{mm} dick. — Unter den 8,7^m langen Schienen sind bei schwebendem Stosse 11 Schwellen verlegt, von denen die dem Stosse zunächst gelegenen von Mitte zu Mitte 560^{mm} von einander, die folgenden von diesen 670^{mm} und die übrigen von diesen und unter einander 850^{mm} entfernt sind. — In den geraden Linien und in Bögen über 800^m Halbmesser sind die dem Schienenstosse zunächst liegenden Schwellen und je die zweite Schwelle mit Unterlagsplatten versehen. In Bögen von 800^m und ausschliesslich 400^m Halbmesser erhalten ausserdem am äusseren Schienenstrange auch die zwischenliegenden Schwellen Unterlagsplatten, in Bögen von 400^m und kleinerem Halbmesser werden sämtliche Schwellen unter beiden Schienen mit Unterlagsplatten versehen.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues in gerader Linie beträgt:

2 Stück Schienen von 8,7 ^m Länge, je	289,275 kg	=	578,55 kg
2 « Innenlaschen, je	7,99 kg	= 15,98 «
2 « Aussenlaschen, je	9,46 kg	= 18,92 «
8 « Laschenbolzen, je	0,40 kg	= 3,20 «
12 « Unterlagsplatten, je	2,01 kg	= 24,12 «
56 « Hakennägel, je	0,35 kg	= 19,60 kg

Gewicht des Oberbaues für eine Schienenlänge . = 660,37 kg
 « « » « 1 lfd. ^m = 75,90 «

Da für die Kaschau-Oderberger Bahn im Jahre 1867 ein Normal-Oberbau noch nicht bestimmt war, so kann eine Vergleichung der jetzigen Anordnung mit einer früheren nicht vorgenommen werden.

Alt-Damm-Colberger Eisenbahn.

Der Oberbau dieser nach der Bahnordnung für Bahnen untergeordneter Bedeutung betriebenen Bahn ist auf Tafel XXIX in Fig. 9 dargestellt; zu demselben ist das Folgende zu bemerken.

Die Schienen sind 7,5^m lang, 113^{mm} hoch, im Fusse 95^{mm}, im Kopfe 53^{mm} breit und im Stege 10^{mm} dick. Das Gewicht dieser Schienen für 1 lfd. ^m beträgt 23,8 kg. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:4. Die Laschen sind innen und aussen einfache Flachlaschen, 462^{mm} lang und wiegen 3,7 kg. Die Laschenbolzen haben 19^{mm} Durchmesser und wiegen 0,4 kg. Die Entfernung der mittleren Bolzen von Mitte zu Mitte beträgt 100^{mm}, die der äusseren Bolzen von den innern ist 140^{mm}. Die Unterlagsplatten sind 165^{mm} lang, 105^{mm} breit, sind mit 2 oder 3 Löchern und einem 7^{mm} hohen Aussenrande versehen, 9^{mm} dick und 1,25 kg schwer. Die Hakennägel sind 14/14^{mm} dick und wiegen 0,23 kg. Die

hölzernen Querschwellen sind 2,40 bis 2,6^m lang, unten 220 bis 240^{mm}, oben mindestens 160^{mm} breit und 150 bis 160^{mm} dick. — Die dem schwebenden Schienenstosse zunächst liegenden Schwellen sind von Mitte zu Mitte 605^{mm}, die übrigen von diesen und unter einander 980 bis 990^{mm} von einander entfernt, sodass 8 Querschwellen auf eine 7,5^m lange Schiene kommen.

Unterlagsplatten — in der Geraden mit zwei, in Krümmungen streckenweise aussen mit einem, innen mit zwei Löchern — werden verwendet:

in der Geraden nur auf den Stosschwellen,
 in Krümmungen von 400—600^m Halbmesser ausserdem auf jeder zweiten Querschwelle,

bei 300—400^m Halbmesser unter der Aussenschiene auf jeder Schwelle, innen abwechselnd,

bei Halbmessern unter 300^m auf allen Schwellen unter beiden Schienen.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues für ein 7,5^m langes Gleisstück in gerader Linie beträgt:

2 Stück Schienen von 7,5 ^m Länge, jede	178,5 kg	=	357,00 kg
4 « Flachlaschen, jede	3,7 kg	= 14,80 «
8 « Laschenbolzen, jeder	0,4 kg	= 3,20 «
4 « Unterlagsplatten, jede	1,25 kg	= 5,00 «
32 « Hakennägel, jeder	0,23 kg	= 7,36 «

Gewicht des Eisenwerkes eines 7,5^m langen Gleises = 387,36 kg
 « « « « lfd. ^m = 51,65 «

Central-Verwaltung für Sekundärbahnen (H. Bachstein).

Zwei Oberbauten, welche von dieser Verwaltung zur Anwendung gebracht werden, sind auf Tafel XXIX in Fig. 10 und 11 dargestellt und zwar:

- 1) in Fig. 10 ein Oberbau mit hölzernen Querschwellen,
- 2) in Fig. 11 ein Oberbau mit eisernen Langschwellen.

Der nur auf einer Bahn angewendete Oberbau mit eisernen Querschwellen ist wohl nicht als Normalie anzusehen und wird daher nicht beschrieben. Desgleichen auch nicht der auf einer Schmalspurbahn angewendete Oberbau mit eisernen Langschwellen.

Zu 1. Der auf Blatt XXIX in Fig. 10 dargestellte Oberbau mit hölzernen Querschwellen ist auf den Sekundärbahnen von Stargard nach Küstrin, der Mecklenburgischen Südbahn, der Priegnitzbahn, der Osterwiek-Wasserlebener Bahn und mehreren anderen zur Verwendung gekommen. Die Schienen dieses Oberbaues sind 7,50^m lang, 113^{mm} hoch, im Fusse 95^{mm}, im Kopfe 53^{mm} breit und im Stege 10^{mm} dick. Das Gewicht der Schiene für 1 lfd. ^m beträgt 23,8 kg. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:4. — Die Laschen sind sämtlich einfache Flachlaschen von 440^{mm} Länge und einem Gewichte von 3,50 kg. Die mittleren Laschenbolzen sind von Mitte zu Mitte 92^{mm} von einander, die äusseren von diesen 130^{mm} entfernt. Die Laschenbolzen haben einen Durchmesser von 19^{mm} und wiegen 0,38 kg. Gegen das Losrütteln der Muttern sind Mittel nicht angewendet. — Die Unterlagsplatten sind 165^{mm} lang, 100^{mm} breit, 10^{mm} dick, mit zwei 6,5^{mm} hohen Rändern und zwei versetzten Löchern für die Hakennägel versehen. Ihr Gewicht beträgt 1,50 kg. — Die

Hakennägel sind $14/14^{\text{mm}}$ dick und wiegen 0,25 kg. Die kieferten, getränkten Schwellen sind $2,30^{\text{m}}$ lang, unten 220^{mm} , oben mindestens 140^{mm} breit und 140^{mm} dick. — Unter den $7,5^{\text{m}}$ langen Schienen werden 8 Schwellen verlegt, welche unter dem schwebenden Schienenstosse 640^{mm} von einander, im Uebrigen 980^{mm} von Mitte zu Mitte von einander entfernt sind. — In geraden Linien werden ausser den Schwellen neben dem Schienenstosse keine Schwellen mit Unterlagsplatten versehen.

Das Gewicht des Eisenwerkes einer Schienenlänge von $7,5^{\text{m}}$ dieses Oberbaues in geraden Linien beträgt:

2 Stück Schienen von $7,5^{\text{m}}$ Länge, je $178,50 \text{ kg}$	$= 357,00 \text{ kg}$
4 « Laschen, jede $3,50 \text{ kg}$ schwer . . .	$= 14,00 \text{ «}$
8 « Laschenbolzen, jeder $0,38 \text{ kg}$ schwer . . .	$= 3,04 \text{ «}$
4 « Unterlagsplatten, jede $1,5 \text{ kg}$ schwer . . .	$= 6,00 \text{ «}$
32 « Hakennägel, jeder $0,25 \text{ kg}$ schwer . . .	$= 8,00 \text{ «}$
<hr/>	
Gewicht des Eisenwerkes eines $7,5^{\text{m}}$ langen	

Gleisstückes	$= 388,04 \text{ «}$
Gewicht des Eisenwerkes eines lfd. $^{\text{m}}$	$= 51,74 \text{ «}$

Zu 2. Der in Fig. 11 dargestellte Oberbau mit eisernen Langschwellen ist auf den hessischen Nebenbahnen mit normaler Spurweite zur Anwendung gebracht. Die Schienen sind $9,0^{\text{m}}$ lang, 91^{mm} hoch, im Fusse 75^{mm} , im Kopfe 45^{mm} breit und im Stege 7^{mm} dick. Die Anlageflächen für die Laschen haben eine Neigung $1:4,5$ und das Gewicht beträgt für 1 lfd. $^{\text{m}}$ $15,9 \text{ kg}$. — Die einfachen Winkellaschen sind 430^{mm} lang und wiegen $3,4 \text{ kg}$. Die sämtlichen Laschenbolzenlöcher sind von Mitte zu Mitte 115^{mm} entfernt. Die Laschenbolzen haben 18^{mm} Durchmesser und wiegen $0,36 \text{ kg}$. Die Langschwellen, deren Querschnitt aus Fig. 11 zu ersehen, sind $8,990^{\text{m}}$ lang und wiegen $18,3 \text{ kg}$ für 1 lfd. $^{\text{m}}$. An den Schwellenstössen sind diese durch einen Stuhl (Lasche) unterstützt, welcher sich dem innern Querschnitte der Schwelle anschliesst und der Schwelle und Schiene die richtige Neigung sichert, indem er nach der Neigung geformt, auf einer 108^{mm} breiten, 65^{mm} hohen und $1,90^{\text{m}}$ langen Querschwellen von \square -Querschnitt durch Schrauben befestigt ist. Die Schienen sind auf den Langschwellen durch Deckplättchen und Schraubenbolzen von 18^{mm} Durchmesser befestigt. Als Mittel gegen das Losrütteln dieser Schrauben wie auch der Laschenschrauben sind federnde Unterlagsringe angewendet. Zur Sicherung der Spurweite sind ausser der oben erwähnten Querschwellen unter dem Schwellenstosse noch 4 Spurbänder von 55^{mm} Höhe und 12^{mm} Dicke in einer durchschnittlichen Entfernung von $1,80^{\text{m}}$ angebracht, welche an den Enden flach umgebogen, durch einen Schraubenbolzen an dem Stege der Schiene befestigt sind. — Das Gewicht eines lfd. $^{\text{m}}$ dieses Oberbaues beträgt 80 kg .

Lemberg-Czernowitz-Jassy Eisenbahn.

Auf der Bahnlinie dieser Verwaltung sind als Normalien drei Oberbau-Anordnungen in Anwendung, sämtlich mit hölzernen Querschwellen:

- 1) für Hauptbahnen (Tafel XXIX, Fig. 12),
- 2) für Localbahnen, auf welche die schweren Locomotiven der Hauptbahnen übergehen (Tafel XXIX, Fig. 13),
- 3) für Localbahnen mit eigenen Locomotiven von geringem Achsdrucke.

Zu 1. Die Schienen für die Hauptbahnen sind 9^{m} lang, 125^{mm} hoch, im Fusse 110^{mm} , im Kopf 57^{mm} breit und im Stege 12^{mm} dick. Das Gewicht derselben ist $32,75 \text{ kg}$ für das laufende Meter und die Neigung der Laschenanlageflächen beträgt $1:2,5$. Die Aussenlaschen sind doppelte Winkellaschen, die Innenlaschen einfache Flachlaschen, erstere sind 600^{mm} lang und $7,8 \text{ kg}$ schwer, letztere sind 500^{mm} lang und $4,55 \text{ kg}$ schwer. Die mittleren Bolzenlöcher sind von Mitte zu Mitte 171^{mm} von einander, die äusseren von diesen 120^{mm} entfernt. Die Laschenbolzen haben 22^{mm} Durchmesser und wiegen $0,430 \text{ kg}$. Gegen das Losrütteln der Muttern sind Sicherheitsplättchen angewendet, welche unter der Mutter aufgebogen werden und $0,094 \text{ kg}$ wiegen. — Die Unterlagsplatten sind theils 146 , theils 180^{mm} lang, 138^{mm} breit, 9^{mm} dick, mit drei Nagellöchern, sowie theils mit einem, theils mit zwei Rändern von 6^{mm} Höhe versehen und wiegen durchschnittlich $1,820 \text{ kg}$ bzw. $1,972 \text{ kg}$. — Die Hakennägel haben einen achteckigen Querschnitt von 16^{mm} Dicke und wiegen $0,2925 \text{ kg}$. Die Schwellen sind $2,40^{\text{m}}$ lang, unten 280^{mm} , oben mindestens 180^{mm} breit und 150^{mm} dick. Die Entfernung der Schwellen neben dem Schienenstosse beträgt 546^{mm} von Mitte zu Mitte, die der nächsten Schwellen von diesen beträgt 827^{mm} und die der sämtlichen übrigen 7 Schwellen 850^{mm} . — An Unterlagsplatten werden verwendet:

a. in geraden Linien und Bögen von mehr als 800^{m} Halbmesser 6 Platten (auf den Schwellen neben den Schienenstössen und der mittelsten Schwelle),

b. in Bögen von 800 bis 500^{m} Halbmesser werden ausserdem die Schienen des äusseren Stranges auf allen Schwellen mit 3 Nägeln befestigt,

c. in Bögen von 500^{m} bis 300^{m} Halbmesser werden unter beiden Schienensträngen 10 Unterlagsplatten verlegt und zwar unter dem äusseren Strange 7 und unter dem inneren 3 Platten; auch werden auf allen Schwellen ohne Platten drei Schienennägel verwendet.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues für eine Schienenlänge von 9^{m} in geraden Linien beträgt:

2 Stück Schienen von 9^{m} Länge, jede $294,75 \text{ kg}$	$= 589,50 \text{ kg}$
2 « Aussenlaschen, jede $7,78 \text{ kg}$	$= 15,56 \text{ «}$
2 « Innenlaschen, jede $4,55 \text{ kg}$	$= 9,10 \text{ «}$
8 « Laschenbolzen, jeder $0,430 \text{ kg}$	$= 3,44 \text{ «}$
8 « Sicherheitsplättchen, jedes $0,094 \text{ kg}$	$= 0,75 \text{ «}$
6 « Unterlagsplatten, jede $1,820 \text{ kg}$	$= 10,92 \text{ «}$
50 « Hakennägel, jeder $0,2925 \text{ kg}$	$= 14,62 \text{ «}$
<hr/>	
das Gewicht des Eisenwerkes einer Schienenlänge	$= 643,89 \text{ kg}$
« « « « eines lfd. $^{\text{m}}$ Gleis	$= 71,54 \text{ «}$

Zu 2. Der Oberbau für Nebenbahnen, auf welche die schweren Locomotiven der Hauptbahnen übergehen, besteht aus Schienen von 7 bis 9^{m} Länge, 110^{mm} Höhe, 95^{mm} Fussbreite, 53^{mm} Kopfbreite, 11^{mm} Stegdicke und einem Gewichte von $26,0 \text{ kg}$ für 1 lfd. $^{\text{m}}$. — Die Laschenanlageflächen haben die Neigung $1:2,5$.

Die Aussenlaschen sind doppelte Winkellaschen von 484^{mm} Länge und einem Gewichte von $5,805 \text{ kg}$, die Innenlaschen sind einfache Winkellaschen und wiegen $5,373 \text{ kg}$. Die Entfernung der mittleren Bolzenlöcher von Mitte zu Mitte

beträgt 105 mm, die der äusseren von diesen 125 mm. Die Laschenbolzen haben 20 mm Durchmesser und wiegen 0,377 kg. Gegen das Losrütteln der Muttern sind federnde Unterlagsringe von 0,018 kg angebracht. — Die Unterlagsplatten sind 165 mm lang, 120 mm breit und 8 mm dick, haben 2 Ränder von 5 mm Höhe, 3 Löcher für Hakennägel und wiegen 1,406 kg. Die Hakennägel haben einen quadratischen Querschnitt von 14/14 mm Stärke und ein Gewicht von 0,230 kg. — Die hölzernen Querswellen sind 2,30 m lang, unten 200 mm, oben mindestens 150 mm breit und 140 mm dick. Unter den 9 m langen Schienen (mit schwebenden Stössen) liegen 12 Schwellen, unter den 8 m langen Schienen 11 Schwellen und unter den 7 m langen 10 Schwellen. Die Schwellen neben den Schienenstössen liegen von Mitte zu Mitte 495 mm, die übrigen 650 bis 775 mm von einander entfernt. — In geraden Linien und Bögen bis 2000 m Halbmesser werden bei Verwendung harter Schwellen nur die neben den Stössen liegenden mit Unterlagsplatten versehen, bei weichen Schwellen erhält auch die mittlere Schwelle zwei Unterlagsplatten. Die Zahl der Unterlagsplatten wird bei Bögen von kleineren Halbmessern in folgender Weise erhöht. Das Gleisstück von einer Schienenlänge von 9 m erhält an Unterlagsplatten:

Für Bögen von	Schwellen aus hartem Holze	Schwellen aus weichem Holze
2000 m bis 800 m Halbmesser	6 Platten, 54 Nägel	8 Platten, 56 Nägel
800 „ „ 500 „ „	8 „ 56 „	10 „ 58 „
500 „ „ 300 „ „	12 „ 60 „	16 „ 64 „
300 „ „ 250 „ „	14 „ 67 „	16 „ 68 „
unter 250 „ „	19 „ 67 „	kommen keine weichen Schwellen in Anwendung

Das Gewicht des Eisenwerkes eines Gleisstückes von 9 m Schienenlänge und mit harten Schwellen in gerader Linie beträgt:

2 Stück Schienen von 9 m Länge, jede 234 kg = 468,00 kg
 2 « Aussenlaschen, jede 5,805 kg . . . = 11,61 «
 2 « Innenlaschen, jede 5,373 kg . . . = 10,75 «
 8 « Laschenbolzen, jeder 0,377 kg . . . = 3,02 «
 4 « Unterlagsplatten, jede 1,406 kg . . . = 5,62 «
 8 « federnde Unterlagsringe, jeder 0,018 kg = 0,14 «
 52 « Hakennägel, jeder 0,23 kg = 11,96 «

Gewicht des Eisenwerkes eines 9 m langen Gleisstückes = 511,10 kg
 Gewicht des Eisenwerkes eines 1 m langen Gleisstückes = 56,79 «

Zu 3. Der Oberbau für die Localbahnen mit eigenen Locomotiven von geringem Achsdrucke ist dem vorstehend unter 2 beschriebenen, in Fig. 13 dargestellten sehr ähnlich, nur sind die Schienen etwas schwächer. Dieselben sind 7,5 m lang, 100 mm hoch, im Fusse 94 mm, im Kopfe 50 mm breit, im Stege 10 mm dick und wiegen das laufende m = 23,0 kg. — Die Unterlagsplatten und Hakennägel sind den vorbeschriebenen ganz gleich, die Laschen bei gleicher Länge und ähnlicher Querschnittsform etwas niedriger, die Laschenbolzen um 1 mm schwächer. Dieser Oberbau bedarf daher einer näheren Beschreibung nicht.

Grossherzogl. Oberhessische Eisenbahnen.

Der Oberbau dieser Bahnen hat zwei Formen:

- 1) für Hauptbahnen (Tafel XXIX, Fig. 14),
- 2) für Nebenbahnen (Tafel XXIX, Fig. 15).

Zu 1. Der Oberbau der Hauptbahnen besteht aus Schienen von 9 m Länge, 126,2 mm Höhe, 104 mm Fussbreite, 57,2 mm Kopfbreite, 12 mm Stegdicke und einem Gewichte von 32,2 kg für das lfd. m. Die Laschenanlageflächen haben eine Neigung 1:2. Die Laschen sind Winkelaschen von 505 mm Länge, mit einem untern Ansatz und wiegen 5,463 kg. Die Entfernung der mittleren Bolzenlöcher der Laschen von Mitte zu Mitte beträgt 105 mm, die der äusseren von diesen 100 mm. Die Laschenbolzen haben einen Durchmesser von 21 mm und wiegen 0,563 kg.

Die Unterlagsplatten sind theils 174 mm lang und 115 mm breit mit drei Löchern für die Hakennägel, theils 174 mm lang und 95 mm breit mit zwei Löchern. Beide sind 10 mm dick, haben einen erhöhten äusseren Rand von 6 mm Höhe, erstere wiegen 1,634 kg, letztere 1,352 kg. — Die Hakennägel sind 13/15 mm stark und wiegen 0,250 kg. Die hölzernen Schwellen sind 2,40 m lang, unten 225 mm, oben mindestens 165 mm breit und 150 mm dick. Unter den 9,0 m langen Schienen liegen 10 Schwellen, von denen die beiden neben dem schwebenden Schienenstosse liegenden von Mitte zu Mitte 600 mm, die folgenden von diesen 900 mm und die übrigen 940 bis 945 mm von einander entfernt sind. In den geraden Strecken und den Bögen von 1000 m Halbmesser und darüber erhalten die Stosschwellen und Mittelschwellen je zwei kleine Unterlagsplatten, in den Bögen von 550 bis 1000 m Halbmesser erhält jede Schwelle 2 kleine, in den Bögen von 550 m Halbmesser und abwärts erhält jede Schwelle 2 grosse Unterlagsplatten.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues in geraden Strecken für eine Schienenlänge von 9 m beträgt:

2 Stück Schienen von 9,0 m Länge, jede 289,8 kg = 579,60 kg
 4 « Laschen, jede 5,463 kg = 21,85 «
 8 « Laschenbolzen, jeder 0,563 kg = 4,50 «
 6 « kleine Unterlagsplatten, jede 1,352 kg = 8,11 «
 40 « Hakennägel, jeder 0,250 kg = 10,00 «
 Gewicht des Eisenwerkes für ein 9 m langes Gleis = 624,06 kg
 « « « « « 1 « « « = 69,34 «

Zu 2. Die Schienen des Oberbaues für die Nebenbahnen sind 9,0 m lang, 115 mm hoch, im Fusse 90 mm, im Kopfe 53 mm breit und im Stege 10 mm dick. Die Anlageflächen für die Laschen haben die Neigung 1:4, und das Gewicht der Schienen für ein lfd. m ist 24,33 kg. Die Laschen sind, ähnlich wie bei dem Oberbau für die Hauptbahnen, Winkelaschen mit unterem Ansatz, 500 mm lang; die äusseren wiegen 6,64 kg, die inneren 6,70 kg. Die Entfernung der mittleren Bolzenlöcher von Mitte zu Mitte beträgt 130 mm, die der äusseren von diesen ebenfalls 130 mm. Die Laschenbolzen haben einen Durchmesser von 20 mm und ein Gewicht von 0,44 kg. Die Unterlagsplatten sind 152 mm lang, 100 mm breit und 10 mm dick, haben einen 4 mm hohen Rand, zwei versetzte runde Löcher für Schienenschrauben und ein Gewicht von 1,22 kg. — Die Schienenschrauben sind 151 mm lang, 19 mm stark und wiegen 0,34 kg. — Die hölzernen Schwellen sind 2,3 m lang, unten

230^{mm}, oben mindestens 160^{mm} breit und 150^{mm} dick. Unter den 9^m langen Schienen liegen 10 Schwellen, von denen die neben dem schwebenden Schienenstosse liegenden von Mitte zu Mitte 600^{mm}, die folgenden von diesen 900^{mm} und die übrigen 940 bis 945^{mm} von Mitte zu Mitte von einander entfernt sind.

Das Gewicht des Eisenwerkes dieses Oberbaues einer Schienenlänge von 9^m in den geraden Strecken beträgt:

2 Stück Schienen von 9 ^m Länge, je 219 kg	= 438,00 kg
2 « Aussenlaschen, je 6,64 kg . . .	= 13,28 «
2 « Innenlaschen, je 6,70 kg . . .	= 13,40 «
	464,68 kg

	464,68 kg
8 « Laschenbolzen, je 0,44 kg . . .	= 3,52 «
6 « Unterlagsplatten, je 1,22 kg . . .	= 7,32 «
40 « Schienenschrauben, je 0,34 kg . . .	= 13,60 «
Gewicht des Eisenwerkes für ein 9 ^m langes Gleisstück	= 489,12 kg
Gewicht des Eisenwerkes für ein 1 ^m langes Gleisstück	= 54,35 «

Die Vergleichung mit einem Oberbau vom Jahre 1867 kann weder mit einem solchen für Hauptbahnen, noch für Nebenbahnen angestellt werden, da in jenem Jahre die Oberhessischen Bahnen noch nicht ausgeführt waren.

Bestimmung des Radstandes 4achsiger Locomotiven mit gegebener Gewichtsvertheilung.

Von Ernst Krauss, Ingenieur in München.

Das rasche Entwerfen bildet heutigen Tages die Hauptaufgabe des Locomotivbauers. Beim Entwerfen zwei- oder dreiachsiger Locomotiven hat derselbe, wegen der geordneten Grundlagen, welche ihm hierbei in der Regel zur Verfügung stehen, noch mit wenig Schwierigkeiten zu kämpfen. Anders verhält es sich mit der Aufgabe, eine vierachsige Locomotive auszuführen, wenn keine genügenden Anhaltspunkte durch ein bestehendes Vorbild aufzufinden sind.

Bei dem Neuentwerfen einer derartigen Maschine sind drei Punkte zu berücksichtigen:

- 1) die Bestimmung des Gesamtgewichtes (Gewicht der Locomotive, leer und dienstfähig), welche für alle Grundformen nach gleichen Grundsätzen erfolgen kann. Hierüber sind keine Erörterungen nöthig;
- 2) die Vertheilung der Belastungen auf die einzelnen Achsen, welche bei Locomotiven mit mehr als drei Achsen verwickelter wird;
- 3) die mit dem Vorhergesagten im engsten Zusammenhange stehende Feststellung des Radstandes.

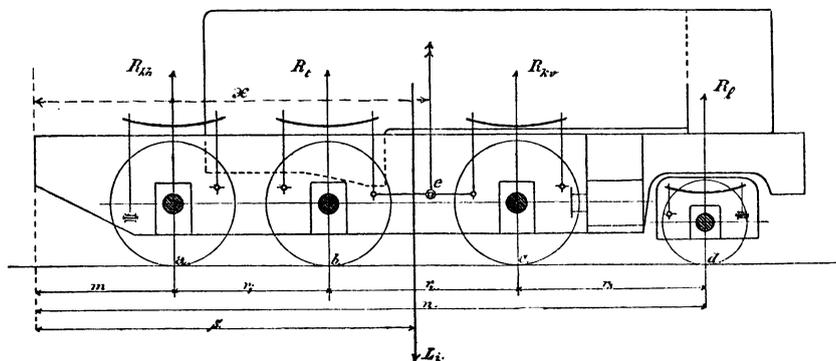
Da die Belastung der Achsen gänzlich von ihrer Stellung zu Kessel und Rahmen und ihrem Abstände von einander abhängt, übt vor Allem der Radstand den grössten Einfluss auf die Anordnung und Berechnung aus. — Es möge deshalb gestattet sein, hier ein vom Schreiber dieses selbst bei Ausführungen erprobtes Verfahren zur Auffindung des richtigen Radstandes in Kürze bekannt zu geben, wozu gleich ein Beispiel aus der Praxis entnommen werden soll, welches die Verallgemeinerung ohne weiteres zulässt.

Es sei eine 6-Kuppler-Locomotive mit beweglicher, d. h. nach dem Bogenmittelpunkte einstellbarer Laufachse zu entwerfen, wie sie aus der Grundanordnung Fig. 48 ersichtlich ist. Die Grösse der Achsbelastungen sei vorgeschrieben, ebenso dürfe der Radstand der festen gekuppelten Achsen ($r_1 + r_2$) ein gewisses Mafs nicht überschreiten.

Es bedeuten:

- G_e das Gesamtgewicht der Locomotive im Dienste;
- G_a das Reibungsgewicht;
- R_t den Raddruck der Treibachse;

Fig. 48.



- R_{kv} den Raddruck der vorderen Kuppelachse;
- R_{kh} den Raddruck der hinteren Kuppelachse;
- R_l den Raddruck der Laufachse;
- L_t die unmittelbare Last der Treibachse;
- L_{kv} die unmittelbare Last der vorderen Kuppelachse;
- L_{kh} die unmittelbare Last der hinteren Kuppelachse;

- L_l die unmittelbare Last der Laufachse;
- L_d die Summe der unmittelbaren Belastungen, $= L_t + L_{kv} + L_{kh} + L_l$;
- L_i die mittelbare oder schwingende, auf den Federn ruhende, daher auch federnde Last;
- r_1, r_2, r_3 die Einzelradstände;
- $(r_1 + r_2)$ den Radstand der gekuppelten Achsen;
- $r = r_1 + r_2 + r_3$ den Gesamtradstand.

Darnach ergibt sich von selbst:

$$G_e = R_t + R_{kv} + R_{kh} + R_l;$$

$$G_e = G_a + R_l;$$

$$G_a = R_t + R_{kv} + R_{kh};$$

$$L_i = G_e - L_d.$$

Ist ein Entwurf angefertigt und die Gewichtsrechnung mit der Schwerpunktsbestimmung der mittelbaren Last durchgeführt, dann dürfen von obigen Grössen als gegeben bezeichnet werden:

$$L_t, L_{kv}, L_{kh}, L_1, L_i, G_e, G_a$$

und auch

$$R_t, R_{kv}, R_{kh}, R_1,$$

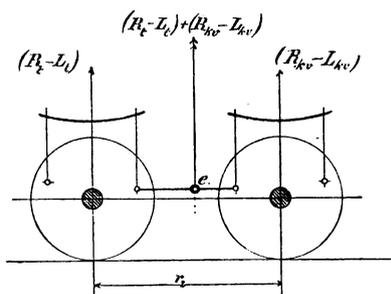
kann man, den gestellten Anforderungen entsprechend, vorläufig annehmen.

Bei den in Frage stehenden Locomotiven sind meist zwei Achsen durch Längshebel verbunden. Die Stützpunkte vermindern sich dadurch theoretisch um ein Paar, es sind also für die Rechnung nur drei Doppelstützpunkte der mittelbaren Last in Betracht zu ziehen. Der Drehpunkt e der Längshebel ist selbstredend so zu wählen, dass er im Mittelkraftsloth der mittelbaren Belastungen $(R_t - L_t)$ und $(R_{kv} - L_{kv})$ der ihm zugehörigen Achsen liegt (Fig. 49). Auf diesem Zusammenfassen der beiden innen liegenden Achsbelastungen in ihre Mittelkraft beruht das zu beschreibende Verfahren zur Auffindung des Radstandes, wobei also Längshebel nicht unbedingt vorhanden sein müssten.

Erfahrungsgemäß hängt die Entfernung der Hebelachsen wesentlich von der Ausbildung der Einzeltheile ab, weshalb r_2 als unveränderlich anzusehen ist.

Man denke sich nun die Punkte a und d festgehalten, während die in Fig. 49 dargestellte Radgruppe, beziehungsweise

Fig. 49.



die Belastungen, welche im Punkte e vereinigt sind, verschoben werden. Nach der jeweiligen Lage von e werden sich dann die einzelnen Raddrücke ändern. Nimmt man daher die Kräfte $(R_{kh} - L_{kh})$ und $(R_1 - L_1)$ in der verlangten Grösse an, so wird der Punkt e mit der durch ihn gehenden Kraft $(R_t - L_t) + (R_{kv} - L_{kv})$ eine ganz bestimmte Entfernung x von einem anzunehmenden Momentendrehpunkte haben müssen, um die vorschriftsmässigen Bedingungen betreffs der Raddrücke zu erfüllen.

Die Raddrücke sollen betragen: an den hinteren Kuppelrädern R_{kh} , an den Treibrädern R_t , an den vorderen Kuppelrädern R_{kv} , an den Laufrädern R_1 , woraus sich die mittelbaren Belastungen bestimmen zu:

$$R_{kh} - L_{kh}, R_t - L_t, R_{kv} - L_{kv}, R_1 - L_1.$$

Nur mit diesen Letzteren hat man es zu thun, weil die un-mittelbaren Belastungen sich durch Verschiebung der Achsen nicht ändern, und insoferne nur der Schwerpunkt der schwingenden Last die Raddrücke durch seine Lage beeinflussen kann.

Die Momentengleichung sämmtlicher Kräfte, im vorliegenden Falle die der mittelbaren Achsbelastungen, um den in der Entfernung m (Fig. 48) hinter der hinteren Kuppelachse angenommenen Drehpunkt lautet sodann:

$$(R_{kh} - L_{kh}) \cdot m + \{(R_t - L_t) + (R_{kv} - L_{kv})\} x + (R_1 - L_1) \cdot n - L_i \cdot s = 0,$$

woraus sich die einzige Unbekannte sofort bestimmt,

$$x = \frac{L_i \cdot s - (R_{kh} - L_{kh}) \cdot m - (R_1 - L_1) \cdot n}{(R_t - L_t) + (R_{kv} - L_{kv})}.$$

Durch Einsetzen des Werthes von L_i erhält man

$$x = \frac{(G_e - L_d) \cdot s - (R_{kh} - L_{kh}) \cdot m - (R_1 - L_1) \cdot n}{(R_t + R_{kv}) - (L_t + L_{kv})}.$$

Sollen die Raddrücke der Treib- und Kuppelräder einander gleich sein, d. h.

$$R_t = R_{kv} = R_{kh} = \frac{G_a}{3}$$

so besteht:

$$x = \frac{G_a \left(s - \frac{m}{3} \right) + (R_1 - L_d) \cdot s + L_{kh} \cdot m - (R_1 - L_1) \cdot n}{2 \frac{G_a}{3} - (L_t + L_{kv})}$$

Ist x nach einer der obigen Formeln berechnet und man wählt die im vorliegenden Falle bequemste dazu, stimmt ferner dessen Werth mit dem gezeichneten Entwurfe überein, dann ist die Berechnung als abgeschlossen zu betrachten, indem die Einzelradstände r_1, r_2, r_3 sich sofort ergeben. — Stellt sich dagegen eine Abweichung der Abmessungen heraus, und zwar in der Weise, dass der feste Radstand über das zulässige Maß vergrössert wird, so brauchen nur die Abstände m und n ganz oder theilweise nach dem Gefühle geändert und wieder in Rechnung gezogen zu werden. Andernfalls dürfte man ungehindert die beiden zu e gehörigen Achsen in die rechnermässige gefundene Stellung verbringen. Die Verschiebung der Achsen bedingt zwar auch eine Veränderung in der Lage des Schwerpunktes der mittelbaren Last, die jedoch gewöhnlich sehr klein ausfällt und vernachlässigt werden kann.

Sollte dies nicht zutreffen, so lassen sich ohne Schwierigkeit die erforderlichen Berichtigungen einführen.

Zweifellos ist schon durch die einmalige Berechnung auf die denkbar einfachste Weise ein zuverlässiges Bild der Beziehungen der einzelnen Achsstände, sowie des Raddruckes zum Maschinenschwerpunkte geschaffen, und es besteht kein Hinderniss, bis zum äussersten Genauigkeitsgrade zu gehen. Der im Entwerfen geübte Maschinenbauer ist mithin in den Stand gesetzt, über den Radstand seiner Maschine in kürzester Zeit Aufschluss zu erhalten.

München, im April 1888.

Ueber Mineral-Schmieröle.

Von J. Grossmann, Ingenieur in Wien.

Unter obigem Titel ist von Herrn Dr. Schädler im dritten Hefte dieser Zeitschrift*) ein Aufsatz veröffentlicht worden, mit welchem mehrere von Herrn Dr. Treumann gelegentlich eines Vortrages über diesen Gegenstand ausgesprochene Ansichten widerlegt werden sollen. Obgleich wir dieser Widerlegung in einigen Punkten beipflichten, so sind in derselben andererseits doch auch Bemerkungen enthalten, welche mit den praktischen Ergebnissen der Verwendung von Mineralschmierölen nicht im Einklange stehen.

Da ferner in dem Vortrage des Herrn Dr. Treumann**) Ansichten ausgesprochen sind, welche noch keine sachgemäße Beurtheilung erfahren haben, oder bei deren Widerlegung die praktischen Bedürfnisse der Verwendung wie die geänderten Verhältnisse der Erzeugung der Mineralschmieröle ausser Acht gelassen wurden, welche aber frei von Widerspruch bleibend in einzelnen Fällen irre führen könnten, so wird es von Nutzen sein, einige der zur Erörterung gelangten Fragen an der Hand der Bedürfnisse und Ergebnisse des Betriebes zu besprechen. Es möge gestattet sein, zunächst auf den Vortrag des Herrn Dr. Treumann, welcher zuerst veröffentlicht wurde, Bezug zu nehmen, im weiteren Verlaufe der Besprechung wird sich Gelegenheit finden, auf die Einwendungen des Herrn Dr. Schädler zurück zu kommen.

Was in dem Vortrage des Herrn Dr. Treumann sogleich auffallen muss, ist der Umstand, dass er bei der Besprechung der Eigenschaften der mineralischen Schmieröle auch noch Oelarten in's Auge fasst, welche vor 6 bis 7 Jahren im Gebrauche waren, jetzt aber kaum mehr verwendet werden. Es heisst diesbezüglich unter anderem:

»In zahlreichen Fällen werden dünnflüssige Mineralöle, gemischt mit fetten Oelen vegetabilischen Ursprunges, mit bestem Erfolge verwendet. Der Zusatz von fetten Oelen bezweckt hierbei nicht nur eine Erhöhung der Zähflüssigkeit des Gemisches an sich, sondern erfolgt auch in der Absicht, dass das Gemisch mit zunehmender Wärme eine nicht allzu grosse Herabminderung des ursprünglichen Zähflüssigkeitsgrades erleide. Auch auf den Eisenbahnen ist aus den eben angeführten Gründen die Verwendung eines Gemisches von Mineralöl mit fetten Oelen vegetabilischen Ursprunges als zweckmässig befunden worden.«

Die Oelgemische, welche der Vortragende hier im Auge hat, sind in den siebziger und zu Anfang der achtziger Jahre hergestellt und von den Eisenbahnen vielfach namentlich zum Schmieren der Wagen-Achslager verwendet worden. Der Zusatz von Pflanzen-Oelen erfolgte aus dem zwingenden Grunde, weil die zur Herstellung von Schmierölen damals gebrauchten mineralischen Rohöle, d. h. die sogenannten Braunkohlen- und Schieferöle, für den gedachten Zweck viel zu dünnflüssig waren.

Diese Schmieröle sind aber seit einer Reihe von Jahren fast vollständig verdrängt worden von jenen Mineralölen, welche aus den bei der Petroleumerzeugung entstehenden Rückständen hergestellt und in mehr oder minder gereinigtem Zustande in den Handel gebracht werden. Diese Schmieröle besitzen an sich schon einen hinreichenden Grad von Zähflüssigkeit und bedürfen eines Zusatzes von Pflanzen-Oelen nicht. Es haftet dagegen einem grossen Theile dieser Schmieröle und zwar den billigeren, unter dem Sammelnamen »Vulcanöl« bekannten dunklen Oelen der Mangel an, dass sie nicht ganz rein sind, weshalb sie denn auch nicht zu allen Schmierzwecken verwendet werden können. Der Process, durch welchen die Rückstände von der Petroleum-Destillation zu Schmierölen dieser Gattung verarbeitet werden, besteht nämlich zumeist nur darin, die leichtflüchtigen Kohlenwasserstoffe zu entfernen, eine Behandlung der Rückstände mit Schwefelsäure und Natronlauge findet nicht statt, die gewonnenen Schmieröle enthalten daher je nach der Beschaffenheit der Rohöle noch gewisse den Schmierzwecken unzuträgliche Bestandtheile beigemischt. Für manche Zwecke jedoch und zwar überall dort, wo die Zuführung des Oeles in überreichlicher Menge durch Schmierpolster, Wolle oder Lindenholzspäne erfolgt, leisten sie ganz befriedigende Dienste.

Wenn Mineralöl der gedachten Beschaffenheit hier und da noch mit Pflanzen-Oel versetzt wird, so geschieht es nicht zu dem Zwecke, um das Oel durch den Zusatz überhaupt erst tauglich zu machen, sondern in der Absicht, das auf diese Weise erhaltene Oelgemisch den gesteigerten Anforderungen dienstbar zu machen, welchen unter gleichen Umständen nur ein höherwerthiges Oel zu entsprechen vermag. Ob diese Absicht in allen Fällen, wo von einem derartigen Oelgemische Gebrauch gemacht wird, auch erreicht wird, möge dahin gestellt bleiben; denn wenn der technische Erfolg zur Noth auch erreicht wird, so bleibt doch das wirtschaftliche Ergebnis fast immer hinter den Erwartungen zurück. Aus diesem Grunde wird denn auch von derartigen Oelgemischen nur ganz vereinzelt Gebrauch gemacht, und die meisten Bahnverwaltungen ziehen es vor, überall dort, wo die ungereinigten Oele nicht entsprechen, zu einem mit Chemikalien gereinigten oder destillirten Erzeugnisse zu greifen.

An einer anderen Stelle bespricht Herr Dr. Treumann das Verhalten der Mineralöle bei niedrigen Wärmegraden und die Anforderungen, welche diesbezüglich vom Betriebe gestellt werden. Er äussert sich über diesen Punkt wie folgt:

»Will man für die Grossabnahme, also für den Eisenbahnbedarf billige Oele beziehen, so ist es nicht möglich, gleichzeitig hohe Anforderungen an den sogenannten Entflammungspunkt und an den sogenannten Kältepunkt zu stellen, wie denn ein und dasselbe Oel schon mit Rücksicht auf die wechselnde Zähflüssigkeit nicht mit gleichem Erfolge in den Sommer- und Wintermonaten zu gebrauchen ist. Man hat deshalb früher schon den Vorschlag gemacht, Winter- und Sommeröl getrennt

*) Organ 1888, Seite 108.

**) Glaser's Annalen No. 249 u. 250.

»zu beschaffen. Allein die Ausführung dieser Mafsregel zeigt »sich für den Abnehmer mit grossen Unzutraglichkeiten verknüpft, da man bei der Ausschreibung der Oele die in Deutschland ja sehr schwankenden Witterungsverhältnisse nicht voraussehen und deshalb nicht genau feststellen kann, welche Menge »an Winteröl und an Sommeröl ausgeschrieben werden soll. Eine »Folge hiervon ist, dass Sommeröl häufig in den kälteren Monaten zur Verwendung gelangen muss, und umgekehrt. — Da »unter den in Deutschland obwaltenden Witterungsverhältnissen »die Monate von heisser und gemässiger Temperatur der Zahl »nach vorwiegen, so würde es sich vielleicht empfehlen, ausschliesslich Sommeröl zu beschaffen und dasselbe durch geeignete Zusätze von Petroleum oder anderen dünnflüssigen Mineralölen zum Gebrauche in der Winterzeit geeignet zu machen, »— immer vorausgesetzt —, dass man von der Innehaltung »der Vorschrift über den sogenannten Entflammungspunkt Abstand und in erster Linie darauf Bedacht nehmen will, billige »Mineralöle zu beschaffen.«

Zu diesem Theile des Vortrages des Herrn Dr. Treumann ist zu bemerken, dass die Unterscheidung in Sommer- und Winteröle, bezw. die Beschaffung und Verwendung eines zähflüssigeren Oeles in den Sommermonaten und eines leichtflüssigeren in den Wintermonaten ihre Wichtigkeit und Nothwendigkeit verloren hat, seit an Stelle der dünnflüssigen, mit Pflanzenölen versetzten Mineralöle die aus den Rückständen der Petroleum-Destillation hergestellten dickflüssigeren Mineralöle in Gebrauch genommen wurden. In den Lieferungsbedingungen der Eisenbahnverwaltungen findet sich wohl noch hier und da die Bezeichnung »Winteröl« und »Sommeröl« vor und es werden auch hinsichtlich des Erstarrungspunktes, sowie des Entflammungspunktes dieser Oele besondere Anforderungen gestellt; allein diesen aus einer früheren Zeit überkommenen Ansprüchen ist heute kaum mehr ein thatsächlicher Werth beizumessen, und diese Bedingung ist denn auch von einzelnen Verwaltungen bereits fallen gelassen worden. Die Erfahrung hat nämlich gezeigt, dass die überwiegende Anzahl der in der letzten Zeit in den Handel gebrachten Mineralöle sowohl hinsichtlich des Erstarrungspunktes als des Entflammungspunktes allen Anforderungen entsprechen, welche an dieselben für den Gebrauch im Sommer einerseits und im Winter andererseits billigerweise gestellt werden können. Die meisten dieser Mineralöle erstarren erst unter dem Gefrierpunkte (bei -5 bis 10°C.) und zeigen auch hinsichtlich des Entflammungspunktes ein befriedigendes Verhalten, indem sie erst bei 140°C. und darüber brennbare Gase auszustossen beginnen. Es kann daher dem Abnehmer bei der grossen Menge der heutzutage angebotenen Oelsorten nicht schwer fallen, ein zur Sommer- und Winterszeit gleich brauchbares Oel zu wählen, zumal auch der Kostenpunkt hier nicht in Betracht kommt, indem Oele von der gedachten Beschaffenheit zu gleichen oder doch nur wenig höheren Preisen angeboten werden, als solche, welche diese Eigenschaften nicht, oder doch in geringerem Grade besitzen. Es liegt also für den Gebrauch von Mineralölsorten, welche schon bei $+6^{\circ}\text{C.}$ und darüber starr werden, wie es z. B. bei den Elsässer Rückständen der Fall ist, keinerlei Nothwendigkeit vor, es sei denn, dass Gründe wirtschaftlicher Art hierfür mafsgebend sind,

gegenüber welchen die Frage der Zweckmässigkeit freilich zumeist verstummen muss.

Unter diesen Umständen erweist sich der von Herrn Dr. Treumann gemachte Vorschlag, Schmieröle mit verhältnissmässig hohem Erstarrungspunkte durch Zusätze von Petroleum oder anderen dünnflüssigen Mineralölen für den Gebrauch im Winter tauglich zu machen, als unzweckmässig; denn einmal wird, wie schon Herr Dr. Schädler in seiner erwähnten Entgegnung ausgeführt hat, der Erstarrungspunkt eines solchen Gemisches nicht wesentlich herabgedrückt und auf der anderen Seite werden die Kosten des Schmiermittels durch derartige Zusätze derart erhöht, dass sich die Anschaffung eines für den Sommer und Winter gleich gut verwendbaren Oeles selbst dort lohnen würde, wo dieses nur zu einem höheren Preise erhältlich sein sollte.

Die am Schlusse seines Vortrages von Herrn Dr. Treumann gemachte Aeusserung, dass der Gebrauch der billigen mit Chemikalien nicht gereinigten Oele, welche mit Schwefelsäure geschüttelt diese dunkel färben, die gefürchteten Unzutraglichkeiten nicht im Gefolge gehabt haben, ist von Herrn Dr. Schädler in dem erwähnten Aufsätze im dritten Hefte dieser Zeitschrift bestritten worden. Derselbe spricht sich hierüber folgendermassen aus:

»Es scheint dem Vortragenden unbekannt geblieben zu »sein, wie seit Jahren so auch bei dem derzeitigen Gebrauche »von Mineralschmierölen von den deutschen Eisenbahn-Verwaltungen überhaupt ganz überwiegend Mineralöle, welche nicht »mit Chemikalien gereinigt sind, zur Anschaffung und Verwendung gelangen, wie ja auch die bei unseren deutschen Bahnen »im Gebrauche befindlichen Rückstände aus russischer Naphta »zu den nicht mit Chemikalien gereinigten Schmierölen gehören. »Wenn Treumann bezüglich der mit Schwefelsäure nicht behandelten Mineralöle äussert, dass solche nicht behandelten »Oele häufig beim Schütteln mit Schwefelsäure die Säure braun »bis schwarz färben, aber darüber im Zweifel lässt, welche »unter solchen nicht behandelten Oelen nun eigentlich diese »Eigenschaft besitzen, so liegt in der allgemeinen Ausführung »des Versuches hier eben der Fehler und die Gefahr falscher »Schlussfolgerung. Bei Verwendung nicht mit Chemikalien gereinigter Mineralöle sind sehr gute Erfolge erzielt, es sind dies »aber auch zumeist Oele, welche beim Schütteln mit Schwefelsäure von $1,53$ Einheitsgewicht selbst bei 100° die Säure »nicht stark färben. Diejenigen Oele, welche bei solchen Versuchen und namentlich schon bei geringeren Wärmegraden die »Säure braun oder schwarz färben, sind, ob sie zu niederen »oder hohen Preisen angeboten werden, als erheblich asphaltartige Bestandtheile enthaltend zu betrachten. Die Beschaffung »bezw. Anwendung solcher Oele erscheint aber um so bedenklicher, als die starke Färbung der Säure nur anzeigt, dass »überhaupt beträchtliche Mengen asphaltartiger Bestandtheile »vorhanden sind, nicht aber auch den Grad dieser Verunreinigung.«

Dass der Gebrauch nicht mit Chemikalien gereinigter Oele und zwar auch solcher, welche beim Schütteln mit Schwefelsäure diese dunkel färben, bedenklich sei, ist durch die jahrelange anstandslose Verwendung solcher Oele zum Schmieren der Achs-

lager der Eisenbahnwagen längst widerlegt. Obwohl wir daher der Entgegnung des Herrn Dr. Schädler in diesem Punkte nicht beipflichten können, so bedarf doch auch die Behauptung des Herrn Dr. Treumann eines einschränkenden Zusatzes.

Es ist ja richtig, dass die billigen nicht gereinigten Mineralöle und zwar auch solche, welche mit Schwefelsäure geschüttelt, diese dunkel färben, seitens der Eisenbahnverwaltungen verwendet werden, allein es darf nicht unerwähnt bleiben, dass sich die Mineralöle der gedachten Beschaffenheit ohne Anstand doch nur dort verwenden lassen und dass dieselben vorherrschend dort auch nur verwendet werden, wo das Oel den Gleitflächen durch Schmierpolster, Wolle oder Lindenholzspäne in überreichlicher Menge und an vielen Berührungspunkten zugeführt wird, wie es bei den Achslagern der Eisenbahnwagen der Fall ist. Das Gleiche gilt aber nicht von zahlreichen anderen Schmierstellen, solchen nämlich, bei welchen die Zuführung des Oeles zu den Gleitflächen tropfenweise mittels Schmierdocht erfolgt, wie es bei den Stangen- und Steuerungslagern der Locomotiven der Fall ist. Hier hat sich das ungereinigte Oel nicht in dem gleichen Mafse bewährt, wie in den vorerwähnten Fällen, und zwar hat sich gezeigt, dass die enthaltenen Unreinigkeiten und fremden Stoffe die Schmierdochte verstopfen, in Folge dessen die Oelzuführung unzureichend wurde oder auch ganz aufhörte. Es mussten daher bei den Versuchen mit solchen Oelen die Schmierdochte öfter erneuert werden; allein auch durch diese Mafsregel konnten die erwähnten Nachteile nicht völlig gehoben werden, es bedurften, um die regelmässige Versorgung der Lager mit Oel zu bewirken, die Schmierdochte einer oftmaligen Auflockerung, welche eine besondere Aufmerksamkeit und Sorgfalt von Seiten der Maschinenmannschaften voraussetzt und jedenfalls eine Vergeudung des Schmieröles zur Folge hat. Aus diesem Grunde wird denn auch von vielen Bahnverwaltungen für die letzteren Zwecke ein besonderes Maschinenöl, d. i. ein mit Chemikalien gereinigtes oder destillirtes Erzeugnis verwendet. Es ergibt sich hieraus die Folgerung, dass für die Wagenlager ein billiges, mit Chemikalien nicht gereinigtes Mineralöl, für die Locomotiven und zwar für die kalten Theile derselben ein gereinigtes Mineralöl am Platze ist. Wird nun berücksichtigt, dass sich die meisten Bahnverwaltungen zum Schmieren der mit dem Dampfe in Berührung stehenden Maschinenteile, d. i. der Kolben und Schieber und deren Stopfbüchsen, sich eines Pflanzenöles und zwar zumeist des entsäuerten Rüböles bedienen, und dass der Verbrauch dieses Schmiermittels ein namhafter ist, so dürfte auch die von Herrn Dr. Treumann an mehreren Stellen seines Vortrages gemachte allgemeine Aeusserung, dass sich die Bahnverwaltungen zum Schmieren der Eisenbahnfahrzeuge der billigen Mineralöle von vergleichsweise geringem Schmierwerthe bedienen, widerlegt sein. Die Eisenbahnverwaltungen bedienen sich der billigen Mineralöle eben dort, wo die Bedingungen für die Verwendung von ungeeigneten Oelen erfüllt sind; sie benützen höherwerthige gereinigte Oele, wo solche mit Rücksicht auf die bestehenden Lagereinrichtungen erforderlich sind und sie verwenden für die im Dampfraume bewegten Maschinenteile Pflanzenöle, weil diese den hohen Wärmegraden dieser Theile besser widerstehen.

Es erübrigt nun noch der Anforderung Erwähnung zu thun, welche in Bezug auf die Bestimmung des Zähflüssigkeits-

grades gemacht wurden. Diesfalls ist von Herrn Dr. Treumann geäussert worden, »dass unter den Mineralschmierölen, »welche eine den bei dem Verbräuche obwaltenden Wärme- und »Druckverhältnissen entsprechende Zähflüssigkeit besitzen, und »diese Zähflüssigkeit mit zunehmender Wärme möglichst wenig »verändern, demjenigen der Vorzug zu geben sei, welches an »und für sich die niedrigste Zähflüssigkeit aufweist. Es würde »somit darauf ankommen, zu ermitteln, welche niedrigste Zäh- »flüssigkeit die verschiedenen Gebrauchszwecke nach den ob- »waltenden Wärme- und Druckverhältnissen zulassen; leider »gebracht es an derartigen Ermittlungen zur Zeit noch voll- »ständig, und soweit Versuche hierüber vorliegen, wird eine »allgemeine Verwerthung durch den Mangel eines einheitlichen, »allseitig als mafsgebend angenommenen Zähflüssigkeitsmessers »beeinträchtigt.«

Diese Aeusserung lässt bei ihrer allgemeinen Fassung die Deutung zu, dass auch bezüglich der bei den Eisenbahnen im Gebrauche stehenden Schmieröle die Grenze der Zähflüssigkeit, welche für einen gewissen Verwendungszweck zulässig erscheint, noch nicht ermittelt worden ist; nun herrscht aber grade über diesen Punkt hinreichende Klarheit, freilich mehr auf Seite der Abnehmer, als auf der der Erzeuger und Händler. Es hat sich nämlich herausgestellt, dass sich zum Schmieren der kalten Theile der Locomotiven diejenigen Mineralöle am besten eignen, deren Zähflüssigkeit jener des entsäuerten Rüböles am nächsten liegt, weshalb denn auch bei der Sicherstellung des Bedarfes an solchen Mineralölen von vielen Bahnverwaltungen nur solche Muster berücksichtigt werden, welche dieser Bedingung entsprechen. In den Lieferungsbedingungen der Eisenbahnverwaltungen ist diese Bedingung nicht verzeichnet, wie denn überhaupt die auf die Beschaffenheit Bezug habenden Vorschriften meistens sehr allgemein gehalten sind. Vielleicht ist dieser Umstand Schuld daran, dass von Seiten mancher Erzeuger und Händler für diesen Zweck Mineralöle angeboten werden, welche wegen ihres dickflüssigen Zustandes von vornherein ausgeschlossen werden müssen.

Dass die bei den Locomotiven obwaltenden Umstände ein Schmieröl von dem gleichen oder nahezu gleichen Zähflüssigkeitsgrade wie der des Rüböles bedingen, ergibt sich übrigens schon aus einem kurzen Rückblicke auf die Geschichte der Schmiermittel. Als um die Mitte der sechziger Jahre die Mineralschmieröle bei den Achslagern der Eisenbahnwagen in grösserem Umfange in Verwendung genommen wurden, fehlte es nicht an Versuchen, solche Oele auch zum Schmieren der kalten Theile der Locomotiven zu gebrauchen. Die Ergebnisse dieser Versuche waren, wie allgemein bekannt ist, keine günstigen, und es ist darum auch zur umfangreicheren Verwendung dieser Oele oder auch nur zu umfangreicheren Versuchen mit denselben nicht gekommen. Späterhin wurden die Versuche wieder aufgenommen, aber auch bald wieder eingestellt, und so kam es, dass, während die Achslager der Wagen schon an fünfzehn Jahre mit Mineralöl geschmiert wurden, dieses Schmiermittel sich bei den Locomotiven nicht einzubürgern vermochte. Die Ursache lag darin, dass die damaligen Mineralschmieröle, zu deren Herstellung die früher erwähnten Braunkohlen- und Schieferöle benutzt wurden, zu dünnflüssig waren und dass ihnen selbst durch Versetzen mit Rüböl noch nicht der erforderliche Zähflüssigkeitsgrad beigebracht werden konnte.

Erst als zu Anfang dieses Jahrzehntes die Versuche mit Mineralöl zum Schmieren der Locomotiven der hohen Rübölpreise wegen wieder aufgenommen wurden, und mittlerweile die zähflüssigeren, aus den Rückständen der Petroleumdestillation erzeugten Mineralöle an die Stelle der Braunkohlen- und Schieferöle getreten waren, wurden bessere Ergebnisse erzielt, und seit jener Zeit wird Mineralschmieröl in fortschreitend grösserem Umfange zum Schmieren der Locomotiven benützt. Aufgemuntert durch diese Erfolge glaubten nun einige Oelerzeuger, die Tauglichkeit ihrer Erzeugnisse dadurch noch erhöhen zu sollen, dass sie den Zähflüssigkeitsgrad steigerten und zwar weit über jenen des Rüböles hinaus, und es giebt jetzt noch Erzeuger, welche in Unkenntnis über die erforderlichen Eigenschaften eines guten Locomotivöles, solche Erzeugnisse anbieten. Ueberall aber, wo solche Oele in Gebrauch genommen wurden, haben sich Anstände ergeben und die Erzeugung und Empfehlung solcher Oele war weit mehr geeignet, den guten Urtheilen über dieselben Abbruch zu thun, als ihnen Vorschub zu leisten. Nur dort, wo darauf gesehen wurde, dass der Zähflüssigkeitsgrad die mehrfach erwähnte Grenze nicht überschritt, waren die Erfolge durchaus befriedigende.

Bei den Mineralölen für die Achslager der Wagen ist die Einhaltung des gleichen Zähflüssigkeitsgrades wünschenswerth, doch keineswegs in dem Mafse nothwendig, wie bei den Maschinenölen, und es kann dieser Zustand innerhalb mälsiger Grenzen nach oben sowohl wie nach unten schwanken, ohne dass hieraus Unzuträglichkeiten irgend welcher Art entstünden.

Da es nun, wie aus dem Gesagten erhellt, die Eisenbahnverwaltungen keineswegs mit sehr dickflüssigen Schmierölen zu thun haben, so ist auch nicht einzusehen, warum nicht der Engler'sche Viscositätsmesser mit Erwärmungsmantel, der für nicht zu langsam ausfliessende Oele hinreichend genaue Ergebnisse liefert, allen Bedürfnissen entsprechen soll; denn wenn auch die Handhabung dieser Vorrichtung namentlich dann, wenn es sich um Bestimmungen bei höheren Wärmegraden handelt,

etwas umständlich und zeitraubend ist, so kann doch dieser Umstand schon deshalb nicht ins Gewicht fallen, weil auch den anderen Vorrichtungen dieser Art der gleiche Mangel anhaftet, während jener diesen gegenüber gewisse Vortheile voraus hat und weil Vorrichtungen, welche allen Anforderungen und Wünschen entsprechen, zur Zeit nicht vorhanden sind.

Sollten diese wenigen Auseinandersetzungen dazu beitragen, über den einen oder anderen der berührten Punkte einige Klarheit zu verbreiten, so ist die Absicht des Verfassers vollkommen erreicht.

Bezüglich des vorstehenden Aufsatzes, sowie desjenigen des Herrn Dr. Schaedler in Berlin über Mineralschmieröle*) geht uns die nachfolgende vorläufige Erklärung des Herrn Dr. Treumann in Hannover mit dem Ersuchen um Abdruck zu.

»Die in dieser Zeitschrift veröffentlichte Entgegnung des Dr. C. Schaedler in Berlin auf meinen in Glaser's Annalen 1887, Bd. 21, No. 249 und 250 abgedruckten Vortrag über Mineralschmieröle enthält einerseits auf völlig missverständlicher Auffassung beruhende Ausführungen, andererseits aber unzutreffende Angaben über den Inhalt meines Vortrages selbst. Deshalb erlaube ich mir die Leser dieser Zeitschrift, welche von dem Schaedler'schen Aufsätze Kenntnis genommen haben, auf meine in Uhland's Wochenschrift für Industrie und Technik 1888, No. 12, Seite 91, in den Hauptsätzen auch in Dingler's polytechnischem Journal 1888, Seite 474 veröffentlichte Antwort, vor Allem aber auf den Wortlaut meines von Schaedler kritisirten Vortrages zu verweisen.

Auf den vorstehend veröffentlichten, einerseits die Schaedler'sche Entgegnung, andererseits aber auch einzelne Ausfüh- rungen meines oben angezogenen Vortrages kritisirenden Aufsatz des Herrn Grossmann werde ich mir demnächst ausführlich zurückzukommen erlauben.

J. Treumann.«

*) Organ 1888, Seite 108.

Die eisernen Balken-Brücken der Eisenbahnen im Betriebe, ihre Ueberwachung und deren Ergebnisse.

Von W. Fuchs, Königl. Regierungs-Baumeister zu Berlin.

(Schluss von Seite 196.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1–14 auf Taf. XXVIII.)

II. Belastungsproben.

A. Ermittlung der rechnermässigen durch Eigengewicht bezw. Probelast hervorgerufenen Durchbiegungen.

Die Ermittlung der rechnermässig zu erwartenden Durchbiegungen in Folge Belastung durch das Eigengewicht, durch den Belastungszug und durch eine die gefährdesten Theile bis zur Elasticitätsgrenze beanspruchende, gedachte Last gehört nach dem gegenwärtig gebräuchlichen Verfahren zu den umständlichsten, zeitraubendsten und theuersten Mafsregeln, wenn sie für einen brückenreichen Bezirk nachgeholt werden muss, obschon ihr schliesslicher Werth in einem recht ungünstigen Verhältnisse zur aufgewandten Mühe steht.

Deshalb dürfte es am Platze sein, hier darauf hinzuweisen, wie man zu Ergebnissen gleichen Werthes in viel einfacherer Weise gelangen kann.

Bekanntlich lässt sich das Endergebnis eines jeden Verfahrens in einem Ausdrucke nachstehender Form darstellen

$$\delta_{\max} = c \cdot \frac{M_{\max} l^2}{EJ},$$

worin δ_{\max} die grösste Durchbiegung, M_{\max} das grösste Angriffsmoment in Folge der zu Grunde gelegten Belastung, l die Stützweite, E den Elasticitätsmodul und J das Trägheitsmoment des Trägers bedeutet, während c einer Werthziffer entspricht, welche einerseits von der Art der Lastenreihe, andererseits von der Bauart des Trägers abhängt.

Es werde zunächst ein unveränderliches J über den ganzen Träger angenommen (schwerster Balken). — Dann lässt sich die zu erwartende Grösse von c in folgender Weise abschätzen.

Bestände die Last in einer Einzellast, so würde die grösste Durchsenkung sich beziffern auf

$$\delta_{\max} = \frac{4}{48} \frac{M_{\max} l^2}{EJ},$$

wäre dieselbe dagegen gleichförmig vertheilt, so würde sich ergeben

$$\delta_{\max} = \frac{5}{48} \frac{M_{\max} l^2}{EJ}.$$

Nun nähern sich die Wirkungen der Eisenbahn-Lastreihen bei kleinen Spannweiten denen der Einzellast, bei grösseren aber denjenigen der gleichförmig vertheilten Last. Wird daher

der Ausdruck $\frac{5}{48} \frac{M_{\max} l^2}{EJ}$ mit Δ bezeichnet, so muss bei der kleinsten Brücke, auf welcher nur ein Rad stehen kann,

$$\delta_{\max} = 0,8 \Delta$$

sich ergeben, wogegen bei den Brücken grösster Spannweite sich nahezu

$$\delta_{\max} = 1,0 \Delta$$

herausstellen muss, während für die dazwischen liegenden Spannweiten

$$\delta = \alpha \Delta$$

betragen muss, worin α eine zwischen 0,8 und 1,0 belegene Werthziffer bedeutet.

Wird nun unter Zugrundelegung der in der Probeanweisung für die Preuss. Staatsbahnen aufgestellten Grundsätze die Berechnung für die verschiedenen Spannweiten wirklich durchgeführt, so findet man die nachstehenden Werthe für α .

Zusammenstellung I.

Spannweite l cm	Werthziffer α bei gleichbleibendem Balkenquerschnitte.	Spannweite l cm	Werthziffer α bei gleichbleibendem Balkenquerschnitte.	Spannweite l cm	Werthziffer α bei gleichbleibendem Balkenquerschnitte.
280	0,8000	3000	0,9699	6000	0,9885
340	0,8321	3200	0,9719	6200	0,9891
400	0,8642	3400	0,9736	6400	0,9897
600	0,9100	3600	0,9754	6600	0,9903
800	0,9234	3800	0,9771	6800	0,9909
1000	0,9330	4000	0,9785	7000	0,9915
1200	0,9395	4200	0,9799	7200	0,9919
1400	0,9447	4400	0,9812	7400	0,9924
1600	0,9481	4600	0,9824	7600	0,9928
1800	0,9530	4800	0,9834	7800	0,9935
2000	0,9564	5000	0,9844	8000	0,9937
2200	0,9596	5200	0,9852	9000	0,9952
2400	0,9624	5400	0,9860	10000	0,9964
2600	0,9652	5600	0,9869	11000	0,9972
2800	0,9677	5800	0,9877		

Eine Abweichung der Lastvertheilung gegen die der Berechnung zu Grunde gelegte ist auf die Grösse von α ohne wesentlichen Einfluss, sie kommt aber in M_{\max} zur Geltung. Ist daher von irgend einem Träger bekannt, welches δ durch eine gleichmässig vertheilte Last hervorgerufen wird, so ergibt die vorstehende Zusammenstellung sofort, welches δ unter der ungünstigsten Eisenbahn-Verkehrslast zu erwarten ist.

Zur allgemeinen Lösung der Frage ist demnach noch festzustellen, welches δ bei den gebräuchlichen Trägerformen nicht gleichbleibenden Querschnittes unter einer gleichförmig vertheilten Last zu erwarten ist.

Vollwandige Träger.

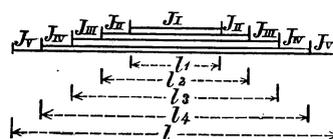
Für vollwandige Träger ist diese Ermittlung folgendermassen zu bewerkstelligen.

Die Zahl der Kopfplatten eines solchen wird nicht über 4 betragen.

Unter Zugrundelegung der in nebenstehender Fig. 50 gebrachten Benennungen findet man dann mittels einer einfachen Herleitung

$$\delta_{\max} = -\frac{M_{\max} l^2}{4 E} \left\{ \frac{5}{12 J_V} + \left(\frac{1}{J_{IV}} - \frac{1}{J_V} \right) \left[\frac{\epsilon_4}{3} (3 - \epsilon_4^2) - \frac{\epsilon_4^2}{4} (2 - \epsilon_4^2) \right] \right. \\ \left. + \left(\frac{1}{J_{III}} - \frac{1}{J_{IV}} \right) \left[\frac{\epsilon_3}{3} (3 - \epsilon_3^2) - \frac{\epsilon_3^2}{4} (2 - \epsilon_3^2) \right] \right. \\ \left. + \left(\frac{1}{J_{II}} - \frac{1}{J_{III}} \right) \left[\frac{\epsilon_2}{3} (3 - \epsilon_2^2) - \frac{\epsilon_2^2}{4} (2 - \epsilon_2^2) \right] \right. \\ \left. + \left(\frac{1}{J_I} - \frac{1}{J_{II}} \right) \left[\frac{\epsilon_1}{3} (3 - \epsilon_1^2) - \frac{\epsilon_1^2}{4} (2 - \epsilon_1^2) \right] \right\}$$

Fig. 50.



Hierin bedeutet

- ϵ_1 das Verhältnis $\frac{l_1}{l}$
- ϵ_2 " " $\frac{l_2}{l}$
- ϵ_3 " " $\frac{l_3}{l}$
- ϵ_4 " " $\frac{l_4}{l}$

Hat der zu untersuchende Balken statt vier Kopfplatten deren nur drei, zwei, eine oder keine, so setze man entsprechend $\epsilon_1 = 0$; ϵ_1 u. $\epsilon_2 = 0$; ϵ_1, ϵ_2 u. $\epsilon_3 = 0$; $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ u. $\epsilon_4 = 0$ in vorstehende Formel ein. Im letzten Falle erhält man für die Träger gleichbleibenden Querschnittes die allgemein bekannte Beziehung

$$\delta_{\max} = -\frac{5}{48} \cdot \frac{M_{\max} l^2}{EJ}$$

Hiernach lässt sich zwar für jeden einzelnen Fall δ_{\max} unschwer berechnen, gleichwohl aber ist das Verfahren noch einer erheblichen Vereinfachung fähig.

Es ist nämlich bei gleichförmig vertheilter Last für den schwersten Balken (unveränderlicher Querschnitt) wie soeben angegeben

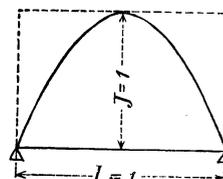
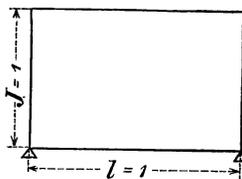
$$\delta_{\max} = \frac{5}{48} \frac{M_{\max} l^2}{EJ} = 0,104166 \dots \frac{M_{\max} l^2}{EJ}$$

Dagegen ergibt sich für den leichtesten Balken (überall gleiche grösste Beanspruchung)

$$\delta_{\max} = \frac{6}{48} \frac{M_{\max} l^2}{EJ} = 0,1250 \frac{M_{\max} l^2}{EJ}$$

Fig. 51.

Fig. 52.



Wird $l = 1$ und $J_{\max} = 1$ gesetzt, so zeigt die Fläche der Trägheitsmomente für den ersten Fall die in Fig. 51 skizzirte Gestalt eines Rechteckes vom Flächeninhalte

$$1 \cdot 1 = 1,$$

diesjenige des zweiten Falles aber die in Fig. 52 dargestellte Form einer Parabelfläche bei einem Flächeninhalte von

$$\frac{2}{3} \cdot 1 \cdot 1 = 0,6666 \dots$$

Einer Abnahme dieser Fläche von
 $1,0000 - 0,6666 \dots = 0,3333 \dots$
 entspricht daher eine Zunahme der Durchbiegung von
 $0,12500 - 0,10417 = 0,02083$
 in der Biegunsziffer, welche mit γ bezeichnet werden möge.

Die stufenweise veränderten Querschnitte ausgeführter Träger bedingen nun eine Biegung, welche zwischen diesen beiden Grenzfällen liegt.

Durch Zwischenrechnung erhält man aus diesen letzteren die nachfolgend zusammengestellten Werthziffern je nach dem Verhältnisse des Flächeninhaltes der abgestuften Trägheits-Momente f_i zu demjenigen des über den ganzen Träger gleichbleibend gedachten grössten Trägheits-Momentes F_i .

Zusammenstellung II.

$\frac{f_i}{F_i}$	γ	$\frac{f_i}{F_i}$	γ	$\frac{f_i}{F_i}$	γ
0,66667	0,12500	0,83000	0,11479	0,92000	0,10917
0,75000	0,11979	0,84000	0,11417	0,93000	0,10854
0,76000	0,11917	0,85000	0,11354	0,94000	0,10792
0,77000	0,11854	0,86000	0,11292	0,95000	0,10729
0,78000	0,11792	0,87000	0,11229	0,96000	0,10667
0,79000	0,11729	0,88000	0,11167	0,97000	0,10604
0,80000	0,11667	0,89000	0,11104	0,98000	0,10542
0,81000	0,11604	0,90000	0,11041	0,99000	0,10479
0,82000	0,11542	0,91000	0,10979	1,00000	0,10417

Mit Hülfe dieser Zusammenstellung ist nun die Berechnung der Biegung für stufenweis veränderte vollwandige Träger in einfachster Weise zu ermöglichen, was an einem Beispiele vorgeführt werden möge.

Bei einem Blechträger von 1582 cm Stützweite mit einer Gurtplatte betrage das Trägheitsmoment des Theiles ohne Gurtplatte 0,75 des grössten (mit Platte) und die Länge der Gurtplatte $l_1 = 0,5 l$ (vergl. Fig. 53).

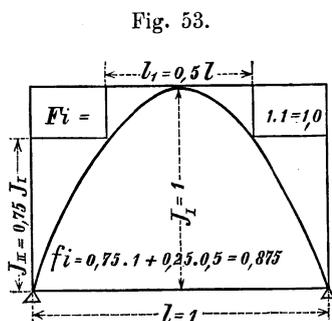


Fig. 53.

Als dann beträgt die Fläche des grössten Trägheitsmomentes $F_i = 1,0 \cdot 1,0 = 1,0$, dagegen die ausgezogene des stufenweis veränderten

$$f_i = 0,75 \cdot 1,0 + 0,25 \cdot 0,5 = 0,8750,$$

mithin $\frac{f_i}{F_i} = \frac{0,875}{1,000} = 0,875.$

Nach vorstehender Zusammenstellung II entspricht diesem Verhältnisse die Biegunsziffer

$$\gamma = \frac{0,11229 + 0,11167}{2} = 0,11198$$

für gleichmässig vertheilte Last, mithin eine grösste Durchbiegung

$$\delta_{\max}^e = 0,11198 \frac{M_{\max}^e l^2}{EJ},$$

wobei unter M_{\max}^e das grösste Angriffsmoment aus der gleichförmig vertheilten Last zu verstehen ist.

Für die grösste Durchbiegung in Folge der Eisenbahn-Verkehrslast ist aus der Zusammenstellung I der Werth α für $l = 1582$ zu entnehmen

$$\alpha = 0,9447 + \sim \frac{9}{10} (0,9481 - 0,9447)$$

$$\alpha = 0,9480.$$

Mit Hülfe derselben erhält man nun

$$\delta_{\max}^v = \alpha \cdot \gamma \cdot \frac{M_{\max}^v l^2}{EJ} = 0,10616 \frac{M_{\max}^v l^2}{EJ},$$

worin unter M_{\max}^v das grösste Angriffsmoment zu verstehen ist, welches die nach den vorgeschriebenen Grundsätzen aufgestellte ungünstigste Probelast erzeugt.

Die genaue Berechnung unter Zugrundelegung einer bestimmten Lastenreihe liefert

$$\delta_{\max}^v = 0,1031 \frac{M_{\max}^v}{EJ}.$$

Eine Anwendung dieser Berechnungsart auf ausgeführte Beispiele der verschiedensten Stützweiten lehrt, dass die Uebereinstimmung mit den Ergebnissen der gebräuchlichen umständlichen Behandlung immer eine für alle practischen Zwecke höchst befriedigende genannt werden kann.

Die gegliederten Balken.

Auch für die gegliederten Balken lässt sich in ähnlicher Weise die Berechnung vereinfachen. — Es ist dazu nur erforderlich von jeder Trägerform:

Schwedler-, Parabel-, Halb-Parabel und Parallel-Träger, eine genügende Anzahl Beispiele möglichst verschiedener Spannweite genau durchzurechnen und an der Hand der erlangten Ergebnisse die Biegunsziffern für die verschiedenen Anordnungen zu ermitteln.

Der Kürze wegen können hier nur diese im nachfolgenden Verzeichnisse zusammengestellten Endergebnisse mitgetheilt werden.

Zusammenstellung III.

Bauart der Träger.	Durchbiegungs-Beitrag der Gliedergattungen im Verhältnisse zu der Gesamtsenkung				Grösse des Werthes γ für gleichmässig vertheilte Last in der Gleichung $\delta_e = \gamma \frac{M_{\max}^e l^2}{EJ}$.		
	des Ober- gurt o %	des Unter- gurt u %	der Steifen v %	der Bänder d %	für beide Gurte o + u	für die Wandglieder v + d	Zusammen o + u + v + d
	Parallelträger	42	23	9	26	0,1235	0,0665
Halb-Parabelträger	48	25	3,5	23,5	0,1327	0,0491	0,1818
Schwedlerträger	52	32	1	15	0,1432	0,0273	0,1705
Parabelträger	50	49	1,0		0,1858	0,0018	0,1876

Diese Werthe sind selbstverständlich Mittelwerthe aus den verschiedenen nicht ganz genau übereinstimmenden Beispielen. Indessen halten sich die Abweichungen selbst bei sehr verschiedenen Spannweiten und recht abweichenden Einzel-Ausbildungen der zur Herleitung benutzten Beispiele in sehr engen Grenzen.

Auch möge bemerkt werden, dass für den Einfluss der Verkehrslast das Verhältnis der Gliedergattungen zu einander etwas abweicht von dem für gleichförmig vertheilte Last ermittelten, aber auch dies ist für die Praxis belanglos.

Beispielsweise beträgt bei den Schwedlerträgern der Beitrag der einzelnen Gliedergattungen für gleichmäÙig vertheilte Last

$$\begin{aligned} o_e &= 52 \% \\ u_e &= 32 \% \\ v_e &= 1 \% \\ d_e &= 15 \% \end{aligned}$$

für die Probelast aber

$$\begin{aligned} o_v &= 52 \% \\ u_v &= 31 \% \\ v_v &= 1 \% \\ d_v &= 16 \% \end{aligned}$$

Der hiernach einzuschlagende Gang der Berechnung für gegliederte Balken möge gleichfalls an einem Beispiele erläutert werden.

Der Vollquerschnitt des Obergurtes eines Schwedlerträgers von 7290 cm Stützweite umfasse in der Trägermitte eine Fläche von 470 qcm, derjenige des Untergurtes eine solche von 508 qcm bei 700 cm Abstand zwischen den Gurtungsschwerlinien.

Alsdann findet man den Abstand des gemeinsamen Schwerpunktes beider Gurtquerschnitte vom Obergurte

$$\xi_o = \frac{508 \cdot 700}{470 + 508} = \sim 364 \text{ cm,}$$

und vom Untergurte

$$\xi_u = 700 - \xi_o = 336 \text{ cm.}$$

Daraus erhält man das Trägheitsmoment

$$J_{\max} = 508 \cdot 336^2 + 470 \cdot 364^2 = 120\,624\,288 \text{ cm}^4.$$

Nietabzüge für den Untergurt finden nicht statt, weil selbst bei nicht vollständiger Ausfüllung der Nietlöcher durch die Bolzenschäfte, die Wirkung der Nietköpfe vermöge der Reibung die Schwächung des Querschnittes ausgleicht.

Die vorstehend angegebene Art der Ermittlung für J ist der Herleitung der in den verschiedenen Verzeichnissen angegebenen Zahlen zu Grunde gelegt, was hiermit ausdrücklich hervorgehoben wird.

Es betrage nun das auf einen Hauptträger entfallende Gesamtgewicht des Ueberbaues 110 000 kg, das grösste Angriffsmoment daraus also

$$\frac{110\,000 \cdot 7290}{8} = 100\,240\,000 \text{ cmkg.}$$

Dann erhält man die Durchbiegung in Folge des Eigengewichtes

$$\delta_e = 0,1705 \frac{M_e^{\max} l^2}{EJ} = 0,1705 \cdot \frac{100\,240\,000 \cdot 7290^2}{2\,000\,000 \cdot 120\,624\,288} = 3,76 \text{ cm} = 37,6 \text{ mm.}$$

Die Durchbiegung δ_v aus der Probelast erhält man

$$\delta_v = \alpha \cdot 0,1705 \frac{M_v^{\max} l^2}{EJ},$$

worin für α nach der Zusammenstellung I wegen $l = 72,90$ der Werth

$$\alpha = 0,99104 + 0,45 (0,99238 - 0,99194) \\ \alpha = 0,99214 \text{ zu setzen ist.}$$

Ergibt nun eine nach der üblichen Art zusammengesetzte Probelast ein grösstes Angriffsmoment

$$M_v^{\max} = 110\,600\,000 \text{ cmkg,}$$

so erhält man

$$\delta_v = 0,99214 \cdot 0,1705 \cdot \frac{110\,600\,000 \cdot 7290^2}{2\,000\,000 \cdot 120\,624\,288} \\ = 4,12 \text{ cm} = 41,2 \text{ mm.}$$

Die genaue Berechnung unter Berücksichtigung des Einflusses jedes einzelnen Stabes ergibt

$$\delta_e = 37 \text{ mm; } \delta_v = 40,6 \text{ mm.}$$

Durchbiegung an der Elasticitätsgrenze.

Es bleibt noch zu erörtern, in welcher Weise die Durchbiegung an der Elasticitätsgrenze auszurechnen ist.

Vielfach wird hierfür einfach diejenige Durchbiegung berechnet, welche eine in der Trägermitte angebrachte Einzelast unter der Voraussetzung der Grenzspannung für die Gurte erzeugen würde.

Da es hierbei aber nur darauf ankommt zu wissen,

»um wie weit die aus der Probelast herrührende gemessene »Einsenkung anwachsen dürfe, bevor in dem meist gefährdeten Theile die Grenzspannung erreicht wird,«

so dürfte es, wenn diese Ermittlung überhaupt praktischen Werth haben soll, richtiger sein, die Frage in folgender Weise zu stellen:

»Mit welcher für die ganze Lastenreihe der Probelast gleichbleibenden Zahl darf jede Einzellast derselben multiplicirt werden, ehe in dem meist gefährdeten Theile die Grenzspannung erreicht wird.«

Bei dem unter Zusammenstellung II zu Fig. 51 bis 53 besprochenen Blechträger beispielsweise sind die Gurte die meist gefährdeten Theile. — Beträgt nun deren Beanspruchung aus dem Eigengewichte $k_e = 132 \text{ kg}$, aus der Probelast aber $k_v = 533 \text{ kg}$ und die Spannungsgrenze $G = 1500 \text{ kg}$, so dürfte die Spannung aus der Grenzlast höchstens betragen

$$Kg = 1500 - k_e = 1500 - 132 = 1368 \text{ kg,}$$

die fragliche Grenzlast dürfte also höchstens das

$$\frac{1368}{k_v} = \frac{1368}{533} = 2,6 \text{ fache}$$

der Probelast, und die Durchbiegung höchstens das 2,6fache der für die Probelast berechneten betragen.

Bei den gegliederten Balken ist der gefährdeteste Theil derjenige, für welchen sich der kleinste Werth aus dem Verhältnisse $\frac{G - k_e}{k_v}$ für die Probelast ergibt.

Bei den Parabelträgern findet derselbe sich in den Gurten, bei den Schwedlerträgern in den Gurten oder auch in den Wandbändern, während bei den Parallel- und Halb-Parabelträgern in der Regel ein Wandband den gefährdetsten Theil bildet. — Um dieselben bestimmen zu können ist daher die Kenntnis der Beanspruchungen k_e und k_v für sämtliche Stäbe erforderlich.

Bei dem unter Zusammenstellung III als Beispiel vorggeführten Schwedlerträger von 17 Feldern ist die Untergurt-

strecke des zehnten Feldes der gefährdetste Theil, ihre Beanspruchungen betragen

$$k_0 = 334 \text{ kg, } k_v = 369 \text{ kg.}$$

Es dürfte daher die Probelast um das

$$\frac{G - k_0}{k_v} = \frac{1500 - 334}{369} = 3,16 \text{ fache}$$

vergrössert werden, und die entsprechende Einsenkung auf

$$3,16 \cdot 41,6 = 130,5 \text{ mm}$$

anwachsen, ehe die Grenzspannung erreicht wird.

Auf diesem Wege lässt sich ein Urtheil über das Verhalten der Träger nach den Messungsergebnissen bilden, während die für eine Einzellast berechnete Biegung sich mit derjenigen der Probelast nicht ohne Weiteres vergleichen lässt.

B. Die Messung der Durchbiegungen.

a Ort der Messung nächst der Feldmitte.

Die Anweisungen zur Ausführung der Probelastung schreiben fast ausnahmslos vor, dass die Senkung an der Stelle ihres grössten Werthes gemessen werden soll, welche in der Regel nicht mit der Trägermitte zusammenfällt, sich aber auch nie sehr weit von derselben entfernt vorfindet. Da nun der Vergleich des Rechnungs- mit dem Messungsergebnisse für die gedachte Stelle nichts wesentlich Anderes zu Tage fördert als für einen anderen nahe der ersteren gelegenen Ort, so würde es nicht unzweckmässig sein, diese Bestimmung dahin abzuändern, dass ein für die Rechnung bzw. für die Messung möglichst bequemer Ort zu wählen sei. Dieser ist bei den vollwandigen abgesetzten sowohl, als auch mehrfeldigen Trägern in der Feldmitte, bei gegliederten Balken aber an dem dieser zunächst gelegenen Knotenpunkte zu finden.

b. Einige Mängel der gebräuchlichen Messverfahren.

Eine genaue Feststellung der Einsenkung bedingt für jeden Träger die Messung in oder nahe der Feldmitte und an den benachbarten beiden Stützpunkten, wenn dazu die gegenwärtig fast ausschliesslich verwendeten Instrumente benutzt werden sollen, welche nur für die Beobachtung des Verhaltens einer bestimmten Stelle gebaut und geeignet sind.

Für die hiernach an den beiden Auflagern aufzustellenden Vorrichtungen ist aber die Frage der Anbringung eine recht schwierige. Denn, da wie früher ausgeführt, die Auflagersteine sowohl, als auch das benachbarte Mauerwerk fast nie so sicher liegen, dass sie in Rücksicht auf die erforderliche Feinheit der Messung als zuverlässige Festpunkte für letztere gelten können, so sind zur Gewinnung zuverlässiger Ergebnisse solche Befestigungen nöthig, welche entweder ganz ausser Zusammenhang mit den Pfeilern stehen oder doch wenigstens nur ganz zuverlässige Mauerwerkstheile benutzen.

Für die Feldmitte aber ist stets eine selbstständige Befestigung erforderlich.

Diese Einrichtung birgt in sich schwere Mängel. Denn einerseits ist dabei die Aufstellung der Vorrichtungen an den Auflagern in der Mitte der Stützfläche unmöglich, sie muss in einem nahezu um 75 cm weiter nach der Feldmitte hin belegenen Punkte erfolgen, andererseits werden die kleinen Bewegungen, welchen die Gerüste in Folge ihrer Beweglichkeit

unterliegen, bei der Messung im Ergebnisse mitverzeichnet und dem Verhalten des Trägers zugeschrieben. Beide Umstände ergeben Fehlerquellen, welche bei den ohnehin sehr kleinen in Betracht kommenden Mafsen schwer ins Gewicht fallen.

Daneben sind zuverlässige Einrichtungen dieser Art sehr kostspielig, weniger zuverlässige aber zwecklos, weil trotz der bedeutenden Kosten, welche mit jeder Probelastung verbunden sind, doch kein sicheres Urtheil erreicht wird.

Daraus erklärt es sich, dass von den Messverfahren mit drei von einander vollständig unabhängigen Instrumenten keine einzige sich zu allgemeiner Anerkennung durchzuringen vermag. Es sprechen aber noch andere gewichtige Gründe mit.

Ganz abgesehen davon, dass in vielen Fällen derartige Einrüstungen, mögen sie in wirklichen Gerüsten oder in durch Gewicht und Feder gespannten Drähten bestehen, überhaupt nicht, oder doch nicht in hinreichend sicherer Weise ermöglicht werden können, bedingen dieselben einen ganz bedeutenden Zeitaufwand und eine grosse Zahl (mindestens 6 Stück) immerhin kostspieliger Messwerkzeuge.

Dieser Zeitaufwand erstreckt sich nicht nur auf die bei den Messungen erforderlichen Arbeitskräfte, sondern auch auf die Belastungsmaschinen und deren Bemannung, wodurch die Kostspieligkeit der Mafsnahmen ganz beträchtlich erhöht wird.

Der Umstand ferner, dass die Instrumente in den drei Punkten kein gleichzeitiges Bild ergeben, weil die Einsenkung der Stützpunkte im Momente des Darüberfahrens der Last in der Regel nicht übereinstimmt mit derjenigen, welche sich einstellt, wenn die beabsichtigte Laststellung in der Mitte wirklich eingetreten ist, entkleidet diese Messart jeglichen Werthes und ist die Ursache der oft geradezu widersinnigen Ablesungen, welche dabei gewonnen werden und welche in dem ausführenden Beamten trotz der ängstlichsten Gewissenhaftigkeit ein geradezu trostloses Gefühl der Unsicherheit erzeugen.

Der schwerste Vorwurf jedoch muss dieser Messart daraus gemacht werden, dass sie für die Feststellung der bleibenden Durchbiegung ganz unbrauchbar ist, was in Rücksicht auf die vielfach herrschende gegentheilige Ansicht weiter ausgeführt werden möge.

Der Genauigkeitsgrad der gebräuchlichen Messinstrumente beträgt $0,1 \text{ mm}$. Wollte man die unter einer einmaligen Probelastung etwa eintretende bleibende Durchbiegung messen, so müsste sie daher mindestens $0,1 \text{ mm}$ betragen. Bedenkt man nun, dass im Laufe eines Jahres bei mässigem Verkehre mindestens 2000 Belastungen von ähnlicher Wirkung wie die Probelast ausgeübt werden, so müsste in dieser Zeit die bleibende Einsenkung um $2000 \cdot 0,1 = 200 \text{ mm}$ anwachsen, was einem halbwegs geübten Auge ohne jedes Instrument zu erkennen möglich wäre. Solches kommt nicht vor, es muss daher, was ohnehin klar ist, das Mafs des von einer einmaligen Belastung erzeugten Zuwachses an bleibender Einsenkung weit unterhalb der Beobachtungsgrenze liegen.

Hieraus folgt ohne Weiteres, dass diese Ermittlung nur auf dem für alle solche scharfen Messungen richtigen Wege vom Grossen ins Kleine angestellt werden kann. Es muss daher in angemessenen Fristen nach sehr oft wiederholter Einwirkung der Betriebslasten ermittelt werden können, um wie-

viel sich die einmal festgestellte Höhenlage der Trägermitte gegen die der Stützpunkte verändert hat.

Insofern nachgewiesenermaßen bei einem richtig gebauten Balken dieser Zuwachs aus der einmaligen Belastung weit ausserhalb der Empfindlichkeitsgrenze jedes dazu brauchbaren Werkzeuges liegt, ist es unverständlich, wenn von einem solchen, auf dem Grundsatz einer merkbaren Verschiebung eines der messenden Theile beruhenden Werkzeuge die Anwendbarkeit für derartige Messungen verlangt wird, noch unverständlicher aber, wenn mit Hilfe derselben vermeintlich festgestellte bleibende Biegungen in die Brückenhefte eingetragen werden.

Grade die Messung der bleibenden Durchbiegung ist aber von der allereinschneidendsten Wichtigkeit für die Bildung eines Urtheiles über den betriebssicheren Zustand eines Trägers, während die Grösse der Federwirkung eigentlich keinen oder doch nur einen sehr unsicheren Schluss in dieser Hinsicht gestattet. Denn, selbst ganz abgesehen von allen weitergehenden Erwägungen, ist in dem Ausdrucke

$$\delta = c \cdot \frac{M_{\max} l^2}{EJ}$$

nicht nur die Grösse J , sondern auch E eine so dehnbare, dass man innerhalb gewisser Grenzen ausrechnen kann, was man will, weshalb eine ungenügende Uebereinstimmung zwischen Messung und Rechnung meist und zwar berechtigter Weise keine allzu grosse Unruhe verursacht.

Dagegen ist ein stetiges Wachsen der bleibenden Durchbiegung ein so gewichtiger Mafsstab für den Werth eines Trägers, dass es wohl niemals unbeachtet bleiben wird.

c. Zweckmässiger Messverfahren für grössere Brücken.

Zur Messung der bleibenden Senkung ist ein Werkzeug erforderlich, welches im Stande ist ein zuverlässiges Bild von der gleichzeitigen Höhenlage der drei in Betracht kommenden Punkte ohne Einwirkung einer Probelastung auf den Träger zu liefern. Es müssen ferner die Theile dieses Werkzeuges, um die aus der Beweglichkeit der Auflager herrührenden Fehlerquellen unschädlich zu machen, auf unwandelbar fest mit dem Träger selbst verbundene Unterstüzungen gestellt werden, wodurch gleichzeitig der Fortfall der theueren regelmässig wiederkehrenden Einrüstungen und der mit diesen verbundenen Störungen in der Benutzung der Brückenöffnungen erreicht wird.

Dabei müssen die drei zu vergleichenden Punkte in einer geraden Linie liegen, welche im gewichtslos gedachten Zustande des Trägers gleichlaufend mit der Verbindungslinie der beiden Stützpunkte sein, oder mit derselben zusammenfallen würde.

Es kommt dann nur darauf an, die Durchsenkung der augenblicklichen Gestalt dieser Linie gegen die ursprüngliche gerade Form zu messen, um auch die vorhandene bleibende Durchbiegung festzulegen. Diese Aufgabe kann mit der Wasserwage, wie durch Einfluchten gelöst werden.

Beide sind vom Verfasser bereits im März 1878 praktisch versucht und im Sommer 1886 im Auftrage des Königl. Eisenbahn-Betriebsamtes Berlin-Stettin einer erneuten eingehenden Prüfung hinsichtlich ihrer Brauchbarkeit unterworfen worden.

Bei den früheren Versuchen mit der Canalwage bestand die mit Wasser gefüllte Leitung aus zur Hand befindlichen

Bleiröhren, für die im Jahre 1886 angestellten hatte Herr Bauinspector Schnebel in Stargardt seine namentlich bezüglich der Ablesevorrichtung in höchst sinnreicher Weise angeordnete Vorkehrung mit Kautschuckschläuchen in dankenswerthester Weise zur Verfügung gestellt.

In Uebereinstimmung mit den bereits früher gefundenen Ergebnissen zeigte sich bei der ersten in Anwesenheit der Herren Bauinspector Schnebel, Maschineninspector Palmié und des Verfassers vorgenommenen Probe, dass zwar bei kleinen Spannweiten bis zu 10^m und bei Aufwendung sehr grosser Sorgfalt ein befriedigendes Ergebnis erreicht werden konnte, dass aber das Ausscheiden der in der Wasserfüllung enthaltenen Luft das Gesetz der verbundenen Röhren nicht in der wünschenswerthen Weise zum Ausdrucke kommen liess.

Bei Einschaltung von Schläuchen der doppelten Länge (für 20^m Spannweite) misslang der Versuch.

Die im Locomotivschuppen auf Bahnhof Stettin fortgesetzten Versuche von mehrtägiger Dauer, bei denen die Schläuche mit gleichmässig ansteigender Neigung zur Verhütung von Luftscheiteln gelagert wurden, hatten gleichfalls keinen Erfolg.

Es wurde dabei festgestellt, dass sich trotz aller aufgewendeten Vorsicht bei ganz behutsamer Füllung der Leitung noch 10 Stunden nach erfolgter Füllung Luftblasen in derselben vorfanden, und dass immer an derjenigen Stelle, an welcher zuletzt nachgefüllt worden war, der Wasserspiegel bedeutend höher stand, als an den anderen, sogar wenn nach der bekannten Höhenlage der betreffenden Punkte das Umgekehrte hätte stattfinden müssen.

In Folge dieses Ergebnisses beauftragte das genannte Kgl. Eisenbahn-Betriebsamt die Mechanische Werkstatt von Ed. Sprenger in Berlin, einen nach den Angaben des Verfassers zu gestaltenden Werkzeugsatz zur Durchführung des Einfluchtens zu fertigen.

Die Haupttheile dieser Einrichtung sind in Fig. 1—7 Taf. XXVIII dargestellt. Der Hauptgedanke der Anordnung ist der gleiche, wie bei den im Frühjahre 1878 in allerdings wesentlich einfacherer Form gebrauchten und in Fig. 9 und 10 Taf. XXVIII, sowie in der nachfolgenden Beschreibung erläuterten.

Liegen die drei Punkte a , b und c (Fig. 9, Taf. XXVIII) anfänglich in einer geraden Linie und stellt man ein um den Punkt a in senkrechter Ebene drehbares Fernrohr, dessen Dreh- und optische Achse durch a geht auf den Punkt c ein, so wird ein bestimmter Punkt eines in b aufgestellten Mafsstabes durch den wagerechten Faden des Rohres bezeichnet, welcher der Nullpunkt b_0 benannt werden möge. — Wird dann dieser Nullpunkt durch irgend eine Einwirkung gegen die Linie ac gehoben oder gesenkt, so erscheint (Fig. 10, Taf. XXVIII) irgend ein anderer Theilstrich des Mafsstabes am wagerechten Faden, durch dessen Ablesung die Grösse der Hebung oder Senkung unmittelbar festgestellt werden kann. — Da in dem Augenblicke der Beobachtung die drei Punkte a , b und c stets in unmittelbare Beziehung zu einander gebracht werden, so erhält man stets ein gleichzeitiges Bild, und wenn ferner die drei Punkte mit dem Träger selbst fest verbunden sind, so erhält man stets, wie auch die Auflager sich verhalten mögen, nur dasjenige Bild, welches allein die Gebahrung des Trägers selbst darstellt.

Der Punkt c wird durch das Zielkreuz (Fig. 6, Taf. XXVIII), der Punkt b₀ durch den Nullpunkt des nach oben und unten vom Nullpunkte aus getheilten Maßstabes Fig. 5 a u. b, Taf. XXVIII und der Punkte a durch die wagerechte Drehachse des Fernrohres Fig. 7, Taf. XXVIII bezeichnet. Alle drei Theile werden auf Kragstücken aufgestellt, welche an die Hauptträger angenietet werden, Fig. 1—4, Taf. XXVIII. — Die Oberkanten dieser Kragstücke liegen bei dem gewichtslos gedachten Träger in einer Ebene, welche gleichlaufend zu der Verbindungslinie der Stützpunkte und winkelrecht gegen die Träger-Ebene liegt. Ist daher der Träger nicht gesprengt, so bildet nach der Aufstellung diese Ebene in Folge des Eigengewichtes eine gekrümmte Fläche.

Aus dieser Anordnung ergibt sich, dass die Höhe von der Oberkante des Krageisens bis zur Drehachse des Fernrohres, bezw. zum Nullpunkte des Maßstabes oder zum Zielkreuze an den drei Punkten a, b, c die gleiche sein muss.

Um dies zu erreichen, ist jeder der drei Theile mit einem Dreifusse ausgerüstet, dessen einer Fuss fest mit der Dreifuss-Platte verbunden ist, während die beiden anderen durch gewöhnliche Stellschrauben gebildet werden.

Hierdurch ist erreicht, dass bei wagerechter Einstellung des Dreifusses die Höhe von der Spitze des festen Fusses bis zur Höhe des Visir-Punktes stets die gleiche ist.

Um diese Höhe auch bei geneigter Lage der Hauptträger zu erhalten, war es nöthig, die drei Dreifüsse mit gleicher Länge der Dreiecksseiten zu bilden, bei dem Gebrauche aber darauf zu achten, dass der feste Fuss in die beiden Stellschrauben aber beiderseits neben die Mittellinie des Krageisens gestellt werden müssen. Deshalb sind die drei Bronze-Grundplatten E (Fig. 1 u. 2, Taf. XXVIII), auf welche die Dreifüsse gesetzt werden, nur mit einer Symmetrie-Achse ausgebildet. Der schmalere Schwanztheil wird nach der Seite des Hauptträgers gekehrt und die Platte selbst durch zwei Befestigungs-Flügel-Schrauben 1 und 2 (Fig. 1 u. 2, Taf. XXVIII) in der Mittellinie des Krageisens auf letzterem befestigt, wodurch bewirkt wird, dass die Platte bei allen Messungen in stets gleicher Lage angebracht wird. Die Grundplatte hat ausserdem drei Fusspunkte, sodass sie nur in drei Punkten auf dem widerähnlich geformten Kopfe des aus \square -Eisen gebildeten Krageisens ruht (Fig. 2 u. 4, Taf. XXVIII). Zwei weitere Klemmschrauben 3 und 4 befestigen den umgebogenen Vorderrand der Platte E an den vorderen, seitlich umgebogenen Flanschen des \square -Krageisens.

Die Befestigung des Dreifusses erfolgt mittels eines für alle gleichen Stengelhakens durch ein Loch der Platte E (Fig. 2, Taf. XXVIII), dessen Spannfeder eine runde Druckscheibe zwischen den beiden Flanschen des \square -Eisens gegen den durchbohrten Steg desselben presst.

Für das Fernrohr wurde die Bedingung gestellt, dass man auf 110^m Entfernung 0,5^{mm}, auf 2,5^m aber 0,1^{mm} deutlich müsse ablesen können.

Da bei der dadurch bedingten Grösse des Rohres die Einrichtung zum Durchschlagen die Anordnung unnöthig erschwert haben würde, so wurde es umlegbar eingerichtet, wodurch die unumgänglich nöthige Prüfung der richtigen Lage der optischen

gegenüber der Drehachse in einfacher Weise ermöglicht worden ist. — Ausserdem wurden die zu einer genauen Berichtigung erforderlichen Libellen, lothrechten Theilkreisbögen, Nonien u. s. w. angebracht. Hierdurch gleicht die ganze Einrichtung derjenigen eines grossen Theodolits ohne wagerechten Theilkreis.

Bei der gewählten starken Vergrößerung kann man bei kleinen und mittleren Spannweiten unmittelbar am Maßstabe ablesen, um aber auch bei den grössten Spannweiten mit voller Sicherheit arbeiten zu können, wurde folgende Einrichtung getroffen.

Die Theilung des Gesichtsfeldes besteht in einem lothrechten und zwei eng neben einander liegenden wagerechten Fäden, der wagerechte Balken des Zielkreuzes besteht in einem 1^{mm} breiten schwarzen Streifen, welcher in der versilberten und spiegelglatt polirten Tafelfläche ausgegründet ist.

An dem Maßstabe sitzt ein mit Klemm- und Mikrometer-Vorrichtung versehener Schieber, dessen Rückseite einen Nonius für die auf der Rückseite des Maßstabes vorhandene Millimeter-Theilung bildet, während auf der Vorderseite ein gleichfalls ausgegründeter, schwarzer, wagerechter Balken angebracht ist, dessen Mitte mit dem Nullpunkte des Nonius auf der Rückseite genau übereinstimmt.

Da nun die genaue Einstellung dieser wagerechten Balken zwischen die beiden wagerechten Fäden des Rohres bei einiger Uebung selbst auf grosse Entfernungen erfahrungsmässig viel sicherer gelingt, als eine unmittelbare Ablesung, so empfiehlt sich für die grossen Spannweiten der Gebrauch dieser Einrichtung ganz besonders, aber auch bei kleineren empfiehlt er sich zur Verhütung von Ablesefehlern.

Die Dreifüsse des Zielkreuzes und des Maßstabes sind je mit einer Dosenlibelle versehen, die Obertheile beider aber um ihre lothrechte Achse drehbar eingerichtet und mit Klemmschraube versehen, damit man in der Aufstellung der drei Vorrichtungen nach Maßgabe der Beleuchtung die nöthige Freiheit behält.

Das Verfahren beim Gebrauche ist nun folgendes.

Man schraubt die drei Grundplatten E mittels je zweier Flügelschrauben in der Mittellinie der Krageisen des einen Hauptträgers fest, stellt die Dreifüsse mit dem festen Fusse nach dem Hauptträger zu so auf, dass das einfallende Licht das Zielkreuz und den Maßstab trifft, befestigt sie dann mittels der drei Stengelhaken an den Krageisen, stellt sie mit Hülfe der Libellen und der zugehörigen je 2 Stellschrauben wagerecht, legt das Fernrohr ein, richtet dasselbe auf den wagerechten Balken des Zielkreuzes, winkt alsdann den Schieber des Maßstabes so ein, dass sein Zielbalken gleichfalls in der Mitte zwischen den wagerechten Fäden des Rohres erscheint, wobei die feinere Einstellung mit Hülfe der Mikrometerschraube vorzunehmen ist, geht endlich an den Maßstab und liest den Abstand zwischen Null des Maßstabes und Null des Nonius ab. — Erhält man hierbei dasselbe Ergebnis, wie bei der vorjährigen Messung, so hat sich die bleibende Durchbiegung nicht geändert, erhält man ein grösseres Maß, so hat dieselbe um den Unterschied beider Maße zugenommen.

Will man sich überzeugen, ob die optische Achse noch richtig liegt, so legt man das Rohr um, und liest noch einmal

ab. Bleibt die Ablesung dieselbe, so ist die Achsenlage richtig und das Ergebnis ohne Weiteres brauchbar, andernfalls winkt man den Schieber noch einmal ein und erhält alsdann durch Halbierung der ersten und der zweiten Ablesung das richtige Mafs, und damit zugleich den Grad der Abweichung zwischen der wirklichen und der richtigen Achsenlage, wonach nöthigenfalls die Berichtigung derselben vorgenommen werden kann.

Nunmehr bringt man die Werkzeuge an dem anderen Hauptträger an und wiederholt den Gang.

Alsdann lässt man den Belastungszug auffahren und wiederholt das Verfahren. Die Abweichung der hierbei erhaltenen Ablesung gegen die vor der Belastung festgestellte ergibt die aus der Probelast herrührende Grösse der Einsenkung. — Dann bringt man die Messwerkzeuge wieder an den ersten Hauptträger, und stellt auch hier die elastische Durchbiegung fest.

Nunmehr lässt man den Belastungszug abfahren und beobachtet am linken und am rechten Hauptträger, ob und bezw. nach welcher Zeit die ursprüngliche Lage derselben sich wieder einstellt.

Hiermit ist dann die gestellte Aufgabe gelöst. Man kann aber auch durch Verlängerung der Fluchtlinie bis zu einem sicheren Mauerwerkstheile vor, während und nach der Belastung genau das Verhalten der Lager-Vorrichtungen, der Auflagersteine und des damit in Verbindung stehenden Mauerwerkes feststellen, und schliesslich ist man durch die mit dem Rohre verbundene, umlegbare Libelle empfindlichsten Grades in den Stand gesetzt, die Höhenlage der Stützpunkte gegeneinander genau zu ermitteln.

Die beschriebene Einrichtung hat beim Gebrauche nach dem übereinstimmenden Urtheile der damit arbeitenden Fachgenossen sehr zufriedenstellende Ergebnisse geliefert.

Es muss noch hervorgehoben werden, dass der Einfluss der Wärmewirkung auf die Einsenkung sich bemerkbar macht, weshalb es sich empfiehlt, die Messung der bleibenden Einsenkung möglichst stets bei gleichen Wärmegraden und zu solchen Zeiten vorzunehmen, in denen die Sonnenstrahlen nicht auf die Träger wirken können. Am vortheilhaftesten sind in dieser Beziehung die Morgenstunden solcher Tage, an denen die Luftwärme im Gefrierpunkte steht.

Schliesslich verdient noch bemerkt zu werden, dass sich für solche Bezirke, welche nur Träger kleinerer und mittlerer Spannweiten enthalten, vorhandene gute Theodolite durch Einfügung zweier wagerechter Fäden in das Fadenkreuz, sowie durch Ersatz der einen Stellschraube durch einen festen Fuss in zweckmässige Biegemesser umwandeln lassen.

Da alsdann nur noch der Mafsstab und das Zielkreuz zu beschaffen bleiben, welche zusammen höchstens 300 Mark kosten, so stellen sich die Beschaffungskosten sogar niedriger als diejenigen anderer Werkzeuge.

d. Vorthelle dieses Verfahrens.

Die Messungs-Ergebnisse liefern ein Bild des gleichzeitigen Verhaltens der in Betracht kommenden Trägerpunkte für den Augenblick der Beobachtung, sind vollständig unabhängig vom Verhalten der Lager und von den damit verbun-

denen Fehlerquellen, enthalten also nur die wirkliche Biegung des Trägers.

Gleichzeitig aber bietet das Verfahren die Möglichkeit, auch das Verhalten der Auflager mit Genauigkeit zu verfolgen.

Die beschriebene Einrichtung ermöglicht ferner den vollständigen Fortfall der theuren, unzuverlässigen und den freien Gebrauch der Brücken-Oeffnungen beeinträchtigenden Einrichtungen.

Die an deren Stelle tretenden Krageisen bedingen einen einmaligen verhältnismässig unbedeutenden Aufwand, der, falls ihre Anbringung bei neuen Brücken gleich bei der Anfertigung mitverdungen wird, überhaupt kaum noch ins Gewicht fällt; grade in diesem Falle, wo das Einrichten der Krageisen schon bei der Zulage erfolgt, können recht schätzenswerthe Aufschlüsse über das Mafs der zu wählenden Sprengung, der Einbiegung unter dem Eigengewichte und der Reckung bei der ersten Belastung gewonnen werden. Auf dem beschriebenen Wege ist eine wirklich genaue Beobachtung des schrittweisen Anwachsens einer bleibenden Durchbiegung thatsächlich ermöglicht, durch welche allein der überwachende Beamte zu einem sicheren Urtheile über die Verlässlichkeit des Bauwerkes gelangen kann. —

Dabei ist, was ganz besonders hervorgehoben werden muss, eine besondere Probe-Belastung nicht mehr nöthig, es kann sogar diese Feststellung jedes Jahr gelegentlich der Prüfung vorgenommen werden, bei welcher der Aufsichtsbeamte ohnehin zugegen sein muss.

Es fallen dadurch nicht nur besondere Kosten für die Messung, sondern auch die ganz unverhältnissmässig hohen Ausgaben für die Locomotiven und die Zug-Mannschaften fort, während die Messung damit unabhängig vom Fahrplane gemacht wird und eine bessere Ausnutzung der Zeit gestattet.

Da ausserdem das Messverfahren ein viel weniger zeitraubendes als das bisher übliche ist*), so tritt eine Zeit-Ersparnis in doppelter Hinsicht ein.

Erst wenn die Messungen ein Anwachsen der bleibenden Durchbiegungen zeigen, wird es nöthig, die gefährdeten Theile unter Zuhülfenahme einer Probelast und etwa des Fränkel'schen Dehnungsmessers auf ihr Verhalten zu prüfen. Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte ergibt ein Kosten-Vergleich des fraglichen Verfahrens mit einem beliebigen anderen derartige wirthschaftliche Vorthelle für das erstere, dass denselben gegenüber die einmaligen Ausgaben für die Beschaffung der Werkzeuge und der Anbringung der Krageisen unbedeutend sind.

Der Preis des ganzen Werkzeugsatzes mit allem Zubehöre stellt sich auf 1100 Mark und es muss anerkannt werden, dass die Werkstatt Ed. Sprenger schärfere als die gestellten Bedingungen erfüllt hat.

e. Die Durchbiegungen der Balken kleinerer Spannweiten als 5 m.

Für kleinere Spannweiten als 5 bzw. 4^m ist das beschriebene Verfahren nicht anwendbar.

*) Die Messung der elastischen Senkung unter der Probelast zusammen mit derjenigen der bleibenden Biegung erfordert nur etwa ein Fünftel der Zeit, welche bei dem jetzt gebräuchlichen Verfahren die erstere allein beansprucht.

Um auch für diese die Grösse der bleibenden Biegungen feststellen zu können, bedient man sich mit Vortheil genau gearbeiteter Richtscheite in Längen, welche den Verhältnissen der in der Regel nach Normalien abgestuften Spannweiten entsprechen.

Die Anzahl der innerhalb eines bestimmten Bezirkes erforderlichen Richtscheite ist dann eine sehr kleine.

Man legt dieselben zweckmässig an der Aussenseite der Träger, wo hindernde Theile in der Regel nicht vorhanden sind, zwischen die Auflagerschuhe auf zu diesem Zwecke unter die Untergurtflanschen neben den Auflagern genietet oder geschraubte kleine Flacheisen.

Sie sollten möglichst leicht und hoch mit I Querschnitt sein, weshalb sich für ihre Herstellung das Delta-Metall empfiehlt.

Da die elastische Einsenkung eines solchen Richtscheites bei zweckmässiger Aufbewahrung unverändert bleibt, so lässt sich mittels schlanker, stählerner Keilmasse sowohl ein Zuwachs der bleibenden, als auch die unter einer Probelast eintretende elastische Durchsenkung eines bestimmten Punktes der Trägermitte mindestens mit derselben Sicherheit feststellen, wie bei

Verwendung der gebräuchlichen Einrichtungen, welche besonderer Rüstungen bedürfen und doch nur die elastische Senkung zu messen gestatten.

Auch hier wird, wie bei den optischen Messwerkzeugen ein gleichzeitiges Bild der drei in Betracht kommenden Punkte erhalten, und es können auch hier die theueren Probe-Belastungen eben so gut in der Regel in Wegfall kommen, wie bei jenen.

Die vorstehend gemachten Ausführungen lassen erkennen, dass die Jahres-Prüfungen und die damit zu verbindende Feststellung der bleibenden Durchbiegungen den bei weitem wichtigsten Theil der Ueberwachung bilden, dass die Probe-Belastungen gänzlich fortfallen oder doch auf vereinzelte Fälle beschränkt werden können und dass die dafür erforderlichen Berechnungen unbeschadet ihrer Zuverlässigkeit sich bedeutend vereinfachen lassen.

Berlin, im Februar 1888.

Wilhelm Fuchs,
Königl. Regierungs-Baumeister.

Schnellzug-Locomotiven der Schwedischen Staatsbahnen.

Mitgetheilt nach der Revue générale des chemins de fer.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—6 auf Taf. XXX und Fig. 1—13 auf Taf. XXXI)

Am Schlusse des Jahres 1886 besaßen die Schwedischen Staatsbahnen bei 2469 km Streckenlänge 334 Locomotiven, darunter 146 Personenzug-Locomotiven, 149 Güterzug-Locomotiven und 39 Tender-Locomotiven. Bei den Güterzug-Locomotiven ist bemerkenswerth, dass der Wasserraum hinter der Hinterwand der Feuerbüchse fehlt und durch eine feuerfeste Thonaukleidung mit Lufträumen ersetzt ist.

Die bemerkenswerthesten unter den Locomotiven sind die neuesten Schnellzug-Locomotiven der Grundform C. b. Diese Schnellzug-Locomotive ist auf Taf. XXX, Fig. 1 bis 6 und Taf. XXXI, Fig. 1 bis 13 abgebildet; 10 Locomotiven dieser Art wurden, bezw. werden in den Bahnwerkstätten in Trollhättan gebaut, die ersten 5 sind 1886 in Betrieb gegeben worden. Die bemerkenswerthen Abmessungen und Einzelheiten sind folgende:

Dampfdruck im Kessel	10 at
Kesselmitte über S. O.	2055 mm
Langkessel-Länge	3895 «
Langkessel, äusserer Durchmesser im Mittel	1186 «
Langkessel-Blechdicke	13 «
Langkessel-Längs- und Quernäthe	doppelt genietet
Rauchkammerrohrwand-Blechdicke	23 mm
Feuerkasten-Länge, innen	2330 «
Feuerkasten-Breite, unten	1010 «
Feuerkasten-Blechdicke	15 «
Feuerbüchse-Länge, innen oben	2145 «
Feuerbüchse-Breite	920 «

Feuerbüchse-Seitenwand-Blechdicke	15 mm
Feuerbüchse-Decke	20 «
Feuerbüchse-Rohrwand	30 «
Rostfläche	2,10 qm
Neigung	28°
Siederohre, Zahl	130
« äusserer Durchmesser	50 mm
Wasser im Kessel	4000 l
Dampf « «	700 l

Lastvertheilung im dienstfähigen Zustande:

Vorder- } Achse des Drehgestelles	7500 kg
Hinter- }	
Trieb-Achse	12800 «
Kuppel-Achse	12600 «
Zugkraft nach der Formel $T = 0,65 p \cdot \frac{d^2 l}{D} =$	3393 «

Die Nietung im Langkessel ist mit 90^{mm} Ueberlappung, 75^{mm} Theilung und 19^{mm} starken Nieten ausgeführt. Die Kesselbleche entstammen den Werken von Surahammar (Westerås) und sind aus Flusstahl hergestellt, das Kupfer zu den Feuerbüchsen hat Heckmann in Berlin geliefert.

In der Feuerbüchse (Fig. 1 u. 6 Taf. XXX und Fig. 1 Taf. XXXI) ist der bekannte Chamotteschirm vor der Rohrwand angebracht. Zum Schutze der oberen Rohrwand-Börte- lung gegen die verderblichen Einwirkungen der fort dauernden Ausdehnung und Zusammenziehung sind die ersten 4 Reihen Deckenanker nach der Anordnung von Yarrow (Fig. 6 u. 8

Taf. XXXI) eingezogen, so zwar, dass sich dieselben in der Decke des Feuerkastens der Bewegung der Feuerbuchsdecke entsprechend heben können.

Die Rostbildung ist in Fig. 1—3 Taf. XXXI dargestellt; einer der Roststäbe ist im Grundrisse an der Rückwand angegeben. Vorne ist ein kurzer drehbarer Rost angebracht, vor dem eine durchbrochene aufrecht stehende Rostplatte (wie beim Nepilly-Roste) den Abschluss gegen die Feuerbuchs bildet. Für Luftzufuhr ist so in ausreichendem Mafse gesorgt. Die Rostform ist der sehr aschenreichen (20 %) schwedischen Kohle angepasst; diese wird z. Zt. zur Hälfte mit englischer Kohle vermischet gefeuert; es wird beabsichtigt allmählig bis $\frac{4}{5}$ der Mischung schwedische Kohle zu nehmen.

Die Siederohre sind flusseiserne und von Piedboeuf in Düsseldorf geliefert. Die Enden wurden vor der Verwendung kirschroth angewärmt und dann in gelöschtem Kalke gekühlt, was sie sehr geschmeidig macht. Am Feuerbuchsende sind die Rohre aufgedornt, gestaucht, gebürtelt und aufgewalzt, am Rauchkammerende dagegen nur aufgedornt bis zur vollständigen Anlage in den um 1 mm weiteren Rohrwandlöchern.

Der Dampfregler (Fig. 9—13 Taf. XXXI) ähnelt sehr demjenigen der Preussischen Normalien; die Anordnung des Hülfschiebers ist jedoch eine abweichende.

Wie aus den Zeichnungen Fig. 9—13 Taf. XXXI ersichtlich, ist die Verbindungsstange zwischen dem kurzen Hebel an der Reglerstange und dem Hauptschieber starr über den Befestigungsbolzen am Hauptschieber hinaus verlängert.

Das obere Ende dieser Verlängerung ist als Gabel ausgebildet, welcher einen kleinen Schieber auf dem Rücken des Hauptschiebers umfasst. Eine Drehung der Reglerstange aus der Endlage bewirkt zunächst eine Bewegung des kleinen Schiebers auf dem grossen, dann erst eine solche des letzteren.

Der konische Schornstein zeigt nach Fig. 4 u. 5 Taf. XXXI einen absonderlichen Funkenfänger. Das Auspuffrohr mündet in den Doppelkegel am höchsten Punkte der Rauchkammer; in den Hohlraum des Doppelkegels sind Schaufeln wie bei der Turbine eingebaut, welche die mitgerissenen Funken gegen die Decke des Schornsteinuntertheiles führen und von diesem in die Rauchkammer zurückfallen lassen sollen. Der Funkenfänger soll sich gut bewährt haben.

Die Schieber sind nach der bei der französischen Nordbahn üblichen Form entlastet; der Hohlraum der in einander geschobenen cylindrischen Theile steht mit dem Auspuffrohre in Verbindung.

Die Gehwerktheile sind zumeist aus Bessemer- oder Martinstahl hergestellt; die Rahmen aus Bessemereisen der Werke in Donmarfvet bei Falun (Dalekarlien).

Die beiden Vorderachsen sind zu einem Bisselgestelle vereinigt, welches seinen Drehpunkt dicht vor der Triebachse hat,

in diesem aber so gelagert ist, dass das ganze Gestell sich in der Längsrichtung aus der Mittellage um etwa 20 mm nach vorne und hinten bewegen kann.

Der Anschluss an das vordere Kopfstück durch 2 waagrecht angeordnete Zugstangen gestattet dem Gestelle eine Ausweichung nach rechts und links um 50 mm. Die senkrechte Bewegung desselben ist durch eine Verbindung zwischen den keilförmig gestalteten Oberflächen der Achsbuchsen und dem Rahmen geregelt, derart, dass die Keilflächen in der geraden Strecke die Mittelstellung erstreben.

Die Achswellen sind aus Puddelstahl der Surahammar-Werke hergestellt. Die Radreifen entstammen den Sandviken-Werken bei Storvik und sind aus Bessemerstahl erzeugt, für welchen ein Kohlenstoffgehalt von 0,6—0,7 % für bremsenfreie Radreifen und von 0,5—0,6 % für Bremsräder vorgeschrieben ist. Auch für die Stahlgehwerktheile ist der Kohlenstoffgehalt zur Bestimmung der Materialbeschaffenheit festgesetzt, und zwar für nicht zu härtende Theile auf 0,25 % und für die zu härtenden auf 0,15 %. Die Radreifen sind durch Zapfenschrauben mit Gewinde in der Felge befestigt, nach unseren Begriffen recht mangelhaft. Die Achsbuchsen werden nur von oben mit russischem Naphtha-Oel geschmiert. Auf die Trieb- und Kuppelräder wirkt die Luftsaugbremse von Sanders-Körting*) mit 2 Saugern auf der Locomotive; die Gegendampfeinrichtung wird selten benutzt.

Der zweiachsige Tender fasst 7200 l Wasser, 2200 kg Kohle und wiegt leer 10900 kg, betriebsfähig 20300 kg.

Die Locomotiven verrichten den Schnellzugdienst zwischen Malmö und Nassjö. Die Züge haben 14 Stunden 35 Minuten Fahrzeit für die 618 km lange Strecke Malmö-Stockholm, auf welcher 13 mal gehalten wird; die mittlere Geschwindigkeit ist sonach 42,5 Stundenkilometer.

Da die 13 Aufenthalte 86 Minuten währen, so ist die mittlere Geschwindigkeit — auf Laufzeit bezogen — 47 km und sonach die wirkliche mittlere Geschwindigkeit im Beharrungszustande etwa 50 km, bei einem Höchstbetrage von 65—70 km auf der ebenen Strecke und 30—35 km bei 1:100 Steigung, der grössten welche vorkommt. Die Locomotiven fahren mit 80 km noch vollkommen sicher. Im Winter pflegt das Zuggewicht bei 12 Wagen 130 t, im Sommer bei insgesamt 15 Wagen 157 t zu betragen, während einzelne Züge auch schon mit 180 t befördert worden sind. Die Locomotiven leisten im Winter monatlich 4000, im Sommer 6000 km bei 6,5 kg Kohlenverbrauch für 100 Tonnenkilometer und gehen selbst bei grossen Geschwindigkeiten, sowie in scharfen Krümmungen sanft und ruhig.

Sch.

*) Vergl. Organ 1885, S. 145.

Versuche über Verbund-Wirkung bei Locomotiven.

Von G. A. A. Middelberg, Maschinen-Director der Holländischen Eisenbahn zu Amsterdam.

(Schluss von Seite 191.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—14 auf Tafel XXXII.)

Die neue Verbund-Locomotive der Holländischen Bahn, welche auf Taf. XXXII, Fig. 1—4 in Umrissen dargestellt ist, wurde für den schweren Schnellzugsdienst bestimmt und schliesst sich in allen Haupt- und Nehenheiten der im Jahrgange 1885 dieser Zeitschrift Seite 1 veröffentlichten Locomotive an.

Die Hauptabmessungen sind:

Durchmesser des Hochdruck- und des Niederdruckcylinders, beide	0,457 ^m
Hub des Hochdruckcylinders	0,400 «
« « Niederdruckcylinders	0,800 «
Verhältnis der Cylinderinhalte	1 : 2
Raddurchmesser	2,14 ^m
Rostfläche	2,09 qm
Feuerberührte Fläche	113,63 «
Gesamtwicht, leer	39,6 t
« dienstfähig	42,7 t
Dampfdruck	10 at

Die beiden Cylinder haben also denselben Druckmesser, und zwar denselben, welcher früher für die Schnellzuglocomotive der älteren Bauart angenommen wurde. Die Hübe des Hochdruck- und des Niederdruckcylinders verhalten sich wie 1:2 und sind zusammengezählt wenig geringer als zweimal der Hub der älteren Locomotive; folglich ist auch der Gesamtcylinderinhalt und die Cylinderfläche nicht grösser als in der früheren Ausführung.

An der rechten Seite der Rauchkammer befindet sich ein Schieberkasten k (Fig. 1, 2, 3, Taf. XXXII) mit Schieber n, welcher vom Führerstande aus bewegt, den Eintritt des frischen Kesseldampfes entweder in beide Cylinder ermöglicht, oder diesem Dampfe nur in den Hochdruckcylinder Einlass gewährt. Im letzteren Falle wird das Austrittsrohr des Hochdruckcylinders mit der Zwischenkammer*) o in Verbindung gesetzt, welche ihrerseits zum Eintritte in den Niederdruckcylinder führt. Die Verbundwirkung ist damit eingeleitet. Die Bewegung des Umstellschiebers n geschieht durch die Stange l und Hebel m (Fig. 3, Taf. XXXII). Muss während der Fahrt, etwa nach dem Anfahren, die Verbundwirkung eingeleitet werden, so wird der Regulator einen Augenblick geschlossen, um den Schieber n zu entlasten, dieser umgestellt und der Regulator wieder geöffnet. Dieser Handgriff erfordert nur wenige Secunden und hat keinen merklichen Einfluss auf den regelmässigen Gang des Zuges.

Die Steuerung nach Heusinger von Waldegg geht von derselben Steuerwelle aus und ist wie in der in Deutsch-

land gebräuchlichen Ausführung für die beiden Cylinder nicht getrennt.

Die nahezu gleiche Dampfwirkung in beiden Cylindern bei der Verbundwirkung, der richtige Dampfdruck in der Zwischenkammer und die Herabminderung der Compression im Hochdruckcylinder ist nicht, wie von Herrn von Borries angegeben wurde, erreicht durch Verstellung der Hebel auf der Steuerwelle, wodurch man allerdings für den Vorwärtsgang den gewünschten Erfolg erzielt, doch für den Rückwärtsgang die Dampfvertheilung merklich verschlechtert. Zur Erreichung der ebengenannten Wirkungen wurden die folgenden Schieberüberdeckungen gewählt:

	Aeussere Ueberdeckung	Innere Ueberdeckung
Hochdruckcylinder	25 mm	— 6 mm
Niederdruckcylinder	20 «	+ 3 «

und damit erzielt, dass eine Dampffüllung im Hochdruckcylinder von

12,5 % 25 % 50 % 75 %

der Füllung von

21 % 36 % 60 % 80 % des Hubes im

Niederdruckcylinder entspricht.

Wie aus den Indicatoraufzeichnungen bei langsamer Fahrt (Taf. XXXII, Fig. 5—7) ersichtlich ist, sind in Wirklichkeit die folgenden mittleren Dampfdruckverhältnisse in beiden Cylindern erreicht, welche als völlig passend angesehen werden können.

Füllung in % des Hubes	Mittlerer Dampfdruck		
	Hochdruckcylinder	Niederdruckcylinder	Hochdruck bezogen auf den Niederdruckcylinder
	in Atmosphären		
70	5,6	2,7	2,8
60	5,0	2,3	2,5
50	4,2	2,1	2,1
40	3,4	1,8	1,7
30	2,6	1,4	1,3

Die Figuren 11—13 auf Taf. XXXII stellen die Zwischenkammerspannungen dar aus den Indicatoraufzeichnungen in Fig. 5—7, Taf. XXXII, und zwar so, dass die ausgezogenen Linien den Dampfdruck in dem Hochdruckcylinder während des Ausströmens in die Zwischenkammer, dagegen die punktirten Linien den Dampfdruck in dem Niederdruckcylinder während der Füllung aus der Zwischenkammer darstellen. Dass, wie aus der Fig. 12 und 13, Taf. XXXII bei a ersichtlich ist, der Druck im Niederdruckcylinder höher ist als der gleichzeitige Druck während der Ausströmung im Hochdruckcylinder,

*) Der Inhalt der Zwischenkammer ist 1,45 mal so gross, wie der Inhalt des Hochdruckcylinders.

beweist die starke Wiederverdampfung und Wärmezuführung in der im heissen Rauchkasten gelegenen Zwischenkammer.

Die hier beschriebene Anordnung ermöglicht also in erster Reihe eine Verbund-Locomotive, welche bei gleicher Kesselspannung und bei gleicher höchster Zugkraft nicht mehr Gesamtcylinderinhalt und Gesamtcylinderoberfläche besitzt, als eine gewöhnliche Locomotive. Das sichere und schnelle Anfahren, sowie das ausnahmsweise Bewältigen aussergewöhnlicher Widerstände geschieht wie in der ursprünglichen Mallet'schen Ausführung mittels Dampf einlasses in beide Cylinder. In der Regel aber wird sofort nach der Abfahrt die Verbundwirkung eingeleitet durch den vorher erwähnten einfachen Handgriff.

Da die Hublängen der beiden Cylinder verschieden sind, also auch die Arbeit in beiden Cylinder sich verhält wie 1:2, liegt die Frage nahe, ob die Zugkraft am Tenderzughaken oder besser am Treibradumfang nicht so stark wechselt, dass eine sehr stark schwankende Bewegung, abwechselnd beschleunigt und verzögert, entsteht.

Die Figuren 8—10 auf Taf. XXXII geben Antwort auf diese Frage.

Es sind hier die Zugkräfte am Treibradumfang, aus Indicatoraufzeichnungen berechnet, für eine ganze Umdrehung aufgetragen und zwar gestrichelt für eine gewöhnliche Locomotive mit gleichen Cylinder und in ausgezogenen Linien für unsere Verbundlocomotiven für den Fall, dass Kesseldampf in beide Cylinder eingelassen wird, dass also etwa beim Anfahren mit Doppelinlass gearbeitet wird.

Fig. 8 stellt diese Zugkräfte auf den Mittelpunktstrahlen aufgetragen dar für 75%, Fig. 9 für 50% und Fig. 10 für 25% Dampffüllung. Es zeigt sich, dass ungeachtet der verschiedenen Hublänge, namentlich bei starker Füllung, wobei diese Arbeitsweise in Betracht kommt, die grössten Werthe der Zugkraft nicht grösser sind als bei zwei gleichen Cylinder, dass eine grössere Neigung zum Schleudern nicht besteht, und dass — wie auch durch die Erfahrung bestätigt wurde — eine stark schwankende Bewegung nicht hervortritt.

Kolben, Kolbenstange und alle weiteren treibenden Theile können auch ohne Anwendung von Einrichtungen zur Dampfdruckverringerung niemals stärker beansprucht werden, als bei der gewöhnlichen Locomotive, können also ebenso schwer bleiben. Eine höhere Kesselspannung, welche, wenn sie auch keine Schwierigkeiten beim Bau und Betriebe zur Folge hat, doch die Lebensdauer der Kessel ohne Zweifel verkürzt, braucht nicht aufgewendet zu werden; will man bei ausschliesslicher Verbundwirkung dieselben grössten Zugkräfte für das Anfahren beibehalten, so wird man zu einer Erhöhung der Kesselspannung greifen müssen, um übermässige Cylinderabmessungen zu vermeiden.

Wie aus den vorher erwähnten Versuchen gefolgert werden muss, steht die Grösse des Dampfniederschlags in den Cylinder auch in richtigem Verhältnisse zu der Grösse der Cylinderwandungen, sodass die Verkleinerung derselben als zweckmässige Anordnung erscheint. Es wird dadurch auch eine unliebsame Erhöhung des Locomotivgewichtes, namentlich über der Vorderachse verhindert.

Es wurde oft und von hervorragender Seite, in Lehrbüchern und Aufsätzen die Meinung ausgesprochen, dass eine ungleiche

Gesamtwirkung des Dampfes in den beiden Cylinder einer Locomotive einen unruhigen Gang zur Folge habe. Wird vorläufig ganz abgesehen von der Wirkung der hin- und hergehenden Theile, welche Wirkung theilweise oder ganz durch Gegengewichte aufgehoben werden kann, so lehrt schon eine einfache Betrachtung, dass nicht so sehr die Gesamtarbeit des Dampfes in jedem der beiden Cylinder hier maassgebend ist, wie vielmehr die gleichzeitigen Zugkräfte am Umfange der Triebräder an beiden Seiten der Locomotive; letztere bilden die unmittelbare Ursache dieser Unregelmässigkeiten falls sie wirklich auftreten sollten. Nun steigen diese Zugkräfte am Treibradumfang bei Kurbelmaschinen von Null an und sind bei um 90° verstellten Kurbeln in keinem Augenblicke einer Umdrehung an beiden Seiten einer Locomotive gleich. Es müsste also bei jeder Locomotive eine stark schlängelnde Bewegung eintreten und zwar abgesehen von den hin- und hergehenden Massen. Dieser Grund für schlängelnde Bewegung ist jedoch nirgends nachgewiesen und tritt auch in keiner dieser diese Bewegung erklärenden wissenschaftlichen Untersuchungen auf.

Es ist aber ausserdem klar, dass eine schlängelnde Bewegung durch den schwankenden Dampfdruck auf den Kolben nur dann auftreten kann, wenn bei Locomotiven mit aussenliegenden Cylinder das Triebad auf der Schiene gleitet, gleichsam auf der einen Seite voreilt. Erst wenn ein solches Gleiten stattgefunden hat, wird die Achse auf Drehung beansprucht.

Dass ein Voreilen oder Gleiten der Triebräder während jeder Umdrehung nicht eintritt, beweisen schon die mehrfach angestellten Vergleichen der abgewickelten Längen des Radumfangs und der Anzahl der gezählten Umdrehungen mit der zurückgelegten Weglänge. Es wurde immer so gut wie vollständige Uebereinstimmung dieser Längen gefunden.

Um aber noch grössere Sicherheit in dieser Frage zu erlangen, und namentlich um den Widerstand einer Locomotiv-Triebachse gegen Verdrehung zu ermitteln, stellte ich den folgenden Versuch an.

An einer Seite einer Locomotive wurde die Kuppelstange abgenommen und das Triebad von der Schiene gehoben. An der andern Seite wurden die Trieb- und Kuppelräder in waagrechter Kurbelstellung stark gebremst. Als nun Dampf in die Cylinder gegeben wurde, wirkte der volle Dampfdruck auf die senkrecht stehende Kurbel, und diese Kraft musste durch den Verdrehungswiderstand der Achse mit Rad von 2,14^m Durchmesser aufgehoben werden. Die Verdrehung der Achse, am Umfange des angehobenen Rades beobachtet, war aber nicht messbar. Bedenkt man dabei, dass in Wirklichkeit der Verdrehung noch durch den Widerstand der Kuppelachse und durch die Reibung zwischen Rädern und Schienen entgegengewirkt wird, so kann man hieraus schliessen, dass ein Voreilen oder stellenweises Zurückbleiben eines Rades einer Triebachse gegen das andere nicht vorkommt. Es ist mir nicht bekannt, ob Schriftsteller, welche von diesem Vor- und Nacheilen reden, sich durch Versuche von dem Vorhandensein dieser Bewegungen überzeugt haben.

Wenn nun auch, wie vorhin gezeigt wurde, die Arbeit in beiden Cylinder bei der Verbundwirkung und sehr langsamer Fahrt nach den Indicatoraufzeichnungen nahezu gleich ist, so

liess sich doch erwarten, dass bei schneller Fahrt dieses günstige Verhältnis gestört werden würde; es wird das bei allen anderen Zweicylinder-Verbundlocomotiven wohl auch der Fall sein.

Aus dem Vorstehenden lässt sich aber schliessen, dass keine nachtheiligen Bewegungen durch die Ungleichheit entstehen können, und dass man in allererster Reihe die Verhältnisse für den vortheilhaftesten Dampfverbrauch aufsuchen kann, ohne die gleiche Arbeit in beiden Cylindern in den Vordergrund treten lassen oder sich durch diese Bedingung binden zu müssen.

Der bisherige Erfolg lässt sich noch nicht vollständig genau angeben.

Der Vergleich des Kohlenverbrauches von Verbundlocomotiven mit solchen älterer Bauart und welche denselben Dienst leisten, ergab 17 % Ersparnis zu Gunsten der Verbundlocomotive.

Mehr Werth ist einer Wassermessung beizulegen, welche nunmehr seit zwei Monaten jeden Tag mit einem bestimmten Schnellzuge vorgenommen wird.

Der Speisewasserverbrauch für einen Zug auf einer Weglänge von 86 km war bei der gewöhnlichen Locomotive im Durchschnitte 5750 l und bei der Verbundlocomotive 4683 l, also 18,6 % geringer.

Eine Probefahrt mit einer Verbundlocomotive und einem Schnellzuge, welcher ohne Locomotive und Tender 91,5 t wog, ergab bei 82 km Geschwindigkeit folgendes;

Ein kg Kohle verdampfte 7,1 kg Wasser.

Eine Indicatorpferdekraft verbrauchte 11,6 kg Wasser im Tender und Kessel gemessen bei einer Leistung von 334 Indicatorpferdekraften.

Die Pressungsminderung im Rauchkasten entsprach			
bei 45—50 km Geschwindigkeit	7 cm Wassersäule		
< 52 <	<	8 <	<
< 55 <	<	9 <	<
< 68—72 <	<	11 <	<
< 72—78 <	<	12 <	<
< 80—82 <	<	13 <	<

Fig. 14, Taf. XXXII zeigt die Dampfwirkung bei halber Füllung im Hochdruckcylinder und 80 km Geschwindigkeit. Die durch gestrichelte Linien umhüllte Fläche stellt die höchst mögliche Wirkung des wirklich verbrauchten, im Tender gemessenen Wassers zwischen den Grenzen von Kesselspannung und Ausströmungsdruck dar, wenn sich der Dampf nach der adiabatischen Linie ausdehnt.

Die Indicatoraufzeichnungen ergaben 71 % der Fläche, welche die höchst mögliche Leistung darstellt.

Zu Anfang der Dampfausdehnung im Hochdruckcylinder besteht die Mischung aus 78 % Dampf und 22 % Wasser und am Ende derselben im Niederdruckcylinder aus 85 % Dampf und 15 % Wasser.

Ein Nachtheil der hier beschriebenen Locomotive ist, dass die Geschwindigkeit des Niederdruckkolbens beträchtlich wird, wodurch grössere Gegengewichte in den Rädern erforderlich sind. Die in § 107 der neuen Vereinbarungen vorgeschriebene grösste Kolbengeschwindigkeit wird bei 82 km Geschwindigkeit in der Stunde erreicht. Die höchst zulässige Hubzahl aber erst bei 105 km.

Nach Angabe des Erbauers unserer Verbundlocomotiven, Herrn A. Borsig in Berlin, erfordern diese an Mehrkosten über die ältere Bauart bei gleichem Kessel und Triebwerke und bei derselben Leistung nur 550 M. oder 1,24 % der Anschaffungskosten.

Es mag sein, dass durch Erhöhung des Dampfdruckes von 10 auf 11 oder 12 at oder durch Vergrösserung des Cylinderdurchmessers und dadurch ermöglichte höhere Dampfausdehnung noch günstigere Erfolge zu erzielen sein werden. Das hier Erreichte scheint aber den an anderen Orten durch höhere Kesselspannung, grössere Anschaffungskosten und stärkere Achsbelastungen erzielten Erfolgen nicht nachzustehen.

Amsterdam, im Juni 1888.

Ueber die Verwendbarkeit langer Stahldrahtzüge zum Stellen von Weichen.

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

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—19 auf Tafel XXXIII.)

Veranlasst durch einen Aufsatz von Herrn Ingenieur Krämer über Gestänge und Stahldrahtzüge zur Bewegung der Weichen in No. 33 der Oesterreichischen Eisenbahnzeitung 1885 hat der Verfasser in No. 44 derselben Zeitschrift die allgemeinen Ergebnisse einer Drahtzug-Anlage im Bahnhofe Kövesd-Esztergom mitgeteilt. Da die gewonnenen Erfahrungen einen Beitrag zur Lösung der Streitfrage ob Gestänge, ob Drahtzug abgeben können, so sollen hier die Einzeltheile des in Fig. 1, Taf. XXXIII in Uebersicht dargestellten Stellwerkes nebst den Umständen mitgeteilt werden, welche zur endgültigen Feststellung derselben führten.

Die Weiche 1 liegt 582^m, die Weiche 4 300^m von dem vor dem Empfangsgebäude aufgestellten Stellwerke entfernt, die Leitung zu ersterer ist geradlinig, die zu letzterer hat drei Knickpunkte, obwohl also die Anlage klein ist, treffen doch

ungünstige Umstände: lange Leitung und Krümmführung zusammen.

Die Anlage ist mit Siemens'scher Stellvorrichtung versehen, welche jedoch bis zum Abschlusse der Einrichtung erhebliche Abänderungen erfuhr; zunächst möge die ursprüngliche Einrichtung beschrieben werden, die Entwicklung der Nothwendigkeit der Abänderungen giebt dann das beste Bild der gemachten Erfahrungen. Die ursprüngliche Anlage vom Jahre 1884 enthielt 1) ein zweihebeliges Stellwerk, 2) den 5^{mm} starken Doppeldrahtzug nach beiden Endweichen, 3) die Siemens'schen Weichenstellriegel an den Enden der Drahtzüge.

Das Stellwerk (Fig. 2, Taf. XXXIII) besteht aus dem auf eingemauerten Eisenfüssen festgeschraubten Gestelle A mit den Kettenrollen R, r₁ und r₂ auf den Achsen a, a₁ und a₂, an welche die Drahtzüge mittels der Ketten k₁ und k₂ an-

schliessen. Die Rolle R mit Kettenbefestigung bei b hat zwei Anschläge d_1 und d_2 , sowie zwei einander gerade gegenüber sitzende Ausschnitte α_1 und α_2 . Erstere begrenzen die Bewegung von R mittels des Stellhebels H, indem sie an die Vorsprünge e_1 und e_2 des Gestelles stossen, letztere legen den Drahtzug durch Einfallen der durch ein Gewicht um c drehbaren Sperrklinke f fest (Fig. 3, Taf. XXXIII). Die Enden k_1 und k_2 der an der Rolle R befestigten Kette sind über die Rolle r_1 nach dem Drahtzuge l_1 , bzw. über r_2 nach l_2 geführt und mit diesen verbunden, und zwar bewegt sich die Kette mit den Drähten bei 180° Drehung von R um 50 cm. Das Anschlagen eines der Anschläge d an einen Vorsprung e und das Einfallen von f in den nach unten gelangten Ausschnitt α geschieht in Folge entsprechender Stellung dieser Theile gleichzeitig. Diese ganze Einrichtung ist für jede Weiche einmal vorhanden.

Der 5^{mm} starke Stahldrahtzug läuft über verstellbare, auf Pfählen befestigte Tragrollen, und ist an den Knickpunkten durch Kettenstücke ersetzt.

Der Weichenstellriegel (Fig. 4 bis 7, Taf. XXXIII) besteht aus der Dose D, der Doppelrolle ϱ , der Schubstange T und deren Verbindung mit der Aufschneide-Vorrichtung. Die Dose ist mittels der Flacheisen E an den Schienen oder der Weichenplatte befestigt, um etwaige Bewegungen des Gleises mitzumachen. Im unteren durchbrochenen Theile ist die Doppelrolle ϱ auf der Achse c befestigt, und der bei oo festgeschraubte Deckel hält Staub, Schnee und Regen ab. Auf der Doppelrolle ϱ ist der Zapfen z so angebracht, dass sein Abstand vom Mittelpunkt dem halben Zungenausschlage gleich ist; ausserdem trägt ϱ den ringförmigen Riegel a b. In den beiden Rillen von ϱ sind die Endketten k_1 und k_2 der Drähte l_1 und l_2 so befestigt, dass wenn eine $\frac{3}{4}$ des Umfanges von ϱ umfasst, die andere ϱ oben berührt. Wir nennen den jeweils beim Umlegen von R hier auf- und von ϱ abgewickelten Draht den Zugdraht, den anderen den Nachlassdraht, welcher sich gleichzeitig von R ab- und auf ϱ aufwickelt. Da ϱ nur $\frac{2}{3}$ des Durchmessers von R hat, so legen a b und z bei voller Umlegung von R 270° zurück.

Die mittels Doppelmutter s s an das Zungengestänge t geschlossene Schubstange T liegt in zwei einander gegenüber liegenden Ausschnitten der Dose D, und nimmt in den trompetenförmigen Schlitz e, f, f_1 , e_1 den Zapfen z auf. Unten trägt T den Anschlag m n, vor oder hinter welchen sich in den beiden Endstellungen der Segmentriegel a b legt, die Rückstellung der Weiche verhindernd. Um die Weiche aufschneiden zu können, sind die beiden Querstücke y und w des Gestänges in der Weise verbunden, dass die beiden Ansätze t t an w in entsprechende Löcher von y greifen und hier mittels 5^{mm} starker, plombirter Splinte u u befestigt sind; das Aufschneiden der Zunge hat dann nur ein Abscheeren von u u zur Folge.

In der Endlage von R liegt eine Zunge der Weiche an, der Zapfen z ist aus dem Schlitz e, f, f_1 , e_1 herausgetreten, a b liegt an der Seite m von m n, so dass die Weiche verriegelt ist. Bei der durch Umlegen von R bewirkten Drehung von ϱ tritt a b zunächst unter der Schubstange T heraus m n freigebend, zugleich tritt z in den Schlitz e, f, f_1 , e_1 ein, ohne die Wandung zu berühren, bis m n von a b ganz befreit ist. In dieser Stellung

(Fig. 4^a Taf. XXXIII) ist die Weiche durch z verriegelt; die ihr entsprechende Stellung von H, R, d_1 , d_2 , α_1 und α_2 ist in Fig. 2^a Taf. XXXIII dargestellt. Bei weiterer Bewegung von R drückt z gegen die Fläche $e_1 f_1$ und bewegt mittels T die Weichenzungen. Wenn H senkrecht steht so sind die in Fig. 2^b und 4^b Taf. XXXIII gezeichneten Stellungen der Theile erreicht, wobei die Weiche den halben Weg zurückgelegt hat. Bei Beendigung der Weichenbewegung sind die in Fig. 2^c u. 4^c Taf. XXXIII dargestellten Stellungen entstanden; z hat nun einen Bogen von $45^\circ + 180^\circ$ beschrieben und steht im Begriffe $e_1 f_1$ zu verlassen und a b, sich vor die Fläche n von m n zu schieben und so die zur Ruhe gelangte Stange T zu verriegeln. Jetzt kann R bis zum Anschlag von d_1 an e_1 und zum Einfallen von f in α_1 noch um 30° gedreht werden, während z aus dem Schlitz ganz heraustritt und a b sich vollends vor n schiebt, die erreichten Endstellungen sind in Fig. 2^d u. 4^d Taf. XXXIII gezeichnet.

Die Rückstellung der Weiche verläuft ebenso, nur wird der Zugdraht zum Nachlassdrahte und umgekehrt.

Die Entriegelung beansprucht $\frac{1}{6}$ der Bewegung (30° für H und R, 45° für z und ϱ), die Umlegung der Weiche $\frac{2}{3}$ der Bewegung (120° für H und R, 180° für z und ϱ) und die Wiederverriegelung $\frac{1}{6}$ (30° für H und R, 45° für z und ϱ).

Die Bewegung der Weiche erfolgt mittels des Drahtzuges in der vorstehend beschriebenen Weise nur dann sicher, wenn der Draht eine Spannung besitzt, welche die Widerstände der Weiche, des Riegels und der Trag- und etwaigen Führungsrollen überwiegt, und zwar muss das noch bei grösster Wärme der Fall sein. Die Weiche wird dann nicht mehr voll umgestellt werden, wenn der Draht so schlaff ist, dass mehr als der Verriegelungsweg von R erforderlich ist, um die zur Ueberwindung der Widerstände erforderliche Spannung in dem Drahtzuge herzustellen. Nur bei ganz kurzen Zügen ist die Sicherheit der Umstellung von der Drahtspannung ziemlich unabhängig.

Die Herstellung der bezeichneten Spannung genügt bei langen Leitungen aber noch nicht, um aus dem Einfallen der Sperrklinke f in einen der Ausschnitte α mit Sicherheit auf vollständige Umstellung der Weiche und festes Anliegen der Zungen schliessen zu können, da bei Einklemmen eines Hindernisses zwischen Zunge und Backenschiene die Reckung einer sehr langen Leitung genügen kann, um das Einfallen der Klinke f zu erzielen, obwohl die Zungen ihren Weg nicht ganz zurückgelegt haben. Die hierzu nöthige Reckung hängt ab von der Dicke des eingeklemmten Hindernisses und der Grösse des Verriegelungsweges, die Möglichkeit ihrer Entstehung von der Länge des Drahtzuges, von der Spannung desselben, von der Länge des Hebels H und der Kraft des Weichenstellers.

In Kövesd-Esztergom gelang es trotz sehr straff gespannter Drähte bei $\frac{1}{6}$ 50 = $8\frac{1}{3}$ cm Verriegelungsweg (30° an R und 45° an ϱ) noch die Klinke f zum Einfallen zu bringen, wenn ein 2 cm dickes Eisenstück in die Weiche eingeklemmt war; der Hebel H war hier 65 cm lang.

Um diesen Uebelstand zu beseitigen, versuchte man zunächst die Verlängerung des Verriegelungsweges, indem man die Ausklüngen α_1 und α_2 in R schloss, und dieselben sammt den Anschlägen d_1 und d_2 um 4,5 cm gegen den Stellhebel hin verschob,

so dass dieser entsprechend mehr ausschlagend in den Endlagen statt wagrecht: nach unten geneigt lag und den Drahtzügen nun einen Weg von 59 cm ertheilte. Während früher der Verriegelungsweg $8\frac{1}{3}$ betrug, wurde er nach entsprechender Verschiebung der Befestigungspunkte der Drahtzüge an der Rolle ϱ nun $8\frac{1}{3} + 4\frac{1}{2} = 12\frac{5}{6}$ cm, und die ganze Drehung von ϱ betrug nun 320° . Gleichzeitig wurde der Hebel H von 65 cm auf 50 cm verkürzt.

Es war nun zwar bei genauester Einstellung aller Theile unmöglich, die Klinke für die näher liegende Weiche 4 einfallen zu lassen, wenn 5^{mm} Eisen eingeklemmt waren, bei der entfernteren Weiche 1 gelang es, freilich unter grossem Kraftaufwande des Weichenstellers immer noch, wenn auch 10^{mm} eingeklemmt waren.

Weiter wurde versucht statt des 5^{mm} starken Drahtes solchen von 6^{mm} zu verwenden. Da derselbe aber minder gut gehärtet war, so erwies er sich als fast ebenso dehnbar, wie der schwächere und somit als ungeeignet.

Nach den gemachten Erfahrungen muss festgestellt werden, dass die Grenze der sicheren Wirkung der beschriebenen Stellvorrichtung bei 250^m Drahtlänge liegt; bei 13 cm Verriegelungsweg ist ein starker Mann am 50 cm langen Hebel wirkend dann nicht mehr im Stande, das Einfallen von f zu erzielen, wenn die Zunge nicht vollkommen anliegt.

Siemens & Halske haben nach diesen Erfahrungen nun eine Einrichtung erfunden, bei der unabhängig von allen oben angegebenen Umständen das Einfallen der Sperrklinke einen untrüglichen Beweis für das feste Anliegen der Zungen und erfolgte Verriegelung abgiebt.

In Fig. 10, Taf. XXXIII ist R die Rolle am Stellhebel H, an welcher die Drahtarme l_1 und l_2 in a_1 und a_2 angreifen. In der Ruhelage sind die Spannungen p_1 und p_2 der beiden Drahtarme gleich, bei richtiger Umstellung der Weiche werden sie um die Widerstände der Weiche und der Leitung, also vergleichsweise unerheblich verschieden sein. Wird aber bei Eintreten eines Hindernisses mit Gewalt am Stellhebel gezerzt, so wird selbstverständlich der Unterschied von p_1 gegen p_2 sehr gross. Hierauf hat Herr Ingenieur Moderegger (für Siemens & Halske) seine Verbesserung der Vorkehrung gegründet. In dem Rollengestelle (Fig. 11 und 12, Taf. XXXIII) sind die getrennten Rollen R_1 und R_2 angebracht, welche die in m_1 und m_2 befestigten Drahtarme l_1 und l_2 aufnehmen. Innen sind die Backen b_1 und b_2 auf die Rollen geschraubt, welche von der Spannung der Drähte gegen einander gedreht werden. Auf die gemeinsame Achse a der Rollen ist der Stellhebel lose zwischen jenen aufgesteckt, welcher aus den beiden einfachen Hebeln h_1 h_2 und dem zwischen diesen mittels Bolzen b befestigten doppelarmigen Hebel h_3 besteht.

In der Ruhelage drücken die Backen b_1 und b_2 unter der Wirkung der Drahtspannungen mit gleicher Kraft von beiden Seiten gegen den Hebel H. Wird dieser in der Pfeilrichtung (Fig. 11, Taf. XXXIII) umgelegt, so nehmen h_1 , h_2 und h_3 mittels b_1 die Rolle R_1 mit, wickeln die Kette von l_1 auf, so dass, wenn kein ungewöhnliches Hindernis da ist, die Riegelscheibe ϱ in Drehung versetzt, somit l_2 hier aufgewickelt wird, und dieser Drahtarm dreht nun die Rolle R_2 hinter R_1 und

dem Hebel her, dabei b_2 nur mit etwas geringerer Kraft gegen den Hebel drückend, wie die, mit welcher dieser gegen b_1 wirkt. Es bleibt somit der Hebel in unveränderter Lage zu beiden Rollen, wie wenn er mit ihnen fest verbunden wäre, und somit verschieben sich auch die einander gegenüberliegenden Ausschnitte a_1 α_1 und a_2 α_2 (Fig. 17, Taf. XXXIII) der beiden Rollen nicht gegeneinander, und die beiden gemeinsame Sperrklinke f (Fig. 13, Taf. XXXIII) kann nach erfolgter Umlegung des Hebels in a_1 α_1 einfallen. Das Gleiche vollzieht sich umgekehrt bei entgegengesetzter Drehung von H, wobei die Klinke in a_2 α_2 einfällt.

Wenn dagegen ein Hindernis x (Fig. 8, Taf. XXXIII) hinter die Zunge oder auch in die Dose eingeklemmt ist, so wird in Folge Aufhörens der Drehung von ϱ l_2 nicht nachgezogen, während die gegen b_1 pressenden Hebel h_1 , h_2 und h_3 in l_1 eine beträchtliche Spannung erzeugen und ein Weiterdrehen von R_1 bis zu gewissem Grade ermöglichen. Da nun l_2 den Backen b_2 mit viel geringerer Kraft gegen H drückt, als H auf b_1 einwirkt, so tritt der Arm n des Hebels h_3 zwischen h_1 und h_2 heraus, wobei R_2 gegen R_1 zurückgedreht, somit das Zusammenfallen von a_1 α_1 bzw. a_2 α_2 aufgehoben, und das Einfallen der Sperrklinke in irgend eine der Nuthen unmöglich gemacht wird. Tritt die Einklinkung aber ein, so muss sich ϱ wenigstens um sehr geringe Abweichungen genau so gedreht haben, wie es den Abmessungen der Anlage entspricht, und dadurch ist zweifellos festgestellt, dass auch die Zungen ihren vollen Weg zurückgelegt haben. Man kann sogar aus der Stelle des Weges von H, an welcher sich zuerst ein Verschieben von a_1 gegen α_1 und a_2 gegen α_2 bemerkbar macht, einen ziemlich sicheren Schluss auf die Stärke des eingeklemmten Hindernisses ziehen. Macht sich die Verschiebung schon zu Beginn der Bewegung geltend, so ist der Grund der Unregelmässigkeit entweder Schlawheit des Drahtes oder übermässige Reibung, z. B. durch Festfrieren von Leitrollen.

Um für den Fall der Wirkung eines Hindernisses übermässige Beanspruchungen des Zugdrahtes zu verhindern sind auf der Innenseite der Rollen R_1 und R_2 noch die um eine gewisse Entfernung von einander abstehenden Anschläge α und β (Fig. 16, Taf. XXXIII) angebracht. Wird nun R_1 von h_1 und h_2 vorwärts, R_2 aber durch den Arm n von h_3 bei nicht mitgezogenem l_2 rückwärts gedreht, so stossen α und β bald aneinander und machen dann jede weitere Bewegung unmöglich.

Bei Versuchen mit dieser Einrichtung in Kövesd-Esztergom ergab sich völlig sichere Wirkung, selbst dann noch, wenn die Drähte beinahe bis auf den Boden schlaff hingen, dagegen schon bei 3^{mm} Hindernis in der Weiche die Unmöglichkeit der Einklinkung. Es erscheint somit nun auch nicht mehr nöthig, die Spannung der Drahtzüge der Winter- und Sommer-Wärme jeweils anzupassen, da ein im Winter gespannter Draht auch im Sommer nie ganz schlaff wird, auch bei langen Drahtzügen schon die Eigengewichtsspannung ausreicht, um die Reibungswiderstände zu überwinden. In Kövesd-Esztergom ist denn auch seit April 1886 bis heute eine Nachspannung der Drähte nicht vorgenommen.

Durch die beschriebene Einrichtung wird ein doppelter Zweck erreicht, nämlich:

1) die Prüfung des ungestörten Vorsichgehens der beabsichtigten Bewegung der Weiche, während der Umlegung des Stellhebels ermöglicht und

2) die Ueberzeugung gewonnen, dass die Bewegung der Weiche vollzogen ist, oder im entgegengesetzten Falle das Feststellen (Einklinken) des Stellhebels und hierdurch auch die Auslösung einer Sperrung der Signalhebel verhindert.

Handelt es sich bei einer Signal- und Weichenstell- und Sicherungsanlage bloss um die Erreichung des zweiten Zweckes, so genügt es, den Stellhebel mit einer Rolle zu versehen.

Hier sind zwei Fälle zu unterscheiden und zwar:

- 1) wenn die Sperrklinke auf dem Stellhebel und
- 2) wenn sie auf dem Hebelgestelle angebracht ist.

Die Stellvorrichtungen der ersten Art werden in Innenräumen, z. B. Stellwerksbuden untergebracht, und nach Erfordernis auch mit Blockeinrichtung versehen.

Die Stellvorrichtungen der zweiten Art werden zumeist im Freien aufgestellt und mit Blockverschlüssen nicht ausgerüstet.

Aus Fig. 18, Taf. XXXIII ist die Skizze der Einrichtung eines Weichenstellhebels H für lange Drahtzüge ersichtlich, wenn die Sperrklinke auf dem Hebel selbst angebracht ist. In diesem Falle ist der Hebel H zweiarbig und auf der Rolle um die Achse a drehbar. Der Hebelarm h enthält die Handfalle m zum Herausziehen der Klinke f aus dem Führungsbogen am Hebelgestelle; das Ende des Hebelarmes h_1 ist mit dem Ansätze n versehen, welcher beim Umlegen des Stellhebels H auf den betreffenden der beiden um die Achse c der Rolle R beweglichen, einarmigen und entsprechend geformten Hebel h_2 und h_3 einwirkt.

Das Ende des Hebels h_2 ist mit dem Drahte l_2 und das Ende des Hebels h_3 mit der um die Rolle R geschlungenen Kette des Drahtes l_3 verbunden. Die Bewegung dieser Hebel ist durch die Stifte i i begrenzt.

Durch die Spannung in den Drähten l_2 und l_3 wird der Arm h_1 des Hebels H zwischen den Hebeln h_2 und h_3 eingeklemmt, und wenn diese Spannung gross ist, so hat es den Anschein, als wenn der Hebel H mit der Rolle R fest verbunden wäre. Wird der Hebel H ausgeklinkt und umgelegt, und es steht der Bewegung der Weichenzungen und des Weichenstellriegels nichts im Wege, so werden die Spannungen p_2 und p_3 in beiden Drähten während der Umlegung des Hebels nahezu gleich sein, mithin auch der Hebelarm h_1 fast mit gleicher Kraft durch die Hebel h_2 und h_3 gepresst werden. Demzufolge wird sich die Lage des Stellhebels H zu den Hebeln h_2 und h_3 nicht ändern, und wenn die Stellung und Verriegelung der Weiche vollzogen ist, die Klinke f in den Ausschnitt auf dem Führungsbogen des Gestelles einfallen.

Bleibt jedoch der Anschluss der Zungenspitze in Folge eines dazwischen gerathenen Hindernisses aus, so wird, wenn der Stellhebel H je nach der Grösse dieses Hindernisses um den Winkel von circa 145° gedreht wurde, sich dieses Hindernis an demselben bemerkbar machen.

Bei kräftigerer Einwirkung auf diesen Hebel wird, da der Weichenstellriegel unbeweglich ist, der Zugdraht stärker gespannt, während dem die Spannung in dem Nachlassdraht in Folge der Abwicklung desselben von der Rolle R in gleichem

Masse verringert wird. Die Spannungen p_2 und p_3 werden un- erheblich von einander verschieden sein; der Arm h_1 des Hebels H wird auf der einen Seite durch den betreffenden der zwei Hebel h_2 und h_3 in bedeutend stärkerem Masse, als durch den zweiten auf der anderen Seite gedrückt. Die Folge davon ist, dass der Hebel H aus der Mittellage zu den beiden Hebeln h_2 und h_3 heraustritt, und bei fortgesetzter Kraftentfaltung seiner Weiterbewegung durch den frühzeitig erfolgten Anschlag an das Gestell eine Grenze gesetzt findet; dabei kann die Klinke, weil noch am Führungsbogen befindlich, nicht einfallen, und es wird also einerseits der Drahtzug nicht festgelegt, andererseits der Sperrhebel (Knebel) des betreffenden Signalhebels nicht nach links gedreht, und daher auch das Signal nicht auf »Fahrt« gestellt werden können.

Beim Loslassen des Stellhebels kehrt derselbe in Folge des stattfindenden Ausgleiches der beiden Spannungen p_2 und p_3 in die der jeweiligen, durch das Hindernis bedingten Endstellung des Weichenstellriegels entsprechende Lage zurück.

In Fig. 19, Taf. XXXIII ist die Einrichtung des Stellhebels H sammt Rolle R für lange Drahtzüge dargestellt, für den Fall, dass die Sperrklinke auf dem Hebelgestelle angebracht ist. Die Rolle R und der doppelarmige Stellhebel H sind von einander getrennt und um die gemeinschaftliche Achse a drehbar. Die Rolle R ist durchbrochen, was in der Figur der Uebersichtlichkeit halber nicht angedeutet ist. Auf den zwei einander gegenüberliegenden Speichen dieser Rolle sind die Drehpunkte a_1 und a_2 für die zwei einarmigen, eigens geformten Hebel h_1 und h_2 angebracht. Auf dem Ende des Hebels h_1 ist der mit einer Kette gekuppelte Draht l_1 und am Ende des Hebels h_2 ebenso l_2 eingehängt. Die Ansätze e_1 und e_2 dienen dazu, die Bewegung der Hebel h_1 und h_2 zu begrenzen.

Auf die auf der Rolle R befindliche Achse c_2 ist der Winkelhebel $b_1 b_2$ aufgesteckt und am Ende des Hebelarmes b_2 ein Backen n angebracht, welcher von den Hebeln h_1 und h_2 umfasst wird. Dieser Winkelhebel $b_1 b_2$ ist mittels des Verbindungsstückes b mit dem Hebel H verbunden. Am Umfange der Rolle R befinden sich die Ausschnitte α_1 und α_2 für die Sperrklinke f.

In Folge der Spannung im Drahte l_2 wirkt der Hebel h_2 auf n des Hebelarmes b_2 , und diese Kraft hat das Bestreben, den Winkelhebel $b_1 b_2$ rechtsläufig um den Drehpunkt c_2 zu bewegen, und dadurch den Hebel H nach abwärts zu bewegen. Durch die Spannung p_1 im Drahte l_1 wirkt der Hebel h_1 in der umgekehrten Richtung auf den Backen des Hebelarmes b_2 , und trachtet demnach den Hebel H nach aufwärts zu bewegen.

Da die Spannungen p_1 und p_2 im Ruhezustande gleich sind, so werden sich die auf den Hebel H übertragenen Kräfte aufheben, und der Hebel zu den beiden Ausschnitten α_1 und α_2 eine bestimmte Lage einnehmen. Wird der Hebel H umgelegt und es steht der Bewegung der Weichenzungen kein Hindernis entgegen, so wird, da die Spannungen p_1 und p_2 nicht sehr verschieden von einander sind, n von beiden Hebeln h_1 und h_2 mit nahezu gleicher Kraft beansprucht, und auf den Hebel H werden demnach zwei fast gleich grosse und in entgegengesetzter Richtung wirkende Kräfte übertragen. Derselbe wird daher während seiner Bewegung seine Lage zu den Ausschnitten α_1

und α_2 nicht ändern und wenn er am Ende seiner Bewegung angelangt ist, wobei der Hebelarm h an das Gestell anschlägt, so wird die Sperrklinke f in den Ausschnitt α_1 bzw. α_2 einfallen.

Setzt sich jedoch während der Umlegung des Stellhebels der Weiterbewegung des Weichenstellriegels ein Hindernis entgegen, so wird bei zunehmender Kraftentfaltung am Stellhebel die Spannung im Zugdrahte in aussergewöhnlichem Mafse zunehmen, im Nachlassdrahte dagegen in demselben Mafse abnehmen. Die Folge davon wird sein, dass der am Hebelarme b_2 angebrachte Backen n und demnach auch der Stellhebel von zwei von einander sehr verschiedenen und in entgegengesetzter Richtung wirkenden Kräften beansprucht werden. Der Stellhebel H wird daher, der grösseren Kraft folgend, seine Lage zu den Ausschnitten α_1 und α_2 verändern, d. h. die Rolle R wird in der Bewegung zurückbleiben, und es wird sich in dem Augenblicke, in welchem der Hebel H in die Einstellung, d. h. der Hebelarm h zum Anschlag kommt, der Ausschnitt α_1 bzw. α_2 noch nicht gegenüber der Sperrklinke befinden, diese sonach nicht einfallen und die Sperrung des betreffenden Signales nicht frei machen können.

Auf Grund der Ergebnisse der mit langen Stahldrahtzügen zum Stellen der Weichen in Kövesd-Esztergom gemachten Versuche wurden bis jetzt Weichenstellwerke in folgenden Bahnhöfen der priv. österr.-ungar. Staatseisenbahn-Gesellschaft angelegt, und die Einfahrten durch Signale gesichert: in Siluvka, Kanitz-Eibenschitz, Ladendorf, Kunovitz und in Schimitz.

Die grössten Entfernungen der Weichen von den Stellwerken betragen in:

Siluvka 340^m (der Drahtzug liegt in der Geraden),
 « 300^m (der Drahtzug liegt im Bogen),
 Kanitz-Eibenschitz 350^m (der Drahtzug liegt in der Geraden),
 Ladendorf 540^m (der Drahtzug liegt in der Geraden),
 Kunovitz 480^m u. 490^m (beide Drahtzüge liegen im Bogen) und
 Schimitz 450^m u. 730^m (beide Drahtzüge liegen in der Geraden).

Die Erprobung der Stellvorrichtungen dieser Weichen hat ergeben, dass beim Einlegen eines 3^{mm} dicken Eisenstückes zwischen Spitz- und Stockschiene, der Stellhebel nicht mehr zum Einklinken gebracht, und daher das betreffende Signal nicht auf »Fahrt« gestellt werden konnte.

Durch die angeführten Versuche in Kövesd-Esztergom, welche die Verbesserung der Weichenstellhebel für lange Stahldrahtzüge zur Folge hatten, wurden der Verwendbarkeit der 5^{mm} Stahldrahtzüge zum Bewegen von Weichen so weite Grenzen gesteckt, wie sie durch das Rohrgestänge unter den besprochenen Bedingungen nicht erreicht werden können.

Durch die genannten Versuche wurde somit die Frage, ob sich das Rohrgestänge oder der 5^{mm} Stahldrahtzug zum Bewegen von Weichen im Allgemeinen besser eignet, zu Gunsten des Stahldrahtzuges entschieden.

Die Vortheile der Anwendung desselben gegenüber dem Rohrgestänge lassen sich unter die folgende 6 Punkte zusammenfassen:

- 1) Der Stahldrahtzug, weil beim Stellen der Weichen nur auf Zug beansprucht, bietet mehr Sicherheit als ein Rohrgestänge, welches abwechselnd gezogen und gedrückt wird.
- 2) Die Kosten des Stahldrahtzuges sind bedeutend geringer, als jene des Rohrgestänges.
- 3) Das Gewicht des Stahldrahtzuges, und somit auch die beim Bewegen desselben entstehende Reibung ist unter gleichen Verhältnissen kleiner, als die des Rohrgestänges.
- 4) Mittels des Stahldrahtzuges können Weichen auf bedeutend grössere Entfernungen mit vollkommener Sicherheit gestellt werden, als bei Anwendung des Rohrgestänges.
- 5) Die Stahldrahtzüge können auf einem kleineren Raume untergebracht werden, als das Rohrgestänge.
- 6) Die Unterhaltungskosten des Drahtzuges sind kleiner, als die des Gestänges.

Schliesslich sei noch erwähnt, dass die Grösse der dem Drahtzuge beim Umlegen des Weichenstellhebels erteilten Bewegung vom Stellwerke ab gegen den Weichenstellriegel zu stetig abnimmt. Diese Abnahme kann bei mittlerer Spannung des Drahtzuges und auf 100^m Drahtlänge zu 1 cm angenommen werden.

In Kövesd-Esztergom beträgt dieser Wegverlust beim Weichenstellriegel der Weiche 1 etwa 6 cm.

Beim Bau der Weichenstellwerke mit langen Drahtzügen muss auf diesen Umstand Rücksicht genommen und der Durchmesser der Rolle des Weichenstellhebels entsprechend vergrössert werden.

Verstellbare Ladelehre für Eisenbahnen.

Von **Gehr. Böhrer** in Magdeburg-Neustadt.

(Hierzu Zeichnung in Fig. 22 u. 23 auf Taf. XXXIII.)

Die in Fig. 22 u. 23, Taf. XXXIII dargestellte verstellbare Ladelehre ist bestimmt, durch einfachen Zug an der Kette h_1 , die drei Lehren a , b und c der verschiedenen Eisenbahnverbände herzustellen, sowie den Lehrbügel ganz ausrücken zu können, welch' letztere Stellung in e bezeichnet ist.

Ausserdem ist noch die in der Stellung b — — — — — dargestellte Strohlehre mittels zweier Gelenke an dem verstellbaren Bügel a derart befestigt, dass sie nach Bedarf leicht auf- und niedergeklappt, auch in ersterer Stellung sicher befestigt werden kann.

Der in das Ende der Zugkette eingeschweisste Handgriff wird, den vier Stellungen entsprechend, in die am Gestelle angebrachten und mit den Buchstaben a , b , c und e bezeichneten Haken eingehängt.

Der Lehrbügel ist in seiner untersten Stellung a in ausgezogenen Linien gezeichnet und mit ihm die an demselben befestigten Führungsarme ff , welche für die übrigen Stellungen, um die Zeichnung nicht undeutlich zu machen, fortgelassen sind. Der Bügel ist für die Stellungen b , c und e in punktierten Linien angedeutet.

Zum Uebergange aus den Stellungen a und b in die Stellungen c und e, sowie umgekehrt, haben die Flanken des Bügels ausser der lothrechten, theilweise noch eine seitliche Bewegung zu machen; zu diesem Zwecke ist im Scheitel des Bügels ein Gelenk g eingeschaltet, an dessen Bolzen zwei Ketten h h eingreifen, die sich später zur Zugkette h₁ vereinigen und über die Rollen i, k und l nach den Haken a, b, c und e geführt werden. Zur senkrechten Führung des Scheitels ist die in den Lagern m und n lothrecht geführte Stange o angeordnet, welche das Gelenk mit einer Gabel umfasst. Die lothrechte sowie die seitliche Bewegung der Flankenenden wird durch die Führungsarme f und f geregelt, welche durch das Eigengewicht der Flanken an die Gleitrollen p und p angedrückt werden und derart gebogen sind, dass beim Auf- bzw. Abwärtsbewegen des Bügels die Flanken desselben die den Lehren a, b und c und der Ausrückstellung e entsprechenden Lagen einnehmen.

Um dem Bügel beim Durchschieben höher als das eingestellte Profil beladener Wagen die erforderliche Beweglichkeit

zu geben, sind in die Führungsarme ff und in die Führungsstange o Gelenke eingeschaltet, welche genügend breit gehalten sind, um eine Beweglichkeit in der Querrichtung auszuschliessen.

An den inneren Seiten der Gestellrahmenstücke ist in Höhe der Schienenoberkante je ein Winkeleisen angenietet, welche die Aufstellung der ganzen Vorrichtung dadurch sehr erleichtern, dass eine Schnur von Winkel zu Winkel gezogen bei Berührung mit beiden Schienenoberkanten genau die Höhenlage sowie die wagerechte Stellung sichert.

Die Lehre wird mit und ohne Bügel d geliefert, sodass es möglich ist, etwa vorhandene Bügel d an dem Gestellrahmen anzubringen.

Der Preis der ganzen Vorrichtung stellt sich ohne Strohhöhle und ohne Bügel d auf 260 M., mit Bügel d auf 300 M.

Die Lehre ist auf einer grösseren Zahl von Bahnhöfen der Directions-Bezirke Magdeburg und Erfurt mit gutem Erfolge im Betriebe.

Zahnstangeneinfahrt für den Oberbau der Höllenthalbahn.

Mitgetheilt von H. Bissinger, Baurath in Karlsruhe.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 24 bis 28 auf Tafel XXXIII.)

Im Anschlusse an den schon früher beschriebenen*) und in Zeichnung dargestellten**) Oberbau der Höllenthalbahn (Baden) mit gemischtem Reibungs- und Zahnstangenbetriebe theilen wir auf Tafel XXXIII in Fig. 24 bis 28 die Einfahrten für die Zahnstange an beiden Enden der Zahnstangenstrecken mit.

Mit der im Organ 1886 Seite 138 u. ff. mitgetheilten Zahnstangeneinfahrt der Bahn Blankenburg-Tanne hat die hier vorgeführte die allmähliche Abnahme der Zahnhöhe bei regelmässig durchgeführter Theilung und die Lagerung auf Federn gemein, wesentlich verschieden ist sie von jener durch die ungetheilt durch die Breite gehenden Zähne, wie in der ganzen Zahnstange und dadurch, dass die Unterstützung von den Querschwellen, nicht vom Boden aus erfolgt.

Die Zahnstange besteht in der Einfahrt aus einer 35^{mm} breiten 3000^{mm} langen und bis Zahnoberkante 152^{mm} hohen Stahlplatte mit 30 Zähnen, von denen die 15 letzten die vollen Zahnmaasse der Zahnstange haben, die 15 vorderen derart geradlinig an Höhe abnehmen, dass der erste um 40^{mm} zu niedrig nur noch 23^{mm} hoch bleibt. Die Vorderflanke der niedrigen Zähne liegt in der richtigen Zahnbegrenzung (Fig. 24, Taf. XXXIII), da aber alle Zähne 31,5^{mm} regelmässige Kopfbreite haben, so bleibt die hintere Flanke um so mehr hinter der regelmässigen Zahnform zurück, je niedriger der Zahn ist. Diese Form der Zähne bezweckt die richtige Einstellung der ohne Dampf einfahrenden Zahnradachsen in die Theilung von dem Augenblicke an, wo der erste Eingriff erfolgt, sowie ein allmähliges Lösen der Zähne des Rades von denen der Stange bei der Ausfahrt. Mit dem Ende der regelrechten Zahnstange ist die Einfahrtplatte

nach Fig. 24 u. 25, Taf. XXXIII durch eine von Augenmitte bis Augenmitte 311^{mm} lange Lenkstange verbunden, welche an den C-Eisen der Zahnstange durch zwei unter die unteren Flanschen geschraubte Lager mittels Bolzen und Hülse, an der Einfahrtplatte mittels Gabelauge und Bolzen befestigt, sowohl eine Drehung der Einfahrtzunge um ihr inneres Ende wie auch eine beträchtliche Senkung der ganzen Zunge gestattet.

Behufs Führung der Zunge in einer lothrechten Ebene sind auf die vier unter derselben liegenden Querschwellen mittels angenieteter Klemmplatten und Bolzen (Fig. 26, Taf. XXXIII) zwei ungleichschenkelige Winkeleisen 80 × 120 × 13^{mm} mit 50^{mm} lichtigem Abstände zwischen den aufrechten grösseren Schenkeln befestigt, zwischen welche jedesmal über den Querschwellen noch zwei 7^{mm} dicke Plättchen mit versenkten Nietten eingeklemmt sind; diese lassen für die 35^{mm} dicke Zunge also noch 50 — 2 × 7 = 36^{mm} Spalt frei.

In den Mitten der drei Schwellenzwischenräume ist unter die wagerechten Winkelschenkel jedesmal nach Fig. 24, 25 und 27, Taf. XXXIII ein rechteckiger Bügel genietet, in welchen mittels Gehäuses und Bolzen eine dreifache C-Feder so eingelagert ist, dass ihre Enden zwischen die lothrechten Schenkel der Winkeleisen mit 40^{mm} Breite hineingreifend gegen den unteren Rand der Zunge drücken, und diese zwingen, wenn unbelastet, so weit nach oben zu steigen, wie es fünf kleine in der Zunge fest schliessende, in den Winkeleisenschenkeln aber in lothrechten Schlitzten gleitende Bolzen gestatten. An den Aussenenden sind die die Zunge überragenden Winkeleisen noch durch einen eingelegten Klotz und Nietung gegen einander versteift.

Die Wirkungsweise der Einfahrtzunge ist hiernach derjenigen der Einfahrt der Harzbahn ganz ähnlich. Das hier frei-

*) Organ 1887, Seite 200.

**) Organ 1887, Tafel XXIX, Fig. 1 bis 12.

lich ohne Dampf ankommende Zahnrad trifft die Zahnstange am Aussenende, drückt sie nieder und rollt sich so lange auf zu grossem Kreise ab, bis es gegen die Zungentheilung hinreichend zurückgeblieben ist, um die Zähne richtig über die Theilung der Zunge gestellt zu haben. In diesem Augenblicke drücken die Federn die Zunge in ihre richtige Lage hinauf, und von nun an erfolgt ein richtiges Abrollen des Rades auf dem Theilkreise. Dieser richtige Eingriff tritt ein nachdem höchstens 8, gewöhnlich nur 5 bis 6 Zähne verkehrt getroffen sind, was man an leichten rassenden Schlägen der Zunge gegen das Rad deutlich hören kann. Da nun 15 erniedrigte Zähne da sind, so

muss der Eingriff unter allen Umständen innerhalb der ersten Zungenhälfte erreicht werden. Ein Zeichen, bei dessen Erreichung der Locomotivführer den Dampfschieber der Zahnradmaschine öffnet, steht erst etwas innerhalb des Beginnes der eigentlichen Stange, die ganze Einfahrt nebst dem äussersten Ende der Zahnstange liegt daher ausserhalb des Beginnes der Steilrampe.

Nach einjährigem Betriebe sind wohl einige Spuren von den Schlägen gegen das Zahnrad auf den Zahnköpfen, aber noch keine messbaren Abnutzungen der Flanken bemerkbar. Die Einfahrt erfolgt unter einem rassenden Geräusche, für das Gefühl aber unmerkbar.

Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Preis-Vertheilung.

Auf Grund der Prüfung der in Folge Preis-Ausschreibens der unterzeichneten geschäftsführenden Direction vom 5. Februar 1886 eingereichten Bewerbungen sind von der nach den bestehenden Bestimmungen hierzu berufenen Prämiiungs-Commission des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen folgenden Personen Preise zuerkannt worden:

ein Preis von 7500 M.

R. Abt, Ingenieur in Bünzen, Schweiz (Zahnstange und Zahnrad-Locomotive), ferner

je ein Preis von 1500 M.

1. H. Schellens, Eisenbahn-Telegraphen-Inspector in Köln (elektrischer Block-Apparat für Central-Weichen- und Signal-Stellwerke und selbstthätige Knallsignal-Vorrichtung);
2. A. Brüggemann, Königl. Eisenbahn-Bauinspector in Breslau (Instrument zur Ermittlung der Abnutzung der Eisenbahnschienen);
3. M. Boda, Telegraphen-Ingenieur der priv. Oesterreichisch-Ungarischen Staatseisenbahn-Gesellschaft in Waitzen (Ver-

besserung der Siemens & Halske'schen Block-Apparate);

4. G. Marin, Beamter der K. K. Oesterreichischen Staatsbahnen in Villach (eiserner Schneeräumer);
5. W. Schmid, Königl. Abtheilungs-Maschinenmeister der Bayerischen Staatsbahnen in München (kontinuierliche Schraubenradbremse mit Friktions-Antrieb in ihrer Anwendung im Nebenbahn-Betrieb);
6. E. Rank, Bureau-Vorstand-Stellvertreter in Wien (Tarifkartelle der Oesterreichisch-Ungarischen Eisenbahnen);
7. Klinke, Königl. Eisenbahn Secretär in Berlin (Anleitung zur Aufstellung graphischer Instradirungs-Uebersichten für den Eisenbahn-Verkehr);
8. Musseleck, Königl. Eisenbahn-Secretär in Köln (Praktisches Lehrbuch des Staats-Eisenbahn-Büreau-dienstes).

Berlin, im Juli 1888.

Die geschäftsführende Direction des Vereins.

Krancke.

Nachruf.

Friedrich Karl Christof Graef †.

Am ersten Pfingstfeiertage den 20. Mai 1888, Morgens 5 $\frac{1}{2}$ Uhr, verstarb zu Bromberg nach längerem, schwerem Leiden im Beginne des 68. Lebensjahres der Geheime Regierungsrath Friedrich Karl Christof Graef, Mitglied der Königlichen Eisenbahn-Direction in Bromberg, Ritter des Rothen Adlerordens IV. Classe und des Kaiserlich russischen St. Stanislaus-Ordens III. Classe.

Geboren am 7. März 1821 im Fürstenthume Schwarzburg-Rudolstadt widmete sich der Verstorbene schon frühzeitig dem

Maschinenbaufache und erhielt seine Ausbildung wesentlich in den Werkstätten von Breithaupt in Cassel und von Ertel in München. Demnächst als Techniker seit 1845 und als Werkführer seit 1847 in der Central-Werkstätte der Thüringischen Eisenbahn in Erfurt beschäftigt, wurde Herr Graef im Herbste 1854 als Assistent des Obermaschinenmeisters Rohrbeck der Königlichen Ostbahn nach Bromberg berufen, am 1. April 1855 mit der Leitung der Werkstätte daselbst betraut und am 1. October 1857 zum Königlichen Eisenbahn-Maschinenmeister ernannt. Während der andauernden Krankheit des Obermaschinenmeisters Rohrbeck schon seit längerer Zeit mit der Wahrnehmung der

Geschäfte desselben beauftragt, wurde Herr Graef am 1. October 1867 zum Obermaschinenmeister ernannt, bei der Neuordnung der Staats-Eisenbahnverwaltung im Beginne des Jahres 1874 zunächst als Hülfсарbeiter in die Königliche Direction einberufen und darauf im März desselben Jahres zum Königlichen Eisenbahn-Director und Mitglied der Königlichen Eisenbahn-Direction in Bromberg ernannt; durch Patent vom 25. Januar 1888 endlich wurde ihm der Character als Geheimer Regierungsrath beigelegt.

Seit 43 Jahren im Eisenbahndienste thätig, erlebte er den völligen Umschwung, den das ganze Maschinenwesen durch den ungeheueren Anwachs der Ausdehnung und Ausnutzung der Eisenbahnen erfuhr, und verstand es dabei nicht allein allen sich aufdrängenden neuen Bedürfnissen gerecht zu werden, sondern auch der Erfüllung in der Zukunft erkennbarer Forderungen rechtzeitig vorzuarbeiten.

Dieser schöpferischen Thätigkeit hatte sich der Verstorbene mit voller Hingebung gewidmet, im Geschaffenen selbst seinen grössten Lohn erblickend, seine Gesundheit, die damals schon durch ein Herzleiden gefährdet erschien, aufopfernd, allen ein Muster treuer Pflichterfüllung. Durch seine vieljährige Beteiligung an den Arbeiten des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, für welche er mit besonderer Vorliebe und dem regsten Eifer, unterstützt durch sein vielseitiges Wissen und seine reichen Erfahrungen, seine ganze Kraft zur Aufstellung möglichst vollkommener und einheitlicher Grundsätze für die Gestaltung der Werkstätten und Betriebsmittel, sowie die Einrichtung und Handhabung des Betriebes einsetzte, ist es ihm vergönnt gewesen, auch auf diesem Felde Hervorragendes zu leisten.

Mit gleicher Liebe Anregung aufnehmend, wie gebend, stets mit den neuesten Erscheinungen auf allen Gebieten des Eisenbahnwesens und der Technik überhaupt vertraut, verstand er es, neue Erfindungen und Verbesserungen fruchtbringend zu verwerthen, und trotz des Reichthumes an eigenen Gedanken auch denen Anderer, wenn er sie als bewährt erkannt hatte, neidlos Beachtung und Einführung in weitere Kreise zu verschaffen.

Mit der Ostbahn seit 34 Jahren verwachsen, wie kaum ein anderer Beamter dieser Verwaltung, giebt es bei dieser Bahn auch kaum eine Einrichtung maschinentechnischer Art, die nicht von dem Geiste des Verewigten durchdrungen wäre. Die Erbauung der grossen Werkstätten in Berlin, Ponarth, Schneidemühl und Osterode, die Erweiterung der Werkstätten in Bromberg und Königsberg hat unter seiner Leitung stattgefunden; die vielfach eigenartigen Ausbildungen der Weichen, Signale, Wasserstationseinrichtungen, Drehscheiben und Lastkrähne sind

zum grossen Theil auf ihn zurückzuführen; Entwurf und Bau der Betriebsmittel sind stets unter seiner besonderen Aufsicht ausgeführt. Es würde zu weit führen, hier eingehend seiner vielfachen Erfindungen und Verbesserungen zu gedenken, erwähnt möge nur werden, dass er für die Einrichtung der Personenwagen stets eine besondere Vorliebe gezeigt, und dass der Bau der Personenwagen durch ihn vielfache Verbesserungen erfahren hat; hauptsächlich die Dampfheizung und eine auskömmliche Lüftung der Wagen sind durch ihn zu grosser Vollkommenheit gebracht.

Nicht geringere Aufmerksamkeit schenkte der Verewigte den übrigen Zweigen der Verwaltung, insbesondere brachte er dem Werkstättenwesen stets die grösste Fürsorge entgegen, die höchsten Leistungen verlangend, aber auch jederzeit bemüht, die Einrichtung und den Betrieb zu verbessern. Die mustergültige Ausarbeitung vollständiger Accordverzeichnisse für die Werkstattsarbeiten ist durch ihn veranlasst und die allgemein gültige jetzige Dienstvorschrift für die Einrichtung der Werkstätten- und Werkstattsmaterialien-Verwaltung beruht zum grossen Theil auf den von ihm in den Ostbahn-Werkstätten getroffenen Einrichtungen.

Stand somit für eine so vielseitige und aussergewöhnliche Thätigkeit der rechte Mann am rechten Orte, und wird das von ihm Geschaffene auch noch lange an ihn erinnern, so wird sein Andenken doch auch persönlich lebendig bleiben in den Herzen der vielen Mitarbeiter, Beamten und Arbeiter, die mit und unter ihm geschafft haben. Stets an sich und Andere die höchsten Anforderungen stellend, stets jeder Sache mit grosser Zähigkeit auf den Grund gehend, bis das Beste gefunden war, wusste er doch einem jeden die eigene Freiheit und Schaffensfreudigkeit zu bewahren, verstand er es ohne Hervorkehrung des Vorgesetzten allein durch sein Beispiel zum Aufgebote aller Kräfte für das Allgemeine anzuspornen. So arbeitete Jeder mit Lust und Liebe, freudig und stolz auf die Anerkennung des Verewigten, bemüht, ihm damit zugleich den Dank für die unausgesetzte Fürsorge und das Wohl seiner Beamten und Arbeiter abzutragen, denen er ein zuverlässiger Freund und Berather war. Wem es aber vergönnt war, in nähere Beziehungen zu dem Verewigten zu treten, ihn auch im engeren Familienkreise kennen zu lernen, dem wird die Liebenswürdigkeit und die Selbstlosigkeit seines Wesens unvergesslich bleiben.

Darum trauern mit seinen Hinterbliebenen in den weitesten Kreisen Freunde und Bekannte, Berufsgenossen und Untergebene am Grabe des Dahingeschiedenen. Ein Vorbild kräftigen Schaffens, treuer Pflichterfüllung, lauterster Gesinnung und herzugewinnender Liebenswürdigkeit wird sein Andenken dauernd in Ehren gehalten werden.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

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

Die Entwicklung des Bahnnetzes von London.

(Engineering 1888 Juni, Seite 544.)

Bei Gelegenheit der Genehmigung eines neuen wichtigen Gliedes des Bahnnetzes von London, des sogenannten Outer Circle, in zweiter Lesung im Oberhause wird die Entwicklung dieses Netzes überhaupt besprochen. Die erste Strecke der Metropolitan-Bahn Edgware-road-Kings Cross wurde erst 1853 erbaut; da aber bei der Genehmigung derselben der Grundsatz aufgestellt wurde, ähnliche Anlagen nur dann zu genehmigen, wenn sie sich zu einem gemeinsamen Plane zusammenfügen liessen, so hat sich das Stadtbahnnetz im engeren Sinne einer durchaus einheitlichen Entwicklung zu erfreuen gehabt. Im Gegensatze dazu sind die in London mündenden Fernbahnen sämmtlich ohne Rücksicht auf Verbindung der Linien vorgegangen, und es müssen noch heute nicht allein die durch London kommenden Reisenden selbst für die Beförderung auch des Gepäckes von Bahnhof zu Bahnhof sorgen, sondern mit Ausnahme der mit der North-London-Bahn verbundenen London- and North-Western-Bahn verfügen alle übrigen auch nicht einmal über die erforderlichen Verbindungen, um die für den Themse-Verkehr bestimmten Massengüter, wie Kohlen u. s. w. unmittelbar in den Docks abliefern zu können. Grösstentheils aus dieser Schwerfälligkeit des Verkehrs mit einer Zwischenförderung in Kanalprähmen oder gar Strassenfuhrwerk ist es zu erklären, dass 1886 $11\frac{1}{2}$ Millionen tons befrachteter Schiffe in die Themse ein-, aber nur $6\frac{1}{4}$ Millionen tons mit Fracht, $5\frac{1}{4}$ Millionen tons mit Ballast ausliefen.

Dieses schwere Verkehrshindernis zu heben, hat sich seit langen Jahren in London zum ersten Male wieder eine selbstständige Eisenbahn-Gesellschaft mit dem Zwecke gebildet, einen Outer Circle namentlich im Norden und Westen Londons zu erbauen, welcher bei 29,6 km Gesamtlänge in Ealing an die Great-Western-, zwischen Mill-Hill und Hendon an die Midland-, in New-Southgate an die Great-Northern-, in Kingsbury an die Metropolitan-, bei Sudbury an die London- und North-Western-, und in Upper Edmonton an die Great-Eastern-Bahn anschliessen,

andererseits aber alle diese Bahnen, sowie auch die South-Western-Bahn mit den East- und West-India-, den London- und St. Katherine (Victoria und Albert), den Millwall- und den Tilbury Docks verbinden soll. Nach den Ermittlungen der Ingenieure der Gesellschaft, Price-Williams und Greathead, soll die in noch wenig bebautem Lande liegende Bahn für 1 km 812500 Mark kosten, wonach sich die ganzen Baukosten auf 24 Mill. Mark belaufen würden.

Da die Baukosten für 1 km für andere Londoner Bahnen: auf einem Theile der Metropolitan-Bahn 15 Mill. M., auf der ganzen 35,2 km langen Metropolitan-Bahn durchschnittlich 6,4375 Mill. M., auf der 30,4 km langen District-Bahn durchschnittlich 5,5 Mill. M., auf der 19,2 km langen North-London-Bahn durchschnittlich 4,0625 Mill. M., auf der ganzen 286,4 km langen London-Chatam-Dover-Bahn durchschnittlich 1,7625 Mill. M., auf der ganzen 78,4 km langen London-Tilbury- und Southend-Bahn durchschnittlich 0,425 Mill. M.,

betragen haben, so ist der angesetzte Preis, wenn es gelingt, ihn einzuhalten, ein solcher, dass man von der Bahn ein gutes Betriebsergebnis erwarten darf.

Nach den günstigen Einflüssen, welche die mit etwa $2\frac{3}{4}$ Mill. M. für 1 km erbaute Berliner Stadteisenbahn auf das ganze östliche Bahnnetz Preussens, ja selbst darüber hinaus, gehabt hat, kann man nur wünschen, dass die ähnliche Zwecke verfolgende neue Londoner Verbindungsbahn schnell durchgeführt werden möge.

Vergleich der Baukosten und des Verkehrs der zum Londoner Stadtnetze gehörenden Bahnen für die Jahre 1875 und 1886.

(Engineering 1888 Juni, Seite 545.)

Die nachfolgende Zusammenstellung zeigt den Verkehrsaufschwung und die durch denselben bedingten Anlagekosten

Name der Bahn.	Baukosten. Millionen Mark.			Beförderte Reisende. *) Millionen.			Beförderte Güter. Millionen tons engl.			Gesamteinnahme Millionen Mark.		
	1875	1886	An- wachs	1875	1886	An- wachs	1875	1886	An- wachs	1875	1886	An- wachs
1) Metropolitan	161,060	226,582	65,522	43,614	70,694	27,080	1,284	1,613	0,329	10,533	13,588	3,055
2) Metropolitan-District	109,877	146,710	36,833	25,856	41,274	15,418	—	—	—	5,458	8,948	3,490
3) North-London	76,317	78,825	2,508	20,877	29,244	8,367	1,791	2,351	0,560	7,789	9,499	1,710
4) London, Tilbury, Southend	16,613	45,145	28,532	2,083	5,282	3,199	0,075	0,312	0,237	1,897	3,707	1,810
5) London, Chatham, Dover	431,445	529,869	98,424	20,633	27,797	7,164	1,466	2,195	0,729	20,365	25,724	5,359
6) London, Brighton, South-Coast	383,661	467,226	83,565	25,411	36,152	10,741	1,687	2,347	0,660	35,562	44,303	8,741
Im Ganzen	1178,973	1494,357	315,384	138,474	201,443	71,969	6,303	8,818	2,515	81,604	105,769	24,165

*) Dabei ist die beträchtliche Anzahl derer nicht mitgerechnet, welche auf die Dauerkarten (season tickets) fahren.

vom Jahre 1875 und 1886, welche bei Gelegenheit der Mittheilung*) über die neue Londoner Verbindungsbahn »Outer Circle« angegeben werden.

Die Zahlen zeigen, dass eine eigentliche Stadtbahn, wie die Metropolitan und District, obwohl sie sich zur Beförderung

*) Vergl. Organ 1888, Seite 245.

von Güterzügen eingerichtet hat, doch für den Güterverkehr von geringer Bedeutung ist und bleibt.

Bezüglich der unter 3 bis 6 aufgeführten vier Bahnen verdient noch hervorgehoben zu werden, dass sie in der betrachteten Zeit eine wesentliche Längenvergrößerung nicht erfahren haben, dass sich also der ganze Anwachs auf gleichbleibende Bahnlänge bezieht.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Neue Grabmaschine.

(Engineering 1888 Juli, Seite 25 u. 27. Mit Zeichnung.)

Eine neue Dampf-Grabmaschine wurde der Versammlung der Gesellschaft amerikanischer Maschinenbauer von Ingenieur Clement vorgeführt. Derselbe zeigt die Einzel-Schaukelanordnung des Osgood-Gräbers*) oder desjenigen von Ruston und Dunbar. Die Maschine steht in einem vollständig umbauten Wagen. Der feste Krahn ausleger wird an einer Seilscheibe am oberen Ende der Krahnssäule durch zwei Drahtseile gedreht, das Heben der Schaufel erfolgt durch Winde und Kette. Besonders beachtenswerth ist, dass das Vorschieben der Schaufel nicht, wie bei Osgood und Ruston mittels Kette und Winde, bezw. Zahntrieb und Zahnstange erfolgt, sondern dadurch, dass die Kolbenstange eines schwingend im Krahn auslager gelagerten Dampfzylinders unmittelbar am Schaufelstiele angreift. Bei einer grösseren Erdarbeit soll der Aushub eines Cubikmeters mittels dieses Gräbers einschliesslich aller Unkosten nur 5,5 Pf. (1 cent für 1 cbyard) gekostet haben.

Arthur Kill-Drehbrücke von Staten Island nach New-Jersey, New-York.

(Scientific American 1888 Juni, Seite 399. (Mit Abbildungen.)

Um die Ufer von Staten-Island für den Hafenverkehr von New-York durch bislang fehlende Bahnverbindung besser nutzbar zu machen, ist von der Staten-Island Rapid-Transit-Gesellschaft eine grossartige Eisenbahndrehbrücke über den, Staten-Island von New-Jersey trennenden Arthur Kill-Arm erbaut, welche namentlich von der Baltimore- und Ohio-, der New-Jersey-Central- und der New-York-, West-Shore- und Buffalo-Eisenbahn benutzt werden wird. Die Genehmigung der Ausführung in 2 Jahren Bauzeit erfolgte am 16. Juni 1886, die Brücke wurde demgemäss zum ersten Male am 13. Juni 1888 eingeschwenkt und von einem Zuge befahren. Die Gesellschaft gestattet die Benutzung durch jede beliebige Bahngesellschaft gegen Entrichtung einer Abgabe. Die Einhaltung der Bauzeit ist um so bemerkenswerther, als von der an sich kurzen Zeit sechs Monate durch Streitigkeiten mit den beiden durch die Brücke berührten Staaten verloren gingen. Die Brücke umfasst, abgesehen von den beiden Auffahrtrampen, zwei kleinere je 45,75^m (150') weite feste Landöffnungen und zwei je 76,25^m (250') weite Mittelöffnungen, welche von einer doppelarmigen Drehbrücke überspannt werden; die lichten Durchfahrtsweiten haben je 63,44^m (208') Weite.

*) Organ 1887, Seite 210.

Der gerade Untergurt liegt 9,15^m (30') über Hochwasser. Die Träger ruhen auf 5 Pfeilern aus Granit vom Champlain-See, und haben bei der Gründung erhebliche Schwierigkeiten bereitet. In geöffneter Stellung bleiben die Enden ungestützt, es ist aber ein der ganzen Brückenausdehnung entsprechendes Holzgerüst in den Fluss gesetzt. Die zum Oeffnen erforderliche Zeit beträgt 2 Minuten. Die Kosten haben 1,89 Mill. Mark betragen.

Nachdem die Herstellung der Theile durch Arbeiter-Ausstände erheblich gestört war, erfolgte die Aufstellung der beiden Hauptöffnungen in vier Wochen, zwei weitere Wochen genügten zum Einbringen der Maschinentheile. Das Gewicht der Drehöffnungen beträgt 666,5 t oder 4,34 t für 1^m, das der festen Endöffnungen je 86,4 t bezw. 1,9 t.

Der Ueberbau ist von der Keystone-Brückenbau-Gesellschaft geliefert, Ingenieur der unternehmenden Gesellschaft ist Ch. Ackenheil, die Steinpfeiler wurden von den Unternehmern Boller und Mc.Gaw ausgeführt.

Flusseisen für Brückenbauten.

(Stahl und Eisen 1888 Juli, Seite 449.)

Herr Mehrrens, der bekannte Verfasser mehrerer bedeutender Arbeiten über Eigenschaften, Behandlung und Verwendung der Baumetalle*) bespricht in einem längeren Aufsätze den in den Annales des Ponts et Chaussées 1888 veröffentlichten Bericht, welchen der »Conseil général des Ponts et Chaussées« auf Anforderung der rumänischen Regierung gelegentlich der Erbauung der Brücke bei Cernavoda über die Borcea und Donau über die Verwendbarkeit von Flusseisen bezw. Stahl zu Brückenbauten erstattet hat. Es sei kurz erwähnt, dass die Brücke aus vier Donau-Oeffnungen und drei Borcea-Oeffnungen von je 165^m Weite in der Wagerechten, und einer zwischenliegenden Brücke auf einer Insel in Steigung 1 : 100 mit 52 Oeffnungen von je 50^m Weite besteht. Erstere erhalten Halbparabel-, letztere Parabelträger.

Der Ausschuss des »Conseil« beschäftigte sich hauptsächlich mit der Lösung folgender Fragen:

1. Vergleich der Gewichte für Brücken aus Schweisseisen und Martin Stahl bei verschiedenen Spannweiten;
2. Vergleich der Kosten der Material-Beschaffung und Verarbeitung;

*) Eisen und Eisencontructionen, Organ 1888, Seite 81. Centralblatt der Bauverwaltung 1888, No. 5, 6, 8 u. 8a.

3. Bestimmung der Grenze der Spannweite, für welche die Verwendung von Flusstahl vortheilhafter ist, als Schweisseisen;
4. Feststellung der Bedingungen für die Festigkeits-Eigenschaften der vorzuschlagenden Flusstahl-Sorte;
5. Beste Art der Verarbeitung und Vernietung;

und hielt zu dem Zwecke Rundfrage bei den bedeutendsten französischen Werken und Ingenieuren, zog auch die Bestimmungen der französischen Marine, der englischen Admiralität, des Board of Trade, sowie die an schon ausgeführten stählernen Bauwerken gemachten Erfahrungen in den Bereich seiner Untersuchungen. Die wichtigsten Ergebnisse sind in der folgenden Zusammenstellung enthalten.

	N a m e n der Werke, Behörden oder Brücken	Festigkeits- Bedingungen			Zulässige Inan- spruchnahme in kg und qmm		Verhältnis zwischen den Preisen von Stahl und Eisen	Material der Niete	Art der Niet- loch- Herstellung	Ersparnis zu Gunsten des Stahles bei Öff- nungen von	
		km/qmm Zug- festigkeit	0/0 Dehnung auf 200 mm	km/qmm Elastici- tätsgrenze	Haupt- träger	Bahn- gerippe u. s. w.				165 ^m	50 ^m
1	Werke von Batignolles	45—50	20—18	—	10—12	—	0,80	Stahl	aufgerieben	25—33	0—7
2	" " Fives-Lille	45—50	20	—	10—11	9	0,87	Eisen	aufgerieben	12—15	0—8
3	" " Creusot	42—45	22—20	21	—	—	0,87	Stahl	gestossen	—	—
4	" " Cail	45	20	21	12	—	0,95	—	—	—	—
5	" " Terre-Noire	42—45	22—20	22—25	10	10	0,75	—	—	—	—
6	Gesellschaft P.-L.-M.	42	20 *)	26	10	8	—	Eisen	aufgerieben	27—30	0—8
7	Französische } Bleche von 6 bis 8 mm Marine- } " " 8 bis 20 " " " } " " 20 bis 30 "	43	21	—	—	—	—	Eisen	aufgerieben	—	—
8		42	22	—	—	—	—	oder		—	—
9		42	24	—	—	—	—	Stahl		—	—
10	Englische Admiralität	42—49	20	—	10,7	—	—	—	—	—	—
11	Brücke über den Firth of Forth	47—52	20	—	11,8	—	—	Stahl	gebohrt	—	—
12	Brücken in Lyon	47	24 *)	24	10	—	—	Stahl	—	—	—
13	Eisenbahnlinie Tours-Sargé	40—48	24 *)	24	10	—	—	Stahl	—	—	—
14	Brücken in Rouen	50	18	22	—	—	—	Eisen	—	—	—
15	Drehbrücke in Caen	50	25 *)	25	10	—	—	Stahl	gebohrt	—	—
16	Plattsmouth und Bismarck-Brücken	—	—	—	10,8	—	—	—	—	—	—

Im wichtigsten Theile des Berichtes zieht der Ausschuss das Ergebnis, dass für die grossen Öffnungen Martinstahl zu verwenden sei, welcher neben einer erheblichen Kostenersparnis eine Verminderung des Eigengewichtes um 40 % ermöglicht, für die 50^m Öffnungen solle man dagegen die Wahl des Baustoffes den in Wettbewerb tretenden Werken überlassen, da die hier erheblich geringere Ersparnis möglicher Weise durch andere Umstände überwogen werden kann.

Im besonderen wird vorgeschlagen, zu bestimmen, dass das Material derselben bei der Prüfung mindestens 42 kg und höchstens 45 kg Zugfestigkeit, ferner mindestens 21 % Dehnung und eine Elasticitätsgrenze von 24 kg aufweisen soll. Die Summe der Gütezahlen (Werthziffern) für Zugfestigkeit und Dehnung darf dabei nicht weniger als 65 betragen. Die Gütezahlen gelten bei Formeisen nur für die Längsfaser, bei Blechen im allgemeinen für Längs- und Quersfaser. Nur bei Blechen unter 400^{mm} Breite dürfen Zugfestigkeit und Dehnung nach der Quersfaser um 2 kg bzw. 2 % geringer sein, als oben vorgeschrieben. Die Niete sind aus Flusschmiedeseisen (acier doux) von 38 kg Zugfestigkeit und 28 % Dehnung zu fertigen.

Ausser den Festigkeits-Proben sollen noch Härte-Biegeproben und Warm-Schmiedeproben vorgenommen werden und zwar nach den bekannten, darüber bei der französischen Marine schon seit längerer Zeit bestehenden Vorschriften.*)

Die zulässige Inanspruchnahme des Materiales darf für die Hauptträger der Brücke infolge der Einwirkung des Eigengewichtes, einschliesslich der Verkehrs- und Windlast, höchstens

12 kg, für das Bahngerippe, bzw. solche Brückentheile, welche den Stössen der Verkehrslast und deren Veränderlichkeit unmittelbar ausgesetzt sind, höchstens 9 kg auf 1 qmm betragen. Nietlöcher werden überall abgezogen, und 1 qmm der flusseisernen Niete soll höchstens 7 kg tragen. Die Bleche sind ohne Stösse zu richten, alle warm bearbeiteten Theile sind nachträglich auszuglühen, Scheerenschnitte 2^{mm} tief nachzuhobeln, gestossene Nietlöcher 1^{mm} tief aufzureiben; das Nieten soll mit Pressen geschehen und die Niete sind in Oefen heiss zu machen. Auf dem Bauplatze dürfen nur kupferne Hämmer verwendet werden.

Herr Mehrtens bemerkt hierzu, dass die zulässige Beanspruchung in den vorwiegend vom Eigengewichte beanspruchten Trägern von 165^{mm} Weite mit 12 kg zu gering gegriffen erscheint, wenn angenommen wird, dass die Spannungsermittlung scharf unter Berücksichtigung der Nebenspannungen erfolgt; diese Beanspruchung tritt bei unseren neueren grossen eisernen Brücken thatsächlich ein. Nach den Festigkeitszahlen 42 kg für Flusseisen und 36 kg für Schweisseisen, würde danach die Beanspruchung flusseiserner Brücken $\frac{12 \cdot 42}{36} = 14$ kg betragen können; wäre diese nicht zulässig, so läge kein Grund vor, Flusseisen statt Schweisseisen zu verwenden.

Als auffällig bezeichnet Herr Mehrtens ferner den Mangel irgend welcher Festsetzungen über den Kohlenstoffgehalt des Flusseisens, sowie überhaupt über chemische Prüfungen. Nur Considère giebt 0,08 % als die äusserste Grenze des

Phosphorgehaltes an. Der Bauingenieur sollte die chemische Zusammensetzung nicht aus dem Auge lassen, weil bei gleichen Festigkeits-Eigenschaften, das von P, Si und S freiere Kohlenstoffeisen das zähere zu sein pflegt, und der Höchstgehalt von C ohne Einbusse an Zähigkeit gesteigert werden kann, je reiner das Eisen ist.

Die vorgeschlagenen Güteziffern 42 bis 45 kg Festigkeit bei 21% Dehnung des 200^{mm} Stabes und 24 kg Elasticitätsgrenze entsprechen dem heutigen allgemeinen Gebrauche. Es macht sich aber heute das Bestreben vielfach geltend, die Zähigkeit auf Kosten der Festigkeit zu erhöhen und das kann leicht dahin führen, dass die Vortheile des Flussschmiedeeisens für grosse Bauten verloren gehen.

Dieser Umstand führt Considère zu der Forderung eines Flussmetalles, welches bei 55 kg Festigkeit und 30 bis 32 kg Elasticitätsgrenze 19% Reckung und 37 bis 42% Einschnürung aufweisen soll. Er weist dabei auf die Schienen hin, von denen aber keine lange Dauer verlangt wird und welche sich in Folge ihrer Querschnittsverhältnisse und geringen Bearbeitung in vergleichsweise sehr günstiger Lage befinden, welche allerdings andererseits auch durch die Stösse sehr ungünstig beeinflusst werden. Considère hält es für unbedingt zulässig, ein dem der Schienen ähnliches Flussmetall auch für Brückentheile zu verwenden. In der Zukunft ist ein wesentlicher Fortschritt in der Frage nur in der Weise möglich, dass sich Hüttenmann und Bauingenieur zur Gewinnung und Verwendung eines »zäharten« Flusstahles vereinigen.

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

Goliath-Schiene*) der Belgischen Staatsbahnen.

(Engineering 1888, Juli, Seite 34.)

Ingenieur Sandberg, von welchem der Vorschlag, 49,63 kg für 1^m (100 Pfund für 1 yard) wiegende Schienen zu verwenden, ausgegangen ist, theilt mit, dass von solchen Schienen auf den Belgischen Staatsbahnen 1886 300 t, 1887 1000 t verlegt sind, und dass die Bestellungen für 1888 den Betrag von 10000 t erreichen. Man hat in der kurzen Zeit, so günstige Erfahrungen sowohl hinsichtlich der Schienenabnutzung, wie der Bahnunterhaltung, wie auch der Schonung der Betriebsmittel gemacht, dass die Schiene jetzt auf allen Linien mit schwerem Verkehre nahezu ausschliesslich verlegt wird.

Schienenstoss der New-York-Centralbahn mit Bush's Verschlussbolzen.

(Railroad Gazette 1888, März, S. 200, mit Abbildungen.)

(Hierzu Zeichnung Fig. 20 u. 21, Taf. XXXIII.)

Der Ober-Ingenieur der New-York-Centralbahn, Herr Katté, hat den in Fig. 20 u. 21, Taf. XXXIII dargestellten Schienenstoss entworfen und bereits auf etwa 55 km zwischen Peekskill und Poughkeepsie verlegt. Die Schiene wiegt 39,7 kg für 1^m, und sie ist auf der Stoss- und der Mittelschwelle mittels Bush's Verschlussbolzen sonst mit Hakennägeln befestigt. Diese Verschlussbolzen treten ohne Spitze, aber mit in einander passenden Ausklinkungen am unteren Ende, in zwei vorgebohrte Löcher, welche sich der Breite nach zur Hälfte decken, so dass beide Bolzen in verdrehter Stellung eingeführt werden können; in

richtige Stellung gedreht greifen sie dann mit den Ausklinkungen so in einander, dass das Herausziehen des einen durch den anderen verhindert wird. Die Schiene wird dann mittels Klemmplättchen befestigt, welche sich mit stumpfen Schneiden auf die Holzschwelle legen.

Der Stoss ist ruhend aber auf drei Schwellen angeordnet, so dass die Winkellaschen mit schwachem Fusse die Länge von 1016^{mm} erreichen und das Paar rund 32 kg wiegt, ihre Befestigung erfolgt mittels 6 19^{mm} starker Stahlbolzen. Auf der mittleren Stosschwelle greift das Klemmplättchen der Bush-Bolzen in eine Ausklinkung der Laschen und auf den beiden äusseren Stosschwellen greifen je zwei Schienennägel in kleinere Ausklinkungen der Laschen, so dass drei Schwellen an der Verhinderung des Wanderns theilnehmen.

Die älteren Strecken der New-York-Centralbahn seit 1884 in der Central-Station und der Harlem-River Linie haben auch schon die schwere Schiene, und Bush's Bolzen in der Schienenmitte, dabei aber schwebenden Stoss mit Bush's Bolzen auf den Stosschwellen. Häufig beobachtete Laschenbrüche haben zur Annahme des ruhenden Stosses geführt. Es wird bei der neuen Anordnung auf besonders sorgfältige Stopfung der mittleren Stosschwelle gehalten werden müssen, da bei niedriger Lage derselben die Gefahr des Bruches der grade im Stosse durch die Ausklinkung geschwächten Lasche besonders nahe liegt. Es fällt überhaupt auf, dass der Laschenfuss gerade an der wichtigsten Stelle weggeschnitten ist, er trägt zur Laschenverstärkung in Folge davon gar nichts bei, und dient nur zum Verhindern des Wanderns.

*) Organ 1887, Seite 166.

B a h n h o f s e i n r i c h t u n g e n .

Durch Luftdruck betriebene Stellwerke.

(Railroad Gazette 1888, Juni, Seite 361 und 379 mit Abbildungen.)

Die Union Swith- und Signal-Gesellschaft hat an etwa 12 verschiedenen Stellen, z. B. in Oakland, Cal. und Pittsburgh Weichenstellwerke mit Luftdruckbetrieb, wie es heisst mit bestem

Erfolge erbaut. An der Weiche wird ein doppeltwirkender Druckcylinder angebracht, welcher bei Beginn der Bewegung den Riegel löst, in der Mitte die Weiche umstellt und am Ende den Riegel wieder einschiebt. Für diese Cylinder wird an geeigneter Stelle ein Behälter für Pressluft aufgestellt, welcher von einer Dampf-

pumpe mit Kessel gefüllt wird, und von dem aus je eine Leitung nach jedem Cylinder geht. Soweit diese Leitungen zusammenliegen, können sie zu einer vereinigt werden, denn die Pressluft ergibt nur die Kraftquelle, sie dient nicht zur Verbindung mit dem Stellwerke. Von diesem aus führt eine enge, mit nicht gefrierender Flüssigkeit gefüllte Steuerleitung zum Schieber des Weichencylinders, sie kann vom Wärter mittels Benutzung der Pressluft unter Luftdruck oder Luftleere gesetzt werden und steuert dann den Druckcylinder entsprechend um.

Auch die Signale der Fitchburg- und West-Shore-Bahn, sowie die Blocksignale der Pennsylvania-Bahn auf etwa 15 km Länge bei Pittsburgh haben Pressluftbetrieb. Auf dem Maste befindet sich ein Druckcylinder, welcher Luft aus dem Hauptbehälter erhält; sein Schieber wird elektrisch angestellt, und im Stellwerke verriegelt. In Pittsburg ist eine besondere kleine Luftpumpe aufgestellt. Für die 7,2 und 11,2 km entfernten Bahnhöfe Wilkinsburg und East Liberty steht die Pumpe 8 km von Pittsburgh in den Werkstätten in Torrens; es wird beabsichtigt, die ganze Anlage von diesem Punkte aus zu betreiben. Die Pressung, welche für die Druckcylinder nutzbar zu machen ist, beträgt etwa 4,2 at.

Die Einzelanordnungen der Verschlussvorrichtungen sind in der Quelle nicht angegeben. Bemerkenswert ist nur, dass die Bedienung sehr wenig Kraftleistung beansprucht, dass die sämt-

lichen Einrichtungen sehr wenig Platz wegnehmen und bequem anzubringen sind, namentlich können die Leitungen, deren Unterbringung bei Gestängen und Drahtzügen oft so schwierig ist, in beliebiger Weise unterirdisch, wenn es nöthig ist, ausserhalb des Bahnkörpers angebracht werden. Was den Kostenaufwand anlangt, so hängt dieser ganz von den örtlichen Verhältnissen ab. Für kleine in der Gleislage einfache Bahnhöfe wird eine Gestänge- oder Drahtzuganlage billiger sein. Auf grossen stark ausgenutzten Bahnhöfen mit vielen gleichmässig vertheilten Weichen, wo vielleicht mehrere Stellwerke durch eine Presspumpe mit Leitung versorgt werden können, liegt die grössere Billigkeit neben der leichteren Bedienung auf Seite der Pressluftanlage.

Hall's Doppel-Dampfpumpe.

(Engineering News vom 3 März 1888, S. 157.)

Die Quelle gibt eine Beschreibung der Steuerung dieser, im Aeusseren der Worthington-Pumpe*) ähnlichen Bauart, bei welcher der den Schieber bewegende Hilfskolben des einen Cylinders durch entsprechende Dampfkanäle von dem Hauptkolben des anderen gesteuert wird. Die Anordnung ist sehr verwickelt.

v. B.

*) Organ 1887, Seite 21.

Maschinen- und Wagenwesen.

Schnellzug-Locomotive der New-York, Lake-Erie & Western-Bahn.

(Railroad Gazette vom 6. Januar 1888, Seite 3.)

Die Locomotive hat die gewöhnliche Anordnung, 2 gekuppelte Achsen, vorne ein zweiachsiges Gestell. Der Rost, für Anthracitkohle bestimmt, ist sehr gross und besteht aus Wasserröhren mit dazwischen von hinten eingeschobenen Rundstäben; da der Feuerkasten auf den Rahmen steht, so sind die Triebachsfedern unter die aus Phosphorbronze hergestellten Lagerkasten gehängt. Die Haupt-Abmessungen sind folgende:

Cylinder	483 × 610 ^{mm}
Triebraddurchmesser	1730 ^{mm}
Heizfläche (innen)	130 qm
Rostfläche	3,7 «
Triebachsbelastung	35,5 t
Gesammtgewicht im Dienste	52 t

Die Leistungsfähigkeit der Locomotive ist hiernach eine sehr grosse, doch überschreitet die Triebachsbelastung das bisher übliche Mass wie bei vielen neueren amerikanischen Locomotiven erheblich.

v. B.

Locomotive für gemischten Dienst der Michigan-Central-Bahn.

(Railroad Gazette vom 24. Febr. 1888, Seite 116.)

Diese, für schwere Personenzüge und Eilgüterzüge bestimmte Locomotive ist nach der »zehnradrigen« Anordnung gebaut, hat also 3 Kuppelachsen und ein zweiachsiges Drehgestell. Die Hauptabmessungen sind folgende:

Cylinder	483 × 610 ^{mm}
Triebraddurchmesser	1730 ^{mm}
Dampfüberdruck	11,4 Atm.
Heizfläche (innen)	147 qm
Rostfläche	2,65 qm
Triebachsbelastung	42,6 t
Gesammtgewicht	53,5 t

Die Leistungsfähigkeit der Locomotive ist hiernach eine ungewöhnlich grosse.

v. B.

Güterzug-Locomotive der Newport-News & Mississippi-Valley-Bahn.

(Railroad Gazette vom 16. März 1888, Seite 166. Mit Abbildungen.)

Die Anordnung ist die vorstehend beschriebene; Feuerkasten sehr tief, für weiche Kohle bestimmt.

Haupt-Abmessungen:

Cylinder	483 × 610 ^{mm}
Triebräder	1450 ^{mm}
Heizfläche	130 qm
Rostfläche	1,66 qm.

v. B.

Verbund-Locomotive von Worsdell.

(Engineering vom 30. März Seite 309 und 13. April 1888, Seite 360. Mit Abbildungen.)

In einer neueren Anordnung seiner Verbund-Locomotiven hat Worsdell statt der vorderen Laufachse ein zweiachsiges Drehgestell angenommen, welches ausser einer Drehung um den

Mittelzapfen eine seitliche Verschiebung zulässt, indem der Mittelzapfen in einem Schlitten befestigt ist, welcher sich zwischen zwei radialen Gleitstücken bewegt. Diese letzteren bilden zugleich die Querverbindung der Rahmenstücke des Drehgestelles und sind nach einem Halbmesser von 3^m gekrümmt. Die Begrenzung der seitlichen Bewegung des Schlittens geschieht durch Federn und seitliche Stossbuffer. Die Abmessungen der Cylinder, des Kessels u. s. w. sind die früheren geblieben.

Des Weiteren werden in obiger Quelle eine Reihe von Indicatoraufzeichnungen sowohl von Güterzug- als Eilzuglocomotiven wiedergegeben, sowie eine Uebersicht der Kohlenersparnisse mit Worsdell'schen Locomotiven, gegenüber solchen gewöhnlicher Anordnung. Hiernach sind Ersparnisse von 14—20% während längerer Betriebszeit erzielt worden. J.

Leach's bewegliche eiserne Stehbolzen.

(Engineer. Februar 1888, Seite 110. Mit Abbildungen.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 14—17, Taf. XXXI.)

Die Versuche mit schmiedeeisernen Stehbolzen haben gezeigt, dass letztere häufig dicht an der äusseren Feuerkistenwand in Folge der Biegungs-Beanspruchung durch verschiedenartige Ausdehnung der inneren und äusseren Feuerkiste brechen. Leach's Anordnung beweglicher eiserner Stehbolzen vermeidet diese Biegungs-Beanspruchung dadurch, dass der in der äusseren Feuerkistenwand befindliche Kopf des Stehbolzens halbkugelförmig ausgebildet ist und sich in einem in die Wandung eingeschraubten, schmiedeeisernen Futter frei bewegen kann. (Fig. 14 und 17, Taf. XXXI). Die Dichtung zwischen dem Stehbolzenkopfe und Futter wird durch ein zwischengelegtes Kupferblech hergestellt. Ueber den Stehbolzenkopf wird in das Futter noch eine Mutter eingeschraubt, um jede etwa entstehende Undichtigkeit zu verhüten. — Die erwähnte Stehbolzenanordnung wurde bei der Rajputana Malwa Bahn (Indien) seit drei Jahren mit sehr gutem Erfolge in Anwendung gebracht und es sollen über 20000 kupferne Stehbolzen gegen derartige eiserne ausgewechselt sein. J.

Die Gresham'sche Sandstreuvorrichtung und verbesserte Anordnung von Bloxham.

(Engineer. vom 18. Mai 1888, Seite 401. Mit Abbildungen.)

Mit der Einführung der neuerdings in England wieder beliebten ungekuppelten Schnellzuglocomotiven (mit allerdings zum Theil sehr erheblicher Belastung der Triebachse) gingen Hand in Hand die Versuche mit einer geeigneten Sandstreuvorrichtung, um durch Vermehrung der Reibung erforderlichen Falls, wie beim Anziehen und bei feuchten Schienen, die Zugkraft zu erhöhen.

Nach den bislang bekannten Berichten sollen in dieser Richtung besonders mit der Sandstreuvorrichtung von Gresham gute Erfolge erzielt sein.

Die Vorrichtung, deren Anordnung aus der Fig. 54 leicht ersichtlich ist, wirkt in der Weise, dass durch den Bläser F und die Luftkammer D ein Luftstrom unterhalten wird, durch welchen der Sand über die Lippe C mitgerissen wird. Der

Bläser wird mittels Dampfstrahles oder durch Pressluft durch einen am Führerstande befindlichen Hahn in Thätigkeit gesetzt, auch kann durch letzteren die Stärke des Luftstromes, beziehentlich die mitgerissene Sandmenge, beliebig geregelt werden. Die Vorrichtung soll hauptsächlich auch für Gegenden mit feuchter Witterung von Nutzen sein.

Auf Grund der Erfahrungen, welche Herr Bloxham in einer Zuschrift an den Herausgeber des Engineer. mittheilt, hat

jedoch die Vorrichtung in dieser Anordnung grade für Gegenden mit feuchtem Klima einige nicht zu bestreitende Mängel. Die durch D eintretende feuchte Luft bewirkt nämlich ein Ansetzen feiner Sandtheilchen an den Wandungen des herabführenden Rohres und verstopft dieses zuweilen schon während einer Fahrt. Auch der tief

liegende Bläser bietet, wenn derselbe, wie es meist geschieht, mittels Dampfstrahles betrieben wird, Veranlassung zu Störungen, indem die Düse im Winter leicht zufriert, wenn die Vorrichtung auch nur kürzere Zeit ausser Thätigkeit gesetzt wird.

Diese Mängel werden durch die von Herrn Bloxham angegebene und in Fig. 55 dargestellte Sandstreuvorrichtung, wie Versuche dargethan haben, wirksam vermieden. In der Zeichnung stellt A den Sandkasten, B den Fülltrichter, C das Dampfrohr, D den Bläser, G das Luftrohr dar. Das

Letztere geht bis etwa 35^{mm} über den Boden des Sandkastens herab, während der Bläser etwa 300^{mm} tiefer als derselbe liegt. Da das Dampfrohr innerhalb des Luftrohres angeordnet ist, so wird die Luft erwärmt und der Sand bleibt trocken, umgekehrt wird der Bläser, da er innerhalb des Sandrohres liegt, vor dem Einfrieren geschützt, umsomehr, da niedergeschla-

gene Dampftheilchen leicht abtropfen können. Auch das lange freihängende Dampfzuführungsrohr F (Fig. 54) mit grosser Abkühlungsfläche der Gresham'schen Anordnung kann hier leicht vermieden werden.

Die verbesserte Sandstreuvorrichtung von Bloxham scheint demnach in der That der Gresham'schen vorzuziehen zu sein. J.

Fig. 54.

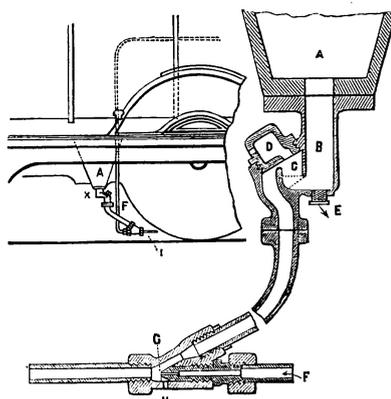
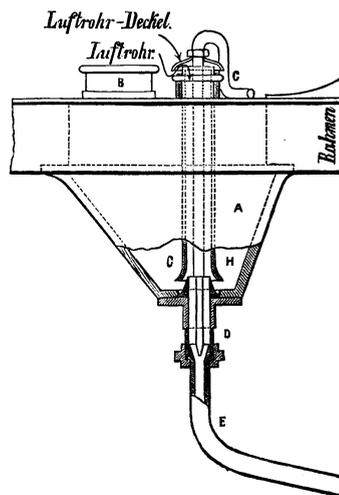


Fig. 55.



Verbundlocomotive Mallet für 60 cm Spur.

(Revue industrielle, 1888, Juli, Seite 263. Mit Abbildungen.)

Zu der im Organe 1888, Seite 253, kurz beschriebenen Schmalspurbahn von Laon-Bahnhof nach Laon-Stadt hat Mallet eine besondere kleine gegliederte Verbundlocomotive entworfen. Sie hat zwei Triebachsen und zwei Kuppelachsen, von denen je eine Trieb- und eine Kuppelachse in ein Gestell vereinigt sind. Die beiden hinteren Achsen in festem Gestelle unter der Feuerbüchse und den Wasserkästen werden von zwei Hochdruckcylindern mit 12 at Spannung betrieben. Die beiden Vorderachsen ruhen in einem um einen lothrechten Mittelzapfen drehbaren Bisselgestelle unter der Rauchkammer und werden von den beiden Niederdruckcylindern mit 5 at Spannung bewegt. Im Dampfrohre zwischen den beiden Cylindergruppen ist ein Gelenk angebracht, um die vordere beweglich zu machen; die Verbundanordnung ist nach Mallet mit der Möglichkeit der Zulassung frischen Dampfes in alle Cylinder getroffen. Die Ersparung, gegenüber unmittelbarer Dampf Wirkung, wird auf 15% geschätzt.

Die Hauptabmessungen der kleinen Locomotiven sind:

Durchmesser der Hochdruckcylinder . . .	170 mm
« « Niederdruckcylinder . . .	255 «
Kolbenhub	260 «
Raddurchmesser	600 «
Achsstand in jeder Achsgruppe	850 «
Achsstand zwischen den äussersten Achsen	2800 «
Länge zwischen den Bufferbohlen	4800 «
Grösste Breite	1900 «
Rostfläche	0,42 qm
Gesamt-Heizfläche	22,3 «
Kesselspannung	12 at
Inhalt der Wasserkästen	1200 l
Gewicht der Locomotive leer	9 t
« « « betriebsfähig	11,5 t
Grössester Raddruck	1437 kg

Auf der Linie bei Laon hat diese Locomotive eine Krümmung von 27 m Halbmesser und etwa 300° Winkeländerung in einer Steigung 1:21,8 zu durchlaufen. Auf einer Steigung von 1:12 $\frac{1}{2}$ beträgt die zu bewegende Last noch 5 t und schon 10 t auf der Steigung 1:16 $\frac{2}{3}$. Auf der geraden Wagerechten können bei 75 Pferden Arbeitsleistung 280 t Zuggewicht bewegt werden. Für 60 cm Spur wurde eine gleich starke Locomotive bisher nicht entworfen.

Achtradriger Plattformwagen von 100,000 Pfund Tragfähigkeit.

(Railroad Gazette v. 11. Mai 1888, Seite 298.)

Jedes Ende des Wagens wird durch je 2 zweiachsige Drehgestelle getragen, auf deren Mittelzapfen ein gemeinsamer Langträger ruht, welcher seinerseits in der Mitte den Wagenrahmen trägt; für eine gleichmässige Vertheilung der Last auf die 4 Gestelle ist also gesorgt. Das Gewicht des leeren Wagens ist 51,800 Pfund, die Länge der Ladefläche 39' (~ 11,9 m).

v. B.

Erztransportwagen von 25 t Tragfähigkeit.

(Engineer. vom 27. April 1888, Seite 345. Mit Abbildungen.)

Die Quelle bringt ausführliche Zeichnungen und Beschreibung von Erztransportwagen für die aussergewöhnliche Tragfähigkeit von 25 t. Da die Erze der Gellivara-Gruben in Schweden, zu deren Verladung nach der Küste auf der Grubenbahn gleichen Namens die Wagen gebaut sind, gegen 70% reines Eisen enthalten, so musste bei gleichem Laderaume eines gewöhnlichen Wagens die Tragfähigkeit so weit erhöht werden. Die Wagen sind dreiachsrig mit kräftigem, eisernem Untergestelle und schwerem, stark abgesteiftem Trichterkasten mit Bodenentleerung gebaut und besitzen Westinghouse- und Handbremse. Das Eigengewicht eines Wagens beträgt 10 t; die Züge werden aus 40 beladenen Wagen zusammengesetzt, sodass das Zuggewicht 1400 t erreicht.

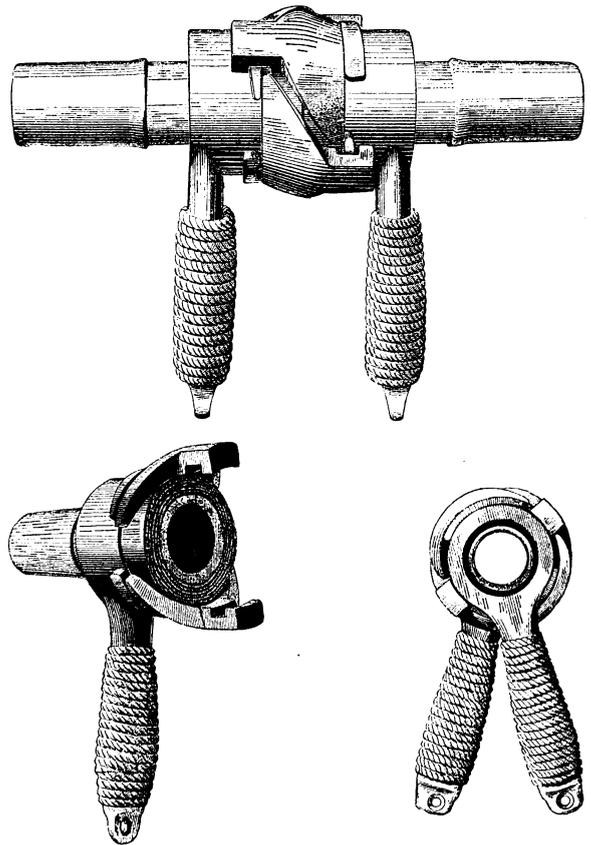
J.

Kuppelung für Dampfheizung von McElroy.

(Railroad Gazette v. 25. Mai 1888, Seite 331.)

Diese sehr einfache und zweckmässige Kuppelung ist in Figur 56 dargestellt und besteht aus 2 gleichartigen Theilen,

Fig. 56.



deren jeder eine Muffe mit Handgriff und einem Rohransatz enthält; die Muffen greifen mittels geeigneter schraubenförmiger Ansätze und Vorsprünge derart übereinander, dass sie bei dem Verdrehen der Handgriffe die Rohransätze fest an einander drücken.

Die Enden der Handgriffe sind durch Ketten derart mit den Wagen verbunden, dass die Kuppelung gelöst wird, sobald die Wagen auseinander geschoben werden.

v. B.

S i g n a l w e s e n .

Die elektrischen Pressluft-Signale für Blockanlagen

(Railroad Gazette 1888, Juni, Seite 379),

wie sie die Union Switch and Signal-Gesellschaft 1883 auf einer 19,2 km langen Steigung 1:88 zwischen Ashbournham und Fitchburg ausgeführt hat, sind in eine der selbstthätigen Blockanlagen mit elektrischem Schienenstromkreise eingefügt, welche im »Organe« 1884 Seite 197 und 1888 Seite 77 ausführlich beschrieben sind. Die Blockstrecken sind etwa 1,6 km lang, die Blocküberdeckungstrecken etwa 305 m. Die Blocksignale sind etwa 61 m in die Blockstrecke hineingerückt, damit der Locomotivführer die Wirksamkeit selbst prüfen kann. Die Strecke entlang führt von Fitchburg aus, wo eine der Westinghouse-Bremspumpe ähnliche Luftpumpe 4,2 at Pressung herstellt und wo die Luft vor Eintritt in den Hauptbehälter eine Kühlschlange durchläuft, eine 25 mm weite Leitung 46 cm unter Erdoberfläche zwischen den Gleisen. An Brücken und sonstigen Stellen, wo die Leitung zu Tage tritt, sind Längenausgleichs-Bögen angebracht, auch besitzt die Leitung in etwa 0,8 km Theilung Rückschlagklappen, um eine Störung thunlichst für den Augenblick auf kurze Strecken zu beschränken. An jedem Blockmaste führt eine 6,3 mm weite Zweigleitung mit Rückschlagklappe zu einem unterirdisch am Mastfusse gelagerten Blechbehälter, welcher die für 12 Signalstellungen erforderliche Luft enthält. Eine Verletzung der Leitung hat also nicht unmittelbares Versagen der Signale zur Folge. Von diesem Behälter führt eine 12,7 mm weite Leitung am Maste hinauf zum Bewegungscylinder. Am Maste ist der übliche Arm angebracht, welcher von dem mit Laternenblende und Gewicht versehenen Rückarme wagerecht gehalten wird. Dicht vor dem Drehpunkte greift am Arme eine nach unten in einen etwa 90 cm langen Steigbügel auslaufende Lenkstange an; dieser Bügel umfasst ein am Maste befestigtes Gehäuse, in welchem der Druckcylinder steht. Dieser wirkt durch Zulassen der Luft über den Kolben einfach nach unten, und da seine Kolbenstange mit dem unteren Bügelschlusse verbunden ist, so senkt der Cylinder unter Druck gesetzt den Arm in die 60°-Stellung unter Anhebung des Gegengewichtes. Wird die

Luft aus dem Cylinder gelassen, so stellt das Gegengewicht den Arm wagerecht und schiebt mittels des Bügels den Kolben wieder ein. Die Steuerung des Luftschiebers erfolgt nun durch den Anker eines in den Stromkreis einer Ortsbatterie eingeschalteten Elektromagneten; dieser Orts-Stromkreis wird durch den Schienenstrom*) mittels Elektromagneten geschlossen erhalten und der so angezogene Anker schliesst den Pressluftcylinder ab, hält dagegen den Schieber des Cylinders offen, sodass der nach unten gedrückte Kolben den Arm nach unten auf »freie Fahrt« stellt. Wird der Schienenstrom unterbrochen oder durch eine in die Blockstrecke fahrende Achse kurz geschlossen, so wird auch der Ortskreis des Signales geöffnet, der Anker fällt ab, öffnet den Cylinder, und schliesst den Luftschieber, so dass das Gegengewicht den Arm wagerecht auf »Halt« stellt.

* In manchen Fällen ist unter dem Druckcylinder noch eine Schlussfeder für einen nach einem entfernten Signale führenden besonderen Stromkreis angebracht, welche diesen schliesst, wenn der Kolben sich ganz nach unten bewegt, also freie Fahrt gegeben hat. In dieser Weise sind z. B. mehrere versteckt liegende Weichen des Bahnhofes Fitchburg mit Klingelweckern ausgestattet, welche vom Einfahrtssignale aus bedient werden.

1887 sind diese Signale in Zeit von 2 Monaten 48487 mal oder 795 mal am Tage in Wirksamkeit getreten, dabei kam ein Versager auf 365 Bewegungen.

Die Kosten für 12 Blocksignale nebst Pumpe betragen 46730 M. oder 3894 M. für die Blockstrecke; die Unterhaltungskosten für ein Blocksignal betragen 560 M.

Die Pumpe muss am Tage 4 Stunden arbeiten; sie wird daher von dem Maschinisten eines Kohlensturzwertes nebenher bedient, welcher die Pumpe anstellt, sobald die Pressung im Hauptbehälter unter 2,8 at sinkt. Eine zweite Pumpe ist am andern Ende in Ashburnham aufgestellt, um im Nothfalle die Leitung von hier aus versorgen zu können, nachdem die Theilungsklappen der Leitung abgestellt sind.

*) Vergl. Organ 1884 Seite 197 und 1888 Seite 77.

B e t r i e b .

Vergleich der Kosten von Pferde- und Seilbahnen.

(Wochenschrift des österr. Ingenieur- u. Architekten-Vereins 1888, S 268).

Nach der Philadelphia Press theilt die Quelle nachfolgenden Vergleich des Betriebes von Pferdebahnen mit Seilbahnen mit.

	Vergleich der Kosten und Einnahmen für 4,8 km Länge		Vergleich für doppelte Last auf derselben Strecke	
	Pferde	Seil	Pferde	Seil
Nothwendige Zahl der Fahrgäste zur Deckung der Betriebskosten	7144	3754	14241	5550
Erforderliche tägliche Arbeitszeit zur Deckung der Kosten, Stunden	13 ¹ / ₂	7 ⁷ / ₆₀	12 ³ / ₄	5 ¹ / ₄
Erforderliche Wagenzahl zur Deckung der Kosten	325	171	648	253
Jährliche Ausgabe für 1 km, 1000 M. . .	57	30	113	44,4
Gesamtausgabe im Jahre, 1000 M. . . .	342	180	680	265
Jährlicher Reingewinn auf 1 km, 1000 M. .	18,8	4,6	38	107,5
Gesamter Reingewinn im Jahre, 1000 M. .	113	275	228	643
Kosten der Fahrbahn für 1 km, 1000 M. .	40,2	142	66,8	150

	Vergleich der Kosten und Einnahmen für 4,8 km Länge		Vergleich für doppelte Last auf derselben Strecke	
	Pferde	Seil	Pferde	Seil
Verhältnis des Reingewinnes zu den gesammten Kosten, %	46,8	32,4	55,9	71,5
Geschwindigkeit in der Stunde, km . .	7,2	9,6	7,2	9,6
Tägliche Arbeitszeit, Stunden	18	18	18	18
Zahl der Wagen	32	12	64	24
Zahl der täglichen Einzelfahrten	432	216	864	432
Fahrgäste für einen Zug	22	44	22	44
Zahl der Fahrgäste im Tage	9504	9504	19008	19008
Bruttoeinnahme im Tage, M.	2000	2000	4000	4000
Zugkosten täglich, M.	1500	745	2980	1165
Reingewinn am Tage, M.	500	1255	1020	2835
Verhältnis des Ueberschusses des Brutto über den Nettogewinn zu ersterem, %	75,2	39,5	75	29,2

Hiernach scheinen die Seilbahnen überlegen zu sein, was aus der leichteren und vollkommeneren Anpassung des Leistungsaufwandes an die Verkehrsschwankungen zu erklären wäre.

Aussergewöhnliche Eisenbahnen.

Schmalspurbahn bei Laon.

(Revue industrielle 1888, Juli, Seite 263. Mit Abbildungen.)

Die Linie, welche den Bahnhof mit der Stadt Laon verbinden soll, ist auf der Thalseite der grossen Landstrasse (route nationale) No. 2 von Paris nach Maubeuge durch den Ingenieur Decauville ainé erbaut. Auf 2 km Länge waren 90^m in stark entwickelter Linie, also mit einer durchschnittlichen Neigung 1:22,2 zu ersteigen; die steilsten Strecken haben die Neigung 1:14,3.

Der Oberbau zeigt die Anordnung der Feldbahnen vom Hauptmann Pechot mit 60 cm Spur auf Γ -förmigen Querschwellen, deren Enden unter dem Gesenkkammer geschlossen sind. 8 dieser 1^m langen Querschwellen tragen 5^m Schienen von 9,5 kg Gewicht; das Gesamtgewicht des Oberbaues ist 31 kg für 1^m. Der Oberbau ist vom Kriegsminister in die Festungsausstattung eingeführt und trägt Geschütze von 17 t auf zwei dreiachsigen Wagen, von 34 t auf vier solchen und von 42 t auf vier vierachsigen Wagen.

Die von Mallet für diese Bahn erbaute Verbundlocomotive ist im Organe 1888 Seite 251 beschrieben. Die Züge bestehen aus drei Wagen mit Bremse an jedem Ende. Die seitlich offenen Wagen haben zwei Radgestelle mit je 4 Rädern, sechs Querbänke zu vier Plätzen und 8 Stehplätze. Die vollbeladenen drei Wagen wiegen 12 bis 13 t, das ganze Zuggewicht beträgt einschliesslich Locomotive also 24 t höchstens. Bei etwa 50 Pferden mittlerer Nutzleistung wird die Strecke mit 13 bis 14 km Geschwindigkeit für die Stunde in 7 bis 8 Minuten zurückgelegt, dabei ist die gesammte Leistung einschliesslich Ueberwindung der Reibungen 60 bis 65 Pferde.

Auf der Linie kommen Krümmungen bis zu 20^m Halbmesser vor, eine liegt bei 27^m Halbmesser und etwa 300⁰ Mittelpunktswinkel in einer Steigung 1:21,8.

Die einschienige Lartigue-Bahn. *)

(Iron 1887, September, Seite 302, 1888, März, Seite 200 und Engineer. 1888, März, Seite 175. Mit Abbildungen.)

Eine etwa 16 km lange Bahn, Listowel-Ballyunion, ist von der Lartigue-Gesellschaft ausgeführt und der Betriebseröffnung nahe.

Die einzige Schiene 91,4 cm über dem Erdboden ist in 91,4 cm Theilung durch Stahlböcke unterstützt, welche mittels stählerner Querschwellen in den Boden gelagert sind. 30 cm über dem Erdboden ist auf jeder Seite der Böcke eine leichte Führungsschiene angebracht. Besondere Querverbindungen sind noch in der Theilung von 9,14^m angebracht.

Die Locomotive, welche von M. Mallet ursprünglich entworfen, dann durch die ausführende Hunslet-Maschinenbau-Gesellschaft in Leeds abgeändert sind, haben zwei sattelartig über der Schiene hängende Langkessel, welche die Maschine zwischen sich einschliessen. Die Unterstützung erfolgt durch drei gekuppelte Räder; das Betriebsgewicht der Locomotive beträgt 6,5 t. Der Tender hat je einen Kohlen- und Wasserbehälter auf jeder Seite der Schiene und ist mit einer kleinen Maschine ausgestattet, welche auf starken Steigungen in Thätigkeit tritt. Der Fassungsraum genügt für eine Fahrt über die 16 km der Strecke; Wasser kann durch eine besondere Hebevorrichtung auch unterwegs eingenommen werden.

Die Breite der Locomotive beträgt 2,44^m, die beiden Führungsschienen sind mit den Aussenkanten 55 cm von einander entfernt. Locomotive und Wagen sind mit der Westinghousebremse ausgestattet. Die Steuerungen und Ventile auf der Locomotive sind so eingerichtet, dass sie von beiden Seiten bedient werden können und der Führer seine Stellung dabei nicht zu ändern braucht.

Der Cylinderdurchmesser der Locomotive beträgt 17,5 cm, der Hub 30 cm; die kleine Tendermaschine hat Cylinder von 12,5 cm Durchmesser und 25 cm Hub. Die Kesselspannung beträgt 10,8 at.

*) Vergl. Organ 1887, Seite 41.

Technische Litteratur.

Lehrbuch der vergleichenden mechanischen Technologie von Egbert Hoyer, ord. Professor etc. Zweite neu bearbeitete Auflage. Erster Band: Verarbeitung der Metalle und des Holzes, mit 393 Holzschnitten im Texte. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag 1888. Preis 10 M., gebunden M. 11.20 Pf.

Die vielseitige Anerkennung, welche der ersten Auflage des Werkes zu Theil geworden ist, rechtfertigt, dass bei dieser zweiten neuen Bearbeitung im Aufbau des Buches keine Aenderung vorgenommen worden ist. Der Verfasser durfte sich vielmehr darauf beschränken, entsprechend den Fortschritten auf dem Gebiete der mechanischen Industrie, das nicht mehr Zeitgemässe gegen solches auszutauschen, was grössere Bedeutung oder eine andere Grundlage gewonnen hatte. So erfuhr u. A. der Abschnitt über Schmiedeeisen und Stahl eine völlig neue

Anordnung und die Abschnitte über Werkzeug- und Arbeitsmaschinen wurden unter erheblicher Vermehrung der Textabbildungen ansehnlich bereichert. Dass trotzdem der Umfang der ersten Auflage gewahrt blieb, muss als Vortheil angesehen werden, auch die Theilung des gesammten Werkes in zwei Bände ist mit Freuden zu begrüssen.

Die Litteraturnachweise aus den hervorragendsten Werken, Zeitschriften und Zeichnungssammlungen, welche ein gewünschtes eingehenderes Studium der einzelnen Zweige erleichtern und zu demselben anregen, sind gleichfalls bis zum Erscheinen des Werkes nachgeführt. Doch dürfte sich vielleicht hierbei empfehlen, bei einzelnen Sonderanordnungen, welche in den Fachkreisen durch die Namen der Erfinder mit gekennzeichnet sind, auch der Namen des Erfinders mit anzugeben, was übrigens schon bei der

weitaus meisten Erfindungen geschehen ist. Als Beispiel sei hier angeführt die besondere Supporteinrichtung der Drehbänke für das Schraubenschneiden (von H. Wohlenberg).

Die Ausstattung des Buches ist die bekannte vorzügliche. Das Papier ist Holzschliffrei.

Das Buch kann somit auch in der Neubearbeitung als bewährtes Hilfsmittel beim Unterrichte in der Technologie empfohlen werden.

Der zweite Band, welcher die Spinnerei, Weberei, Papier-Erzeugung umfasst, soll demnächst erscheinen.*)

Ernst Müller.

Jahrbuch für Elektrotechnik, für das Jahr 1887. Herausgegeben von G. Krebs und C. Grawinkel. Halle a. S. 1888. W. Knapp. Heft 1.

Dieses Unternehmen ist bestimmt, in 5—6 jährlich erscheinenden Heften (à 2 M.) eine zusammenfassende Uebersicht über alle wichtigeren Neuerungen und Fortschritte auf elektrotechnischem Gebiete zu geben. Minderwerthiges soll dabei ausgeschieden und das wirklich Brauchbare in zusammenhängenden Aufsätzen, deren jeder eine bestimmte Unterabtheilung umfasst, behandelt werden. Danach verfolgt das »Jahrbuch« wesentlich andere Zwecke, als die von Strecker herausgegebenen »Fortschritte der Elektrotechnik«. Hier ist alles, was in elektrotechnischen Fachblättern publicirt wird, nach Zeitschrift, Band und Seitenzahl aufgeführt und in kurzen Einzelberichten besprochen, sodass die »Fortschritte« wesentlich als ein äusserst brauchbares Nachschlagewerk zu verwenden sind. Das »Jahrbuch« dagegen soll dem Leser die Lektüre der jetzt schon ungemein zahlreichen Fachblätter des In- und Auslandes ersetzen und in übersichtlicher Form alles das vor Augen führen, was eine wirkliche Weiterentwicklung des Gebietes in dem betreffenden Zeitabschnitt bedeutet.

Es ist den Herausgebern gelungen, sich der Unterstützung einer Anzahl von anerkannt tüchtigen Mitarbeitern zu versichern. Das vorliegende erste Heft enthält drei Abhandlungen über Dynamomaschinen, Accumulatoren und Primärelemente. Dieselben sind in durchaus sachkundiger Weise, dabei aber in leicht verständlicher Form abgefasst und lassen hoffen, dass das vorliegende Unternehmen eine schätzbare Bereicherung der elektrotechnischen Litteratur bilden wird. Augenscheinlich soll in den Aufsätzen dieses ersten Jahrganges zugleich die gesammte Entwicklung der elektrischen Technik von Anfang an, wenigstens kurz mit berücksichtigt werden. Dadurch wird die Zeitschrift, die ja jetzt mitten in der Entwicklung des Gebietes zu erscheinen beginnt, gewissermassen auf festen Boden gestellt.

Die Ausstattung des Heftes ist sehr sauber. Zahlreiche Abbildungen sind beigefügt.

H.

Leitfaden zum Selbstunterricht im technischen Telegraphendienst, für Postgehilfen, Post- und Telegraphenwärter. Von O. Canter. Breslau 1888. J. N. Kern's Verlag (Max Müller). Preis 2,50 M.

Das vorliegende Werkchen soll angehenden Postbeamten zum Selbststudium des für sie Wissenswerthen auf dem Gebiete der Telegraphentechnik, sowie zur Vorbereitung auf die Assistenten-

prüfung dienen. Andere als elementare Vorkenntnisse werden in Folge dessen von dem Leser nicht verlangt. Auf 142 Seiten behandelt der Verfasser in vier Abschnitten: die physikalischen Grundlagen, die in der deutschen Reichstelegraphie gebräuchlichen Apparate und Batterien, die Apparaturverbindungen (Stations-schaltungen), sowie die Anlage der Leitungen und Auffindung und Beseitigung von Betriebsstörungen. Das Buch erscheint im Wesentlichen als ein Auszug aus dem grösseren Werk desselben Verfassers »der technische Telegraphendienst«*) und das von uns über letzteres gegebene Urtheil passt im Grossen und Ganzen auch auf die vorliegende kleinere Schrift. Wir finden den eigentlich telegraphentechnischen Theil bei aller Kürze mit grosser Vollständigkeit und in klarer Darstellung behandelt. Der angehende Beamte erhält durch die Durcharbeitung des Buches mit wenig Mühe einen deutlichen Ueberblick über das ganze technische Gebiet seines Dienstes. Es werden ihm die zur Zeit in Gebrauch befindlichen Anordnungen und Einrichtungen vorgeführt und beschrieben und dabei die zum Verständnisse der Wirkungsweise erforderlichen Erläuterungen kurz, aber meist erschöpfend beigefügt. Eine grosse Zahl von Abbildungen und insbesondere die vielen Schaltungsskizzen kommen dem Verständnisse zu Hülfe. Wenn auch in dem einleitenden, rein physikalischen Abschnitte die Darstellungsweise, ähnlich wie in dem erwähnten umfassenden Werke, nicht ganz auf der Höhe des folgenden technischen Theiles steht, in welchem sich der Verfasser offenbar mehr heimisch fühlt, so kann dies als ein wesentlicher Einwand gegen die Brauchbarkeit des Büchleins nicht angesehen werden. Dasselbe sei allen Betroffenen warm empfohlen.

H.

Aufgaben aus dem Gebiete der Telegraphen-Technik. Von O. Canter. 2. Aufl. Breslau 1888. J. N. Kern's Verlag (Max Müller). Preis 2 M.

Canter's telegraphentechnische Aufgaben sollen im Anschluss an den »vorerwähnten Leitfaden«, insbesondere aber an desselben Verfassers »technischen Telegraphendienst«*) zum Studium benutzt werden. Wir finden in dem 72 Seiten starken, mit Abbildungen versehenen Hefte eine reiche Anzahl von Fragen ausgewählt und beantwortet, wie sie in der telegraphentechnischen Praxis sich darbieten können. Der erste Theil derselben bezieht sich auf die Anlage der oberirdischen Leitungen, der zweite, grössere Abschnitt umfasst fast alle wichtigeren elektrischen Aufgaben, welche im telegraphischen Betriebe und beim Studium der einschlägigen physikalischen Erscheinungen zu lösen sind. Der Verfasser hat seine vielfachen Erfahrungen dazu benutzt, nur solche Fälle und Zahlenverhältnisse auszuwählen, wie sie in der Praxis wirklich in Frage kommen. In Folge dessen bietet die Sammlung jedem jüngeren Telegraphenbeamten, der sich für die Fachprüfungen vorbereitet, viele Gelegenheit zur Anwendung und Uebung der erworbenen Kenntnisse. Die Ableitungen der einzelnen Lösungen sind sehr ausführlich gegeben, unter Voraussetzung von nur unerheblichen Vorkenntnissen, sodass die Aufgaben insbesondere geeignet sind, Selbststudien wirksam zu fördern. Wie sehr das Werkchen einem wirklichen Bedürfnisse entgegenkommt, beweist die vorliegende, schon nach kurzer Zeit nöthig gewordene zweite Auflage. Die Verlagshandlung hat für hübsche Ausstattung Sorge getragen.

H.

*) Bei Ausgabe dieses Heftes ist der Band II bereits erschienen.

*) Organ 1887, Seite 88.