

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XX. Band.

6. Heft. 1883.

Untersuchungen über den Arbeitswerth der Stoss- und Zugfedern der Fahrbetriebsmittel.

Von Jähns, kgl. Eisenbahn-Maschinen-Inspector, Vorsteher des Maschinentechnischen Büreaus der kgl. Eisenbahn-Direction Köln (links).

(Hierzu Taf. XXX, XXXI und XXXII.)

Beobachtungen verschiedener Art liessen darauf schliessen, dass die seither verwendeten Spiralfedern besonders in Buffern nicht widerstandsfähig genug sind. Die Lieferungsbedingungen für Spiralfedern schrieben bisher vor, dass sie durch einen Druck von 3500 kg zum Aufsitzen kommen sollten.

Einen praktischen Beweis dafür, dass die Beanspruchung besonders der Stoss-Apparate im Betriebe jedoch sehr häufig eine viel höhere ist, giebt folgendes:

Wenn man neu eingelegte Gummibufferringe, welche also an ihren cylindrischen Flächen noch ganz rein sind, untersucht, nachdem sie einige Wochen im Betriebe gewesen sind, so findet man, von den Zwischenplatten ausgehend, oben und unten an den Cylinderflächen der Ringe angeriebene Streifen von gleicher Breite, welche scharf begrenzt, erkennen lassen, wie weit die Cylinderflächen sich unter Druck wiederholt aufgerollt resp. angedrückt haben. Belastet man nun solchen Ring zwischen Platten so lange zunehmend, bis die angeriebenen Streifen der Cylinderflächen sich wieder vollständig an die Zwischenplatten angelegt haben, so findet man, dass dies erst bei einem Druck von 6000 kg geschieht.

Wie nachstehend erläutert werden wird, beträgt die Stossarbeit, welche einen Reactionsdruck von 6000 kg hervorruft, 342 kgm.

Nimmt man ferner an, dass ein beladener Wagen von 15000 kg Gewicht auf einen stillstenden Wagen von gleichem Gewicht stösst, so berechnet sich nach den Gesetzen des Stosses die Geschwindigkeit, durch welche die Stossarbeit von 342 kg an jeder der beiden Buffer verursacht wird, zu $1,33^m$ pro Secunde, eine Geschwindigkeit, welche sicher schon bei gewöhnlichen Rangirbewegungen oft überschritten wird.

Die Höhe der bei den nachfolgenden Untersuchungen zu Grunde gelegten Maximalbeanspruchungen dürfte daher den factischen Verhältnissen wohl entsprechen. Die Federn functioniren daher elastisch also nur bis wenig über die Hälfte des eigentlich Nothwendigen. Man kann somit annehmen, dass die Beanspruchung der Querschnitte der Federn fortdauernd eine mehrfach grössere als zulässig ist, und zwar weil dem

Stossmoment entsprechend, die gestützte Länge der Spirale im Augenblick des Stossanfanges noch nicht gross genug, d. h. der Radius des zum Aufliegen kommenden Theiles der Spirale noch nicht klein genug, also der Hebelarm des Stosses daher viel grösser ist, als er mit Rücksicht auf das, in der Feder vorhandene Widerstandsmoment sein darf. Die Folge hiervon ist fortwährende Beanspruchung über die Elasticitätsgrenze hinaus, und die damit hervorgerufenen bleibenden Durchbiegungen, deren Grösse mit der Betriebsdauer der Federn zunehmen, und eine bedeutende Herabminderung der Wirksamkeit derselben erzeugen müssen.

Wenn sich auch ziffermässig schwer feststellen lässt, welchen Einfluss die im Betriebe befindlichen, theilweise ungenügend, theilweise beinahe gar nicht mehr functionirenden Federmechanismen auf den Zustand der Betriebsmittel und den Reparaturstand derselben haben, so dürfte der Angelegenheit eine nicht zu unterschätzende Bedeutung wohl dennoch beigemessen werden müssen, da gerade die horizontalen Stossbeanspruchungen, als weit grösster Theil aller mechanischen Beanspruchungen, erfahrungsmässig den Zustand und die Dauer der Fahrbetriebsmittel hauptsächlich bedingen.

Bekanntlich besteht die Praxis, dass theilweise durchgedrückte Federn, welche also ihre anfängliche normale Höhe unbelastet nicht mehr erreichen, nicht aus den Hülsen herausgenommen werden, sondern, dass, um die Vorrichtung wieder wirksam zu machen, die verlorene Federhöhe durch Einlegen von Zwischenscheiben verschiedener Dicke wieder ersetzt wird, so dass alle Theile auf's Neue mit einander fest schliessen.

Diese Behandlungsweise ermöglicht allerdings die weitere Benutzung derjenigen Federn, welche nur noch einen ganz geringen Theil ihrer Wirksamkeit behalten haben, jedoch geschieht diese Benutzung auf Kosten des allgemeinen Zustandes des Fahrbetriebsmaterials, wie die nachfolgend mitgetheilten Untersuchungen lehren.

Um zunächst übersehen zu können, in welchem Umfange die vorhandenen Federn gelitten haben, wurde im Bezirk der Königlichen Eisenbahn-Direction Köln (linksrl.) veranlasst, dass

auf der Güterstation Gereon an möglichst vielen Wagen, welche sich im Zeitraum vom 3. Januar bis 3. Februar 1882 auf der Station befanden, die Höhe der Federn, wie vorgefunden, nachzumessen. Durch die nachgemessenen Federn waren sämtliche Lieferungen seit 1870 vertreten.

Die Messungen ergaben bei neuern Federn bereits nach einem Monate bis zu 35^{mm}, nach 6 Jahren bis zu 66^{mm}, nach 12 Jahren bis zu 75^{mm} gebliebene Durchbiegungen. Fig. 1 Taf. XXX.

Dass schon in einigen Wochen die Leistungsfähigkeit der Federn einen so unerwartet hohen Verlust erleidet, d. h. dass schon nach wenigen Wochen bedeutende bleibende Durchbiegungen vorhanden sind, ist wohl erklärlich, wenn mitgetheilt wird, dass eine preussische Normalbufferfeder bei der ersten Stossbelastung, welche einen Reactionsdruck von 6000 kg verursacht 4^{mm} und nach weiteren 15 Stößen bereits 8^{mm} bleibende Durchbiegung zeigt. Ihr Leistungswerth ist durch diese nur 16malige Beanspruchung bereits um $\frac{1}{10}$ ihrer anfänglichen geringer geworden. Für den Verlust an Leistungsfähigkeit der Federn bei eintretender bleibender Durchbiegung gilt nämlich folgendes:

Die von einer Feder mit normaler Höhe aufgenommene Arbeit A ist das Produkt aus der Zeit T, während welcher der Stoss wirkt, resp. der halben federnden Höhe $\frac{H}{2}$, welche den Mittelwerth aller, von den einzelnen Querschnitten während des Stosses zurückgelegten Wege darstellt, und der Belastung während der Zeit T.

Da die durchgedrückte Feder das gleiche Volumen und gleiche Dimensionen wie mit normaler Höhe hat, so finden sich, wenn a die von der durchgedrückten Feder aufgenommene Arbeit, h ihre übrig gebliebene federnde Höhe, und t die, dieser entsprechende Zeit der Stosswirkung gesetzt werden, folgende Beziehungen: 1) $A = \frac{H}{2} \cdot T P$; 2) $a = \frac{h}{2} \cdot t P$; 3) $T : t = \frac{H}{2} : \frac{h}{2}$, woraus 4) $t = T \frac{h}{\frac{H}{2}}$. Wird nun in 2)

der Werth für t aus 4) eingesetzt, so hat man:

$$a = \frac{h}{2} \cdot \frac{T h P}{\frac{H}{2}} = \frac{h^2}{4} T P, \text{ und damit } A : a = \frac{H}{2} T P : \frac{h^2}{4} T P$$

und daraus

$$a = A \frac{\frac{h^2}{4} T P}{\frac{H}{2} \cdot \frac{H}{2} T P} = A \frac{\frac{h^2}{4}}{\frac{H^2}{4}} = A \frac{h^2}{H^2}$$

Die in Fig. 2 enthaltene punktirt Curve zeigt die Verluste der Leistungsfähigkeit der Rheinischen Spiralfeder, wie sie den, in der Praxis constatirten, gebliebenen Durchbiegungen entsprechen.

Die ausgezogene Curve giebt die berechneten Verlustwerthe. Fig. 3 zeigt dieselben Verhältnisse wie sie analog

für die preussische Normalbufferfeder im Verlauf der Jahre eintreten müssen.

Die Abweichung der ausgezogenen Curven von den punktirten, zeigt die mit den Jahren zunehmende Minderwerthigkeit des Materiales, herangerufen durch fortdauernde Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze während der Beanspruchung.

Um einen klaren Einblick in die Bedeutung dieser Verhältnisse zu thun, um zu erkennen und festzustellen, welchen Theil der zu verlangenden und vorausgesetzten elastischen Arbeit die Spiralfedern, wenn sie neu sind, wie auch die vorhandene ausserordentlich bedeutende Anzahl durchgedrückter Spiralfedern noch leistet, resp. in welchem Maasse der Verlust an Leistungsfähigkeit und damit eine nachtheilige Wirkung auf die Betriebsmittel factisch vorhanden ist, wurden verschiedene Federgattungen unter einem Stoss-Dynamometer auf ihre Leistungsfähigkeit untersucht. Das Dynamometer, Fig. 4, bestand aus einer Bufferplatte a mit nach oben gekehrter Stange, über welche 3 Gummiringe c gesteckt wurden, deren Dimensionen so gewählt waren, dass das Gummimaterial nach Aussen und Innen sich während der Belastung vollkommen frei bewegen konnte. Diese Bufferplatte war mit 3 Stiften e versehen, auf denen 3 Hülsen f von Blech mit Reibung aufgesteckt wurden, so dass deren obere Enden die untere Fläche einer auf die Gummiringe gelegten Platte d berührten, wenn diese unbelastet war. Erfolgt Druck oder Stoss auf die obere Platte, so werden die Ringe entsprechend der Intensität derselben zusammengedrückt, wie punktirt angedeutet, der Abstand x der oberen und unteren Platte entsprechend geändert, und dabei ein Abwärtsschieben der Blechhülsen auf den Stiften bewirkt

Wird die obere Platte wieder entlastet, so bleiben die Hülsen an der, der Zusammendrückung der Ringe entsprechenden Stelle auf den drei Stiften stehen und giebt die Entfernung x' ihren oberen Enden von der unteren Fläche der oberen Platte d ein Maass für die Belastungen, welchen die Ringe ausgesetzt waren, wenn vorher für diese die entsprechenden Zusammendrückungen durch Wirkung ruhender Belastung genau ermittelt worden sind. Fig. 4a.

Dieses Dynamometer wurde nun unter einen kleinen Frictions-Fallhammer von 250 kg Bärgehwicht gesetzt. Da die Fallhöhe dieses Bäres genau regulirbar war, so wurden durch allmähliche Steigerung derselben, diejenigen Fallhöhen festgestellt welche erforderlich waren, um dem Bär ein Fall- und damit Stossmoment zu geben, welches die Dynamometer-Ringe um die gleichen Grössen zusammengedrückt, wie es Belastungen von 6000, 3000 resp. 1500 kg thun.

Wenn nun zwischen diesen Dynamometer und das fallende Gewicht ein elastischer Körper gebracht wird, Fig. 5, so giebt dieser im Augenblick des Anpralles an seine Unterlage denjenigen Theil der Stossarbeit ab, welcher über seine eigene Elasticitäts-Kapazität hinaus liegt, da dieser Theil plus der von ihm selbst verrichteten Molekulararbeit dem gesammten Stossmoment gleich sein muss. Der dabei vom Dynamometer aufgenommene, und durch diesen erkennbar werdende Theil der Stosswirkung ist daher die Differenz zwischen der Kapazität des elastischen Körpers und der Stosswirkung. Je grösser

bei gleicher Stosswirkung daher die Differenz ist, desto geringer ist die Kapazität des eingeschalteten elastischen Körpers, elastische Arbeit zu verrichten.

Zum Zweck der Vergleichung der Kapazität verschiedener Federn wurden nun in der angegebenen Weise (Fig. 5) Versuche mit Stossbelastungen von 6000, 3000 resp. 1500 kg angestellt mit:

- den mit mittlerer gebliebener Durchbiegung vorhandenen Rheinischen Federn,
- der neuen Rheinischen Feder,
- der Normal-Zugfeder,
- der Normal-Bufferfeder,
- dem Gummibuffer, nach den neuen Bedingungen der Königl. Eisenbahn-Direction Köln (linksrh.).

Unter Zugrundelegung der für die Dynamometerringe bei den verschiedenen Stossbelastungen gefundenen Durchdrückungen, und der, aus diesen entwickelten Elasticitätscurve, Fig. 4a, wurden sodann in Weiterem die Stossarbeiten bestimmt, Fig. 6 Taf. XXXI, welche bei Einschaltung der 4 vorher genannten Spiralfeder-gattungen und des Gummibuffers an eine starre Unterlage, also die Untergestelle der Fahrbetriebsmittel abgegeben werden.

Die Fläche des Dreiecks $0 \text{ mm}'$ (Fig. 4a) giebt die Stoss-Arbeit, welche einem Reactionsdruck der starren Unterlage, also der Bufferbohle, von 6000 kg entspricht, und zwar zu

$$\frac{0,114 \text{ m} \cdot 6000 \text{ kg}}{2} = 342 \text{ kgm.}$$

Die Ermittlungen ergaben unter Berücksichtigung der in Fig. 6 erscheinenden Flächen der abgegebenen Stossarbeiten, folgendes für die Maximalbeanspruchungen.

1. Die mit gebliebener mittlerer Maximal-Durchbiegung im Betriebe befindliche Feder consumirt nur noch 0,025 der Maximalstossarbeit, weil sich diese für 6000 kg Druck im Dynamometer zu 342,0 Meter-Kilo ergibt, von denen diese Feder 333,2 Meter-Kilo an die Bufferbohle abgiebt.

Sie nimmt also nur auf: $\frac{342 - 333,2}{342} = 0,025$ der Maximalstossarbeit.

2. Die Rheinische Feder von normaler Höhe consumirt nur 0,56.
3. Die Normal-Zugfeder nur 0,61.
4. Die Normal Bufferfeder nur 0,65.
5. Die Gummifeder mit neuem Material dagegen 0,89 der Maximalstossarbeit.

Setzt man für die Leistungsfähigkeit bei Maximalbeanspruchung die der Normal-Bufferfeder = 1
so ist die der Rheinischen durchgedrückten Feder = 0,36
die der Rheinischen Feder mit normaler Höhe . . . = 0,79
die der Normalzugfeder = 0,97
die der Gummifeder = 3,18

Die Thatsachen, welche die Resultate dieser Untersuchungen liefern, stellen ausser Zweifel, dass die Spiralfedern sowohl in Bezug auf Leistungsfähigkeit als auf Dauerhaftigkeit weit hinter den Erwartungen und Anforderungen zurückbleiben, welche an sie gestellt werden müssen, und dass es nur ein Vorurtheil gewesen ist, welches die immer zunehmende Anwendung derselben begünstigt hat.

Die Erkenntniss dieses Umstandes und des Zustandes, welcher durch diesen besteht, wenn auch allerdings unerwünscht, ist nichts destoweniger von zu hoher Wichtigkeit für die Erhaltung der Fahrbetriebsmittel, als dass man sich derselben verschliessen und ihre Consequenzen unbeachtet lassen dürfte.

Diese Erkenntniss stellte zunächst die Aufgabe, in Erwägung zu ziehen, wie der unnormale, die Fahrbetriebsmittel in hohem Grade schädigende Zustand verbessert werden kann.

Um ein Urtheil zu gewinnen, welche Aenderungen hierfür etwa in der jetzt üblichen Dimensionirung der Stahlfedern stattfinden müssen, wurden zunächst Belastungsversuche mit den in den Lieferungsbedingungen vorgeschrieben ruhenden Belastungen vorgenommen, welche den Zweck hatten, festzustellen, ob bei Belastung der Feder ein durch Erstere veranlasstes successives Auflegen der Kante des Federblattes in den Verhältnissen wirklich stattfindet, wie erforderlich ist, um mit wachsender Belastung eine entsprechende Abnahme des Lasthebelarmes hervorzubringen.

Es fand eine genaue Messung der veränderten Lage der Kanten der Federblätter bei verschiedenen Belastungen statt; hiernach wurde die Abnahme der Lasthebelarme graphisch ermittelt, Fig. 7, 8 und 9, und für diese bei Belastungen von 3000 kg sodann die Spannungen berechnet, welche unter diesen Verhältnissen im Querschnitt des Auflagepunktes der Federkante bestehen. Die Rechnung ergab dabei für die Rheinische, die Normal-Zug- und Stoss-Feder resp. 71, 62,4 resp. 61,2 kg Spannung, woraus hervorgeht, dass eine übermässige Beanspruchung der Querschnitte bei der bedingungsgemässen ruhenden Probelastung nicht stattfindet.

Da die der Praxis entnommenen Thatsachen indessen das Gegentheil beweisen, so musste angenommen werden, dass die Voraussetzungen, welche bisher allgemein bei der Berechnung der Federn gemacht wurden, nicht richtige sind. Der scheinbare Widerspruch konnte aber überhaupt nur darin gesucht werden, dass die Qualität der Belastungswirkung in der Praxis eine ganz andere sein muss, als die bei der Berechnung vorausgesetzte. Es ist dies auch wirklich der Fall. Die Berechnung setzt eine ruhend wirkende Belastung voraus, die Praxis bringt indessen ausschliesslich die Belastung unter Stosswirkung zum Angriff, erzeugt also Trägheitsmomente, deren Reactions-Wirkungen auf das Material der Federn sehr bedeutend sein müssen, deren Grössen aber gerade bei der Feder wohl nur sehr schwer zutreffend rechnerisch ermittelt werden könnten. Da ausserdem bei einer derartigen Rechnung wieder Voraussetzungen hätten gemacht werden müssen, welche als solche positiven Werth nicht haben können, so wurde vorgezogen, die qualitative Wirkung des Stosses durch Versuch festzustellen, was in folgender Weise geschah:

In ein U-förmiges eisernes Gestell (Fig. 10—12 Taf. XXXI) wurden Löcher a gebohrt, deren Abstände unter einander den Abständen der vertikalen Achsen der Querschnitte der Feder-Windungen der verschiedenen zu untersuchenden Spiralfedern entsprechen. In die Löcher wurden federnde Stifte s gesteckt und nachdem die Versuchsfeder aufgesetzt und noch nicht belastet war, die Stifte so weit in die Höhe geklopft, bis jeder

die, seiner Lage entsprechende Federwindung an ihrer unteren Kante berührte.

In dieser Zusammensetzung wurde der Apparat unter den oben erwähnten Fallhammer genau centriert gesetzt, und Stossbelastungen von 3000 resp. 6000 kg durch freien Fall des Bäres von den dazu gehörigen Höhen, zur Anwendung gebracht.

Nachdem der Schlag erfolgt war, wurde die Feder abgenommen, und die Längen an den einzelnen Stiften gemessen, um welche sie noch über die Auflagefläche der Feder, der oberen Fläche des Gestelles hervorragten. Da die, die oberen Enden der Stifte verbindende Spirale die, von der unteren Kante des Federblattes selbst erzeugte Copie ihrer Gestalt im Moment des Stosses ist (Fig. 12), so kann diese, das Federblatt im aufgerollten Zustande gedacht, unmittelbar unter Benutzung der nach dem Stoss gebliebenen Stiftlängen entwickelt werden. Es ist dies sodann für die verschiedenen Federn geschehen (Fig. 13, 14 u. 15 Taf. XXX). Diese Resultate bestätigen nun vollkommen, dass die qualitative Wirkung des Stosses eine total andere, als die der ruhenden Belastung, und ein vielfaches Ersterer ist, da die untere Kante des Federblattes während des Stosses nicht Zeit findet, d. h. die Formveränderungen des Blattes nicht schnell geschehen können, um dieses sich soweit auflegen zu lassen, dass der Hebelarm der Last mit ihrem Wachsen entsprechend kleiner wird. Werden nun die Spannungen berechnet unter Zugrundelegung der, durch die Versuche gefundenen Grössen der frei gebliebenen Lasthebelarme, und den dazu gehörigen Krümmungshalbmessern des beanspruchten Theiles der Federspirale, so ergeben sich für die Maximalbeanspruchungen in den Querschnitten, welche am Ende desjenigen Theiles der unteren Kante des Federblattes liegen, welches sich während des Stosses auflegt, pro Quadratmillimeter folgende unerwartet hohen Werthe:

	Bei Stoss = 3000 kg	
Normalbufferfeder	Rheinische Buffer- u. Zugfeder	Normal-Zugfeder
120 kg	88 kg	85 kg
	Bei Stoss = 6000 kg	
144 kg	155 kg	124 kg

Es muss hier noch eines Umstandes Erwähnung gethan werden, welcher bei einer sehr grossen Anzahl von Federn noch ganz besonders verderblich wirkt. Es ist dies die Abweichung von der richtigen Form, welche beim Rollen des Federblattes leicht entsteht. Da die Kanten der Blätter nicht bearbeitet werden und das Rollen warm geschieht, so kann die Federkante niemals eine ganz genaue Spiralform erhalten, auch ist besonders in vielen Fällen die obere Endfläche, welche den Stoss empfängt, nicht parallel der Auflagefläche der Feder.

Dies hat zur Folge, dass für die Beanspruchung der Querschnitte nicht mehr der Radius R, Fig. 16 Taf. XXXI, der untersten Windung allein als Hebelarm für die Stosswirkung auftritt, sondern eine Grösse, welche gleich diesem plus dem Radius R¹, Fig. 17 Taf. XXX, der obersten Windung ist.

Werden die Lagen der Kanten der Federblätter im Moment des Stosses nach den Resultaten dieser Versuche aufgetragen, so zeigt sich, Fig. 13, 14 u. 15 Taf. XXX, dass sie stets eine Biegung in der Richtung nach dem gestossenen Punkte hin,

also entgegengesetzt wie bei ruhender Belastung erleiden, ferner, wie in Fig. 18 Taf. XXXI graphisch ermittelt, dass bei schief gewundenen Federn, welche also excentrisch gestossen werden, sogar in jeder Kante Zug- und Druckspannungen wechseln, dass also auch spannungslose Phasen vorhanden sind; denn vom Auflagepunkt ausgehend verläuft die Kante zunächst concav, dann in eine Gerade und dann nach dem gestossenen Punkte hin convex. Die Druck- und Zugspannungsmomente, welche im Augenblick des Stosses gleichzeitig in den oberen und unteren Querschnittsflächen des Federblattes in entgegengesetztem Sinne wirken, müssen sich also theilweise aufheben. Im vorliegenden Falle ergibt sich dabei die Beanspruchung des Querschnittes am Auflagepunkt zu 151 kg. Ohne Berücksichtigung dieser Verhältnisse war diese rechnerisch zu 220 kg ermittelt.

Die Feder brach also noch nicht, weil die Elasticitätsgrenze des gehärteten Federstahles, wie durch Zerreißversuche ermittelt, bei ca. 150 kg liegen kann.

Was nun die Verbesserung der Construction der Federn betrifft, so sind, um diese zu erreichen, nur zwei Wege zu betreten möglich.

Der erste Weg ist in einer Verstärkung der Querschnitte der Federblätter geboten, der Art, dass bei Beibehaltung der gegenwärtig angewendeten Form und Länge resp. Höhe der Federn die Materialspannungen bei den Maximalbeanspruchungen in zulässigen Grenzen gehalten werden. Die Formel, welche die Beziehungen der Querschnittsdimensionen des Federblattes zu seiner Durchbiegung, wenn gerollt (Federung), ausdrückt, ist die folgende:
$$F = \frac{3}{2} \frac{P R^2 b}{g} \cdot \frac{b^2 + h^2}{b^3 \cdot h^3}$$

Hierin sind P die wirksame Belastung, wie auch G der Drehungsmodul des Materiales, R der Radius der untersten Windung, wegen der Dimensionen der grossen Anzahl vorhandener Bufferhülsen unabänderlich. Die Länge des Blattes ist theilweise von seiner Höhe h abhängig, welche die Steigung der Spirale bedingt.

Es kann mithin nur an den Grössen h und b, der Höhe und Breite des Blattes eine Veränderung überhaupt vorgenommen werden. Findet eine Vergrösserung derselben statt, so vermindert sich der Werth F, die Federung, weil die in der Formel für F im Nenner stehenden Werthe von b und h als Product in der dritten, die im Zähler stehenden dagegen nur als Summe, und nur in der zweiten Potenz wachsen. Hiermit ist also erwiesen, dass eine Verstärkung der Querschnittsdimensionen der Federblätter den Erfolg haben würde, die Elasticitätswirkung der Feder bedeutend zu schwächen; d. h.: der Schutz des Federmateriales könnte nur auf Kosten der Leistung der Feder als solche gewonnen werden, also nur unter Steigerung des Werthes der, von der Feder während des Stosses an die Unterlage abgegebenen Arbeit. Die gegenwärtig constatirte Unfähigkeit der Federn, die gesammte Stossarbeit in elastische Arbeit zu verwandeln und aufzunehmen, würde also nur noch gesteigert, und kann daher dieser Weg nicht betreten werden.

Der zweite Weg, welcher sich zur Verbesserung bietet, ist in der Veränderung der Form der unteren Kante des Federblattes zu suchen, darin, dass sie durch ihre Form ge-

zwungen ist, sich während des Stosses der Art aufzulegen, dass der Hebelarm der Last niemals grösser bleiben kann, als der zulässigen Maximalspannung im Material entspricht.

Zur Durchführung dieser Idee wurden nun unter Anwendung der Formel für die Tragkraft der Federn:

$$P = \frac{S}{3R} \cdot \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 \times h^2}} \text{ und daraus } R = \frac{S}{3P} \cdot \frac{b^2 h^2}{\sqrt{b^2 + h^2}}$$

diejenigen Werthe von R, also der Krümmungsradien für die Spirale, und damit die Längen berechnet bis zu welchen das Blatt während des Stosses eigentlich zur Auflage kommen sollte, und zwar für eine zulässige Maximalspannung von 70 kg.

Die Resultate dieser Berechnung wurden für die Normalbufferfeder graphisch behandelt (Fig. 19 Taf. XXXII) und ergaben eine Curve als Verbindungen der Lagen der berechneten Auflagepunkte als diejenige Form der unteren Kante des Federblattes welche den vorerwähnten Bedingungen entspräche.

Ganz abgesehen davon, dass die Herstellung derartig gestalteter Federn den Bau von kostspieligen Specialmaschinen bedingen würde, etwa Façonwalzen, welche das gestreckte Blatt in der erforderlichen Form fertig walzen, zeigte die Untersuchung für die Normalbufferfeder, dass durch eine, in der gedachten Weise gewählte Form der Unterkante resp. des Federblattes die Beanspruchung des Materiales schon bei 3000 kg Stossbelastung um $\frac{20,5}{7,5} = 2,76$, also um 2,76 % der jetzt am Auflagepunkte erzeugten erhöht wird.

Auch hierdurch wird das Gegentheil des Beabsichtigten erreicht.

Bei allen übrigen Federgattungen sind naturgemäss die Verhältnisse dieselben, und damit ist erkannt, dass auch der zweite Weg zur Verbesserung der Federn nicht eingeschlagen werden kann.

Die Resultate dieser Untersuchungen mögen nun wie folgt zusammengestellt werden, und zwar durch Aufführung der bei denselben beobachteten und festgestellten Thatsachen.

1. Die Leistungsfähigkeit sämmtlicher besprochener Stahlspiralfeder-Gattungen, wenn sie neu sind, ist im Durchschnitt nur 0,5 der von ihnen erwarteten und zu fordernden.
2. 0,5 der gesammten Stossarbeit muss daher schon bei neuen Federn von den Constructionstheilen der Locomotiven und Wagen aufgenommen werden.
3. Unter Zugrundelegung der Anfangs mitgetheilten Werthe für den Verlust an Leistungsfähigkeit durch den Gebrauch beträgt diese z. B. bei allen im Betriebe befindlichen rheinischen Federn im Mittel und im Durchschnitt nur noch 0,0348 der zu fordernden Maximalleistung und nur noch 0,0621 der Leistungsfähigkeit einer neuen Feder. Im Laufe der Jahre wird sich hiernach für die Normalfeder ein Werth ergeben, welcher mit Rücksicht auf ihre anfänglich grössere Leistungsfähigkeit im Verhältniss von $\frac{0,65}{0,56} = 1,16$ die Grösse haben wird $1,16 \cdot 0,0621 = 0,072$ der erforderlichen Maximalleistung.
4. Die ruhende Belastung kann nicht für die Dimensionirung der Feder maassgebend sein, da die gleiche Stossbelastung

die Beanspruchung um ein Vielfaches der vorausgesetzten ruhenden übersteigt und überhaupt total anders wirkt.

5. Durch Verstärkung der Dimensionen der Federquerschnitte wächst die an die Unterlagen schädlich abgegebene Stossarbeit sub 2.
6. Durch Formveränderung des Federblattes wachsen die Beanspruchungen der Querschnitte weit über das zulässige Maass.

Es kann hiernach wohl keinem Zweifel unterliegen, dass der Stahl ein für diesen Zweck überhaupt nicht geeignetes Material ist, und dass der ausserordentlich grosse Verbrauch an Federn dieser Art auf die spezifische Ungeeignetheit des Materiales zurückgeführt werden muss.

Ueberall wo die Federn im Dienste sind und im Dienste gelassen werden, weil sie nur durchgedrückt, aber nicht gebrochen sind, geschieht dies auf Kosten des Zustandes der Betriebsmittel und zwar in dem bedenklichen Durchschnittsverhältniss (sub 3) von 0,0348 resp. 0,072 zur eigentlich erforderlichen Leistung. In welchem Grade die Betriebsmittel geschädigt werden, lässt sich aus den Anfangs mitgetheilten Untersuchungen über die abgegebene Stossarbeit bei den verschiedenen Gattungen der Spiralfedern klar erkennen. Sollte man sich nach Erkenntniss der Unmöglichkeit der Herstellung von Stahlspiralfedern von genügender Leistungsfähigkeit und Dauerhaftigkeit entschliessen zur Verwendung der Gummifedern überzugehen, so würde sich durch eine Combination von Gummiringen mit der gegenwärtig vorhandenen durchgedrückten, nur in geringem Maasse noch functionirenden Stahlfedern ein Mittel bieten, die Leistungsfähigkeit der Federmechanismen vorübergehend wenigstens wesentlich zu steigern.

Um des Erfolges einer solchen Maassnahme sicher zu sein, wurde, nachdem auch eine rechnerische Behandlung stattgefunden hatte, durch den Versuch auf dem Anfangs beschriebenen Stossdynamometer festgestellt, dass eine Combination von einer Stossfeder mit mittlerer gebliebener Durchbiegung und zwei Gummiringen die gleiche Leistungsfähigkeit wie eine neue Normalfeder besitzt.

Da sich durch Unterlegen der Gummiringe übrigens die Reactionsdrücke der jetzt starren Unterlage bedeutend vermindern würden, wird auch die spezifische Beanspruchung der Federquerschnitte und damit auch die Zunahme der bleibenden Durchbiegungen und zwar im Verhältniss der Verminderung der Reactionsdrücke auf die Feder geringer werden. Ohne elastische Zwischenlage ist der grösste Reactionsdruck in diesem Falle 5950 kg, mit Zwischenlage würde er, wenn der Combination auch nur die Leistungsfähigkeit der Normalfeder gegeben würde, 3500 kg sein, also etwas mehr als die Hälfte weniger, mithin würde auch die regelmässige Zunahme der bleibenden Durchbiegung durchschnittlich nur etwa 1 mm pro Jahr statt wie jetzt 2 mm betragen, die Buffer würden also mit dieser Einrichtung versehen noch eine Reihe von Jahren wesentlich besser functioniren, ohne die Auswechslung der Federn sogleich vornehmen zu müssen. Innerhalb dieser Zeit könnte die Auswechslung gegen Gummifedern dann nach und nach vorgenommen, ein wesentlich besserer Zustand geschaffen, und da-

durch die Ausgaben für die totale Auswechslung auf Jahre hinaus angemessen vertheilt werden.

Da ein anderes Ersatzmaterial mit höherer Leistungsfähigkeit, als die Gummi hat, nicht bekannt ist und den durch die Untersuchungen an den Spiralfedern gewonnenen Resultaten gegenüber ein Zurückgreifen auf den Gummi rathsam erscheinen muss, fand eine weitere Untersuchung über die Veranlassungen statt, welche mehr und mehr von der Verwendung der Gummifedern abgeleitet haben.

Wenn man die Defecte und Deformationen beobachtet, welche sich an unbrauchbar gewordenen Bufferringen zeigen, und nach ihren Ursachen forscht, so findet man in den meisten Fällen Folgendes:

1. Wenn besonders mehrere der Ringe zu einer Vorrichtung vereinigt sind, ist nicht ausreichend dafür gesorgt gewesen, ihre Lage zu einander, oder gegen die sie umgebenden festen Constructionstheilen zu fixiren.
2. Die Elasticitäts- und Festigkeits-Eigenschaften des im einzelnen Fall verwendeten Gummimateriales, und die von diesen abhängigen räumlichen Veränderungen der Ringe unter stärkstem Druck, entsprachen nicht den Bedingungen, welche durch die vorhandenen Dimensionen, also bei dem Eisenbahnbuffer, dem Durchmesser der Bufferstangen und dem Maasse der lichten Oeffnung der Bufferhülsen gegeben sind.

Die Folgen der Fehler sub 1 sind Verschiebung der einzelnen Ringe gegeneinander, excentrische Fortpflanzung des Stosses von Ring zu Ring, ungleichmässige Beanspruchung der verschobenen Ringe, Zerreiben der durch einseitige Lage an die festen Theile zur Anlage gekommenen Ringflächen.

Die Folgen der Fehler sub 2 sind: Zerstörung des Ringes. Die Elasticität des Materiales war zu gross, der gedrückte Ring liegt schon bei einer geringeren Belastung in Folge der Vergrösserung seines äusseren oder inneren Durchmessers unter Druck an der Bufferhülse oder der Bufferstange an, nur bis dahin ist der Stoss also elastisch, der verbleibende Theil des Stosses aber drückt die gesammte hochgespannte Masse gewaltsam in der Bufferhülse weiter, und die volle Spannung wirkt nur schiebend, klemmend und schneidend auf Zerstörung des Materiales. Dasselbe findet statt, wenn entweder die äussere oder innere Ringfläche schon im unbelasteten Zustande an einen der festen Theile anliegt, was bei vielen Constructionen wirklich der Fall ist.

Es geht daraus hervor, dass alle Gummi-Buffervorrichtungen derart construirt sein müssen, dass die Lage der einzelnen Ringe untereinander sowohl, als auch gegen die festen Theile der jedesmal in Frage kommenden Construction unveränderlich fixirt ist, und die Dimensionen der Ringe der Elasticität ihres Materiales und den Dimensionen der festen Theile entsprechend gewählt werden müssen, und zwar ersteres in solcher Weise, dass die Lage der Ringe fixirenden Theile niemals auf die elastischen Bewegungen des Gummimateriales hindernd einwirken können.

Betrachtet man zunächst die Veränderungen, welche ein einfacher Ring von rechteckigem Querschnitt erleidet, wenn er nach und nach die Belastungen von 1500, 3000, 4500 und

6000 kg erfährt, so zeigt sich, dass der innere Durchmesser des Ringes entsprechend kleiner, der äussere dagegen grösser wird. Die nach innen liegenden Fasern erleiden also eine Druck-, die nach aussen liegenden eine Zug-Spannung, die Grösse der Spannungen in der innersten und äussersten Schicht verhalten sich aber wie die Länge des inneren zu der des äusseren Umfanges, resp. den zu denselben gehörigen Radien, weil beide Schichten gleich elastisch sind. Es liess sich also annehmen, dass im Ringquerschnitt eine neutrale Schicht vorhanden sein müsse, welche an den Bewegungen des elastischen Materiales weder nach aussen noch nach Innen Theil nimmt. Die Lage dieser Schicht lässt sich unter Berücksichtigung des äusseren und inneren Durchmessers eines Ringes leicht graphisch ermitteln (Fig. 20 Taf. XXXII).

Will man die Lage des ganzen Ringes in der Construction, während dieser arbeitet, durch einen festen Verbindungstheil überhaupt sichern, was die vorher bezeichneten Zerstörungs-Ursachen unbedingt verlangen, so ist der Kreis, auf welchem die neutrale Schicht liegt, überhaupt der einzige, welcher zur Fixirung benutzt werden kann, und daher auch muss, wenn die freie Bewegung der Gummimasse nach Innen und Aussen unbehindert soll erfolgen können. Diese Idee ist bereits zur Ausführung gekommen und bildet den Gegenstand des D. R. P. XX No. 17814 vom 6. März 1881, Eigenthümer Rheinische Gummiwaaren-Fabrik von Franz Clouth in Nippes b. Köln.

Durch einen in den Gummikörper eingearbeiteten Blechring, welcher eine dem Durchmesser der Bufferstange entsprechende Bohrung, und einen äusseren Durchmesser hat, welcher genau dem Durchmesser der neutralen Schicht gleich ist, ist die Sicherung der Lage des Ringes in einfachster Weise erreicht. Es ist dies bereits durch die Beobachtungen, welche an mehreren tausend Stück solcher, seit 1881 im Directionsbezirk Köln (L.) im Betriebe befindlichen Ringe gemacht worden sind, bewiesen.

Die sub 1 bezeichnete Veranlassung der äusserlichen Zerstörung sind daher bei Anwendung dieses die Lage des Gummiringes fixirenden Blechringes vollkommen und mit absoluter Sicherheit ausgeschlossen.

Was nun die sub 2 erwähnten Ursachen betrifft, so muss der Bestimmung der erforderlichen Dimensionen bei Neuconstructionen die Ermittlung der Elasticitäts- und Festigkeits-Verhältnisse des zu verwendenden Gummimateriales vorausgehen, um die Formveränderungen unter Druck von vorn herein beurtheilen, und entsprechend berücksichtigen zu können.

Weitere Beobachtungen am alten Material haben nun ferner ergeben, dass die Gummiringe während ihres Functionirens noch anderen zerstörenden Einflüssen ausgesetzt sind, als den erwähnten äusseren, nämlich auch inneren Einflüssen. Besonders die elastischeren Ringe des sogenannten schwimmenden Materiales zeigen schon nach einiger Zeit auf den Cylinderflächen der Ringe parallel ihrer Endflächen herumlaufende Kerbungen und Abschälungen.

Da als Ursache dieser Erscheinungen nur angenommen werden konnte, dass in den Schichten, in welchen die Abschälung erfolgte, die Beanspruchung des Materiales fortdauernd so stark ist, dass die Elasticitätsgrenze oft überschritten und

daher die Bruchfestigkeit an diesen Stellen schnell verringert worden war, so wurde zunächst Einsicht gesucht in die Spannungsvorgänge der einzelnen Schichten des gedrückten Querschnittes und zwar auf folgende Weise:

Es wurde ein Kubus von Gummi geschnitten, dessen Querschnittsverhältnisse den bei Ringen meist angewendeten entsprachen. (Fig. 21 Taf. XXXII.)

Die Querschnittsfläche wurde mit einem Netz von den Seiten des Querschnitts parallelen Linien in gleichen Abständen von einander bedeckt und das Versuchsstück sodann Drücken ausgesetzt, welche reducirt auf seine Auflagefläche den Beanspruchungen eines ganzen Bufferringes mit 3000 resp. 6000 kg entsprachen. Die Biegungen, welche die vertikalen Schichten dabei erlitten, wiesen auf ein starkes Adhären an die gedrückten Endflächen hin, und zwar zu beiden Seiten der neutralen Schicht. (Fig. 22 und 23.)

Die Entfernungen der vertikalen Schichten an den Endflächen des Ringes bleiben dabei unverändert, während auf der mittleren Horizontalschicht bei 6000 kg Druck die Entfernungen der Schnittpunkte der vertikalen Schichten mit den horizontalen im Maximum um 140 % wachsen und diesen proportional, daher auch die Spannungen im Material. Diese Thatsache zeigt also zunächst, dass die verschiedenen Theile des Querschnittes eine sehr ungleichmässige Beanspruchung wirklich erfahren.

An vielen defecten alten Ringen, welche untersucht wurden, war die vorher erwähnte Abschälung bis zur mittleren Horizontalschicht zu verfolgen. (Fig. 24—26.)

Betrachtet man die Durchschneidung der vertikalen und horizontalen, unter Druck gekrümmten Schichtenlinien genauer, so zeigt sich, dass die an einen Schnittpunkt einer gebogenen Vertikalschichtcurve unter einem spitzen Winkel α schneidet, (Fig. 23 a). Die Spannung, welche in diesem Punkt in der Richtung der Tangente wirkt, wird mithin zerlegt in eine in Richtung der Horizontalschicht wirkende absperrende s und eine auf Druck wirkende Componente d . Hierdurch ist also der Vorgang klar erkannt und damit die Ursache der Scheerwirkung.

Die Querschnitte der defecten Ringe zeigen Spaltung durch Scheerwirkung sowohl an der Innenseite als auch an der Aussen-seite (Fig. 26). Beide Spaltflächen laufen in einem Punkt n (Fig. 26 a) zusammen, dessen Abstände von den Seiten der Querschnitte genau gleich sind denen der neutralen Schicht von den Seiten, wodurch praktisch bewiesen ist, dass eine neutrale Schicht, deren Vorhandensein theoretisch angenommen werden konnte, wirklich besteht.

Diese Thatsachen stellen auch den Werth des Einlegens eines Führungsrings von Blech, welcher bis in die neutrale Schicht reicht, nicht allein ausser Zweifel, sondern lassen gleichzeitig auch praktisch erkennen, dass die Sicherung der Lage der elastischen Ringe durch den Blechring an dieser Stelle überhaupt das einzig mögliche Mittel ist, eine feste und unveränderliche mechanische Verbindung der elastischen Ringe mit anderen festen Theilen herzustellen, ohne das Material ersterer zu gefährden oder zu zerstören. Die Untersuchung über die Bewegung der Schichten unter Druck liess ferner er-

kennen, dass alle Winkel, unter welchen sich die Schichten schneiden, mit zunehmendem Druck spitzer werden (Fig. 22 und 23), oder gleichbedeutend hiermit mit der gleichzeitig entsprechend gesteigerten Adhäsion der Endflächen des Ringes an den drückenden festen Theil. Will man also die zerstörend wirkenden Componenten der Druckwirkungen verringern oder aufheben, so muss, da der Druck, dem die erforderliche Leistung entspricht, nicht verringert werden kann, die Adhäsion verringert werden. Die Adhäsionswirkung aber steht in direktem Verhältniss zur Grösse der Endfläche der Ringe. Soll die Adhäsionswirkung daher bei allen Belastungen von 0 bis zur Maximalbelastung ein Minimum sein, so muss

1. die Grösse der Endfläche im unbelasteten Zustande = 0,
2. im höchstbelasteten nur so gross sein, dass ihre Einwirkung auf die sich unter der Belastung entwickelnden Schichtenbiegungen möglichst gering ist, d. h. dass die Winkel, unter welchen sich die gedrückten Schichten schneiden, möglichst 90° und damit die auf Abscheerung wirkenden Componenten = 0 werden.

Diese Betrachtung führt unmittelbar zu der Annahme, dass ein elyptischer Querschnitt diesen Bedingungen entsprechen müsse. Um auch hier die Richtigkeit der Annahme durch das Versuchsergebnis zu bestätigen, wurde ein Stück Gummi von gleicher Höhe, Breite und Länge wie das vorher erwähnte rechteckige Versuchsstück, nur mit verändertem Querschnitt hergestellt und in gleicher Weise den 3000 resp. 6000 kg entsprechenden Drücken ausgesetzt. (Fig. 27, 28, 29.)

Bei der Belastung 0 ist bei dieser Querschnittform auch die Grösse der zur Anlage kommenden Endfläche = 0, weil die Zwischenscheiben nur die obere und untere Kante des Ringes tangieren.

Die Biegung der Schichten ist bei der Belastung der Art, dass die Richtungen der Tangenten an die Vertikalcurven, an den Schnittpunkten mit den Horizontalcurven 90° einschliessen. Es dürfte hiermit constatirt sein, dass bei Anwendung des elyptischen Querschnittes auch innere zerstörende Wirkungen nicht mehr bestehen.

Weitere Versuche mit diesem Querschnitte zeigten ferner, dass er ca. 0,3 mehr elastische Arbeit zu verrichten gestattet, als der rechteckige; mithin ist die vom Ringe mit elyptischem Querschnitt an die Unterlage abgegebene Arbeit nur 0,71 der unter gleichen Verhältnissen vom Ringe mit rechteckigem Querschnitt abgegebenen Arbeit.

Da die Querschnittsflächen und daher die Volumina elyptischer Ringe im Mittel nur 0,8 sonst gleichmaässiger Ringe mit rechteckigem Querschnitte betragen, so werden für gleiche Leistungen bei Anwendung des elyptischen Querschnittes mithin noch 0,2 des sonst erforderlichen Materiales erspart.

Die Resultate der vorangegangenen Untersuchungen mögen nun wie folgt zusammengestellt werden.

Für den rechteckigen Querschnitt:

1. Die Adhäsion an den Auflageflächen der Gummiringe erzeugt, von diesen ausgehend, auf die Massen in den Querschnitten zerstörend wirkende Spannungen.

2. Diese Spannungen wirken zum Theil der Richtung der elastischen Arbeit entgegen, und verringern die elastische Capacität der Ringe bedeutend.

Für den elyptischen Querschnitt:

3. Da die Auflagefläche nur der Belastung entsprechend wächst, weil die Fläche sich aufrollt, können die eben bezeichneten zerstörenden Wirkungen nicht auftreten.
4. Reactionswirkungen können daher auch die elastische Capacität nicht verringern, und ist diese relativ wesentlich grösser.

Diese Beobachtungen und Thatsachen regten naturgemäss im Weiteren die Frage an, wie weit es möglich sei, bei Verwendung des neu gefundenen theoretisch und praktisch richtig arbeitenden Querschnittes die Fläche dieses und damit die Ringe selbst zu verkleinern, ohne die elastische Wirkung der Buffermechanismen zu schädigen. Gegenüber der Erkenntniss der Unfähigkeit der Stahlfedern und der Unmöglichkeit der Verbesserung derselben musste diese Frage ganz besonders wichtig erscheinen, weil der Preis der Gummiringe in direktem Verhältniss zu ihrem Gewichte, also den für sie verwendeten Material-Massen steht.

Behufs Anstellung eines grösseren Versuches, welcher Erfahrungsergebnisse über das Verhalten der mit Führungsblechringeinlage versehenen Gummi-Ringe ergeben sollte, genehmigte die Königliche Eisenbahn-Direction Köln (linksrh.) bei Gelegenheit der vorjährigen Beschaffung die von vier, in den Querschnittsdimensionen ganz von einander verschiedenen Gattungen von Ringen für Locomotiv- und Wagenbuffer.

Die Dimensionen dieser Ringe waren s. Z. nach Maassgabe der in Bezug auf diesen Gegenstand diesseits neu aufgestellten Grundsätze bestimmt. Es war somit Gelegenheit geboten, vergleichende Versuche in Bezug auf die Leistungsfähigkeit von 4 ganz verschiedenen Ringformen in der früher beschriebenen Weise unter Benutzung des Stossdynamometers durchzuführen.

Der grösste dieser Ringe ist der früher bei der Rheinischen Eisenbahn für Wagenbuffer verwendete, und seine Dimensionen denen der meisten auch bei anderen Verwaltungen verwendeten gleich, oder sehr nahe stehend (Fig. 30). Der kleinste ist ein neuer Locomotivbufferring (Fig. 31). Die Volumina der einzelnen der verwendeten 4 Ringgattungen waren dabei 82, 159, 215 resp. 439 cbcm. Das Volumen des neuen Locomotivbufferringmodelles ist also nicht ganz $\frac{1}{5}$ des des alten Wagenbuffermodelles, trotzdem wurde die Leistungsfähigkeit des Locomotivbuffers nur um 0,05 geringer, als die des Wagenbuffers gefunden. Dieses Resultat war allerdings nicht zu erwarten. Es ist aber durch diesen Versuch erwiesen, dass bisher unnöthig grosse Massen für die einzelnen Ringe verwendet worden sind, und also mit Aufwand von nur sehr viel geringeren Materialquanten gleiche Leistungsfähigkeit erzielt werden kann, allerdings vorzügliches Material, wie es z. B. durch die neuen Bedingungen der Königlichen Eisenbahn-Direction (linksrh.) gesichert ist, und den, die Lage der Gummi-Ringe ohne Beanspruchung des Materiales sichernden Führungs-Blechring vorausgesetzt. Die günstigen Folgen, welche die Einführung dieser Neuerungen haben würden, mögen an einem Beispiel erläutert werden:

Die bisher verwendeten Wagengummibuffer-Vorrichtungen bestanden für einen Buffer aus 8 Ringen nach altem Modell (Fig. 30), welche zusammen 3510 cbcm. Material erforderten, und nimmt diese Vorrichtung bei Verwendung des neu vorgeschriebenen Materials 0,89 der Maximalstossarbeit auf; der nach neuen Grundsätzen gestaltete Buffer, bestehend aus 12 Ringen (Fig. 32), würde, bei gleicher Gesamthöhe mit zusammen 1535 cbcm, also mit nur 0,43 des früher erforderlichen Materiales 0,91 der Maximalstossarbeit aufnehmen.

Wie nahe dieser Werth dem überhaupt erreichbaren Maximum der Leistungsfähigkeit einer Buffervorrichtung liegt, und wie durch Steigerung der jetzt vorhandenen federnden Höhe, also durch eine Vermehrung der Anzahl der Ringe der Leistungswerth von 0,91 überhaupt nur noch um verhältnissmässig Geringes gesteigert werden könnte, möge folgendes Beispiel zeigen:

Wenn die von einer Combination von Ringen von 304^{mm} Höhe an die Unterlage abgegebene Stossarbeit 39,5 kgm oder $\frac{39,5}{342} = 0,11$ der Maximalstossarbeit (diese zu 342 kgm = 1 gesetzt) beträgt, so nimmt diese Vorrichtung also $1 - 0,11 = 0,89$ der Maximalstossarbeit auf.

Würde man nun der Buffervorrichtung die federnde Höhe von $2 \cdot 304^{\text{mm}}$ geben, sie also doppelt so lang machen, wie jetzt üblich, so würde die abgegebene Stossarbeit $\frac{39,5}{2} = 19,75$ kgm oder $\frac{19,75}{342} = 0,055$ der Maximalstossarbeit, mithin die aufgenommene Arbeit $1 - 0,055 = 0,945$ der Maximalstossarbeit betragen.

Es wird also durch Verdopplung der Anzahl der Ringe eine Mehrleistung von nur $0,945 - 0,89 = 0,055$ der Maximalstossarbeit erreicht, bei der dreifachen federnden Höhe nur noch 0,072 mehr.

Ueberhaupt könnte die Leistungsfähigkeit der Vorrichtung proportional der federnden Höhe nur dann wachsen, wenn ein absolut elastisches Material verwendet würde, welches aber nicht existirt.

Man kann daher wohl behaupten, dass mit den Stoss- und Zugvorrichtungen der zuletzt beschriebenen Art das geleistet werden kann, was in der Praxis zu leisten überhaupt erreichbar ist.

Es muss schliesslich noch erwähnt werden, dass durch eine Reihe vergleichender Versuche mit einer grossen Anzahl verschiedener Submissionsproberinge die Verschiedenartigkeit der Eigenschaften ihrer Materialien mit Rücksicht auf die Anforderungen an Festigkeit und Elasticität ermittelt wurden, um die Basis für Lieferungsbedingungen zu gewinnen, durch welche vorzüglichstes, unverfälschtes und den mechanisch zu stellenden Bedingungen entsprechendes Material gesichert werden kann. Bei den Versuchen wurden nur wenige Materialien gefunden, welche entsprachen, übrigens aber eine ausserordentliche Verschiedenheit der Eigenschaften, wie beistehende, einige der gefundenen Werthe enthaltende Tabelle zeigt, aus welcher hervorgeht, dass das beliebte sogenannte schwimmende Material das Unbrauchbarste ist.

Material.	Bruchfestigkeit in kg pro qcm	Dehnungs- verhältniss beim Bruch.	Specificsches Gewicht.	
1	39	3.5	1.71	} Schwimm- mende Waare.
2	27.4	4.6	1.64	
3	12.5	3.3	1.33	
4	10	5.4	1	
5	7.4	3.2	0.98	
6	11.6	4.8	0.97	
7	12.8	3.7	0.98	

Als Resultat dieser Untersuchungen ergaben sich sodann die Bestimmungen, dass das Gummimaterial eine absolute Festigkeit von mindestens 35 kg pro Quadrat-Centimeter habe, und eine 3,2 fache Längen-Dehnung ohne zu zerreißen zulassen muss. Auch darf das specifische Gewicht nicht unter 1,3 liegen, da sonst Verfälschungen des Materiales nicht ausgeschlossen resp. die Elasticität für die in Frage kommenden Zwecke zu bedeutend ist.

Die Ursachen der vielfach hervorgetretenen Klagen über den Mangel an Dauerhaftigkeit des Gummimateriales liegen in der Verwendung ungeeigneten Materiales, und in der Unklarheit der Bestimmungen über seine Eigenschaften, da besonders allein die Bestimmung über das specifische Gewicht, welches an sich gleichgültig, und wie vorstehende Tabelle zeigt, in gar keiner Beziehung zu den wichtigsten mechanischen Eigenschaften steht, meist als Hauptsache angesehen wurde, und zwar besonders, weil sie einer Verfälschung des Gummimateriales vorbeugen sollte.

Es ist indessen allgemein bekannt, dass die »schwimmende Waare« nicht allein einen bedeutenden Procentsatz von altem zerriebenem Gummi enthalten kann, sondern dass es auch möglich ist, eine dem Gummi ähnliche elastische Masse aus anderen Substanzen zu componiren, welche dann allein oder mit wirklichem Gummi gemischt benutzt wird.

Ueber die Kosten der Unterhaltung des Eisenbahn-Oberbaues in ihren Beziehungen zu den Verkehrsmassen, Fahrgeschwindigkeiten und Steigungen.

Von L. Bronnecke, Ingenieur in Magdeburg.

In dem Handbuche der Ingenieur-Wissenschaften von E. Heusinger v. Waldegg Band 1 Cap. 2 stellt R. Koch unter No. 15 und 17 eine Formel auf für die Kosten der Bahn-Unterhaltung. Er zerlegt dabei die Gesamtkosten nach 4 Gesichtspunkten.

- 1) In solche, die vom Verkehre unabhängig sind.
- 2) In solche, welche durch das Gewicht der Verkehrsmassen, also durch den vertikalen Druck des Zuges,
- 3) in solche, welche durch die Bewegung des Zuges, und
- 4) in solche, welche durch die Maschine als treibende Kraft erzeugt werden.

Da wir uns nur mit den Unterhaltungskosten des Oberbaues beschäftigen wollen, so wird also unter Punkt 1 hauptsächlich die Ausgabe für Ersatz der Schwellen zu registriren sein. Streng genommen wird allerdings selbst diese nicht vollständig unabhängig vom Verkehre sein. Es werden auf einer Bahn mit lebhaftem Verkehre die Schwellen nicht nur durch Stopfen und Richten des Gleises mehr beschädigt, sondern es werden auch die Nägel oder Schrauben in denselben mehr gelockert, als auf einer Bahn mit schwachem oder gar keinem Verkehre. Dadurch wird dem Wasser der Zutritt zum Inneren der Schwelle erleichtert und die Verwitterung befördert.

Diese vom Verkehre unabhängigen Kosten bezeichnet Koch pro Jahr und Kilometer durch H.

Die Kosten, welche durch den vertikalen Druck der Züge erzeugt werden, giebt die erwähnte Formel auf das Zugkilometer repartirt durch $J \cdot (P + 2Q)$. J ist ein Coefficient, während P das Gewicht des Zuges, Q dasjenige der Maschine bedeutet. Letzteres ist doppelt genommen, um dadurch den überwiegend schädlichen Einfluss der Maschine zu charakterisiren.

Die Kosten, welche durch Bewegung des Zuges entstehen,

setzt Koch pro Zugkilometer = $K(P + 2Q)v$. Es ist K wieder ein Coefficient, v ist die Geschwindigkeit und P und Q haben dieselbe Bedeutung wie früher.

Bei der Entstehung dieser Kosten, die mit der Geschwindigkeit v und dem Gewichte der Massen wachsen, ist die Maschine nur in ihrer Eigenschaft als Wagen betheiltigt zu denken.

Die Kosten endlich, welche die Locomotive in ihrer Eigenschaft als Motor erzeugt, giebt Koch pro Zugkilometer durch O.Z. Es bedeutet O wieder einen Coefficienten, während Z die jedesmalige Zugkraft der Maschine ist, die von Fall zu Fall berechnet werden muss.

Wenn also die Anzahl der Züge, welche pro Jahr das Gleise befahren = A ist, so drücken sich die Gesamtkosten pro Zugkilometer $\frac{G}{A}$ aus durch:

$$1) \quad \frac{G}{A} = \frac{H}{A} + J(P + 2Q) + K(P + 2Q)v + O.Z.$$

Die von der Grösse des Verkehrs abhängigen Kosten sind also die in Formel 2 rechts vom Gleichheitszeichen stehenden:

$$2) \quad \frac{G - H}{A} = J(P + 2Q) + K(P + 2Q)v + O.Z.$$

Wir werden uns also hauptsächlich mit diesen letzteren zu beschäftigen haben.

Um die Coefficienten J, K und O zu bestimmen, hat Koch zunächst angenommen, dass bei einer Fahrgeschwindigkeit (v) von 30 Kilom. pro Stunde die Schädigung durch die Bewegung des Zuges 2 mal so gross sei, als diejenige durch die vertikale Belastung.

Er setzt also $2 \cdot J(P + 2Q) = K(P + 2Q) \cdot 30$ und erhält daraus $K = \frac{J}{15}$. Desgleichen hat er die Schädigung durch

das Arbeiten der Maschine bei 30 km Geschwindigkeit ebenso gross geschätzt, als diejenige durch die vertikale Belastung also $O.Z = J(P + 2Q)$. Indem er dann für die Gesamt-Unterhaltungskosten, desgleichen für h, P und Q in der Praxis gebräuchliche Werthe annahm und $v = 30$ setzte, berechnete er zunächst Z und fand dann $J = 0,000111$, $K = 0,0000074$ und $O = 0,025$, wenn P und Q in Tonnen à 1000 kg genommen werden.

Koch war aus Mangel an statistischem Materiale gezwungen, die Entwicklung der Coefficienten durch die erwähnten nur auf Schätzung beruhenden Annahmen zu ermöglichen, erklärt aber in einer Anmerkung, dass wahrscheinlich der vertikalen Belastung im Vergleiche mit den beiden anderen Beanspruchungen in seiner Formel zu viel Werth beigelegt sei. Er kommt auf diese Vermuthung durch eine Rechnurg, welche er mit seiner Formel unter Benutzung statistischer Daten von englischen Bahnen angestellt hatte.

Schreiber dieses ist nun bei Erprobung der Formel an anderem statistischen Materiale zu derselben Ueberzeugung gekommen, und hat auf Grund dieses Materiales für die Coefficienten andere Werthe zu ermitteln versucht, welche, sowie die Entwicklung derselben selbst, in Folgendem mitgetheilt werden sollen.

Zuvor wollen wir indessen erst eine kurze Erörterung des Verhältnisses der Grösse von K und J vorausschicken, da wir hierüber wie Koch gezwungen sind eine Annahme zu machen.

Unseres Erachtens ist die Schädigung durch den vertikalen Druck der Verkehrsmassen ohne Bewegung eine ganz minimale, die man vollständig vernachlässigen könnte. Ein Zug, der auf einem Gleise still steht, wird allerdings Spannungen in den Oberbau-Materialien hervorrufen, aber ehe nicht die Bewegung hinzutritt, wird von einer Schädigung die Kosten verursacht nicht eigentlich die Rede sein können.

Erst der Ortswechsel der Belastungen erzeugt Verschiebungen und Erschütterungen in den Materialien, die wirklich zerstörend wirken und Reparaturkosten verursachen. Man könnte also unserer Ansicht nach das Glied $J(P + 2Q)$ der Koch'schen Formel unbedenklich ganz vernachlässigen. Jedenfalls wird schon bei der geringsten Bewegung des Zuges also z. B. bei $v = 1$ der Einfluss des Gliedes $K(P + 2Q)v$ mindestens gleich dem des Gliedes $J(P + 2Q)$ werden. Wir können also unbedenklich $J = K$ nehmen.

Genau genommen würde man dem Gliede $J(P + 2Q)$ einen Nenner mit v oder einer Function von v darin geben müssen, da offenbar der vertikale Druck mit der Geschwindigkeit abnimmt und für $v = \infty$ zu Null werden muss. Man könnte dasselbe also etwa $\frac{J}{1 + \sqrt[n]{v}}(P + 2Q)$ lauten lassen.

Da indessen die Geschwindigkeiten nur in verhältnissmässig engen Grenzen variiren und in Folge dessen die Abnahme des Vertikaldruckes eine sehr unbedeutende ist, also für n eine ziemlich hohe Ziffer genommen werden müsste, können wir diesen Einfluss der Geschwindigkeit vernachlässigen und den betreffenden Ausdruck $J(P + 2Q)$ beibehalten.

Wenn wir also K wie erwähnt = J setzen, geht Formel 2 über in $\frac{G-H}{A} = J(P + 2Q) + J(P + 2Q)v + O.Z$ oder dafür:

$$3) \quad \frac{G-H}{A} = J(P + 2Q)(1 + v) + O.Z.$$

Der Werth von J wird wie wir sehen werden im Vergleiche zu dem Werthe von O sehr klein ausfallen. Er wird bei geringen Aenderungen in den Verhältnissen der Zugkräfte Z negativ. Es erklärt sich dies dadurch, dass sowohl die Verkehrsmassen P und Q als auch die Geschwindigkeit v, deren Einfluss J ausdrückt, bereits in der Zugkraft Z als Factoren enthalten sind, ihr Einfluss also bereits dort vertreten ist.

Die Veranlassung für die Coefficienten J und O Ziffernwerthe zu suchen gab, dem Verfasser die Bearbeitung der Projecte für Eisenbahnen im Orient. Es waren zum Uebergange eines Passes zwei Projecte aufgestellt, das eine mit Zahnstangenbahn, das andere mit gewöhnlicher Bahn aber Steigungen von 35 ‰ ja 37 ‰.

Es handelte sich nun darum zu ermitteln, wie sich die Betriebskosten auf beiden Bahnen gegen einander verhalten würden. Verfasser benutzte für diese Ermittlung die Broschüre von E. Pontzen: »Ueber die Verbindung zweier durch einen Gebirgszug getrennter Eisenbahnen«, die sehr interessantes statistisches Material über die österreichische Südbahn mit ihren Theilstrecken, der Semmering- und Brenner-Bahn, sowie über die oberitalienische Bahn mit ihren Theilstrecken, der Apenninen- und Giovi-Bahn bringt.

Das Material der beiden letztgenannten Theilstrecken werden wir zu unserer Ermittlung benutzen. Da beide zu demselben Bahnnetze gehören, ist anzunehmen, dass sowohl die Preise der Materialien als auch die Höhe der Löhne der dauernd beschäftigten Bahnarbeiter wenig von einander abweichen. Es werden auch die klimatischen Verhältnisse bei beiden wenig von einander verschieden sein, weil beide die Südhänge der Apenninen, nämlich der toskanischen resp. ligurischen ersteigen und nahezu unter demselben Breitengrade liegen. Wir können also annehmen, dass die statistischen Daten für unseren Zweck gut geeignet sind. Die nachfolgenden 3 Tabellen enthalten die Angaben der Pontzen'schen Broschüre, soweit wir dieselben nöthig haben.

Tabelle I.

Vergleichende Zusammenstellung der, die Apenninen- und Giovi-Bahn charakterisirenden, Momente, sowie einiger anderer Daten über diese Bahnen.

Bezeichnung.	Apenninen-Bahn	Giovi-Bahn
Ausgangsstation	Pistoja	Ponte Decimo
Endstation	Poretto	Busalla
Länge in Kilometern	39.74	10.48
Höhe über } der Ausgangsstation	63,87 ^m	90,253 ^m
dem } des höchsten Punktes	617,48 ^m	361,19 ^m
Meeresspiegel } der Endstation	353,14 ^m	360,376 ^m
Maximalsteigung ‰	25	35
Minimalradius in Metern	300	400

Bezeichnung.	Apenninen-Bahn	Giovi-Bahn
Länge der Maximalsteigung in Procenten der Bahnlänge	37,8%	23,4%
Länge der schärfsten Curven in Procenten der Bahnlänge	25,3%	12,5%
Länge der Tunnel in Procenten der Bahnlänge	34%	36,1%
Zahl der Gleise	eingleisig	zweigleisig
Zahl der jährlichen Züge pro Gleise . .	5458	7241
Durchschnittl. Zuggewicht excl. Locomotive	115 Tonnen	90 Tonnen

Tabelle II.
Hauptdimensionen der auf beiden Bahnen verwendeten Locomotiven.

Bezeichnung.	Apenninen-Bahn	Giovi-Bahn		
		System Beugnot	je zwei und zwei rücklings gekuppelt	
Feuer- / Feuerkasten . . . qm	7,41	10,5	5,98	7,73
fläche Feuerrohre . . . qm	117,9	174,42	57,8	84,75
Dampfspannung (effective) im Kessel Atmosph.	7	7	7	7
Zahl der Triebachsen	3	4	2	3
Durchmesser der Triebräder . .	1,3	1,2	1,05	1,22
Cylinder-Durchmesser . . . m	0,45	0,6	0,355	0,406
Kolbenhub m	0,65	0,61	0,558	0,558
Adhäsions-Gewicht einer ausgerüsteten Locomotive . Tonnen	33	48	28,5	35,4
Gewicht eines ausgerüsteten Tenders Tonnen	20	21	(Tendermaschinen)	

Tabelle III.
Vergleichende Zusammenstellung der Kosten für die Unterhaltung des Oberbaues pro Bahnkilometer im Jahre 1868.

Bezeichnung.	Apenninen-Bahn	Giovi-Bahn
Für Ballast Gulden	163,83	468,36
„ Schwellen „	97,41	164,86
„ Schienen und Stühle . . . „	21,45	123,47
„ Kleineisenzeug „	10,26	60,09
„ Weichen und Drehscheiben „	108,33	86,02
„ Oberbau-Arbeiten	341,93	1340,35
Im Ganzen	743,11	2243,15

Die durchschnittliche Fahrzeit zwischen Busalla und Ponte Decimo beträgt nach Pontzen 35 Minuten. Da die Länge dieser Strecke = 10,5 km ist, so ergäbe sich daraus für die Giovi-Bahn eine mittlere Fahrgeschwindigkeit $v = 18$ km pro Stunde. Ueber die Apenninen-Bahn sind leider in dieser Beziehung keine Angaben gemacht. Wir glauben aber kaum fehl zu gehen, wenn wir dieselbe ebenso gross annehmen.

Ein Vergleich der Hauptdimensionen der auf beiden Bahnen laufenden Maschinen scheint wenigstens für diese Annahme zu sprechen, und macht es jedenfalls unwahrscheinlich, dass die Fahrgeschwindigkeit auf der Apenninen-Bahn wesentlich

grösser sei, als auf der Giovi-Bahn. Bildet man sich nämlich auf Grund der Tabelle II folgenden Ausdruck:

$\frac{\text{Heizfläche}}{\text{doppelte Cylinderfüllung}} \times \text{Treibraddurchmesser}$, so erhält man für die Apenninen-Bahn 78,8, für die Giovi-Bahn, je nach dem Maschinen-System, 62,4, 108,7 und 140, im Mittel aus den drei letzteren also 104. Da die effective Dampfspannung der Maschinen beider Bahnen gleich gross ist, so würde man aus diesen Zahlen schliessen müssen, dass auf der Apenninen-Bahn langsamer, als auf der Giovi-Bahn gefahren würde, vorausgesetzt, dass die Kessel-Construction auf beiden Bahnen bezüglich der Dampferzeugung gleich günstig und die Füllungsgrade bei beiden Bahnen die gleichen wären. Dies ist indessen wohl nicht der Fall gewesen; darauf deutet wenigstens wieder der etwas grössere Raddurchmesser der Maschinen für die Apenninen-Bahn. Es dürfte vielmehr aus der Differenz der beiden Producte 78,8 und 104 der Schluss zu ziehen sein, dass die Maschinen der Giovi-Bahn mit grösserem Füllungsgrade arbeiten, dass aber die Geschwindigkeiten auf beiden Bahnen nahezu gleich grosse seien.

Wir werden übrigens die Coefficienten J und O auch unter Annahme verschiedener Geschwindigkeiten für die Apenninen-Bahn ermitteln und zum Vergleiche stellen.

Wenn wir die einzelnen Pos. der Tabelle III näher ins Auge fassen, so finden wir, dass an Schwellen auf der Apenninen-Bahn etwas mehr pro Gleiskilometer verbraucht wurde, als auf der Giovi-Bahn. Es mag dies seinen Grund in der grösseren Höhe der Apenninen-Bahn haben, und wir wollen, da die Kosten für Schwellen zum grössten Theil unter diejenigen gehören, welche die Witterung verursacht (H), diese Pos. aus unserm Vergleiche ganz fortlassen. Den Theil des Schwellen-Verbrauches, welcher, wie früher auseinandergesetzt, etwa auf die Schädigung durch den Verkehr zu rechnen wäre, betrachten wir dabei als Aequivalent für denjenigen Theil der Abnutzung an den übrigen Oberbau-Materialien, welche durch die Witterung erzeugt wird, und welchen wir hier anstatt jenes vom Verkehre abhängig machen.

Endlich werden wir noch bei der Pos. Weichen und Drehscheiben eine Aenderung vornehmen müssen, um unseren Coefficienten J und O eine allgemeinere Gültigkeit zu sichern.

Es sind unter dieser Pos. bei der eingleisigen Apenninen-Bahn mehr Kosten verzeichnet, als bei der zweigleisigen Giovi-Bahn. Die Anzahl der Weichen und Drehscheiben ist nun allerdings nicht von der Anzahl der Gleise auf der freien Strecke abhängig zu machen, so dass man für die eingleisige Apenninen-Bahn nicht etwa nur halb so viel annehmen darf, als für die zweigleisige Giovi-Bahn, um die Basis des Vergleiches möglichst gleichmässig zu machen, jedenfalls aber werden wir diese Pos. für beide Bahnen besser gleich gross annehmen, indem wir die Mehrkosten auf der Apenninen-Bahn in verschiedenen Grössen der Stationen oder anderen Ungleichheiten suchen, die wir möglichst auszuschliessen uns bestreben müssen.

Die Daten der übrigen Pos. scheinen im richtigen Verhältnisse zu den Verkehrsmassen einerseits und den Tragen-Verhältnissen andererseits zu stehen und erlauben den Schluss,

dass die Kosten der Unterhaltung des Oberbaues beider Bahnen sich im Beharrungszustande befinden.

Wir haben also jetzt folgende Daten:

	Für die Apenninen-Bahn	Giovi-Bahn
Für Ballast	163,83 Gulden	468,36 Gulden
< Schienen	21,45 <	123,47 <
< Kleineisenzeug	10,26 <	60,09 <
< Weichen u. Drehscheiben	86,02 <	86,02 <
< Oberbau-Arbeiten	341,93 <	1340,35 <
Im Ganzen	623,49 Gulden	2078,29 Gulden

Die Giovi-Bahn ist zweigleisig, also betragen die Kosten bei derselben pro Gleiskilometer und Jahr 1039,1 Gulden. Rechnen wir den Gulden zu 1,71 Mark, so erhalten wir für die Apenninen-Bahn 1066 Mark und für die Giovi-Bahn 1777 Mark pro Jahr und Kilometer. Die Kosten pro Zugkilometer werden dann $\frac{1066}{5458} = 0,1953$ Mk. resp. $\frac{1777}{7241} = 0,2454$ Mk.

Die durchschnittlichen Zug- und Locomotivgewichte sind $P = 115$ und $Q = 53$ Tonnen resp. $P = 90$ und $Q = 65,6$.

Wir haben also zur Bestimmung der Coefficienten J und O die beiden Gleichungen:

4) für die Apenninen-Bahn
 $0,1953 = J(115 + 2.53)(1 + v) + O.Z$
 für die Giovi-Bahn
 $0,2454 = J(90 + 2.65,6)(1 + 18) + O.Z$

für welche wir noch die mittleren Zugkräfte Z bestimmen müssen.

Wir wollen hierzu zwei verschiedene Formeln benutzen. Die erste derselben giebt Koch in seiner mehrfach erwähnten Arbeit. Dieselbe lautet:

5) $Z = \frac{P}{1000}(1 + 0,04.v + x) + \frac{Q}{1000}\left(\frac{6}{8} + 0,0044 v^2 + x\right)$

Das erste Glied giebt den Widerstand des Zuges ohne die Locomotive. Der Ausdruck beruht auf Versuchen, welche an der Köln-Mindener Bahn angestellt wurden. Das zweite Glied ist der von Welkner aufgestellte Ausdruck für den Widerstand, welchen die Maschine ihrer Fortbewegung entgegengesetzt. x ist in beiden das Steigungsverhältniss $\frac{0}{100}$, v die Geschwindigkeit, P und Q die Gewichte in Kilogrammen oder Tonnen. Die Coefficienten 6, 8, 12 und 18 des zweiten Ausdruckes sind zu nehmen, je nachdem die Locomotive ohne Kuppelachsen oder einfach, doppelt oder dreifach gekuppelt ist.

Nach den Angaben unserer Tab. II würden wir für die Apenninen-Bahn den Coefficienten 12 anzuwenden haben. Auf der Giovi-Bahn haben wir Maschinen mit 4 gekuppelten Achsen (dreifach gekuppelt), denen der Coefficient 18 entspricht, ferner Doppelmaschinen mit je 2 Kuppelachsen, denen also mindestens der Coefficient $2.8 = 16$ entspräche und endlich Doppelmaschinen mit je 3 gekuppelten Achsen, denen mindestens $2.12 = 24$ entspräche. Wir sagen mindestens, weil die Coefficienten 16 resp. 24 eine lose Kuppelung zwischen den beiden Theilen der Doppelmaschinen voraussetzen, wie sie etwa zwischen der Locomotive und dem ersten Wagen des Zuges besteht. Da die Verbindung aber eine steifere ist, so müssten eigentlich die Coefficienten erhöht werden.

Nehmen wir die Anzahl der Maschinen nach jedem der 3 Systeme gleich gross an, so hätten wir als mittleren Coefficienten für die Maschinen der Giovi-Bahn $\frac{18+16+24}{3} = 19,3$

zu nehmen. Unter Q ist in dem Welkner'schen Ausdrucke für den Widerstand der Maschinen das Gewicht von Maschine und Tender zu verstehen, und die Coefficienten 6, 8, 12 und 18 entsprechen Maschinen mit Tender. Eine Tonne Locomotivgewicht verursacht aber einen grösseren Widerstand als eine Tonne Tendergewicht, es müsste also eine Tendermaschine von gleichem Gewichte und gleicher Kuppelachsenzahl einen grösseren Coefficienten erhalten, als eine Maschine mit gesondertem Tender. Die Maschinen der Apenninen-Bahn sind nun keine Tendermaschinen, wohl aber die der Giovi-Bahn, für welche die beiden letzten Columnen unserer Tab. II die Daten enthalten. Um allen diesen Umständen einigermaassen Rechnung zu tragen, wollen wir den Coefficienten für die Durchschnittsmaschine der Giovi-Bahn von 19,3 auf 21 erhöhen.

Die Formel von Koch für den Widerstand des Zuges beruht, wie erwähnt, auf Versuchen, welche auf der Köln-Mindener Bahn angestellt wurden. Es kommen auf genannter Bahn allerdings Curven mit Radien unter 500^m vor, aber nur in ganz geringem procentualem Verhältnisse zur Gesamtlänge der Bahn. Da die mittleren Curven- und sonstigen Widerstände durch einen festen Coefficienten (0,04) in der Formel ausgedrückt sind, so dürfte dieser für die Verhältnisse unserer beiden Bergbahnen zu klein sein.

Wir haben daher zur Berechnung des Zugwiderstandes noch die auf Versuchen von Vuillemin, Dieudonné und Guebhard beruhende Formel

$\frac{P}{1000}\left(x + 1000(0,0017 + 0,0001.v)k\right)$

benutzt, die zwar den Curvenwiderstand durch den veränderlichen Factor k ausdrückt, aber, wie wir später sehen werden, keine für uns verwendbaren Resultate giebt. Es wird also dann unsere Formel zur Berechnung von Z lauten:

6) $Z = \frac{P}{1000}\left(x + 1000(0,0017 + 0,0001.v)k\right) + \frac{Q}{1000}\left(\frac{6}{8} + 0,0044 v^2 + x\right)$

Die Bedeutung der Buchstaben ist dieselbe wie früher. Die Werthe von k sind bei Curven mit Radien

zwischen ∞ und 800 ^m	1
< 800 ^m < 600 ^m	1,3
< 600 ^m < 400 ^m	1,9
< 400 ^m < 300 ^m	2,25
< 300 ^m < 250 ^m	2,5
< 250 ^m < 200 ^m	2,8
< 200 ^m < 180 ^m	3

Um die letztere Formel benutzen zu können, müssen wir noch die durchschnittlichen Werthe von k für unsere beiden Bahnen ermitteln.

Nach Pontzen haben die schärfsten Curven der Apenninen-Bahn 300^m, die der Giovi-Bahn 400^m Radius. Diesen Radien entsprechen $k = 2,5$ resp. $k = 2,25$. Die Gesamtlänge der schärfsten Curven beträgt in Procenten der Bahn-

länge 25 % resp. 12,5 %. Da die ganzen Längen rot. 40 resp. 10,5 km betragen, so repräsentiren die schärfsten Curven Längen von 10 resp. 1,3 km. Wenn wir also den Widerstand sämtlicher Curven mit grösseren Radien vorläufig ausser Betracht lassen, würden wir $k = \frac{10 \cdot 2,5 + 30 \cdot 1}{40} = 1,4$ resp.

$k = \frac{1,3 \cdot 2,25 + 9,2 \cdot 1}{10,5} = 1,15$ zu nehmen haben. In Rück-

sicht auf die sehr zahlreichen Curven mit grösseren Radien wollen wir k bei der Apenninen-Bahn auf 1,5, bei der Giovi-Bahn auf 1,3 erhöhen.

Berechnen wir jetzt mit Hilfe von Formel 5) und 6) die Grössen von Z, so erhalten wir folgendes Resultat:

Tabelle IV.
Grössen der Zugkräfte Z.

Für v gleich	ist die Grösse der Zugkraft auf der			
	Apenninen-Bahn		Giovi-Bahn	
	nach Form. 5) Tonnen	nach Form. 6) Tonnen	nach Form. 5) Tonnen	nach Form. 6) Tonnen
16	4,328	4,709	—	—
18	4,354	4,758	5,672	5,927
20	4,380	4,811	—	—
22	4,409	4,865	—	—

Gehen wir jetzt mit diesen Werthen von Z und den zugehörigen von v in unsere Formel 4) hinein, so erhalten wir aus denselben die in folgender Tabelle V zusammengestellten Grössen für die Coefficienten J und O.

Tabelle V.
Werthe der Coefficienten J und O.

Wenn der Werth von v ist		so werden die Werthe der Coefficienten J und O			
auf der Ap- Bahn	und auf der Giovi-B.	bei Berechnung von Z nach Formel 5)		bei Berechnung von Z nach Formel 6)	
		J	O	J	O
16	18	0,00001653	0,03101	0,00000325	0,03911
18	18	0,00000715	0,03796	—0,00000208	0,04289
20	18	0,00000415	0,04015	—0,00000324	0,04373
22	18	0,00000289	0,04111	—0,00000427	0,04444

Wie bereits früher angedeutet erhalten wir, wenn wir die aus Formel 6) berechneten Werthe von Z anwenden, für J negative Werthe, die wir nicht benutzen können. Dass aber eine so geringe Verschiebung der Verhältnisse zwischen den Z beider Bahnen den Werth von J unter Null herabdrückt, scheint anzudeuten, dass derselbe jedenfalls sehr wenig Einfluss besitzt und nur sehr klein zu nehmen ist.

Wir glauben als die Grenzen für J 0,0000072 und 0,0000042 und correspondirend für O 0,038 und 0,04 empfehlen zu können, und als Mittelwerthe $J = 0,000006$ und $O = 0,039$. Die Formel 3 würde dann also lauten:

$$\frac{G-H}{A} = 0,000006 (P + 2 Q) (1 + v) + 0,039 Z.$$

Wollen wir für H noch einen Ziffernwerth einführen, so würde für unsere deutschen Verhältnisse etwa 220 zu setzen sein, während es für die italienischen Bahnen im Mittel 150 betrug. Wir hätten dann für die jährlichen Unterhaltungskosten des Oberbaues pro Gleiskilometer den Ausdruck

$$7a) G = 220 + A \left\{ 0,000006 (P + 2 Q) (1 + v) + 0,039 Z \right\}$$

worin P und Q und Z in Tonnen zu nehmen sind.

Will man den Einfluss der Geschwindigkeit v und der Steigung x durch geschlossene Ausdrücke zur Anschauung bringen, so muss man statt Z den Werth aus Formel 5) einführen. Man erhält dann den allerdings etwas unförmigen Ausdruck:

$$7b) G = 220 + A \left\{ 0,000045 P + \left(0,000012 + 0,000039 \cdot \frac{6}{12} \right) Q \right\} \\ + v \cdot A \left\{ 0,00000756 P + (0,000012 + 0,000001716 v) Q \right\} \\ + x \cdot A \cdot 0,000039 (P + Q)$$

Man könnte die Verwendbarkeit der berechneten Coefficienten J und O für deutsche Verhältnisse in Zweifel ziehen, weil die Preise in Italien andere sind als bei uns. Wir glauben indessen, dass im Ganzen genommen kein merkenswerther Unterschied vorhanden sein wird. In Italien werden vielleicht die Preise der Materialien etwas höher sein, bei uns dagegen wieder die Löhne, so dass sich diese Differenzen ungefähr decken.

Man kann daher die Gesamt-Unterhaltungskosten des Oberbaues in dem einen Lande unbedenklich mit denen in dem anderen Lande vergleichen, wenn man nur, wie dies bei uns geschehen, der ungünstigeren Witterung in Deutschland durch Vergrösserung der Constante H Rechnung trägt.

Womit sollen die Eisenbahnwagen geschmiert werden?

Von J. Grossmann, Ingenieur der Oesterr. Nordwestbahn in Wien.

Es giebt im Eisenbahnbetriebe eine Reihe von Fragen, welche scheinbar von untergeordneter Bedeutung sind, indem sie weder dem Verwaltungsbeamten noch dem Kommerzialisten und Techniker viel Kopfzerbrechen verursachen, deren richtige Beantwortung nichtsdestoweniger aber in den statistischen Ausweisen und Rechenschaftsberichten in sehr bereden Ziffern

zum Ausdrucke kommen und daher von nicht zu unterschätzendem Einflusse auf das finanzielle Ergebniss des Betriebes werden kann. Zu diesen Fragen zählt unstreitig diejenige, welche die Wahl der Schmiermittel für die Locomotiven und Wagen zum Gegenstande hat, eine Frage, welche Mangels einer verlässlichen Anleitung zu der Untersuchung und Beur-

theilung der Schmiermittel sowie wegen der unvollkommenen Ausbildung der »Schmiertechnik« überhaupt seitens der verschiedenen Verwaltungen eine sehr verschiedene Behandlung erfährt. Es mangelt auf diesem Gebiete an allgemein giltigen Grundsätzen und es kommen an deren Stelle blosse Meinungen zur Geltung, welche zuweilen recht wesentlich von einander abweichen. Wie auf vielen anderen Gebieten wird auch hier eine gleichartige Behandlung erst zum Durchbruche kommen, wenn angeregt durch einzelne Fragen nach und nach alle einschlägigen Angelegenheiten in weiteren Kreisen zur Erörterung gezogen werden.

Eine der Meinungen nun — keine allgemeine zwar aber doch eine vielverbreitete — ist die, dass man sich zur Schmierung der in den mit grösserer Geschwindigkeit verkehrenden Wagen also der in den Personen- und Schnellzügen laufenden Personen-, Gepäck- und Postwagen zweckmässig eines besseren, wenn auch kostspieligeren Schmieröles zu bedienen habe, als zur Schmierung der in den Güterzügen verkehrenden Frachtwagen. Die Reibungswiderstände — so sagt man — wachsen mit der Geschwindigkeit, die Gefahr des Warmlaufens der Achsenschenkel sei bei diesen Wagen eine grössere und man müsse daher, um diese zu verringern und das so lästige Ausrangiren der Personenwagen zu vermeiden oder doch thunlichst einzuschränken, die Lager der Personenwagen mit einem besseren Schmieröle speisen, als jene der Güterwagen. Bei den letzteren sei die Wahrscheinlichkeit eines Anstandes der angedeuteten Art in Folge der geringen Geschwindigkeit weit geringer und man könne sich daher auch mit einem Schmieröle von gewöhnlicher Qualität begnügen.

Um diese Meinung auf ihre Richtigkeit zu prüfen, ist es nothwendig, sich mit den einschlägigen Reibungserscheinungen zu beschäftigen. Die blosse Anwendung der bekannten Formeln über die gleitende und rollende Reibung auf die bei den Eisenbahnwagen vorkommenden Verhältnisse würde indessen kaum zu einem befriedigenden Resultate führen, denn die wissenschaftliche Untersuchung der Reibungserscheinungen hat keineswegs gleichen Schritt gehalten mit der Entwicklung der Technik und die Resultate der speciell mit Eisenbahnfahrzeugen angestellten Versuche haben die uneingeschränkte Richtigkeit der auf frühere Versuchsergebnisse basirte Formeln in Frage gestellt. Es wird sich daher empfehlen, den Entwicklungsgang der auf unseren Gegenstand Bezug habenden Fragen hier kurz zu verfolgen, für die weiteren Schlussfolgerungen aber nur dasjenige zu benutzen, was sich durch übereinstimmende Versuchsergebnisse als richtig herausgestellt hat.

Die ersten Versuche, die Reibungserscheinungen auf wissenschaftlicher Grundlage zu erforschen, fallen in die zweite Hälfte des vorigen Jahrhunderts. Um das Jahr 1781 wurde von Coulomb für die gleitende Reibung die Formel $R = fP$ aufgestellt, in welcher P der auf die reibende Fläche ausgeübte Druck und f einen Coefficienten bedeutet, der verschieden ist, je nach der Beschaffenheit der reibenden Flächen, und der verschieden ist, je nachdem die Flächen geschmiert oder nicht geschmiert sind. Die Coefficienten sind ferner verschiedene für die gleitende und rollende Reibung. Für beide Arten von Reibung wurde angenommen, dass der Reibungscoefficient un-

abhängig sei von der Grösse der Belastung und unabhängig von der Geschwindigkeit der Bewegung. Es ist begreiflich, dass sich das Interesse aller Derjenigen, welche sich mit dem Studium der Reibungswiderstände befassten, auf die Ermittlung von Reibungscoefficienten richten musste. Obwohl nun der erste Versuch, Reibungscoefficienten auf experimentellem Wege zu finden, lange Zeit von Coulomb gemacht wurde,*) so waren doch erst die Resultate der Versuche von Bedeutung, welche dieser vor etwa 100 Jahren und Morin vor circa 50 Jahren anstellten, und die von dem Letzteren gefundenen Reibungscoefficienten sind noch heute in den technischen Hand- und Nachschlagebüchern zu finden.

In neuerer Zeit sind Zweifel an der uneingeschränkten Giltigkeit der von Morin aufgestellten Reibungscoefficienten rege geworden. Verschiedene Versuche, welche speciell zu dem Zwecke vorgenommen wurden, um die Reibungswiderstände der Eisenbahnfahrzeuge zu ermitteln, haben ergeben, dass der Reibungswiderstand bei zunehmender Geschwindigkeit kleiner wird. Auf diesen Umstand machte zuerst H. Bochet in der Akademie der Wissenschaften in Paris aufmerksam.***) Spätere Versuche haben die Richtigkeit dieser Angabe bestätigt. Auf der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn wurde der Reibungscoefficient von gebremsten Wagenrädern ermittelt und gefunden, dass derselbe bei einer Geschwindigkeit von 9—14 engl. Meilen pro Stunde 0,208, bei einer Geschwindigkeit von 30—40 engl. Meilen nur 0,144 betrug.***)) Hiermit stimmen überein die Resultate der Versuche, welche von Galton-Westinghouse über die Reibung an gebremsten Rädern auf den Schienen und von gusseisernen Bremsbacken auf Stahlbandagen gemacht wurden. Der Reibungscoefficient betrug bei dem letzteren Versuche 0,320 bei einer Geschwindigkeit von 10 engl. Meilen die Stunde und nur 0,100 bei einer Geschwindigkeit von 50 engl. Meilen die Stunde.†))

In jüngster Zeit hat sich R. H. Thurston, Professor am »Stevens institute of technology in New-York« um die Ermittlung von Reibungscoefficienten bei geschmierten Achschenkeln verdient gemacht. Diese Coefficienten wurden auf einer zu diesem Zwecke construirten Maschine bestimmt, welche in solchen Verhältnissen ausgeführt ist, dass die Reibung in engl. Pfunden an einem Gradbogen direct abgelesen werden kann. Der auf den Achschenkel auszuübende Druck kann durch eine Spiralfeder in ziemlich weiten Grenzen variabel gemacht werden und ist der jeweilige Druck an einer an dem betreffenden Maschinentheile angebrachten Skala erkenntlich. Die erstere dieser Ablesungen durch die zweite dividirt, ergiebt als Quocienten den Reibungscoefficienten für das betreffende Lager- und Schmiermaterial. Die von Thurston

*) Nach dem Berichte der Academy of sciences wurde der Reibungscoefficient von mit Schweinefett gestrichenen Flächen von Amontons im Jahre 1699 mit 0,33 gefunden, eine Ziffer, welche vollkommen werthlos ist, da nicht angegeben ist, in welcher Weise die Versuche und mit welchen Materialien sie gemacht wurden. „Friction and Lubrication“ von Thurston.

***) Friction and Lubrication von Thurston pag. 181.

***)) Railroad Gazette 1879.

†)) Engineering 1878.

mit einer grossen Anzahl von Schmiermaterialien der verschiedensten Provenienz ausgeführten Versuche haben nun ergeben, dass die Reibungscoefficienten bei grösseren Pressungen kleiner werden, dass ferner — wie zu erwarten war — die

Coëfficienten je nach der Provenienz der Schmiermittel ausserordentlich verschieden sind. In der folgenden Tabelle ist eine Anzahl der für verschiedene Pressungen und verschiedene Schmiermittel gefundenen Reibungscoefficienten verzeichnet.

Tabelle I.

Gattung des Schmieröles.	Pressung in $\frac{\text{engl. Pfunden per } \square''}{\text{Kilogramm per } \square^{\text{cm}}}$							
	8 Pfd. per \square'' 0.56 kg per \square^{cm}		16 Pfd. per \square'' 1.12 kg per \square^{cm}		32 Pfd. per \square'' 2.24 kg per \square^{cm}		48 Pfd. per \square'' 3.36 kg per \square^{cm}	
	durchschnittl.	minimaler	durchschnittl.	minimaler	durchschnittl.	minimaler	durchschnittl.	minimaler
	Reibungscoëfficient.							
Wallrathöl	0.1720	0.1330	0.1627	0.1083	0.1020	0.0833	0.1180	0.1020
Wallöl	0.1866	0.1333	0.1383	0.0916	0.1109	0.0874	0.0881	0.0777
Lardöl	0.2386	0.1666	0.1575	0.1166	0.1405	0.1000	0.1005	0.0750
Olivöl	0.1668	0.1333	0.1575	0.1000	0.1681	0.1000	0.0930	0.0555
Rüböl	0.1817	0.1333	0.1567	0.1250	0.1187	0.0833	0.1063	0.0722
Mineral-Spermöl	0.1875	0.1333	0.1604	0.1416	0.0861	0.0791	0.0944	0.0944
Weisses Subricatingöl	0.1537	0.1500	0.1583	0.1500	0.1277	0.1125	0.1277	0.1277
Ungebleichtes Subricatingöl	0.2550	0.1500	0.2067	0.1500	0.1275	0.1250	0.1555	0.1444
Paraffinöl	0.2607	0.2000	0.1777	0.1333	0.1343	0.1125	0.2222	0.2222

Diese Tabelle zeigt zunächst, dass die Reibungscoëfficienten bei grösseren Pressungen — von einzelnen Ausnahmen, welche auf Zufälligkeiten zurückzuführen sein dürften, abgesehen — kleiner werden, ferner dass die Reibungscoëfficienten bei den verschiedenen Oelgattungen um mehr als 50%, in den extremsten Fällen bei der höchsten Pressung sogar um mehr als 100% differiren.

Aus dem Gesagten geht nun zunächst hervor, dass die Reibung keineswegs in einer so einfachen Beziehung zu der Belastung der sich reibenden Flächen zu stehen scheint, als durch die Formel $R = fP$ ausgedrückt wird. Diese Relation liefert offenbar nur innerhalb beschränkter Grenzen der Belastung annähernd richtige Ziffern und sie gilt wahrscheinlich auch nur innerhalb beschränkter Grenzen in der Geschwindigkeit der sich reibenden Flächen. Obwohl die wenigen vorliegenden Versuchsergebnisse erkennen lassen, dass die Reibung mit zunehmender Geschwindigkeit kleiner wird, so ist doch speciell bei Achsschenkeln für die verschiedenen Geschwindigkeiten — bei gleicher Belastung — noch eine zu geringe Anzahl von Reibungscoëfficienten ermittelt worden, als dass hieraus auf eine Gesetzmässigkeit geschlossen werden könnte, und wir müssen uns deshalb bei den folgenden Betrachtungen in dieser Beziehung einige Reserve auferlegen.

Die Reibung der Achsschenkel an den Lagerschalen bildet indessen nur einen Theil des Widerstandes, den die Eisenbahnwagen der Bewegung entgegensetzen. Zu dem letzteren zählt ausser der Achsschenkelreibung der Widerstand der rollenden Reibung der Räder an den Schienen, der Widerstand herrührend von den Erschütterungen durch die Schienenstösse und die Unebenheiten der Gleise und der Luftwiderstand. Bei der Bergfahrt auf geneigter Bahn tritt hiezu noch die Componente der Schwerkraft und bei der Fahrt in Curven der von

der zwangsweisen Bewegung der Räder in einer gekrümmten Bahn herrührende Widerstand. Zur Ermittlung dieses Widerstandes sind von hervorragenden Eisenbahnfachmännern wiederholt Versuche gemacht und aus den Resultaten dieser Versuche Formeln abgeleitet worden, nach welchen diese Widerstände berechnet werden können.

Clarke fand den Widerstand

$$R = 6 + \frac{v^2}{240}$$

worin R englische Pfunde per Tonne und v die Geschwindigkeit in englischen Meilen per Stunde bedeutet. Hiermit stimmt der Form nach überein der von Welckner aufgestellte Widerstandscoëfficient

$$q = \frac{7 + 0,1 v^2}{2240}$$

worin v die Geschwindigkeit in geographischen Meilen per Stunde bedeutet. Aus den Resultaten der im Jahre 1876 von Seiten der Direction der bayrischen Staatsbahnen angestellten Versuche wurde der Widerstandscoëfficient

$$q = 0,0025 + 0,00000021 v^3$$

abgeleitet, worin v die Geschwindigkeit in Kilometern per Stunde bedeutet. Diese Formeln verstehen sich für die horizontale grade Bahn. Bei der Fahrt der Steigung kommt hiezu der durch die Schwerkraftscomponente herbeigeführte Rückschub von 1 kg per Tonne des Wagengewichtes für jeden Millimeter Steigung bezogen auf einen Meter Gleislänge. Für den Additionalwiderstand in Curven wurden viele Formeln aufgestellt, von welchen wir nur die aus den Versuchen der bayrischen Staatsbahnen abgeleitete anführen wollen. Dieselbe ist nach dem Berichte des Eisenbahnbau-Directors A. v. Röckl

$$w = \frac{0,6504}{R - 55}$$

worin R den Curvenradius in Metern bedeutet und w den Widerstand in Kilogramm per Tonne.

Die angeführten Formeln liefern keinesweges übereinstimmende Daten, was bei dem Umstande, dass die Versuche zu sehr verschiedenen Zeiten daher unter wesentlich anderen Verhältnissen vorgenommen wurden, nicht überraschen kann. Die Beschaffenheit des Materiales der Schienen und Radreifen, die verschiedene Beschaffenheit des Oberbaues, die Art der Durchführung der Versuche selbst, die Belastung der Achsen und die Grenzen der Geschwindigkeit, innerhalb welcher die Versuche vorgenommen wurden, sind Faktoren, deren Zusammenwirken das schliessliche Resultat in erheblicher Weise beeinflussen müssen. Dass wir uns bei den folgenden Untersuchungen der aus den bayrischen Versuchen hervorgegangenen Formel bedienen, möge damit motivirt werden, dass diese Versuche eben neuere sind, dass sie innerhalb weiterer Grenzen der Geschwindigkeit vorgenommen wurden und dass die Construction des Oberbaues wie des rollenden Materiales, mit welchem die Versuche vorgenommen wurden, unseren heutigen Verhältnissen entsprechen.

Welchen Antheil hat nun die Achsschenkelreibung an dem Gesamtwiderstande eines Wagenzuges? Diese Frage kann nach dem Vorstehenden leicht durch Rechnung beantwortet werden, wenn uns ein brauchbarer Reibungscoefficient für eines der gebräuchlichen Schmieröle und für das in Betracht kommende Material von Achse und Lagerschale zur Verfügung steht.

Die in der Tabelle I. verzeichneten Reibungscoefficienten verstehen sich nur für Pressungen von 0,56 bis 3,3 kg per qcm, sie sind daher auf beladene Eisenbahnwagen, bei welchen Pressungen 30—35 kg per qcm gewöhnlich sind, nicht anwendbar. In seinen Untersuchungen über die Achsschenkelreibung bei höheren Pressungen liefert uns Thurston Daten, die sich auf Belastungen beziehen, wie sie bei beladenen Güterwagen vorkommen. In der folgenden Tabelle sind die gefundenen Coefficienten für 3 verschiedene Schmieröle angeführt.

Tabelle II.

Name des Oeles.	Pressung in Kilogramm per qcm					
	10.50	14.00	17.50	19.25	21.00	35.00
Wallrathöl	0,0090	0,0096	0,0086	0,0091	0,0046	0,0033
Lardöl	0,0136	0,0127	0,0110	0,0090	0,0059	0,0044
West-Virginia	0,0120	0,0095	0,0081	0,0100	—	—

Wallrathöl und Lardöl zählen zu den besten der bei schweren Maschinen zur Anwendung kommenden Schmieröle, und die Reibungscoefficienten beim Gebrauche dieser Schmieröle bei Lagerschalen aus Bronze und Zapfen aus Stahl wären nach obiger Tabelle 0,0033 für Wallrathöl und 0,0044 für Lardöl bei der für beladene Güterwagen gewöhnlichen Schenkelbelastung. Die Höhe des Reibungscoefficienten spielt in unserer Abhandlung eine so wichtige Rolle, dass es sich empfehlen wird, zu untersuchen, in wie ferne die erwähnten Coefficienten mit den thatsächlichen Verhältnissen übereinstimmen. Wall-

rathöl und Lardöl pflegt auf unserem Continente nicht zum Schmieren der Waggonachsen gebraucht zu werden und hieraus schon dürfte sich erklären lassen, dass der Reibungscoefficient für die Achsschenkelreibung etwas höher angenommen wird. Versuche, welche in den Jahren 1861 und 1862 in den Werkstätten der Hannover'schen Staatsbahn vorgenommen wurden, haben den Reibungscoefficienten von 0,01*) für Oelschmiere und Compositionslager ergeben. Dieser Coefficient wurde sowohl bei eisernen wie bei Gusstahlachsen in beiden Fällen bei Rübölschmierung gewonnen und hierbei die Beobachtung gemacht, dass die Reibungscoefficienten bei den bei Eisenbahnen vorkommenden Geschwindigkeiten nicht wesentlich von einander verschieden sind.

An diesem Coefficienten, welche aus Versuchen hervorgegangen sind, die mit grosser Sorgfalt und mit Achsen vorgenommen wurden, welche schon längere Zeit im Betriebe gewesen waren, wollen wir bei unserer weiteren Betrachtung festhalten. Bei der Ermittlung der Achsschenkelreibung darf indessen nur das auf den Achsen ruhende Gewicht, also das Gewicht des Wagens exclusive der Räder, in Rechnung gezogen werden. Wird die Bruttolast, also das gesammte Wagengewicht, in die Rechnung eingeführt, so muss der Reibungscoefficient dementsprechend reducirt werden und wir glauben, den thatsächlichen Verhältnissen möglichst nahe zu kommen, wenn wir für den vorliegenden Fall den Coefficienten mit 0,009 beziffern.

Mit Hilfe dieses Coefficienten lässt sich der Antheil der Achsschenkelreibung an dem Gesamtwiderstande leicht ermitteln. Rechnet man den Gesamtwiderstand nach den bayrischen Versuchen für Geschwindigkeiten von 20, 25, 30 und 40 km per Stunde und nimmt man das Verhältniss zwischen Schenkel- und Radiusmeter = $\frac{1}{12}$, so ergeben sich für den Gesamtwiderstand und den Widerstand der Achsschenkelreibung die in der folgenden Tabelle verzeichneten Resultate. Der Coefficient ist hier für die verschiedenen Geschwindigkeiten constant angenommen.

Tabelle III.

Gesamtwiderstand	per Tonne in Kilogramm für die Geschwindigkeit von			
	20 km	25 km	30 km	40 km
	4,18	5,78	8,17	15,94
Achsschenkelreibung	0,75	0,75	0,75	0,75
Achsschenkelreibung in % des Gesamtwiderstandes	17,94 %	12,9 %	9,1 %	4,7 %

Die gefundenen Ziffern gelten für die grade, ebene Bahn und sie zeigen deutlich, dass bei grösseren Geschwindigkeiten der Antheil der Achsschenkelreibung an dem Gesamtwiderstande procentuell kleiner wird.

Was bei Vergleichung der obigen Ziffern sofort auffallen muss, ist der verhältnissmässig geringe Antheil der Achsschenkelreibung an dem Gesamtwiderstande überhaupt.

Man ist in der Regel geneigt, der Achsschenkelreibung einen grösseren Antheil an dem Gesamtwiderstande der Eisen-

*) Handbuch für specielle Eisenbahntechnik.

bahnwagen beizumessen, die Reibung der Räder an den Schienen — die sogenannte rollende Reibung — aber geringer zu bemessen, da es ja sattsam bekannt ist, dass bei gleicher Belastung die rollende Reibung kleiner ist als die gleitende Reibung. Nun ist wohl in Berücksichtigung zu ziehen, dass die gleitende Reibung der Achsschenkel auf den Radumfang übertragen, in dem Verhältnisse der Achsschenkel und Rad-Diameter also etwa 12 mal kleiner wird, während die rollende Reibung mit ihrer vollen Grösse an dem Radumfang zu überwinden ist. Allein dieser Umstand würde den verhältnissmässig geringen Antheil der Achsschenkelreibung an dem Gesamtwiderstande noch immer nicht erklären. Rechnet man

nämlich die rollende Reibung nach der Formel $w = \frac{\varphi Q}{R}$, so erhält man für den von Pambour angegebenen Reibungscoefficienten $\varphi = 0,02$ und den Radhalbmesser $R = 19''$ den Widerstand der rollenden Reibung mit nahezu 1 kg per Tonne Belastung und es betrüge hiernach die Summe der Achsschenkel- und der rollenden Reibung noch nicht einmal die Hälfte des Gesamtwiderstandes der Wagen. Es wirft sich hier unwillkürlich die Frage auf, worin denn der übrige Widerstand bestehen soll, da ja der Widerstand durch die Unebenheiten der Gleise, der Schienenstösse und der Luftwiderstand bei geringeren Geschwindigkeiten kein so erheblicher sein kann. Dem ist nun zunächst entgegenzuhalten, dass die Grösse der rollenden Reibung noch zu wenig untersucht worden ist, als dass der obengenannte Reibungscoefficient und selbst die Formel $w = \varphi \frac{Q}{R}$ als richtig hingenommen werden könnte. Denn

während Pambour die rollende Reibung als indirect proportional dem Radhalbmesser R bezeichnet, wird sie von anderen als indirect proportional der Quadratwurzel aus R angegeben. Dazu kommt noch — und das ist wohl der wichtigste Punkt in dieser Frage — dass wir es bei den Rädern der Eisenbahnwagen keineswegs mit der rollenden Reibung allein zu thun haben. Die beiden Räder einer Achse rollen wegen der Conicität der Radumfänge niemals auf gleich grossen Laufkreisen ab. Die Folge davon ist, dass ein theilweises Gleiten der Räder stattfindet und zwar nicht blos in der Curve sondern auch in der geraden Bahn. Diese combinirte rollend-gleitende Bewegung aber hat einen grösseren Widerstand zur Folge und es bedarf keiner weiteren Auseinandersetzung, um sich gegenwärtig zu halten, dass dieser Widerstand mit der Geschwindigkeit wächst. Bei grösserer Geschwindigkeit folgt das partielle Gleiten der Räder in dem Verhältnisse der Geschwindigkeit rascher aufeinander und ausserdem ist jede Unterbrechung der rollenden Bewegung des Rades durch die gleitende mit einem Stosse verbunden, dessen Intensität mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst. Hieraus lässt sich der grosse Antheil der Reibung der Räder an den Schienen und das Wachsen des Widerstandes mit der Geschwindigkeit erklären. Cylindrisch geformte Radumfänge würden diesen Widerstand wohl abschwächen, eine rein rollende Bewegung würde aber selbst in der geraden Bahn nicht erzielt werden, denn bei der geringsten Unebenheit des Gleises würde ein Voreilen des einen Rades und damit ein theilweises Gleiten

eintreten. Die combinirte rollend-gleitende Bewegung ist mit dem Radsysteme, bei welchem Achsen und Räder ein starres Ganzes bilden, untrennbar verbunden und da sich die Eisenbahnen von diesem Radsysteme wohl niemals werden emancipiren können, so bliebe als einziges Mittel zur Verminderung des Zugwiderstandes, soweit dieser die Wagen betrifft, die Schmierung der Laufflächen und der Spurkränze der Wagenräder, falls sich eine solche ohne Beeinträchtigung der Bremswirkung bewerkstelligen liesse. In dem Berichte über die Resultate der bayrischen Versuche heisst es, dass das Benetzen der Schienen mit Wasser, noch mehr aber das Einfetten den Widerstand in hohem Grade verringert, (in Curven von 100^m Radius bis 96 %*), was zur Bekräftigung unserer Ansichten über die Grösse der rollend-gleitenden Reibung der Wagenräder hier bemerkt werden mag.

Wir kehren nach dieser Abschweifung zu unserem eigentlichen Thema — der Achsschenkelreibung — zurück und wollen nun die vergleichsweise Wirkung zweier Schmieröle von verschiedener reibungsvermindernder Kraft untersuchen. Angenommen es wären zwei Schmieröle o und p in Vergleich zu ziehen, von denen das letztere den Reibungscoefficienten von 0,009, das erstere aber unter gleichen Umständen den Reibungscoefficienten von 0,006 ergäbe, wird ferner angenommen, dass sich beim Gebrauche des Schmieröles p die in der Tabelle III. verzeichneten Widerstände ergeben haben, so berechnen sich die Widerstände beim Gebrauche des Oeles o wie folgt:

Tabelle IV.

Gesamtwiderstand	per Tonne in Kilogramm für die Geschwindigkeit per Stunde von			
	20 km	25 km	30 km	40 km
beim Gebrauche des Schmieröles p	4.18	5.78	8.17	15.94
beim Gebrauche des Schmieröles o	3.93	5.53	7.92	15.69
Differenz in % des Gesamtwiderstandes	5.98 %	4.32 %	3.05 %	1.56 %

Auf der ebenen Bahn vermindern sich also die Zugwiderstände beim Gebrauche eines in dem angedeuteten Verhältnisse mehrwerthigen Schmieröles (der Reibungscoefficient um $33\frac{1}{3}\%$ niedriger) bei Zügen von 20 bis 40 km Geschwindigkeit um 5,98 bis 1,56 des Gesamtwiderstandes, die durchschnittliche Verminderung wird daher, wenn die langsam fahrenden Züge überwiegen, näher dem höheren und wenn die schnellfahrenden Züge überwiegen, näher dem geringeren Procentsatze liegen.

Obige Ziffern gelten indessen nur für die grade horizontale Bahn. Werden Steigungen in Betracht gezogen, so ändern sich dieselben in merklicher Weise. Bei einer Steigung von 2% ergeben sich für Verminderung des Zugwiderstandes beim Gebrauche eines in dem bemerkten Verhältnisse mehrwerthigen Schmieröles die folgenden Ziffern:

*) Organ 1881, pag. 261.

Tabelle V.

Gesamtwiderstand	per Tonne in Kilogramm für die Geschwindigkeit per Stund von			
	20 km	25 km	30 km	40 km
beim Gebrauche des Schmieröles p	6,18	7,78	10,17	17,94
beim Gebrauche des Schmieröles o	5,93	7,53	9,92	17,69
Differenz in % des Gesamtwiderstandes	4,04 %	3,21 %	2,45 %	1,39 %

Die Ziffern der Tabelle IV und V zeigen, dass die Verminderung des Zugwiderstandes beim Gebrauche eines höherwerthigen Schmieröles bei Zügen mit geringer Fahrgeschwindigkeit eine grössere ist, und zwar ist die relative Verschiedenheit in der Verminderung der Zugwiderstände bei den verschiedenen Geschwindigkeiten eine sehr bedeutende. Nach Tabelle IV ist die Verminderung bei Zügen von 20 km Geschwindigkeit annähernd 4 mal so gross als bei Zügen von 40 km Geschwindigkeit und nach Tabelle V ist das Verhältniss der Verminderung des Widerstandes nahezu wie 1 : 3.

Vom theoretischen Standpunkte aus würde es daher rationell erscheinen, die Güterwagen mit einem besseren wenn auch kostspieligeren, die in den Personen- und Schnellzügen laufenden Wagen dagegen mit einem gewöhnlichen billigen Oele zu schmieren.

Diesem Grundsatz wird indessen nicht in allen Fällen entsprochen werden können. Es ist zunächst zu bemerken, dass in sehr vielen Fällen die Anzahl der vorhandenen Güterwagen eine weitaus grössere ist als jene der Personen-, Gepäck- und Postwagen und es wird sich daher kaum empfehlen, die weitaus grössere Anzahl der Wagen mit einem besseren, einen kleinen Bruchtheil aber mit einem billigeren Oele zu schmieren. Des Ferneren ist zu bemerken, dass die aus dem Gebrauche eines besseren Schmieröles resultirenden Vortheile nur bei Flachlandbahnen in schärferer Weise zum Vorschein kommen. Die Verminderung des Zugwiderstandes um 5,6 bis 3,05 % bei Zügen mit 20 bis 30 km Geschwindigkeit wird eine Ersparniss an Feuerungsmaterial im Gefolge haben und diese Ersparniss kann bei Bahnen von grosser Ausdehnung oder bei sehr dichtem Verkehre und bei hohen Kohlenpreisen immerhin ins Gewicht fallen. Auf Steigungen von 5 ‰ bis 10 ‰ und unter Berücksichtigung des durch die Curven verursachten grösseren Widerstandes fällt die Verminderung des Zugwiderstandes schon tief unter 1 % herab und es wird dann fraglich, ob die Ersparniss nicht schon durch die Mehrkosten an Brennmaterial aufgewogen wird. Durch diese Erwägung kommen wir zu der nachstehenden Schlussfolgerung: Für Flachlandbahnen und Bahnen mit wenigen sanften Steigungen ist es vortheilhaft, zur Schmierung der Wagen ein höherwerthiges Schmieröl zu benützen; Bahnen mit ungünstigen Niveauverhältnissen vermögen durch den Gebrauch eines höherwerthigen Schmieröles keinen Vortheil zu erzielen: für diese wird es

sich empfehlen, sich den ökonomischen Vortheil vorweg dadurch zu sichern, dass sie zur Wagenschmierung ein möglichst billiges Schmieröl wählen, sich hinsichtlich der Qualität aber mit den Anforderungen begnügen, welche das Oel überhaupt tauglich erscheinen lassen.

Auf den mitteleuropäischen Bahnen sind die früher zum Schmieren der Eisenbahnwagen im Gebrauche gestandenen vegetabilischen und animalischen Fette als: Baumöl, entsäuertes Rüböl, Unschlitt, Knochenöl und die aus Unschlitt, Oel und Soda hergestellte Starrschmiere durch die mineralischen Oele verdrängt worden. Die letzteren zeichnen sich ausser durch ihre grössere Wohlfeilheit noch dadurch aus, dass sie durch atmosphärische Einflüsse nicht verändert werden, nicht sauer reagiren noch auch die Neigung zum Sauerwerden besitzen. Da ferner diese Oele für andere namentlich häusliche Zwecke unverwendbar sind, sind sie vor Entwendung geschützt und erscheinen deshalb wie kaum ein anderes Oel zum Schmieren der Eisenbahnwagen geeignet. Diesen glücklichen Eigenschaften sind wohl auch die günstigen Erfolge der periodischen Schmierung zuzuschreiben, welche vor etwa 20 Jahren von einigen österreichischen Bahnen eingeführt nach und nach von allen österreichisch-ungarischen Bahnen adoptirt wurde und auch bei den deutschen Bahnen immer mehr an Boden gewinnt. Ueber Kurz oder Lang wird die Methode des Schmierens der Eisenbahnwagen bei den mitteleuropäischen Bahnen eine einheitliche sein, wie sie es bei den österreichisch-ungarischen Bahnen schon jetzt ist.

Nicht so einheitlich wie in der Methode des Schmierens wird seitens der verschiedenen Verwaltungen in der Wahl der Schmieröle vorgegangen. Einzelne Verwaltungen lassen nur die Lastwagen mit mineralischem Oele schmieren, während sie sich zum Schmieren der Personen-, Post- und Gepäckwagen eines vegetabilischen Oeles bedienen. Andere Verwaltungen verwenden zum Schmieren der Personen-, Post- und Gepäckwagen eine Mischung von vegetabilischem und mineralischem Oele, während sie zum Schmieren der Lastwagen reines Mineralöl gebrauchen. Noch andere lassen die Lager bei der Wagenrevision mit einem vegetabilischen Oele füllen, während sie bei der periodischen Schmierung Mineralöl nachfüllen lassen.

Dieses verschiedene Vorgehen in der Wahl der Schmieröle hängt eng zusammen mit der Verschiedenheit der Urtheile über die reibungsvermindernde Kraft der mineralischen Schmieröle. Man ist dem Herkommen gemäss geneigt, das Fettsein der Schmieröle als Maassstab für die Güte derselben anzusehen und man sagt von einem Schmieröle, das man als besonders gut bezeichnen will, dass es einen hohen Fettgehalt habe. Gewöhnlich wird hierbei das Fettsein der Schmieröle mit der reibungsvermindernden Kraft derselben in Verbindung gebracht. Diese Ansicht bedarf der Berichtigung. Das Fett- oder Schlüpfrigkeit der Oele ist eine werthvolle Eigenschaft für das Schmieren, der ausschlaggebende Factor für die reibungsvermindernde Kraft derselben aber ist es nicht. Als Maassstab für die reibungsvermindernde Kraft eines Schmieröles ist vielmehr nur der Flüssigkeitszustand — die Viscosität — desselben anzusehen. Je dünnflüssiger ein Schmieröl ist oder unter dem

Einflüsse der durch die Reibung entstehenden Wärme wird, desto geringer ist die Reibung. Dieser Flüssigkeitszustand darf allerdings je nach der Schwere der Maschinentheile oder der Grösse der auf die sich reibenden Flächen ausgeübten Drücke eine gewisse Grenze nicht überschreiten, wenn das Schmieren bei den üblichen Einrichtungen ohne Störung vor sich gehen soll.

Die Fettigkeit oder Schlüpfrigkeit der Oele hat beim Schmieren eine andere nicht minder wichtige Function auszuüben. Alle das Gefühl der Schlüpfrigkeit erzeugenden Flüssigkeiten besitzen in höherem oder geringerem Grade die Eigenschaft, in die Poren der festen Körper einzudringen und sich dadurch so fest mit denselben zu verbinden, dass sie von denselben nur mit Kraftanwendung unter Umständen, nicht ohne dieselben zu zerstören, getrennt werden können. Diese Eigenschaft besitzen in verschiedenem Grade alle sich schlüpfrig anfühlenden Flüssigkeiten, wie Dextrin, Melasse, Glycerin, in besonders hohem Grade aber die vegetabilischen, animalischen und mineralischen Oele und diese Eigenschaft hat beim Schmieren die Aufgabe zu erfüllen, eine trennende Flüssigkeitsschicht zwischen den sich reibenden Körpern zu bilden, welche selbst durch bedeutende Pressungen nicht von denselben entfernt werden kann. Diese Eigenschaft besitzen die sogenannten fetten Oele, d. h. jene, welche sich mit Alkalien verseifen, in besonders hohem Grade, ausser diesen aber auch die mineralischen Oele, die einen mehr, die anderen minder, je nach ihrer Provenienz.

Der Flüssigkeitszustand und die Schlüpfrigkeit stehen bei den Schmierölen in einer gewissen Wechselbeziehung zu einander insoferne als, wenn die eine dieser Eigenschaften in einem bestimmten Grade vorhanden ist, das Vorhandensein der anderen bis zu einem gewissen Grade Bedingung ist. Soll nämlich das Schmieren gut von statten gehen, so muss zwischen den sich reibenden Flächen eine Oelschicht vorhanden sein, welche hinreichend dick ist, um die direkte Berührung der Flächen zu vermeiden oder doch zu erschweren. Das Oel muss also bis zu einem gewissen Grade dickflüssig sein, denn je geringer die Viscosität ist, desto dünner wird die Oelschicht, desto grösser daher auch die Möglichkeit der direkten Berührung. Um seiner Aufgabe als Reibungsverminderer gerecht zu werden, soll das Oel andererseits möglichst dünnflüssig sein. Je dünner die Oelschicht zwischen den sich reibenden Flächen aber ist, desto fester muss es an denselben haften, wenn das Oel bei grösserer reibungsvermindernder Kraft dem gleichen Drucke wie ein dickflüssiges Widerstand leisten soll. Dünnflüssige Schmieröle müssen daher schlüpfriger sein, wenn sie ihrer Eigenschaft als gute Reibungsverminderer gerecht werden sollen.

Die in den Handel gebrachten Schmieröle mineralischer Provenienz zeigen in ihrem Flüssigkeitszustande alle möglichen Abstufungen von der syrupdicken Consistenz bis zum wässerigflüssigen Zustande. Die schwerflüssigen Mineralöle neigen im Allgemeinen zum Starrwerden bei verhältnissmässig hohen Lufttemperaturen und die Verwendung derartiger Oele zum Schmie-

ren der Eisenbahnwagen ist aus mehr als einem Grunde nicht zu empfehlen. Diese Eigenschaft ist besonders störend bei der periodischen Schmierung, da das Oel, um es überhaupt in die Lager zu bringen, erwärmt werden muss. Ausserdem wird solches Oel von den Dochten oder der Lagerfüllung schwer angesaugt, so dass die Schmierung ähnlich wie bei der Verwendung von Starrschmiere erst beginnt, wenn das Oel durch die Erwärmung der Lager in Folge der Reibung dünnflüssiger geworden ist. Mineralöle, welche bei höheren Temperaturen als $+ 5^{\circ}\text{C}$. starr werden, sollten von der Waggonenschmierung ausgeschlossen werden. Aber nur die Mineralöle von dieser extremen Dickflüssigkeit verdienen den üblen Ruf, welche die dickflüssigen Mineralöle überhaupt haben. Die dickflüssigen Mineralöle, welche erst unter $+ 5^{\circ}\text{C}$. zu stocken beginnen, sind, wenn an ihre reibungsvermindernde Kraft keine grossen Ansprüche gestellt werden, den dünnflüssigen vorzuziehen, da sie von den Dochten langsamer angesaugt werden, daher eine ökonomische Schmierung bewirken. Die dickflüssigen Mineralöle sind also gewissermassen prädestinirt zum Schmieren der Wagen bei den Bahnen mit ungünstigen Steigungsverhältnissen. Dort, wo an die reibungsvermindernde Kraft der Schmieröle grössere Anforderungen gestellt werden, empfiehlt sich der Gebrauch dünnflüssiger Mineralöle. Damit diese bei höheren Temperaturen wegen zu weit getriebener Dünnflüssigkeit nicht versagen, müssen dieselben, je dünnflüssiger sie sind, um so schlüpfriger sein und es muss ihnen diese Schlüpfrigkeit, falls ihnen dieselbe nicht schon durch ihre Provenienz verbürgt ist, auf künstlichem Wege beigebracht werden durch Versetzen mit fetten Oelen. Dünnflüssige, aber möglichst schlüpfrige Mineralöle empfehlen sich für den Gebrauch zum Wagenschmieren bei den Flachlandbahnen.

Aus dem Gesagten ergibt sich als Schlussfolgerung und als Antwort auf die an die Spitze dieses Artikels gestellte Frage Folgendes:

1. Für Flachlandbahnen empfiehlt sich zum Schmieren der Eisenbahnen die Verwendung dünnflüssigen aber möglichst schlüpfrigen Mineralöles. In besonderen Fällen, d. i. wenn die vorhandenen Personen-, Gepäck- und Postwagen einen erheblichen Theil des gesammten Wagenstandes ausmachen, oder wenn die localen Verhältnisse die Verwendung von zweierlei Waggonölen nicht erschweren, wird es im Interesse der Oekonomie gelegen sein, die Güterwagen mit einem dünnflüssigen-schlüpfrigen, die Personen-, Post- und Gepäckwagen aber mit einem dickflüssigen Mineralöle zu schmieren.
2. Für Bahnen mit vielen und wechselnden Steigungen und Gefällen empfiehlt sich der Gebrauch dickflüssigen Mineralöles und zwar sowohl für die Güterwagen, wie für die Personen-, Post- und Gepäckwagen.

Bemerkungen zu dem Aufsätze des Herrn Professor Frank über den Widerstand der Locomotiven und Eisenbahnzüge etc.

Von A. Schübler, Eisenbahn-Director in Strassburg.

Herr Professor Frank hat in den Heften I und II des laufenden Jahrganges dieser Zeitschrift unter oben angegebener Titel eine längere Abhandlung veröffentlicht, worin insofern Neues geboten wird, als Herr Frank in seiner früheren Stellung als Maschinenmeister bei der Reichs-Eisenbahn-Verwaltung eine längere Rampe von 1:200 zu Erhebungen über Widerständen auf gerader horizontaler Bahn benutzt hat. Indem nämlich in die Versuchsstrecke mit einer geeigneten Geschwindigkeit eingefahren, demnächst aber der Dampf der Locomotive abgelassen wurde, so haben die betreffenden Bahnzüge oder einzelnen Maschinen beim Eintreten des Beharrungszustandes diejenige Geschwindigkeit erreicht, bei welcher die durch die Wirkung der Schwere neutralisirten Widerstände pro Tonne 5 kg betragen haben; dieselben stellen uns die bei der betrachteten Geschwindigkeit stattgehabten Widerstände auf gerader horizontaler Bahn ziemlich genau dar, indem die Curven Widerstände auf der theils geraden, theils schwach gekrümmten Versuchsstrecke nur wenig Einfluss üben konnten. Herr Frank hat gefunden, dass auf dieser Rampe der Beharrungszustand bei Personenzugs-Locomotiven (Zweikuppelern) durchschnittlich bei 10,8^m, bei Güterzugsmaschinen durchschnittlich bei 8,56^m Geschwindigkeit erreicht wurde. Personenzüge von 50 und 75 Tonnen Brutto-Belastung erreichten den Beharrungszustand bei 13,5 beziehungsweise 13,7^m Geschwindigkeit.

Wenn man hiermit die bekannten Versuche der Herren Vuillemin, Guehard und Dieudonné vergleicht, so haben diese letzteren unter Anwendung des Dynamometers für angehängte, nicht durch eigenen Dampf bewegte machines mixtes (Zweikuppler) bei 45 km pro Stunde oder etwa 13^m Geschwindigkeit 6,41 kg, und ebenso für Güterzugs-Maschinen (Dreikuppler) bei 7½^m Geschwindigkeit 9,52 kg Widerstand auf horizontaler Bahn gefunden, und zwar auch hier pro Tonne des Gewichts von Locomotive sammt Tender. Das erstere Resultat stimmt ziemlich gut mit den Frank'schen Versuchen überein, während bei den Güterzugs-Maschinen wesentlich grössere Differenzen bestehen, welche auf eine Verschiedenheit der Construction hin zu deuten scheinen. Für Personenzüge ist bei den französischen Versuchen für ca. 13^m Geschwindigkeit bei 8—10 Waggons ein durchschnittlicher Widerstand von 7,21 kg, bei 16 Waggons ein solcher von 5,90 kg constatirt worden, während Herr Frank bei annähernd gleicher Geschwindigkeit für den ganzen Zug (einschliesslich Locomotive) nach Obigem einen Widerstand von nur 5,0 kg gefunden hat. Dabei ist übrigens zu bemerken, dass die französischen Wagen durchschnittlich nur 6,3 Tonnen, die von Herrn Frank beobachteten durchschnittlich 10 Tonnen Gewicht und in Folge dessen verhältnissmässig weniger Oberfläche sowie auch einen wesentlich ruhigeren Gang hatten.

Es ergibt sich aus dem Vorstehenden, dass weitere Versuche mit dem dermaligen deutschen Fahrmaterial entschieden wünschenswerth sind, und wenn auch Dynamometer Versuche schon in Rücksicht auf eine richtige Vergleichung mit den Re-

sultaten der obengenannten französischen Autoren in erster Linie in Betracht kommen dürften, so kann man es immerhin mit Herrn Frank bedauern, dass ihm nicht weitere längere Rampen von abweichender Neigung zu Gebot gestanden haben, zudem ja auf der einen Rampe von 1:200 normale Güterzüge, welche die Geschwindigkeit zu 45 km nicht übersteigen durften, ihren Beharrungszustand nicht erreicht haben und deshalb in den Kreis der Untersuchungen nicht gezogen werden konnten.

Wenn nun aber Herr Frank trotz der beschränkten Ausdehnung seiner Versuche eine neue, allgemein gültige Regel aufstellen und gleichzeitig die Formeln der Herren Vuillemin, Guehard und Dieudonné in mehrfacher Hinsicht beanstanden will, so wird er hierin vielfach nicht diejenige Zustimmung finden, welche ihm in der Sitzung des hannoverschen Architekten- und Ingenieur-Vereins vom 15. November v. J. zu Theil geworden ist. (conf. Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover, 1883, Heft 1 und 2.)

Herr Frank bemängelt zunächst, dass die französischen Autoren für verschiedene Geschwindigkeitsgrenzen verschiedene Formeln aufgestellt haben, «um einigermaassen übereinstimmende Werthe mit ihren Versuchs-Resultaten zu erhalten»; auch sollen diese Formeln nicht in richtigem gegenseitigen Verhältnisse stehen. Herr Frank übersieht hierbei, dass es sich bei den einzelnen Formeln keineswegs bloss um die Abgrenzung nach Maassgabe der Geschwindigkeit handelt, dass vielmehr die Zusammensetzung und Stärke der Züge ebenso sehr in Betracht kommt; es handelt sich eben um verschiedene Gattungen von Bahnzügen, von welchen jeder eine eigene Formel erhalten hat. Dabei sind nach Tabelle 22 der Schrift «de la résistance des trains et de la puissance des machines, Paris, 1868», worin die obengenannten französischen Ingenieure ihre Versuchs-Resultate veröffentlicht haben, bei Personen- und gemischten Zügen von 32—50 km Geschwindigkeit 140 Tonnen, bei reinen Personenzügen von 50—65 km 90 Tonnen und bei Expresszügen 53 Tonnen als durchschnittliche Zugbelastung angenommen; nur dann, wenn die Stärke des Zuges wenigstens annähernd der betreffenden Belastung entspricht, passt die zugehörige Formel genau, andernfalls ist nach Umständen ein Mittelwerth zwischen den Coefficienten zweier Gleichungen zu nehmen.

Wenn sodann beanstandet wird, dass die französischen Formeln zu Unrecht den Einfluss der ersten Potenz der Geschwindigkeit zu hoch annehmen, so führt dies zur Besprechung der von Herrn Frank vorgeschlagenen neuen Formel für den Widerstand auf gerader horizontaler Bahn $W = \mu Q + BV^2$, worin Q das Gewicht des Bahnzuges, μ und B zwei durch Versuche zu bestimmende Coefficienten bezeichnen. In dieser Gleichung, welche in die Form $\omega = \frac{W}{Q} = \mu + \frac{BV^2}{Q}$ übergeführt ist, soll μ insbesondere von der Zapfenreibung abhängen, das zweite Glied aber den Luftwiderstand und den Einfluss der Stösse darstellen, welche beide dem Quadrat der Geschwindig-

keit proportional seien. Diese letzte Annahme ist ziemlich willkürlich, zumal auch der Luftwiderstand, welchen ein aus verschiedenen Fahrzeugen zusammengesetzter Bahnzug erfährt, offenbar in anderer Weise wirkt, als wenn eine ebene Fläche vom Winddruck direct und normal angegriffen wird. Ausserdem aber giebt es bestimmte Widerstände, welche wie insbesondere der Wälzungs- oder Rollungswiderstand, notorisch mit der einfachen Potenz der Geschwindigkeit wachsen; es ist dies auch aus den Formeln von Harding und Redtenbacher deutlich ersichtlich, und ebenso in ganz präciser Weise in der oben genannten französischen Schrift Seite 56 ausgesprochen (le terme en V représente les résistances à la jante, lesquelles croissent avec la vitesse et le lacet). — Das Glied, welches die Geschwindigkeit V in der ersten Potenz enthält, kann vom Standpunkte der Wissenschaft aus ebenso wenig entbehrt werden, als im Hinblick auf das praktische Bedürfniss.

Nun macht aber Herr Frank geltend, dass seine in obiger Weise gebildete, somit kein Glied mit der ersten Potenz von V enthaltende Formel sich den Versuchen der Herren Vuillemin, Guebardt und Dieudonné auffallend genau anpassen lasse, was sich an 23 Versuchen mit Güterzügen und 14 dergleichen mit Personenzügen gezeigt habe. — Was zunächst die letzteren 14 Züge betrifft, so sind hier drei Gruppen von Versuchsfahrten gewählt, welche in der Tabelle 9 des französischen Werkes aufgeführt sind; die betreffenden Bahnzüge hatten je 16 Wagen von zusammen etwa 100 Tonnen Gewicht und Geschwindigkeiten von 45, 52 und 60 km pro Stunde. Man bemerkt, dass alle diese Züge hinsichtlich Belastung und Geschwindigkeit sich ziemlich nahe stehen; da Herr Frank ferner die aus seinen eigenen Versuchsfahrten abgeleiteten Coefficienten μ und B ohne jedweden Nachweis in Rücksicht auf »grössere Zapfenreibung und weniger guten Zustand der Bahn« willkürlich um 36, beziehungsweise 50 % erhöht hat, so ist es nicht sehr auffallend, dass bei diesen 14 Versuchen eine Uebereinstimmung mit der so modificirten Formel erzielt worden ist. Wenn man nun aber die andern, in Tabelle 10 des bezeichneten Werkes aufgeführten Gruppen in Vergleichung zieht, bei welchen das Zugsgewicht nur 50 Tonnen, die Geschwindigkeit durchschnittlich 46, 58 und 76 km betragen hat, so erhält man ziemlich bedeutende Differenzen, indem man nach der angeblich so gut passenden Formel Widerstände von 6,4—8,2 und 11,3 kg anstatt der thatsächlich constatirten Widerstände von 7,21—9,57 und 14,55 kg findet.

Ebenso schlimm steht es mit der Uebereinstimmung bei den Güterwagen. Es erscheint allerdings merkwürdig, dass die

französischen Versuchsergebnisse von 23 Güterzügen mit durchschnittlich 39 Wagen bei 26,4 km mittlerer Geschwindigkeit mit der adaptirten Frank'schen Formel ziemlich genau übereinstimmen; wenn man aber näher untersucht, so findet man, dass diese 23 Güterzüge in der Tabelle 7 der »trains de traction difficile pour causes diverses« aufgeführt sind und dass die Ursache der schwierigeren Förderung in dem Umstande liegt, dass die Güterwagen durchschnittlich nur 6300 kg Bruttogewicht hatten, somit sehr schwach belastet waren. Wenn man dagegen die vorhergehende Tabelle 6 in Betracht zieht, welche Güterzüge von gleicher mittlerer Geschwindigkeit mit 38 Wagen von durchschnittlich 10000 kg Bruttogewicht enthält, so würden diese Züge, (bei welchen das Verhältniss der offenen zu den gedeckten Wagen ziemlich dasselbe wie bei obigen 23 Güterzügen war,) nach der Formel (conf. Seite 77 dieser Zeitschrift) etwa 4,6 kg Widerstand pro Tonne ergeben, während dieser Widerstand thatsächlich 3,55 kg. im Mittel betragen hat. Aus naheliegenden Gründen haben die französischen Autoren nicht Tabelle 7, sondern Tabelle 6 beim Aufstellen ihrer praktischen Regeln benutzt.

Aus Vorstehendem geht deutlich hervor, dass die Formel, welche Herr Frank empfiehlt, ganz abgesehen von der Wahl der Coefficienten als allgemein gültige Regel nicht gebraucht werden kann, vielmehr müsste eine für alle Fälle anwendbare Gleichung eine ziemlich complicirte Gestalt, ähnlich der Redtenbacher'schen Formel erhalten. Will man dagegen einfachere Gleichungen von der Form $\omega = a + bV + cV^2$ anwenden, so muss man für jede Zuggattung die Coefficienten abgesondert bestimmen, wobei man um so näher der Wahrheit kommen wird, je präciser die Unterscheidung der einzelnen Bahnzüge gemacht wird. Dabei wird man zweckmässig nicht nur die verschiedenartigen Personenzüge, sondern auch bei den Güterzügen solche mit vollbelasteten, mit leeren und solche mit durchschnittlich stark belasteten Wagen unterscheiden.

Diese letztere Unterscheidung findet sich auch in dem Aufsätze des Herrn A. Wöhler »Zur Bestimmung des Aufwandes an Zugkraft bei Eisenbahnen«, »Centralblatt der Bauverwaltung No. 40 des Jahrgangs 1882«, woselbst der Widerstand auf horizontaler Bahn als »verlorene Steigung« bezeichnet ist. Hierzu soll noch bemerkt werden, dass die Resultate der Wöhler'schen Untersuchungen mit den mehrerwähnten französischen Versuchen gut übereinstimmen, sobald man bei ersteren entsprechende Abzüge für den Aufenthalt auf den Stationen und für die inneren Widerstände der Locomotiven anbringt.

Strassburg, den 5. Juni 1883.

Knallkapsel als Signal für Eisenbahnzüge.

Construction Zimmermann. D. R. P. 23363.

Der grosse Werth der Knallkapseln als Haltsignale für Eisenbahnzüge und Fahrzeuge bei Nebel und ungünstigen Witterungsverhältnissen, welche die Wahrnehmung der optischen Signale erschweren, ist bereits in §. 224 der »Technischen Ver-

einbarungen« anerkannt und dürfte es überflüssig sein, an dieser Stelle weiteres hierüber anzuführen.

Wenn nun diese Signale trotz dieses grossen Werthes noch verhältnissmässig wenig Einführung bei den Bahnverwaltungen

gefunden haben, so liegt die Ursache nicht allein in dem höheren Preise der vorhandenen Knallkapseln, sondern vor Allem darin, dass bei denselben Selbstentzündung, sowie theils zu leichte Entzündung und damit Gefahr für das Personal eintreten kann und schon eingetreten ist.

Diese Knallkapseln haben entweder Glasröhren, welche mit der Zündmasse gefüllt sind, oder Zündmasse, aus chloresaurem Kali und Schwefel etc. bestehend, und ist die Möglichkeit der Selbstentzündung bei beiden Constructionen einleuchtend.

Diesen Uebelstand besitzt nun die Signalkapsel des Gustav Zimmermann in Rosenheim in Bayern nicht. Die bei dieser Construction verwendete Zündmasse ist in Bezug auf Selbstentzündung absolut ungefährlich, was die weiter unten erwähnten Versuche bewiesen haben, ferner sind Glasröhren oder Theile, welche ein Zerbrechen und damit verbundene Entzündung ermöglichen, nicht vorhanden, wesshalb die Petarden im Stande sind, einen unter normalen Verhältnissen erheblichen Druck auszuhalten, ohne zu explodiren.

Eine Einwirkung durch Temperaturveränderung ist ebenfalls ausgeschlossen, was zum Theil daraus hervorgehen dürfte, dass die Deckel der Petarden gut zugelöthet sind.

Die Kapsel in der gewöhnlichen Form eines 12^{mm} dicken Cylinders von 54^{mm} Durchmesser hat 3 Blechstreifen, von

welchen 2 um den Schienenkopf gebogen, der dritte breitere zwischen die Schienen am Stoss gesteckt werden kann, so dass ein Abstreifen der Kapsel vor der Entzündung nicht möglich ist.

Bei einer Abnahme von 10000 Stück stellt sich der Preis auf 35 Pfennige pro Stück bei geringeren Quantitäten verhältnissmässig ein wenig höher.

Zu den Kapseln werden gegen geringe Mehrvergütung Blechbüchsen von 4, 6, 8 und 10 Stück Kapseln Inhalt geliefert, welche zum Anhängen gerichtet sind.

Bei Proben, welche von einer Commission der General-Direction der kgl. bayr. Verkehrsanstalten, Betriebs-Abtheilung am 26. April l. J. in München vorgenommen wurden, zeigte sich die Kapsel in Bezug auf Selbstentzündung vollkommen sicher, ferner kam sie bei Ueberfahren mit diversen Fahrzeugen exact zur Wirkung und zwar mit einer so lauten Detonation, dass ihre Verwendbarkeit unter den ungünstigsten Verhältnissen, wie Schneegestöber mit Sturmwind, gesichert ist.

Die Petarden sind einer Veränderung nicht unterworfen und ist der Erfinder bereit, langjährige Garantie zu leisten, was derselbe um so mehr im Stande ist, als er ein bei deutschen Militärverwaltungen bewährtes Conservirungsverfahren in Anwendung gebracht hat.

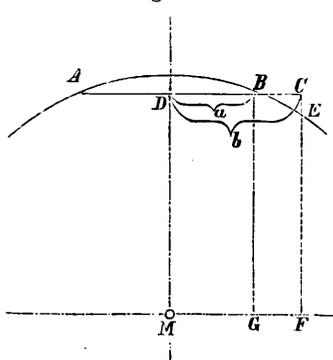
Betrachtungen über die Vorrichtung gegen das Schlingern an den Normal-Locomotiven.

Vom Ingenieur Stöding in Cassel.

Bei den Normal-Locomotiven wird das Schlingern durch Anwendung halbcylindrischer Stossbuffer, welche in entsprechend geformte Pfannen eingreifen und hierdurch eine Verschiebung der Maschine gegen den Tender unmöglich machen, sehr wirksam vermindert. Nachstehende Betrachtungen mögen indessen zeigen, dass die Verhinderung jeder Verschiebung der Maschine gegen den Tender nur unter gewissen Bedingungen zulässig ist und bei abweichenden Verhältnissen nicht allein Bedenken erregt, sondern sogar zuweilen unzulässig ist.

Bei zwangloser Stellung eines Fahrzeuges in der Curve schneidet die Mittellinie des Fahrzeuges die Gleiscurve in den

Fig. 52.



Endachsenmitten, während die Mittelachse der Curve entsprechend verschoben wird, wenn nicht schwächere Spurkränze vorhanden sind.

In nebenstehender Skizze (Fig. 52) mögen A und B die Durchschnittspunkte der Mittellinie des Fahrzeuges mit der Curve, also die Lage der Endachsen und C die Lage der Stossplatten resp. Stossbufferköpfe an einer Locomotive oder einem Tender bezeichnen und soll die Abweichung der Mittellinie des Fahrzeuges von der Mittellinie der Curve bei C, also CE ermittelt werden.

Unter Zugrundelegung rechtwinkliger Mittelpunktscoordinaten und Einführung folgender Bezeichnungen:

r = Radius der Curve

$$a = BD = \frac{AB}{2}$$

b = CD

ergibt sich:

$$CE = BG - EF$$

$$CE = \sqrt{r^2 - a^2} - \sqrt{r^2 - b^2}.$$

Werden nun die betreffenden Werthe der Normallocomotiven und des Normaltenders hier eingesetzt:

	a	b
Normal-Personenzuglocomotive	2,200 ^m	3,798 ^m
< Tender	1,650 ^m	3,130 ^m
< Güterzuglocomotive .	1,700 ^m	4,358 ^m

so folgt:

I. für r = 300^m

	m	Differenz.
CE Normal-Personenzuglocomotive = 0,016	}	5 ^{mm}
< < Tender = 0,011		
< < Güterzuglocomotive . = 0,027		

II. für r = 180^m

CE Normal-Personenzuglocomotive = 0,026	}	7 ^{mm}
< < Tender = 0,019		
< < Güterzuglocomotive . = 0,045		

Die Differenz der Werthe CE giebt an, wie gross die Verschiebung der Maschine gegen den Tender sein würde, wenn kein Zwang ausgeübt wird. Diese Differenz ist für Normal-Personenzuglocomotiven, sowohl in einer Curve von 300^m als auch bei 180^m Radius nicht bedeutend, während durch eine gewaltsame Verhinderung der erforderlichen bedeutenden Verschiebung bei Normal-Güterzuglocomotiven bereits in einer Curve

von 300^m Radius ein für die Radreifprofile, Achslager etc. sehr nachtheiliger Zwang ausgeübt würde. Noch weit nachtheiliger und sogar bedenklich würde dies bei einem Radius von 180^m der Fall sein, aus welchem Grunde die Anwendung einer derartigen Vorrichtung bei Normal-Güterzuglocomotiven als unzulässig bezeichnet werden muss.

Cassel den 5. März 1883.

Die zweitheilige Schwellenschiene. System Haarmann.

(Hierzu Fig. A und B auf Taf. XXXI.)

Den Besucher der Berliner Hygiene-Ausstellung muthet es im ersten Augenblicke etwas eigenthümlich an, wenn er unter den Objecten, welche der Veranschaulichung der Gesundheitspflege und Gesundheitstechnik gewidmet sind, auf einmal einer Collection von sauber gearbeiteten Eisenbahn-Oberbau-Modellen begegnet. Es kann allerdings nicht in Abrede gestellt werden, dass unter den Lebens- und Wirthschaftsverhältnissen der Gegenwart die Eisenbahn einen so bedeutsamen Factor des Wohlbefindens der Menschheit bildet, dass nicht nur die Berücksichtigung des Eisenbahnwesens auf der Hygiene-Ausstellung volle Berechtigung hat, sondern dass eine Ignorirung desselben geradezu als ein lapsus erscheinen könnte. Freilich ist andererseits der Causalnexus einer Menge von Dingen, welche sich im Raume stossen, unverkennbar vorhanden, ohne dass man sich versucht findet, demselben wirklich auf den Grund zu gehen und man wird eine Ausstellung von Eisenbahn-Oberbau-Constructionen auf der Hygiene-Ausstellung immer als etwas Eigenthümliches, ja zunächst Unerwartetes betrachten können. Es genügt indessen, einen Blick auf die Devise zu werfen, unter welcher die betreffenden Constructionen sich präsentiren, um der Sache selbst an dieser Stelle das volle »Bürgerrecht« nicht länger zu bestreiten. »Stark und fest — Sanft und sicher« heisst jene Devise und man kann nicht läugnen, dass diese wenigen Worte im Eisenbahnwesen mit Rücksicht auf Leben und Gesundheit eine sehr wesentliche Bedeutung haben, welche sich recht wohl mit dem Eisenbahn-Oberbau, dem Gleise als der Grundlage des Eisenbahnbetriebes in Beziehung bringen lässt.

Der Veranstalter jener kleinen Ausstellung ist der Eisenbahn-Fachwelt nicht unbekannt; es ist der strebsame Director des Osnabrücker Stahlwerkes Herr Haarmann, welcher seine verschiedenen Systeme eisernen Eisenbahn-Oberbaues für Haupt-, Secundär- und Strassenbahnen hier in anschaulicher Weise dem grösseren Publicum vorführt und beiläufig in einer recht anziehend geschriebenen Gelegenheitsschrift erläutert. Die sämtlichen ausgestellten Systeme sind patentirt; das soll jedoch weder ein Vorwurf noch ein »Stigma« sein, denn Haarmann's patentirte Constructionen unterscheiden sich von manchen patentirten Erfindungen auf diesem Gebiete dadurch, dass es sich bei ihnen nicht um phantastische Speculationen handelt, sondern dass sie zu denjenigen Leistungen zählen, welche die praktische Probe nicht zu scheuen haben. Haarmann capricirt sich auch nicht auf abstracte Gedanken, sondern sucht

sich bei seinen Verbesserungsvorschlägen, um die Solidität und Betriebssicherheit des Bahngleises zu vermehren, den Anforderungen der verschiedensten Richtungen zu fügen. So finden wir denn auch hier verschiedene alte Bekannte; der Anhänger der Querschwellen die Haarmann'sche Construction mit Gussklötzen und die mit Ilakenplatten; der Anhänger der Langschwellen wiederum das System Haarmann in seiner neuesten Entwicklung, von welchem, einschliesslich seiner ersten Form, nunmehr bereits ca. 500 km sich in Betriebsstrecken verlegt finden. Etwas Neues wird uns aber auch vorgeführt, welches ebensowohl zur Beachtung, wie zur Kritik auffordert. Haarmann hat in Erwägung gezogen, dass der Stoss trotz der besten Verlaschung eine bedenkliche Stelle im Gleise bildet, die Hauptursache des Verschleisses des rollenden Materials und nicht minder der fortwährenden Erschütterungen der Fahrzeuge, welche den Keim zu manchen Eisenbahnunfällen bergen. Es ist richtig, dass während der Fahrt jedes Rad nicht nur einen gewissen Zwischenraum zu überhüpfen, sondern in Folge des Druckes des auf der Schiene lastenden Gewichts auch stets eine sogar messbare Steigung von der einen Schiene auf die andere zu überwinden hat, — eine Thatsache, welche der Verschleiss der einzelnen Schienenköpfe im Gleise ausreichend beweist. Vereinzelt würde dieser Umstand kaum bemerkenswerth sein, allein man hat zu bedenken, dass der Widerstand, welchen der Schienenstoss bei der Fahrt bietet und jedesmal einen wenn auch minimen Theil der Zugkraft absorhirt, sich millionenfach multiplicirt und dadurch eine nicht zu unterschätzende Bedeutung erlangt. Wo sich aber Widerstände bieten, da erfolgen auch Störungen, und Störungen sind bekanntlich nicht eben förderlich für die Sicherheit des Eisenbahnbetriebes. Sie haben in diesem Falle einen um so kritischeren Charakter, als sie keineswegs bei jedem Schienenstosse gleichmässig sind, da die Stossweite zwischen den einzelnen Schienen erfahrungsmässig je nach der Temperatur und der Art der Verlegung des Gleises zwischen 0 und 15^{mm} (selbst mehr) wechselt. Haarmann deduzirt daher zutreffend, dass die Beseitigung des Stosses als ein Problem anzusehen sei, welches sowohl für die Oeconomie, wie für die Sicherheit des Betriebes schwerwiegende Bedeutung habe. Die Lösung liegt eben in der möglichsten Vollkommenheit des continuirlichen Gestänges, wie dasselbe in der kräftig verlaschten Langschwellen-Construction mit versetztem Stoss bereits erstrebt wird, ohne dabei freilich die Unterbrechung

des Trägers gerade an der Stelle zu vermeiden, an welcher die Einheitlichkeit desselben rücksichtlich der von den Fahrzeugen erforderten Gleitfläche gerade am ersten und wesentlichsten in Frage kommt. Da sich nun eine im gewöhnlichen Sinne des Wortes »endlose« Schiene nicht herstellen lässt, so sucht Haarmann den Zweck durch seine zweitheilige Schwellenschiene zu erreichen, mit welcher er gleichzeitig die Vortheile auszunutzen gedenkt, welche man dem Langschwellsystem in seiner Eigenschaft eines continüirlichen Gestänges zuschreibt. Seine neue Construction wird gebildet durch zwei hohe Schienen, deren gebogene Füsse in die Bettung eingreifen, während die beiden Hälften des Stegs an geeigneten Stellen (verzahnt oder mit einem Zwischenstück) durch zwei senkrecht übereinander liegende Nieten oder Schrauben zu einem einheitlichen Träger gestaltet sind und zwar so, dass an den Stößen eine der getheilten Schienen stets als Lasche dient. Die Combination findet sich dargestellt auf Taf. XXXI (Fig. A und B). Als Querverbindungen dienen die auch beim Haarmann'schen Langschwellsystem verwendeten \perp -Eisen oder \perp -förmige Stäbe, an deren Enden zur Sicherung der Neigung der Fahrstränge Winkel angeschweisst sind. Diese Querverbindungen, welche fest im Ballast eingebettet sind, verhindern das Wandern der Fahrstränge in der Längsrichtung, das Zusammenwirken der hohen Schwellenschienen mit diesen Querverbindungen und dem Ballaste macht die seitlichen Verschiebungen unmöglich.

Der Gedanke der Construction ist offenbar ein richtiger und in gewisser Beziehung zum Theile auch nicht neu. Die zweitheilige Schiene hat man behufs Deckung der Stösse schon vor dreissig Jahren in Amerika gekannt, doch dürften die damit gemachten Erfahrungen nicht eben zu umfassenden Versuchen ermuthigt haben, denn bis nach Europa ist das Experiment nicht gelangt. Der Grund dafür wird in den Nachtheilen zu suchen sein, welche jedem dreitheiligen Oberbau an sich dadurch anhaften, dass die Vielzahl seiner Theile seiner Solidität Eintracht thut und gleichzeitig naturgemäss die Construction vertheuert. Diese Nachtheile sollen durch die zweitheilige Schwellenschiene vermieden werden, wengleich der Zweifel gestattet sein wird, ob namentlich der letztere Punkt, die Kostspieligkeit der Herstellung bei diesem System wirklich ausser Betracht bleibt. Es will uns einigermaassen schwierig erscheinen, ein Profil, wie dasjenige der Schwellenschiene, bei aller Achtung vor den Fortschritten der Walztechnik, so gleichmässig und genau zu fabriciren, dass die Verwendbarkeit des Materials ohne eine mühsame Nacharbeit und Adjustage möglich wäre. Damit könnte aber sehr leicht eine derartige Vertheuerung der Construction entstehen, dass die Unverhältnissmässigkeit des Preises von umfangreichen Versuchen abschreckt, bis das Stadium der technischen Leistungsfähigkeit, welches derartigen Zumuthungen entspricht, erreicht ist. Haarmann räumt die in diesem Punkte liegenden Schwierigkeiten auch in etwa selbst ein und verkennt überdies nicht, dass überhaupt noch manche Vorurtheile zu überwinden sein werden, bis man sich eisenbahnseitig entschliesst, ein so absolut neues System selbst versuchsweise in einigem Umfange auszuführen. Die Vernietung des Stegs wird in dieser Beziehung zwar kaum eine

Rolle spielen, denn die bei dem dreitheiligen System der Braunschweigischen Bahnen gemachten 17 jährigen Erfahrungen schliessen eigentliche ernsthafte Bedenken gegen diese Vernietung aus. *) Auch dort sind die Constructionstheile des Oberbaues im Steg der Schienen verschraubt oder vernietet und ist über eine Mangelhaftigkeit dieser Verbindung an sich nicht viel bekannt geworden, wenn man auch versucht sein wird, von der zweitheiligen Schwellenschiene mehr zu erwarten, als von dem constructiv weniger einfachen Braunschweigischen Oberbau, welcher entschieden leichter klapprig werden müsste, wie die Haarmann'sche Construction. Haarmann ist nun vor allem ein Mann der Praxis, der etwaigen Einwendungen gegen das Constructionsprincip seiner neuen Systeme in der Regel mit den faktischen Thatsachen zuvorkommt. So hat er auch jetzt Sorge getragen, dass den Fachkreisen eine praktische Beurtheilung seiner Schwellenschiene ermöglicht ist, indem bereits drei, wenn auch nur kurze Probestrecken in derselben ausgeführt sind und befahren werden. Die eine derselben von 80^m Länge befindet sich im Anschlussgleise des Osnabrücker Stahlwerks zum Bahnhofe der rechtsrheinischen Bahn in einer Curve von 180^m Radius und in einer Steigung von 1:40. Dieses Gleisstück, welches auf einem bereits consolidirten Planum verlegt ist und von schweren Güterzugmaschinen (von 45 Tonnen Gewicht bei einem Raddruck von 7,5 Tonnen) befahren wird, zeigte bisher keinerlei Veränderung. Ein zweites Stück von ca. 40^m Länge wurde in einer Curve von 250^m Radius auf aufgeschüttetem Boden verlegt und sechs Monate hindurch bei Frost, Thauwetter und Hitze befahren. Während dieser Zeit ist das Gleise einer sorgfältigen Beobachtung unterzogen worden, indem an den Stößen und in der Mitte zwischen denselben Fixpunkte angebracht wurden. — Die Beobachtung lieferte ein in der That günstiges Resultat. Nachdem nämlich das Gleis während der ersten 392 Züge — (sämmtlich mit den Köln-Mindener Maschinen) — noch einige Male unterstopft worden, sank dasselbe noch zwischen 7—9^{mm} gleichmässig an den Stößen und in der Mitte, wobei die Spurweite bis auf 0,5—1^{mm} intact blieb. Nach den folgenden 240 Zügen änderte sich die Höhenlage noch um 2—3^{mm}, nach weiteren 204 Zügen zeigten aber weder Höhenlage noch Spurweite mehr die geringste Abweichung. Dabei wurde irgendwelcher Einfluss der Temperaturunterschiede auf die Längenausdehnung nicht wahrgenommen, was dem günstigen Umstande der tiefen Einbettung zugeschrieben werden muss. Auch ist die Massenvertheilung bei der zweitheiligen Schwellenschiene insofern eine glückliche, als die neutrale Faser fast genau durch die Mitte des Gestänges geht und der Druck auf die Bettung nur 1,34 kg auf den qcm beträgt. — Ein drittes Stück Gleis von ca. 300^m Länge ist neuerdings auf einer stark befahrenen Strecke in den Linien der Georgs-Marien-Hütten-Bahn verlegt und wird man somit bald in der Lage sein, über das Verhalten der neuen Construction im praktischen Betriebe sich Rechenschaft zu geben.

Wir wagen es nach den vorliegenden Momenten nicht, schon jetzt eine irgend positive Kritik des zweitheiligen

*) Siehe Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, XIX. Band 1882, Heft VI. Oberbaurath Dr. Scheffler: „Der eiserne Oberbau auf den Braunschweigischen Bahnen.“

Schwellenschienen-Oberbaues zu üben. Die eingeleiteten Versuche dürften dazu seiner Zeit Gelegenheit bieten und hat eine intensive Erörterung des Gegenstandes auch schon deshalb kaum Eile, weil die Vorbedingungen einer genügend auf der Höhe befindlichen Walztechnik und damit eines normalen Preises wohl nicht zu schnell realisirt sein dürften. Das wird man

allerdings schon heute aussprechen können, dass der neue Gedanke Haarmann's die Lösung eines Problems einschliesst, welche unter allen Umständen epochemachend genannt werden kann und die es sich wohl lohnt, in ihren weiteren Entwicklungsphasen zu verfolgen.

S.

Erfahrungen mit der Nepilly'schen Locomotivfeuerung.

Unserer früheren Mittheilung über »die Kosten der Locomotivheizung bei der k. k. priv. Dux-Bodenbacher Eisenbahn und die Nepilly'sche Locomotivfeuerung« im 1. Hefte des Organs pro 1882 tragen wir nach einem Erlass des deutschen Reichs-Eisenbahn-Amtes vom 1. März 1883 folgende Erfahrungen der Dux-Bodenbacher Bahn nach:

»Die Haltbarkeit des gewölbten Feuerschirms hängt nach den Beobachtungen dieser Verwaltung hauptsächlich von der Form der angewendeten Chamottesteine ab. Schirme aus Steinen nach den beistehenden Profilen Fig. 53 bis 55 aufgemauert, zeigten eine nur geringe Haltbarkeit; die Rippen derselben brachen oft schon beim Einmauern des Gewölbes ab, da sie vielfach, wenn sie aus dem Ofen kommen, mit kleinen Rissen behaftet sind; auch vermochten dieselben, wegen Sprödigkeit des Materials, dem unausgesetzten Rütteln der Maschine nicht zu widerstehen, fielen ab und lösten sich in Folge dessen die betreffenden Steine aus dem Gewölbe. Da aber die aus diesen Steinen hergestellten Gewölbe aus einzelnen nicht mit einander im Verbande ausgeführten Gurtbogen bestehen, so fällt in der Regel, nachdem sich in Folge des Abbrechens der Rippen ein Stein in dem Gurtbogen gelockert hat, letzterer nach

Fig. 53.

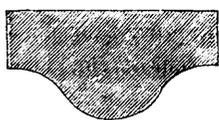
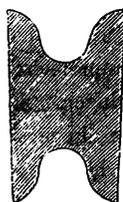


Fig. 54.

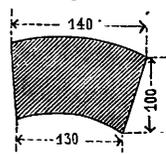


Fig. 55.



kurzer Zeit zusammen. Die Direction der genannten Eisenbahn lässt deshalb die Gewölbe mit in regelrechtem Verbande vermauerten konischen Wölbsteinen nach Profil Fig. 56 ausführen. Dabei wird der Schlussstein fest eingekittet und sämtliche

Fig. 56



Fugen gut mit Chamottemörtel ausgeschmiert.

Die auf diese Weise hergestellten Gewölbe halten nach den gemachten Erfahrungen ausgezeichnet. Es wird mitgetheilt, dass mit denselben versehene Maschinen 4 Monate lang in Verwendung gewesen, ohne dass sich die Nothwendigkeit

auch nur einer Reparatur ergeben habe. Einen sichern Beweis für die grössere Haltbarkeit der in dieser Weise in den Monaten Juni und Juli vorigen Jahres hergestellten Schirme giebt in nachstehender Tabelle die beträchtliche Abnahme der Unterhaltungskosten der Feuerschirme in diesen Monaten.

Monat	Lohn	Material	Summa	Zurückgelegte Locomotivkilometer	Kosten pro 100 Locomotivkilometer in Mark
	in Mark				
Januar	66,42	100,07	166,49	58195	2,86
Februar	77,32	168,15	245,47	54949	4,46
März	83,61	228,39	312,00	70869	4,39
April	63,01	178,06	241,07	58526	4,10
Mai	31,16	177,15	208,31	62476	3,32
Juni	34,23	119,38	153,61	61799	2,47
Juli	37,64	89,44	127,08	58113	2,18

Bezüglich der Haltbarkeit des Rostes hat die genannte Direction nur günstige Erfahrungen zu verzeichnen. Obwohl die Roststäbe ihrer Maschinen etwas schwach in der Construction gehalten, sei seit der Ausrüstung der Maschinen mit der Nepilly'schen Feuerung noch bei keiner derselben auch nur ein Roststab defect geworden. Als Ursache für etwa eintretendes Abbrennen der Stäbe nimmt die Direction auf Grund ihrer Beobachtungen, die sie bei Probefahrten mit verschiedenen Steinkohlensorten gesammelt, nur eine zu enge Lage der Roststäbe an. Herr Nepilly habe zwar in seiner Brochüre eine Spaltenweite des hinteren Rostes von 3—4^{mm} angegeben, diese Weite habe sich jedoch erfahrungsmässig nicht überall bewährt, sie genüge nur für die reinste Kohle, die weder schlackt noch backt. Für Steinkohlensorten, die viel Rückstände hinterliessen, versetzten sich solche engen Roste nach sehr kurzer Zeit, und in Folge des dadurch verminderten Luftzutrittes entstehe eine unvollständige Verbrennung auf dem Roste. Die Bildung von Schlacken, sowie das Festsetzen derselben an die Roste werde in dem Maasse befördert, dass später bei Beseitigung der Schlacken die Stäbe Schaden leiden müssten, wenn sie nicht überhaupt in Folge zu geringen Luftzutrittes schon vorher zum Schmelzen gekommen wären. Eine bestimmte Norm für die Spaltenweite aufzustellen, ohne die zur Verwendung gelangende Kohle zu kennen, sei nicht leicht thunlich; beispielsweise könne eine Kohle, welche bei gewöhnlichem Roste eine Spaltenweite von 30^{mm} erfordere, auf dem Nepilly'schen Roste bei einer Spaltenweite von 3 bis 4^{mm} absolut nicht gebrannt werden. Für solche Kohle wäre eine Spaltenweite von ungefähr 20^{mm} zu empfehlen. Die richtige und zweckentsprechende Wahl der Spaltenweite sei am besten durch vorherige Versuche zu ermitteln und es könne im Allgemeinen bei Anwendung einer bestimmten Kohलगattung bei der Nepilly'schen Feuerung die freie Rostfläche der gewöhnlichen Anlage beibehalten werden, wenn die freie Oeffnung des Planrostes um so viel verengt würde, als die freie Oeffnung

des Stehrostes ausmache, doch dürfe dabei diese Verengung nicht so weit gehen, dass Plan- und Klapprost nicht rein gehalten werden könnten. Von besonderer Wichtigkeit sei es, den Stehrost nicht zu hoch anzulegen, weil sonst durch den Planrost nur wenig Luft eindringe und dadurch die Verbrennung auf demselben unvollständig sei. Es wird empfohlen, vor Allem den Stehrost mit dem Planroste in Einklang zu bringen, es sei dies durch 2 oder 3 Probefahrten sehr leicht zu erreichen. Bei gut eingerichteten Roste sei alsdann die Flamme vollständig weiss, während sie andernfalls matt sei. Auch bleibe selbst bei grösserer Spaltenweite des Rostes bei Heizung mit backender Kohle, vorausgesetzt, dass auch das Gewölbe richtig angelegt worden, selbst die kleinste Kohle bei den stärksten Respirationsschlägen vollkommen ruhig auf dem Roste liegen, weil die Luft, welche durch den Stehrost eintrete, über die Kohle hinwegstreiche und das Aufheben der letzteren verhindere.

Bezüglich des Einflusses der Nepilly'schen Anlage auf die Feuerkiste liegen folgende Erfahrungen vor. Die hintere Wand derselben, der Feuerthürkranz und die Schutzbleche werden angegriffen, wenn das Gewölbe unzuweckmässig angelegt ist und die hinteren Rostspalten sich verstopfen. Bei der Anlage der Gewölbe kommt es darauf an, dass die Querschnitte zwischen der hinteren Wand und dem Gewölbe, sowie zwischen dem Plafond und der höchsten Kante des Gewölbes so gross als möglich angenommen werden. Der gleiche Querschnitt wie jener der Siederöhre genügt nicht, es muss vielmehr der ganze hintere Theil der Feuerbüchse eine Stichflamme bekommen, namentlich dann, wenn die Rostspalten in dem hinteren Theile des Rostes verschlacken. Wird diesem Umstande nicht Rechnung getragen, so wirkt der Stehrost in ähnlicher Weise, wie ein Ventilator und es treten dann die ungünstigen Folgen dementsprechend zu Tage. Ueberhaupt empfiehlt es sich, damit für die durchgehenden Gase möglichst grosse Querschnitte erzielt werden, mit dem Raume in der Feuerbüchse vorsichtig zu sparen. Die Direction der Dux-Bodenbacher Eisenbahn verwirft auch aus diesem Grunde die hohen Chamottesteine mit Rippen und kann die Steine nach Profil 56, vorausgesetzt, dass wegen der geringen Stärke derselben beste Chamottemasse gewählt wird, erfahrungsgemäss empfehlen. Als Norm kann nach den gemachten Wahrnehmungen angenommen werden, dass das Gewölbe nicht über die Hälfte der Feuerkiste zu reichen hat und dass die oberste Kante des Gewölbes so zu wählen ist, dass das Beschicken des Rostes noch ohne Anstand erfolgen kann. Zur Schonung der Thürkränze und Schutzbleche empfiehlt es sich ferner, in die Thüren Löcher von ca. 40^{mm} Durchmesser zu bohren und dieselben mit Schubthürchen zu versehen, die während der Fahrt geöffnet bleiben, um kalte Luft eintreten zu lassen und dadurch die Schutzbleche und Thürkränze abzukühlen.

Bei einem in der vorher angegebenen Weise eingerichteten Gewölbe wäre — so wird mitgetheilt — ein Defectwerden der Feuerkiste nicht nur ausgeschlossen, sondern es werde dieselbe, da sie durch das Gewölbe vor einer zu raschen Abkühlung bewahrt bleibe, eher noch conservirt. Dementsprechend sei auch bei der Dux-Bodenbacher Eisenbahn ein Rinnen der Flecken

in der Feuerbüchse, sowie der Stehbolzen und des Feuerthürkranzes nur in sehr seltenen Fällen, und zwar nur, wenn diese Theile überhaupt schon sehr ausgenutzt waren, wahrgenommen. Auch ein Ausbauchen der Seitenwände oder sonst ein auffallendes Undichtwerden irgend welcher Theile der Feuerkiste, welches direkt oder indirekt durch die Nepilly'sche Feuerungseinrichtung verursacht sein könnte, sei nicht vorgekommen; die Anstände, welche sich rücksichtlich der Röhre gezeigt hätten, seien nicht dem Nepilly'schen Apparate, sondern dem verwendeten, in hohem Grade Kesselstein ansetzenden Wasser zuzuschreiben. Es habe sich sogar die Summe der im ersten Semester des Jahres 1881 bei 31 Locomotiven und 705377 zurückgelegten Locomotivkilometern aufgewalzten Röhre von 10401 Stück im ersten Semester des Jahres 1882 bei der gleichen Anzahl von Locomotiven und bei 748220 zurückgelegten Locomotivkilometern auf 8970 ermässigt. eine Thatsache, die zur Genüge den Beweis dafür liefere, dass ein nachtheiliger Einfluss auf die Siederöhre nicht ausgeübt werde. Der Umstand, dass die Siederöhre durch den Feuerschirm halb verdeckt werden, ist nach Meinung der mehrgenannten Direction kein grosser Nachtheil, da der Kesselschmied in das Innere ohnehin erst, nachdem die Maschine ausgekühlt sei, gelangen könne. Das Gewölbe sei aber bald herausgenommen und werde von einem hierin geübten Arbeiter in etwa 2 Stunden wieder aufgemauert.

Eine lebhafte und rasche Dampfentwicklung sei mittelst der Nepilly'schen Feuerung nur dann möglich, wenn die vorstehend erörterten und durch die praktischen Erfahrungen als unerlässlich erwiesenen Vorbedingungen hinsichtlich des Rostes und des Gewölbes vollständig erfüllt sind. Bei zu langen Gewölben und zu engen Querschnitten würden die einzelnen Kohlenstücke und Kohlentheilchen, besonders bei Kohlengattungen von specifisch geringem Gewichte, gegen die Feuerthür mit fortgerissen und bei geöffneter Thür durch dieselbe herausgeweht; bei zu engem Roste würde dagegen das Feuer immer höher, die Roste verschlackten sich, und zuletzt sei es kaum mehr möglich, die eingeworfene Kohle zum Brennen zu bringen. Die Luft dringe alsdann in den Stehrost ein, kühle die Feuerkiste ab und beschränke so die Dampfentwicklung in hohem Grade. Je mehr Kohle auf den Rost geworfen und je mehr der Exhaustor geschlossen würde, desto nachtheiliger äusserten sich diese Folgen. Während es deshalb, sobald die Anlage ganz, oder auch nur theilweis verfehlt angelegt worden sei, für das Maschinenpersonal zur wahren Qual würde, seiner Aufgabe gerecht zu werden, vermöge dasselbe bei einer gut und korrekt angelegten Anlage selbst bei der grössten Leistung der Maschine mit der grössten Leichtigkeit fortdauernd und hinreichend Dampf und Wasser zu halten. Es sei das Feuer bei einer zweckmässigen Anlage, selbst bei backender Kohle ziemlich niedrig, da der Rost zu jeder Zeit durchgestossen werden könne, ferner immer sehr gleichmässig und vollständig weiss, so dass dementsprechend die Dampferzeugung eine ganz vorzügliche sei.

Die Rauchverzehrung hängt nach den Beobachtungen der Direction vornehmlich von den Kohlengattungen ab. Während bei Braunkohlenfeuerung der Rauch nur bei einigen

Gattungen fast vollständig verzehrt wurde, bei andern dagegen die Rauchverzehrung nur eine unbedeutende zu nennen war, hat sich hinsichtlich der verschiedenen Steinkohlensorten der beste Erfolg gezeigt. Bei einigen dieser war die Rauchverzehrung eine vollständige, bei andern war eine Rauchtwickelung nur noch beim Beschicken des Rostes zu beobachten.

Der Funkenauswurf war ein nur unbedeutender; zur Vermeidung desselben ist es gleichfalls Bedingung, dass das Gewölbe richtig angelegt wird, da bei zu kleinen Querschnitten, selbst wenn das Gewölbe mit Längs- oder auch Querrippen versehen ist, gewöhnlich nicht geringe Quantitäten von Rückständen, namentlich nach einer Fahrt mit verengtem Exhaustor, in der Rauchkammer vorgefunden werden.

Im Allgemeinen ist die Direction bezüglich der Functionirung der Nepilly'schen Feuerungsanlage der Meinung, dass, gleichwie im Hüttenwesen, jede Feuerungsanlage eine ihr eigenthümliche Behandlung erfahren müsse, so auch, wenn auch nicht in demselben Maasse, die Nepilly'sche Locomotivfeuerung eine ihr angepasste, allen dabei in Frage kommenden Factoren genau entsprechende und sorgsame Behandlungs- und Beschickungsweise erfordere, wenn der mit ihr beabsichtigte Erfolg nicht verfehlt werden solle. Es sei deshalb unbedingt nothwendig, dass das Maschinenpersonal mit der Bedienung und allen Eigenthümlichkeiten dieser Feuerungsanlage nach jeder Richtung hin vollkommen vertraut sei, und empfehle sich hierzu vor Allem eine richtige Einschulung des Locomotivpersonals.

Die Aufzeichnungen der Direction über die Erfolge in ökonomischer Beziehung dehnen sich sowohl auf Feuerung mit Braunkohlen als auch mit Steinkohlen aus und zwar drückt sich in den ersteren, da bereits im November 1881 sämtliche Locomotiven der Bahn mit der Nepilly'schen Feuerung versehen waren, der Gesammt Erfolg der Zugbeförderung aus, während die letzteren die Resultate zahlreicher und mit grosser Sorgfalt in den Monaten Mai, Juni und Juli 1882 ausgeführter Versuchsfahrten darstellen.

Während früher von der Direction zur Beheizung der Locomotiven ausschliesslich die besten Braunkohlensorten: Stückkohle in der Grösse von 150^{mm} aufwärts und Mittelkohle I. Sorte in der Grösse von 75—150^{mm} verwendet wurden, ging dieselbe, wie dies die nachstehende Tabelle nachweist, in den letzten Jahren successive auf die Feuerung mit Kleinkohlen über und zwar Mittelkohle II in der Grösse von 25—75^{mm},

Nusskohle I < < < < 15—30 <
do. II < < < < 5—25 <

Es wurden consumirt:

Im Jahre	Stückkohle über 150 ^{mm} Tonnen.	Mittelkohle		Nusskohle	
		I.	II.	I.	II.
		75—150 ^{mm}	25—75 ^{mm}	15—30 ^{mm}	5—25 ^{mm}
1879	6849	14454	—	—	—
1880	1198	3147	5317	10217	1151
1881	—	8	5326	14205	3607
1882	2	—	945	5586	3909
I. Hälfte					

Welch bedeutende ökonomische Ersparnisse aber durch die

Verwendung der Kleinkohle erzielt sind, geht aus den nachstehend für die Jahre 1877 bis 1881 zusammengestellten Gesammtsummen der Kosten für verbrauchte Kohlen hervor, nach denen die Ersparnisse des Jahres 1881 gegenüber dem Verbrauch des Jahres 1877 die Höhe von 65 % erreichen.

Jahr	Kosten der verbrauchten Kohle	Daher Ersparniss gegen das Vorjahr
1877	43260 fl.	—
1878	42212 „	3 %
1879	33002 „	12 %
1880	19015 „	42 %
1881	14978 „	37 %

Zur Beurtheilung des davon speciell auf die Nepilly'sche Feuerung entfallenden Antheiles ist zunächst zu bemerken, dass die seit dem Jahre 1877 zur besseren Ausnutzung des Brennstoffes mit dem Patentroste von Henzel, dem Planroste von R. Ludwig und dem Würfelroste von Coetjens und Schulze angestellten Versuche zu der in Anlage 1 beigefügten im Januar 1880 aufgestellten Brennmaterial-Vertheilungstabelle unter Zugrundelegung der damals thatsächlich verwendeten Mittelkohle I führten. — Die mit den obigen Kosten fortgesetzten Versuche hatten den Erfolg, dass unter Aufrechterhaltung der in Anlage 1 festgesetzten Verbrauchsquantitäten von Mittelkohle I als Normalkohle die geringwerthigeren Sorten allgemein zur Verwendung gelangten, wobei für dieselben jedoch ein Mehrverbrauch nach einem durch die Erfahrung ermittelten Procentualverhältniss gestattet wurde, und zwar wurden:

100 kg Mittelkohle I gerechnet für 100 kg Normalkohle,
100 kg „ II „ „ 87 kg „
100 kg Nusskohle I „ „ 75 kg „
100 kg „ II „ „ 64 kg „

Die dabei durch die Preisdifferenz zwischen den minderwerthigen Kohlensorten gegenüber der theuern Normalkohle erzielte Ersparniss wurde indess durch den nothwendiger Weise gestatteten Mehrverbrauch theilweise wieder aufgehoben.

Nach Einführung der Nepilly'schen Feuerung gestalteten sich nun die Verhältnisse so günstig, dass nach der in Anlage 2 beigefügten Brennmaterial-Vertheilungstabelle vom 20. November v. Js. unter Beibehaltung der früheren Verbrauchsziffern (abgesehen von einer geringen Differenz für Rangiren) an Stelle der theuern Mittelkohle I die beinahe um die Hälfte billigere Nusskohle I als Normalkohle festgesetzt werden konnte. Zwar wird gegenwärtig bei Lastzügen die noch billigere Nusskohle II verwendet, jedoch ist hierbei, entsprechend dem geringeren Brennwerthe dieser geringsten Kohlensorte ein Mehrverbrauch von ca. 17 % gestattet. Andererseits werden aber auch bei Verwendung von Mittelkohle II, welche theilweise bei Personenzügen nothwendig wird, 100 kg derselben 115 kg der Normalkohle gleichgehalten, weil erfahrungsmässig bei der Nepilly'schen Feuerung mit Kohlensorten von höherem Brennwerthe noch vorzüglichere Resultate erzielt werden als mit geringwerthigerer Kohle. — Da also nach Einführung der Nepilly'schen Feuerung die Verbrauchsziffern für Normalkohle Nusskohle I die gleichen wie früher für Normalkohle Mittelkohle I sind, so findet die durch dieselbe erzielte Ersparniss an Brennmaterial ihren Ausdruck in dem früher bei

Ersatz der Normalkohle durch geringwerthigere Sorten gestattet, nunmehr aber wegfallenden Mehrverbrauche und zwar

waren früher:	Diese sind jetzt:	Es resultirt daher eine Zunahme des Nutzeffectes von:
100 kg Mittel I = 100 kg Normalkohle	nicht mehr verwendet	—
100 kg Mittel II = 87 kg Normalkohle	= 115 kg Normalkohle	100 : 132,2
100 kg Nuss I = 75 kg Normalkohle	= 100 kg Normalkohle	100 : 133,3
100 kg Nuss II = 64 kg Normalkohle	= 85 kg Normalkohle	100 : 132,8

Die quantitative Ersparniss beträgt also 25 %. Die gleiche Ersparniss ergibt sich auch hinsichtlich der Kosten pro 1000 Bruttotonnenkilometer, wie aus nachstehender Tabelle ersichtlich ist.

Locomotiven	Es waren früher erforderlich:			Es sind jetzt erforderlich:			Ersparniss gegen früher
	pro 1000 Lastzuge-Brutto-Tonnen-Kilometer	Preis pro 100 kg	Kosten pro 1000 Brutto-Tonnen-Kilomtr.	pro 1000 Lastzuge-Brutto-Tonnen-Kilometer	Preis pro 100 kg	Kosten pro 1000 Brutto-Tonnen-Kilomtr.	
No. 9—31.	117 kg Mittel I (= Mittel I)	—	—	117 kg Mittel I	12	14,04	25
	oder: Kreuzer	Kreuzer	Kreuzer	oder: Kreuzer	Kreuzer	Kreuzer	%
	117 kg Mittel I	22	25,74	—	—	—	—
	134,5 kg Mittel II	17,5	23,53	100 kg Mittel II	17,5	17,51	25,5
	156 kg Nuss I	12	18,72	117 kg Nuss I	12	14,04	25
	Nusskohle II nicht verwendbar	—	—	137 kg Nuss II	10	13,76	—

Angesichts dieser bei Benutzung von Braunkohlen erzielten vorzüglichen Ergebnisse stellte die Direction, um festzustellen, ob sich die Nepilly'sche Feuerung bei Verwendung von Steinkohlen in gleicher Weise bewähre, Versuche mit 16 Waggons Kleinkohle aus verschiedenen Steinkohlenwerken an. Die Resultate dieser Versuche, die nicht minder glänzend als bei Benutzung der Braunkohle ausgefallen sind und einen bis 18 % betragenden Minderverbrauch an Brennmaterial ergeben haben, sind durch die auf Anlage 3 befindlichen Tabellen A, B und C dargestellt. Während sich Tabelle A auf Versuchsfahrten über die ganze Strecke Dux-Bodenbach (Berg- und Thalfahrt) bezieht, giebt Tabelle B die Resultate der Bergfahrten von Bodenbach nach der auf der Wasserscheide befindlichen Station Kleinkahn mit einer Steigung von 1 : 50 und Tabelle C die der Bergfahrten von Dux nach Kleinkahn mit Steigungen 1 : 77 bis 1 : 100.

Die die steilsten Bergfahrten (1 : 50) behandelnde Tabelle B zeigt in Pos. 2, dass von Steinkohle aus der Pankrazzeche bei Nürschen (Pilsener Becken) bei gewöhnlichem Roste von 35^{mm} Spaltenweite und bei einer Leistung von 7800 Kilometer-tonnen 2606 kg, demnach 333 kg pro 1000 Kilometer-tonnen verbraucht und pro 1 kg Kohle 5,18 kg Wasser verdampft und 3419 nutzbar gemachte Calorien entwickelt wurden.

Der Versuch mit derselben Kohle bei Anwendung der Nepilly'schen Feuerungsanlage ergab bei Rostspaltenweite von 30—25^{mm} bei einer Leistung von 10000 Kilometer-tonnen einen Verbrauch von 2443 kg, demnach 244,3 kg pro 1000 Kilometer-tonnen: ferner eine Wasserverdampfung von 6,95 kg und

Anlage 1.

Ausmaass-Tabelle für den Brennmaterial-Verbrauch der Locomotiven.

Maschine No.	Jahreszeit.	Passirung in Kilogramm							
		Gem. Züge per		Lastzüge per		Ein Kilometer leere Fahrt	Eine Stunde		Eine Vorheizung.
		Kilometer	1000 Brutto-Ton.-Kilom.	Kilometer	1000 Brutto-Ton.-Kilom.		Verschieben	Dampfhalten	
1 bis 8	Sommer	12	135	11	125	12	140	35	300
	Winter	14	153	12	141	14	158	35	300
9 bis 25	Sommer	14	130	12	110	14	145	35	300
	Winter	16	147	14	124	16	164	35	300
28	Sommer	15	130	13	110	15	150	35	300
	Winter	17	147	15	124	17	170	35	300
26, 27, 29, 30, 31.	Sommer	15	138	13	116	15	150	35	300
	Winter	17	156	15	131	17	170	35	300

Für die Maschinen 26, 27, 29, 30 und 31 gilt die vorstehende Passirung nur so lange, als dieselben noch mit alten schmiedeeisernen Roststäben versehen sind. Sobald sie mit Gruson'schen Rosten ausgerüstet werden, gilt für dieselben vom ersten des folgenden Monats angefangen die Passirung wie für Maschine No. 28.

Anlage 2.

Ausmaass-Tabelle für den Brennmaterial-Verbrauch der Locomotiven.

Maschine No.	Jahreszeit.	Passirung in Kilogramm Normalkohle Nuss I.							
		Gem. Züge per		Lastzüge per		Ein Kilometer leere Fahrt	Eine Stunde		Eine Vorheizung.
		Kilometer	1000 Brutto-Ton.-Kilom.	Kilometer	1000 Brutto-Ton.-Kilom.		Verschieben	Dampfhalten	
1—8	Sommer	12	135	11	125	12	145	35	300
	Winter	14	153	12	141	14	163	35	300
9—25	Sommer	14	130	12	110	14	153	35	300
	Winter	16	147	14	124	16	172	35	300
26—31	Sommer	15	130	13	110	15	161	35	300
	Winter	17	147	15	124	17	181	35	300

Resultate der Heizversuche bei Locomotiven.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Post No.	Kohlen-Sorte.	Bezugs-Ort.	Probefahrt auf der Strecke.	Rost-Anlage.	Spalten-Weite Millim.	Leistung und Weg		Kohlenverbrauch			Wasser-Verbrauch in Cub.-Mtr.	1 kg Kohle verdampft Kilogramm Wasser	1 kg Kohle entwickelt nutzbar gemachte Calorien	Rückstände			
						Kilometer.	1000 Kilom.-Tonnen.	in Ganzen	per Locomotiv-Kilometer	per 1000 Kilom.-Tonnen				im Aschenkasten	in der Rauchkammer	Zusammen	in Procenten
A. 1	Nuss I	Franzisci-Schacht Dux . .	Bodenbach-Dux und retour	gewöhnl.	15	97	26,5	2746	28,3	103	11,8	4,29	2839	135	50	185	6,9
2	Förderkohle 50 ^o / _o , Kesselkohle 50 ^o / _o	Pankraz	"	"	35	291	88	8149	28	92,6	44,9	5,51	3637	1127	567	1694	20,6
3	Kesselkohle, Kleinkohle	{ Mantau, Sulkov Miröschau, Pankraz }	"	"	30	291	79,5	7062	24,26	88,83	39,4	5,56	3669	831	386	1217	17,2
4	Kleinkohle	{ Hostokrej 50 ^o / _o } { DUBY 50 ^o / _o }	"	"	30	194	52,6	4130	21,2	78,5	24,2	5,85	3795	579	250	829	20
5	"	Prokopi-Schacht DUBY . .	"	"	25	194	52,0	3691	19,0	70,9	26,4	7,12	4699	468	94	562	15,2
6	"	Waldenburg-Gottesberg . .	"	"	25	194	51,7	2950	15,2	57	23,3	7,89	5207	236	206	442	14,9
1	Nuss I	Franzisci-Schacht Dux . .	Bodenbach-Dux und retour	Nepilly	10	194	51,9	4310	22,2	83	23,9	5,54	3656	180	121	301	6,9
2	Förderkohle 50 ^o / _o , Kesselkohle 50 ^o / _o	Pankraz	"	"	30	388	110,3	7899	20,3	71,6	53,7	6,69	4415	1057	314	1371	17,2
3	Kesselkohle, Kleinkohle	{ Miröschau, Pankraz Mantau, Sulkov }	"	"	25	485	131	9076	18,4	69,2	62,4	6,87	4534	1280	229,5	1509,5	16,6
4	Kleinkohle	{ Hostokrej 50 ^o / _o } { DUBY 50 ^o / _o }	"	"	25	291	78,7	5466	18,7	69,6	36,7	6,75	4428	797	143	940	17,1
5	"	Prokopi-Schacht DUBY . .	"	"	25	485	124,9	8195	16,8	65,5	63,2	7,71	5088	1146	182	1328	16,1
6	"	Waldenburg-Gottesberg . .	"	"	25	291	77,9	3118	13,0	49,0	36,2	9,48	6256	315	156	471	12,3

Aus dem Verbrauche per 1000 Br.-T.-Km. lässt sich die Verhältnisszahl der Braunkohle ermitteln, und da dieses Verhältniss im Durchschnitte bei allen Steigungsverhältnissen gleich bleibt, kann man auf die Concurrenzfähigkeit der Braunkohle mit der Steinkohle bei den nahe gelegenen Bahnen schliessen.

B. 1	Nuss I	Franzisci-Schacht Dux . .	Bodenbach-Kleinkahn	Steigungsverhältniss 1:50.	gewöhnl.	15	15,3	2,3	873	57	379	3,7	4,23	2791	—	—	—	6,9
2	Förderkohle 50 ^o / _o , Kesselkohle 50 ^o / _o	Pankraz	"		"	35	45,9	7,8	2606	56,9	333	13,5	5,18	3419	—	—	—	20,6
3	Kesselkohle, Kleinkohle	{ Mantau, Sulkov Miröschau, Pankraz }	"		"	30	45,9	7,1	2182	47,5	307,3	12,1	5,54	3656	—	—	—	17,2
4	Kleinkohle	{ Hostokrej 50 ^o / _o } { DUBY 50 ^o / _o }	"		"	35	30,6	4,6	1150	37,5	250	7,3	6,34	4184	—	—	—	20
5	"	Prokopi-Schacht DUBY . .	"		"	30	30,6	4,6	1076	35,1	233,9	7,7	7,15	4719	—	—	—	15,2
6	"	Waldenburg-Gottesberg . .	"		"	25	30,6	4,6	825	26,9	179	7,0	8,48	5596	—	—	—	14,9
1	Nuss I	Franzisci-Schacht Dux . .	Bodenbach-Kleinkahn	Steigungsverhältniss 1:50.	Nepilly	10	30,6	4,6	1350	44,1	293	7,6	5,62	3709	—	—	—	6,9
2	Förderkohle 50 ^o / _o , Kesselkohle 50 ^o / _o	Pankraz	"		"	30—25	61,2	10,0	2443	39,9	244,3	17	6,95	4587	—	—	—	17,2
3	Kesselkohle	{ Mantau, Sulkov Miröschau, Pankraz }	"		"	25	76,5	11,4	2661	34,7	233,4	18,7	7,02	4633	—	—	—	16,6
4	Kleinkohle	{ Hostokrej 50 ^o / _o } { DUBY 50 ^o / _o }	"		"	30—25	45,9	6,9	1649	38,1	239,9	11,3	6,82	4501	—	—	—	17,1
5	"	Prokopi-Schacht DUBY . .	"		"	25	76,5	11,5	2521	32,9	219,2	19,0	7,53	4969	—	—	—	—
6	"	Waldenburg-Gottesberg . .	"		"	25	45,9	7,1	1081	23,5	152	10,8	10	6600	—	—	—	12,3
C. 1	Nuss I	Franzisci-Schacht Dux . .	Dux-Kleinkahn	Steigungsverhältniss 1:71, 1:100	gewöhnl.	15	33,2	12,6	1500	47,2	125	6,8	4,3	2836	—	—	—	6,7
2	Kleinkohle	{ Hostokrej } { DUBY } à 50 ^o / _o	"		"	35	66,4	24,9	2595	39,0	104	13,4	5,16	3405	—	—	—	20
3	Förderkohle 50 ^o / _o , Kesselkohle 50 ^o / _o	Pankraz-Zeche	"		"	35	99,6	41,4	4668	46,86	112	25,6	5,48	3617	—	—	—	20,6
4	Kesselkohle, Kleinkohle	{ Mantau, Sulkov Miröschau, Pankraz }	"		"	30	99,6	37,9	4066	40,32	107,28	23,4	5,75	3795	—	—	—	15,9
5	Kleinkohle	Prokopi-Schacht DUBY . .	"		"	30	66,4	24,7	2123	31,9	85,9	14,4	6,92	4567	—	—	—	15,2
6	"	Waldenburg-Gottesberg . .	"		"	25	66,4	24,4	1800	27,1	74	13,3	7,38	4870	—	—	—	14,9
1	Nuss I	Franzisci-Schacht Dux . .	Dux-Kleinkahn	Steigungsverhältniss 1:71, 1:100	Nepilly	10	66,4	24,7	2440	36,7	98	13,4	5,49	3624	—	—	—	6,9
2	Kleinkohle	{ Hostokrej } { DUBY } à 50 ^o / _o	"		"	30	99,6	37,9	3272	32,8	86,3	20,5	6,26	4131	—	—	—	17
3	Förderkohle 50 ^o / _o , Kesselkohle 50 ^o / _o	Pankraz-Zeche	"		"	30	132,8	51,9	4581	34,4	88,2	31,2	6,81	4495	—	—	—	17,2
4	Kesselkohle, Kleinkohle	{ Mantau, Sulkov Miröschau, Pankraz }	"		"	25	166	62,4	5142	30,97	82,4	35,0	6,8	4488	—	—	—	16,3
5	Kleinkohle	Prokopi-Schacht DUBY . .	"		"	25	166	58,7	4588	27,5	78,1	34,8	7,58	5002	—	—	—	16,1
6	"	Waldenburg-Gottesberg . .	"		"	25	99,6	37,2	2225	22,3	59,3	20,4	9,16	6045	—	—	—	12,3

4587 Calorien. Es ergab sich also ein Minderverbrauch an Kohle von 163 kg im Ganzen bzw. 88,7 kg pro 1000 Kilometer-tonnen; eine Mehrleistung pro 1 kg Kohle an Wasserverdampfung von 1,77 kg und an Entwicklung nutzbar gemachter Calorien von 1168. Ein aus derselben Tabelle entnommener Vergleich der Heizeffekte der Waldenburger Kohle bei gewöhnlicher und bei Nepilly'scher Feuerung ergibt zu Gunsten der letzteren bei gleicher Spaltenweite:

eine Mehrleistung von 2500 Kilometer-tonnen,
eine Kohlenersparnis von 27 kg pro 1000 Kilometer-tonnen,
eine Mehrverdampfung von 1,52 kg Wasser pro 1 kg Kohle und
eine Mehrleistung von 1004 Calorien.

Die Tabelle C weist ferner zu Gunsten der Nepilly'schen Feuerung beispielsweise für Steinkohle aus Hostokrey bei Rakonie:

eine Mehrleistung von 13000 Kilometer-tonnen,
eine Kohlenersparnis von 17,7 kg pro 1000 Kilometer-tonnen,
eine Mehrverdampfung von 1,10 kg Wasser pro 1 kg Kohle,
eine Mehrleistung von 726 Calorien, und

für Waldenburger Kohle:

eine Mehrleistung von 12800 Kilometer-tonnen,
eine Kohlenersparnis von 14,7 kg pro 1000 Kilometer-tonnen,
eine Mehrverdampfung von 1,78 kg Wasser pro 1 kg Kohle,
eine Mehrleistung von 1175 Calorien nach.

Auch die in Tabelle A zusammengestellten Ergebnisse der Gesamtfahrten fallen in ähnlicher Weise zu Gunsten der Nepilly'schen Feuerung aus; so ergibt sich zum Beispiel für die Kohlen aus dem Pilsener Becken

eine Mehrleistung von 51500 Kilometer-tonnen,
eine Kohlenersparnis von 19,63 kg pro 1000 Kilometer-tonnen,
eine Mehrverdampfung von 1,31 kg Wasser pro 1 kg Kohle,
eine Mehrleistung von 865 Calorien; und

für Waldenburger Steinkohle:

eine Mehrleistung von 26200 Kilometer-tonnen,
eine Kohlenersparnis von 8 kg pro 1000 Kilometer-tonnen,
eine Mehrverdampfung von 1,59 kg Wasser pro 1 kg Kohle, und
eine Mehrleistung von 1049 Calorien.

Im Vergleich mit so bedeutenden, durch die Nepilly'sche Locomotiv-Feuerung zu erzielenden Ersparnissen müssen die Herstellungskosten derselben sehr unbedeutend erscheinen; besonders sind sie es aber dann, wenn zweitheilige Roste vorhanden und ein Klapprost nicht unbedingt nöthig erscheint. Dies war z. B. bei den Maschinen der Dux-Bodenbacher Eisenbahn der Fall. Die Direction derselben liess die hinteren Roste bei ihren Maschinen bestehen und verengte nur die Rostspalten. Im vorderen Theile der Feuerbüchse schaltete sie den Nepilly'schen Rost und den der Anlage eigenthümlichen Schirm ein. Die Herstellungskosten für eine Maschine waren dabei folgende:

1. für Material	34,01 Mark,
2. für Löhne	15,65 Mark,
	in Summa 49,66 Mark,

davon abzüglich Rückgewinn an abgängigem

Material	5,52 Mark,
daher reine Kosten pro Maschine	44,14 Mark.

Die Herstellungskosten des Feuerschirms stellten sich wie folgt:

an Löhnen	1,02 Mark,
Chamottmehl 40 kg	0,82 Mark,
Chamottesteine nach Profil 56	6,98 Mark,
	in Summa 8,82 Mark.

Diese Kosten sind nur einmalige und nach den Erfahrungen der Direction erfordert die Rostanlage durchaus nicht mehr Unterhaltungskosten als eine gewöhnliche Anlage; auch beträgt die Unterhaltung des Feuerschirms nach den oben mitgetheilten Aufzeichnungen nur 2—3 Mark pro 1000 Locomotiv-kilometer.

Das Reichs-Eisenbahn-Amt hat nicht unterlassen wollen, den Eisenbahn-Verwaltungen im Anschlusse an den Erlass vom 29. Juli v. Js. No. 5496 I von den Seitens der mehrgenannten Direction gemachten, vorstehend ausführlich wiedergegebenen Erhebungen Kenntniss zu geben und glaubt eine Fortsetzung der Versuche mit diesem Apparat nur empfehlen zu können.

Directionswagen der russischen Süd-Westbahn, gebaut von der Waggonfabrik in Riga.

Mitgetheilt vom Director E. Bing daselbst.

(Hierzu Fig. 1—6 auf Taf. XXIX.)

Der in Längsschnitt, Grundriss und 4 Querschnitten dargestellte achträdige Wagen ruht auf Pulmann-Trucks, jeder Satz elliptischer Federn enthält 5 Federn. Die Bremse ist nach einem amerikanischen Systeme angeordnet, wobei fast alle Theile nur auf Zug in Anspruch genommen werden; ferner ist die Bremse derart construirt, dass sie durch nachträgliche Anbringung eines Luft-Cylinders in eine Westinghouse-Bremse verwandelt werden kann. An jedem Ende des 17^m langen Wagenkastens ist eine geschlossene Gallerie in hellem Ahornholz mit zahlreichen Fenstern angebracht, um die Revision der Strecke zu ermöglichen. Von einer dieser Gallerieen gelangt man in einen Corridor, an den sich folgende Räume anschliessen: Dienerzimmer mit drei Sitz- resp. Schlafplätzen, Closet und

Toilette, zwei zweiseitige Coupé's, getrennt durch eine Zwischenwand, welche sich zusammenklappen lässt und so die Vereinigung beider Coupé's zu einem grossen ermöglicht; durch Aufklappen der Rücklehnen lassen sich die vier Sitzplätze in vier Schlafplätze verwandeln. Auf den Corridor mündet ferner ein kleiner Gepäckraum und ein Schlaf- und Arbeitskabinet, elegant in Nussbaum und gebeiztem Ahorn ausgeführt; in demselben befindet sich ein reichverzierter Schreibtisch, bequemer Sessel und ein Bett mit seidener Decke. Neben diesem Zimmer liegt eine besondere Toilette. Der Corridor schliesst mit einer Thür ab, welche in den Salon führt, der durch die ganze Breite des Wagens geht. In demselben befinden sich zwei Längs-Divans und zwei Sessel, welche sich durch Umklappen in je ein be-

quemes Lager verwandeln lassen, sowie zwei Lehnstühle. Der Salon, in Palisander und afrikanischem Pliessenholz ausgeführt, ist ferner mit dem Porträt des Kaisers, eleganten Candelabern und Deckenlaternen, einer Uhr, schweren Plüschvorhängen und einem grossen Klappisch ausgestattet. Die Möbel sind mit braunem Leder bezogen. An den Salon schliesst sich die zweite Endgalerie, wie die eingangs beschriebene; ausserdem hat der Wagen einen Ofenraum für eine Bakersche Niederdruckwasser-

heizung. Alle Räume sind durch pneumatische Klingeln mit dem Dienerzimmer in Verbindung gesetzt. Die überaus reichen Schnitzarbeiten, besonders im Salon, sind durchweg im Renaissance-Styl ausgeführt. Der Wagen erregte auf der Moskauer Industrie- und Kunst-Ausstellung (1882) durch seine solide Ausführung das allgemeine Interesse der Beschauer und wurde einstimmig als der eleganteste auf der Ausstellung anerkannt.

Entgegnung auf die Bemerkungen des Herrn Eisenbahn-Director Schübler zu meiner Abhandlung über die Widerstände der Locomotiven und Eisenbahnzüge.

Von Albert Frank, Professor an der technischen Hochschule zu Hannover.

Durch die Güte der Redaction dieser Zeitschrift sind die vorstehend erwähnten Bemerkungen des Herrn Eisenbahndirector Schübler zu meiner Kenntniss gekommen und geben zu der nachfolgenden Beantwortung Anlass.

Der Zweck der vorstehenden Bemerkungen ist der, die Unanfechtbarkeit der von den französischen Ingenieuren Vuillemin, Guebhard und Dieudonné aufgestellten Formeln darzulegen, welche Herr Schübler auch in seiner Abhandlung über Selbstkosten und Tarifbildung der deutschen Eisenbahnen benutzt hat und bezieht sich deshalb vorzugsweise auf denjenigen Theil meiner Abhandlung, welcher die französischen Versuche berührt.

Herr Schübler geht dabei von der Voraussetzung aus, eine Gleichung, welche die Widerstände der Eisenbahnzüge darstellen solle, müsse die Form haben $\omega = a + b v + c v^2$ und es könne deshalb die von mir angewandte Formel $\omega = a + c v^2$ oder was dasselbe ist: $\omega = \mu + \frac{\mathfrak{B}}{Q} v^2$ nicht richtig sein.

Als Grund hierfür giebt derselbe an, die Annahme, dass durch das mit dem Quadrate der Geschwindigkeit behaftete Glied der Luftwiderstand und der Einfluss der Stösse dargestellt werde, sei eine ziemlich willkürliche, zmal auch der Luftwiderstand, welchen ein aus verschiedenen Fahrzeugen zusammengesetzter Bahzug erfahre, offenbar in anderer Weise wirke, als wenn eine ebene Fläche vom Winddrucke direct und normal angegriffen werde. Ausserdem aber gebe es bestimmte Widerstände, welche wie insbesondere der Wälzungs- oder Rollungswiderstand notorisch mit der einfachen Potenz der Geschwindigkeit wachsen.

Was nun den ersten Punkt betrifft, so brauche ich hier wohl nur auf die bekannten Gesetze vom Stoss und vom Luftwiderstande zu verweisen. Aber auch die Ansicht, dass der Wälzungs- oder Rollungswiderstand mit der einfachen Potenz der Geschwindigkeit wachse, ist irrig und will ich hier u. a. auf die Theoretische Maschinenlehre von F. Grashoff, zweiter Band Seite 297, Leipzig 1879, verweisen.

Die Annahme, dass der Widerstand der Eisenbahnzüge durch die allgemeine Gleichung $\omega = a + c v^2$ ausgedrückt werden könne, ist übrigens gar nicht neu, dieselbe findet sich bei W. Launhardt, die Betriebskosten der Eisenbahnen, Leipzig 1877. — Grashoff, Theoretische Maschinenlehre, zweiter

Band, Leipzig 1879. — G. Meyer, Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenbaues, erster Theil, Berlin 1883.

Wenn daher Herr Schübler die Ansicht ausspricht, das Glied, welches die Geschwindigkeit in erster Potenz enthalte, könne vom Standpunkte der Wissenschaft aus ebensowenig als in Hinblick auf das praktische Bedürfniss entbehrt werden, so stehen dem wichtige Autoritäten gegenüber.

In meiner Abhandlung über die Widerstände der Locomotiven und Eisenbahnzüge etc. habe ich nun aber nicht nur unter Berücksichtigung aller wesentlichen Widerstände die bereits erwähnte Formel $\omega = \mu + \frac{\mathfrak{B}}{Q} v^2$ theoretisch entwickelt, sondern für die Richtigkeit meiner Anschauung auch Beweis geliefert, indem ich aus der aufgestellten Widerstandsgleichung für einen auf geneigter Bahn befindlichen und mit gewisser Anfangsgeschwindigkeit sich selbst überlassenen Zug das Bewegungsgesetz abgeleitet und die daraus resultirenden Geschwindigkeitsänderungen auf graphischem Wege mit den durch die Versuche direct erhaltenen Curven verglichen habe. Die grosse Uebereinstimmung der erhaltenen Curven lässt aber auf die Richtigkeit der aufgestellten Widerstandsgleichung zurückschliessen, wie sie zugleich einen Beweis für die Richtigkeit der ermittelten Coefficienten liefert.

Was nun die Formeln der französischen Ingenieure Vuillemin, Guebhard und Dieudonné betrifft, so geben dieselben gar keine theoretische Entwicklung der Widerstände, sondern sie stützen sich einfach auf die Harding'sche Formel von der sie sagen, dass dieselbe allerdings viel zu grosse Werthe gebe, dass deren Form ihnen aber geeignet erschienen habe. Mittelst dieser Grundgleichung ist es aber, wie angegeben wird, nicht möglich gewesen, eine einzige Formel zu finden, welche auf jeden Zug passe, sondern man hat verschiedene Gruppen bilden müssen; die erste Gruppe für Güterzüge mit Geschwindigkeiten von 12 bis 32 km, die zweite Gruppe für Züge jeder Art mit Geschwindigkeiten über 32 km. Für letztere heisst es, habe man nach einigem Umhertasten (quelques tâtonnements) drei Serien von Coefficienten gewählt und zwar

für Geschwindigkeiten von 32 bis 50 km

$$r = 1,8 + 0,08 v + \frac{0,009 S v^2}{Q},$$

von 50 bis 65 km

$$r = 1,8 + 0,08 v + \frac{0,006 S v^2}{Q},$$

von 70 km und darüber

$$r = 1,8 + 0,08 v + \frac{0,004 S v^2}{Q}$$

gesetzt. Dabei werden diese Formeln angegeben ohne irgend welchen Vorbehalt in Bezug auf die Stärke der Züge wie Herr Schübler dies annimmt.

Dass diese Gleichungen keinen Anspruch auf allgemeine Gültigkeit haben können, geht ganz deutlich daraus hervor, dass die mit dem Quadrate der Geschwindigkeit behafteten Glieder für die sehr verschiedenen Geschwindigkeiten von 47, 57 resp. 70 km fast genau denselben Werth ergeben, mithin der Einfluss des Quadrates der Geschwindigkeit durch die Wahl der Coefficienten nahezu aufgehoben ist. Es geht aber auch aus der ganzen Darstellung hervor, dass sie gar nichts anders sein sollen, als empirische Formeln, welche die Versuchsergebnisse einigermassen wiedergeben sollen.

Ich habe nun gezeigt, dass wenn statt der Harding'schen Formel, die Formel $\omega = \mu + \frac{\beta v^2}{Q}$ benutzt wäre, für einen grossen Theil der Versuche eine gute Uebereinstimmung mit den Versuchsergebnissen erzielt worden wäre und habe namentlich darin mit einer Bestätigung der Richtigkeit dieser Gleichung erblickt, dass bei drei Versuchsgruppen von fast gleicher Zugstärke und Geschwindigkeiten von 45, 52 und 60 km sich eine fast vollständige Uebereinstimmung zeigt.

Dass alle Versuche sich dem genau anpassen sollten, ist aber bei der Unsicherheit der dynamometrischen Versuche gar nicht zu erwarten. Wie gross dieselbe ist, findet man leicht, wenn man die einzelnen unter gleichen Verhältnissen gefundenen Versuchswerte mit einander vergleicht. Auch der hohe Betrag des Widerstandes, welcher z. B. für die dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven doppelt so gross als bei unseren derartigen Locomotiven gefunden ist, ist grösstentheils hierauf zu schieben, da die französischen Constructionen den unserigen doch wohl kaum um soviel nachstehen werden, wie dies Herr Schübler annimmt.

Gegen diesen Theil meiner Abhandlung, der übrigens eine ganz nebensächliche Bedeutung hat, da ja meine Versuche auf ganz andere Weise, mit ganz anderem Betriebsmaterial und gänzlich unabhängig von den französischen Versuchen angestellt, auch die Resultate in ganz anderer Weise berechnet sind, für welchen somit die absoluten Werthe der für die französischen Versuche angegebenen Coefficienten eine ganz untergeordnete Rolle spielen, wendet sich nun im Weiteren Herr Schübler.

In Bezug auf die französischen Personenzüge verweist er

auf eine kleine Versuchsreihe, welche bei geringerer Wagenzahl als der von mir berücksichtigten Gruppe für fast gleiche Geschwindigkeiten etwas grössere Widerstandcoefficienten pro Tonne ergibt. Nun kann dies aber doch unmöglich ein Grund sein, die erste Potenz der Geschwindigkeit einzuführen, worauf ja die ganze Beweisführung hinzielt; denn für gleiche Geschwindigkeiten fällt das Glied $0,08 v$ der französischen Formeln ja doch von gleicher Grösse aus, bleibt also hier ganz ohne Einfluss. (Der ganz vereinzelt stehende Versuch von 76 km Geschwindigkeit kann aber offenbar nicht in Betracht kommen.)

In Bezug auf die französischen Güterzüge wird mir vorgehalten, dass ich den aus 23 Versuchsfahrten resultirenden Werth von 4,87 und nicht den aus 15 Versuchsfahrten resultirenden Werth von 3,55 berücksichtigt habe. Mein Grund dafür ist einfach der, dass dieser Werth 4,87 aus der grössten Anzahl gleichartiger Versuche bei ruhigem Wetter für Züge von mittleren Belastungen resultirt und zugleich dem aus sämtlichen 72 Versuchsfahrten erhaltenen Durchschnittswerte von 5,006 ziemlich nahe kommt.

Dass die Herren Vuillemin, Guebard und Dieudonné zur Ermittlung der Widerstände der Güterzüge und zwar ohne Vorbehalt in Bezug auf die Belastung die Formeln aufgestellt haben

$$r = 1,65 + 0,05 v \text{ für Oelschmierung und}$$

$$r = 2,30 + 0,05 v \text{ für Fettschmierung,}$$

woraus sich selbst bei 30 km Geschwindigkeit pro Stunde erst Widerstände von 3,15 resp. 3,8 kg pro Tonne ergeben, die von dem erwähnten Durchschnittswerte von 5,006 weit entfernt sind, dürfte wohl eher der Erläuterung bedürfen und zeigt jedenfalls wenig Vertrauen in ihre eigenen Versuche.

Während Herr Schübler also bei den Personenzügen es mir zur Last legt, nur einen Theil der Versuchsfahrten, wenn auch den grösseren benutzt zu haben, so hält er bei den Güterzügen für richtiger, nur einen ganz bestimmten kleinen Theil derselben zu benutzen. Wo bleibt aber da die Consequenz?

Wenn nun Herr Schübler allein aus diesen Betrachtungen, die auf den Kern meiner Abhandlung gar nicht eingehen, zu dem Schlusse gelangt, dass die von mir empfohlene Formel, ganz abgesehen von der Wahl der Coefficienten, als allgemein gültige Regel nicht gebraucht werden könne, so dürfte nach dem Vorstehenden die ganze jedenfalls sehr einseitige Beweisführung in sich zusammenfallen.

Bei einer vorurtheilsfreien Prüfung meiner Abhandlung wird man sich der Ueberzeugung nicht verschliessen können, dass die Resultate meiner Formeln in den weitesten Grenzen mit der Erfahrung gut übereinstimmen.

Hannover, den 10. August 1883.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

B a h n o b e r b a u .

Normalien für einen einheitlichen Holzquerschwellen-Oberbau in Oesterreich.

Wenn es schon im Allgemeinen als rationell bezeichnet werden muss, für Constructionen, die demselben Zwecke unter gleichen Verhältnissen zu dienen bestimmt sind, auch die gleichen durch die Erfahrung als zweckmässig erwiesenen Typen in Anwendung zu bringen, so gilt dies in erhöhtem Maasse von Constructionen, die eine solche ausgedehnte Verbreitung besitzen, wie der Gleisebau der Eisenbahnen, da sich durch deren einheitliche Durchbildung auch wichtige wirthschaftliche Vortheile erreichen liessen.

Obwohl auf diesen Umstand schon wiederholt hingewiesen wurde, so war der Erfolg der auf eine Gleichförmigkeit des Oberbaues abzielenden Bestrebungen bisher doch nur ein geringer. Einestheils war zur Zeit, als die Mehrzahl der jetzt bei den verschiedenen Bahngesellschaften in Verwendung stehenden Holzschwellen-Oberbaue mit Stahlschienen entstanden, die Anschauungen über die vielen dabei in Betracht kommenden Fragen noch nicht ganz geklärt und Versuche in der einen oder andern Richtung daher gerechtfertigt, andererseits führte aber auch der weniger motivirte Wunsch der einzelnen Bahngesellschaften, ihre eignen Normalien zu besitzen und die Geltendmachung subjectiver Ansichten der betreffenden Constructeure zu einer grossen Anzahl verschiedener Constructionen, die oft nur in unwesentlichen Details von einander abweichen.

So entnehmen wir einer sehr interessanten Zusammenstellung des Herrn k. k. Inspectors Heindl im »Centralblatt f. Eisenb. u. Dampfschiff.« 1881 No. 138, dass auf den österreichischen Bahnen nicht weniger als 31 verschiedene Stahlschienen-Oberbaue auf Holzquerschwellen in Verwendung sind. Manche hiervon zeigen allerdings ganz erhebliche Verschiedenheiten; so wiegen beispielsweise die Stahlschienen der als Hauptbahn construirten Pilsen-Priesener Eisenbahn 29,1 kg, jene der Aussig-Teplitzer Bahn 35,8 kg: die Schienenhöhe variirt zwischen 109 und 128^{mm} etc. Hierzu kommen in jedem einzelnen Falle noch Unterschiede in der Profilirung, in den Befestigungsmitteln, Unterlagen u. s. w.

Diese Verschiedenheiten können heutzutage nicht mehr als zu Recht bestehend angesehen werden. Die Anschauungen über den Stahlschienen-Oberbau haben sich geklärt und man ist auf Grund von Erfahrungen zu einer gewissen Uebereinstimmung gelangt in Bezug auf die Principien, welche bei der Construction dieses Oberbaues maassgebend sein sollen. Es ist demnach heute auch möglich, für einzelne Bahngruppen, die unter gleichen Betriebsverhältnissen stehen, solche Typen für den Gleisebau aufzustellen, die diesen als richtig anerkannten Grundsätzen Rechnung tragen, den Erfahrungen am besten entsprechen und sich daher zur allgemeinen Anwendung empfehlen. Die durch eine solche Einheitlichkeit des Oberbaues aber zu erreichenden weiteren Vortheile wirthschaftlicher Natur, welche sowohl den

Bahngesellschaften wie auch der Eisen- und Stahlindustrie zu Gute kommen würden, sind so auf der Hand liegend, dass wir dabei wohl nicht zu verweilen brauchen.

Es ist demnach als ein Fortschritt zu begrüßen, dass sich das k. k. Handelsministerium bestimmt gefunden hat, die Aufstellung von Normalien für den Holzquerschwellen-Oberbau zu veranlassen und hiermit seine »technische Conferenz« betraut hat, welche Conferenz aus den Herren: k. k. Hofrath und General-Inspector der österreichischen Eisenbahnen, Ritter von Pischof als Vorsitzenden, Oberbaurath von Lott, Inspector Heindl, Sectionsrath Dr. Leddinn und den Experten k. k. Professor Rziha, Regierungsrath R. von Grimbürg und Baurath Thommen besteht. Diese Normalien sollen zunächst auf die unter Staatsverwaltung stehenden Bahnen, sowie auf die im Bau begriffenen Staatsbahn-Linien Anwendung finden, jedoch ist auch den übrigen österreichischen Privatbahnen die Annahme dieser Normalien seitens der Regierung empfohlen worden.

Es werden nunmehr drei nach den Bahn-Kategorien verschiedene Typen aufgestellt, nämlich für Hauptbahnen I. Ranges, für Hauptbahnen II. Ranges und für normalspurige Localbahnen.*) Wir lassen zunächst die hauptsächlichsten Daten in nachstehender Zusammenstellung folgen:

B e z e i c h n u n g .	Bahnen	Bahnen	Localbahnen	
	I. Ranges	II. Ranges		
Höhe der nicht abgenutzten Schiene mm	125	120	100	
Kopfbreite mm	58	57	50	
Stegdike mm	12	12	10	
Fussbreite mm	112	110	94	
Gewicht der Schiene pr. lauf. Meter kg	35,4	31,72	23	
Trägheitsmoment cm ⁴	920	780	410	
Tragfähigkeit bei einer Inanspruchnahme von 1000 kg pr. 1 qcm und einer Schwellenentfernung von 90 cm kg	8500	7340	4500	
Inanspruchnahme des Materials bei bez. 7000 und 4500 kg	im abgenützten Zustande bei 5 mm Abnutzung bei 10 mm Abnutzung	760	954	1000
Belastung und 90 cm Schwellenentfernung		886	1070	—
		1000	—	—
Gewicht einer Aussenlasche kg	8,5	8,4	5,2	
„ „ Innenlasche kg	7,7	7,7	4,8	

Die Schienenprofile haben circa 0,9 der Höhe als Fussbreite, also ein ziemlich günstiges Stabilitätsverhältniss. Die zulässige Abnutzungshöhe wurde mit 10, bezw. 5 und 3^{mm} angenommen und beträgt alsdann die Inanspruchnahme bei allen drei Profilen circa 1000 kg.

Die Stossverbindung erscheint durch beiderseitige Winkel-

*) Auf den preussischen Staatsbahnen ist auch seit 1879 ein Normal-Stahlschienen-Profil für Querschwellen-Oberbau jedoch nur für Hauptbahnen eingeführt, vergl. Organ 1879 S. 239 und 1881 S. 79.

laschen, deren Flügel zugleich eine wirksame Sicherung gegen Längsverschiebung bieten, sehr kräftig gedeckt.

Als normale Schienenlänge wurde 7,5^m angenommen. Die mittleren Schwellen haben 90^{cm}, und die dem Stosse zunächst liegende Schwelle hat von der vorhergehenden 80^{cm}, vom Schienenende 25^{cm} Entfernung: ihre Länge beträgt für Hauptbahnen 2,5^m, die obere Breite mindestens 17^{cm}, die untere 30^{cm} und die Höhe 16^{cm}. Für Localbahnen sind die diesbezüglichen Abmessungen 2,3^m, 15^{cm} und 20^{cm} Breite und 14^{cm} Höhe.

Sehr rationell ist die Schienenbefestigung durchgeführt. Während in den geraden Strecken und in Curven von mehr als 800^m Radius nur auf den Stoss-Querschwellen und auf einer bzw. zwei Mittelschwellen — je nachdem dieselben aus hartem oder weichem Holze bestehen — Unterlagsplatten mit dreifacher Nagelung angeordnet sind, wird in den schärferen Curven eine grössere Sicherheit in der Befestigung dadurch erzielt, dass einestheils mehrere Zwischenschwellen mit dreifacher Nagelung versehen, anderentheils auch mehr Unterlagsplatten angewendet werden.

Die Normalien unterscheiden diesbezüglich bei jeder Bahn-Kategorie je nach der Grösse des Curvenradius vier Gruppen und wird die Vertheilung der Befestigungsmittel sowohl für weiches, als für hartes Schwellenmaterial, zu welchem letzterem auch Lärchenholz zu rechnen ist, angegeben.

Beispielsweise gelten für Hauptbahnen I. Ranges die folgenden Ziffern:

Curven- Radius		Anzahl der Unterlagsplatten		Anzahl der Hakennägel	
		äussere Schiene	innere Schiene	äussere Schiene	innere Schiene
∞—800	harte Schwellen	3	3	21	21
	weiche	5	5	23	23
800—500	harte	3	3	27	21
	weiche	5	5	27	23
500—300	harte	6	4	27	24
	weiche	9	5	27	23
300—250	harte	9	6	27	25

In Curven von 300^m Radius und darunter ist für Hauptbahnen I. Ranges die Verwendung weicher Schwellen ausgeschlossen. Aehnliche Austheilungen der Befestigungsmittel zeigen die Normalien für die Hauptbahnen II. Ranges und für die Localbahnen.

(Wochenschr. d. österr. Ingen.- u. Archit.-Vereins 1883 S. 65.)

Eiserner Oberbau im Arlbergtunnel.

Auf Antrag der vom österr. Handelsministerium zur Berathung technischer Eisenbahnfragen eingesetzten Commission wurde die Legung eines eisernen Oberbaues im Arlbergtunnel und bei den Weichenanlagen in den Zwischenstationen der Strecke Landeck-Bludenz beschlossen. Das zur Anwendung gelangende System ist das Querschwellensystem des Inspectors der Generalinspection Franz Heindl,*) welches bereits von der Direction für Staats-Eisenbahnbetrieb in Wien, der Kaiser-

Ferdinands-Nordbahn, der Baudirection der Bayerischen Verkehrsanstalten, der Dux-Bodenbacher Bahn und der Galizischen Carl-Ludwigsbahn versuchsweise in kurzen Strecken zur Anwendung gebracht wird.

Eisenbahn-Oberbau mit Kreuzschwellen

von Gustav Meyer, Bauinspector a. D. in Berlin.

Patentirt im Deutschen Reiche vom 10. December 1882 ab.

(Hierzu Fig. 18 bis 22 auf Taf. XXIX.)

Der gewöhnliche Querschwellen-Oberbau der Eisenbahnen besitzt, wie allgemein bekannt, eine nur geringe Widerstandsfähigkeit gegen die seitlich auf die Fahrschienen einwirkenden, auf eine seitliche Verschiebung des Gestänges gerichteten Kräfte. Da die Schienen mit den Schwellen eine Aufeinanderfolge von Rechtecken ohne Dreiecksverband bilden, so können sie ihre ursprüngliche Richtung zu denselben verändern, ohne dass sie oder die Schwellen ihre parallele Lage zu einander aufzugeben hätten.

Einer derartigen seitlichen Verschiebung des Gestänges wirkt nun, ausser der Steifheit der Schienen und ihrer Verbindungen mit den Schwellen, als wesentlicher Factor nur der Widerstand der Querschwellen gegen eine Bewegung in ihrer Längsrichtung entgegen. Dieser Widerstand wird verursacht theils durch die Reibung der Schwellen auf und an dem Bettungsmaterial, theils durch die Wirkung des letzteren als Widerlager gegen das Querprofil der Schwellen bzw. den Schwellenkopf.

Hölzerne Schwellen liegen wegen des grösseren Reibungscoefficienten zwischen Holz und Bettungsmaterial, wegen ihres grösseren für die Bearbeitung der auf sie einwirkenden Stösse günstigen Volumens, wegen ihres grösseren Widerstandsmomentes und der dadurch erzielten besseren Vertheilung des Druckes fester als eiserne Schwellen, die bei ihrer glatten Unterfläche, bei ihrem schwachen Profil und dessen geringem Trägheitsmomente nur wenig Stabilität gegen Verschiebung zeigen. Die bisher angewendeten Mittel, diesen allgemein anerkannten Mangel zu beseitigen (das Schliessen der Schwellenköpfe, um die gegen das Bettungsmaterial sich stützende Fläche zu vergrössern, das Umbiegen der Schwellenenden, das Befestigen von Winkeleisen unterhalb der Schwellen und ähnliche) sind immer nur Palliative.

Durch die vorliegende Construction soll dem beregten Uebel in mehr prinzipieller Weise abgeholfen werden. Dieselbe ist in erster Linie für eisernen Oberbau berechnet, ohne indessen die Anwendung auf andere Materialien auszuschliessen.

Sie besteht in der Anordnung von kreuzartigen Doppelschwellen anstatt der gebräuchlichen Einzelschwellen und gewährt

1. den Vortheil, dass die kreuzförmigen Doppelschwellen mit den auf ihnen befestigten Schienen unveränderliche Figuren bilden, also die beiden zu einem Gleise gehörigen Schienen zu einem festen System verbinden;

2. den Vortheil, dass durch die schräge Lage der Schwellen-schenkel zu den Schienen der ganze von ersteren umschlossene Bettungsrücken mit der zur Schienenrichtung schrägen Seitenfläche als Widerlager der Schwellen auftritt und dass eine seit-

*) Vergl. Organ 1882 S. 145 und 239.

liche Verschiebung des Gestänges nicht möglich ist, ohne dass gleichzeitig der von den Schwellen umschlossene festgestopfte Theil des Bettungskörpers mit verschoben wird.

Die Kreuzschwellen können in mannigfacher Weise hergestellt werden.

Beispielsweise zeigen Fig. 17 und 18 im Grundriss und Durchschnitt eine Gleisanordnung mit kreuzweise über einander gelegten Walzeisen mit verticalen Seitenrippen, welche durch Niete verbunden sind, nachdem zuvor das obenliegende Eisen an der Kreuzungsstelle durch Aufbiegen der Rippen abgeflacht ist.

Fig. 19, 20 und 21 zeigen Schwellenconstructions aus

zwei gebogenen Walzeisen, die mit ihren mittleren Theilen zu einer X-förmigen Figur an einandergelegt und direct oder unter Verwendung von Verbindungsplatten bezw. Profileisen durch Niete verbunden sind.

Bei der in Fig. 22 dargestellten Kreuzschwelle sind zwei kurze Walzeisen seitlich an ein längeres, unter beiden Fahr-schienen durchgehendes Eisen angeschlossen und mit diesem ausserdem durch eine untergelegte Platte vereinigt.*)

*) Eins der nächsten Hefte des Organs wird einen eingehenden Artikel über diesen Oberbau enthalten. Anmerk. d. Redact.

Maschinen- und Wagenwesen.

Ueber Spannungen in den Radreifen der Räder von Eisenbahn-Fahrzeugen,

von Jul. Spörer, Eisenbahn-Director in Köln (rechtsrheinisch).

Es ist bekannt, dass die Radreifen der Eisenbahnwagen-räder meist warm aufgezogen werden und dass dabei der lichte Durchmesser der Radreifen um ein Geringes kleiner gemacht wird als der Durchmesser der Räder. Dieses Maass, das Schrumpfmaass, beträgt bei neuen Radreifen von rund 60^{mm} Stärke allgemein 1^{mm} auf 1^m Raddurchmesser. Nach dem Aufziehen und Erkalten des Reifens wird der lichte Durchmesser derselben natürlich grösser sein, als der Durchmesser des kalten Radreifens vor dem Aufziehen war. Wäre das Rad gänzlich unelastisch, so würde die Vergrösserung genau das volle Schrumpfmaass betragen müssen; dies ist jedoch nicht der Fall und wird daher das Schrumpfen zum Theil ein Zusammendrücken des Radsterns, zum Theil ein Erweitern des Reifens herbeiführen.

Da es von Interesse ist, zu erfahren, wie diese Vertheilung stattfindet, um wie viel das Rad zusammengedrückt und um wie viel der Reifendurchmesser grösser wird, welche Spannung daher in jedem Quadratmillimeter Reifenquerschnitt vorhanden ist, so sind auf Veranlassung des Verfassers Messungen in der Eisenbahn-Werkstätte Witten angestellt worden, welche Folgendes ergeben haben:

Durchmesser der Räder	Schrumpfmaass	Durchmesser der Reifen vor dem Aufziehen	Durchmesser des Rades und der Reifen nach dem Aufziehen	Vergrösserung des Durchmessers der Reifen	Danach berechnet sich die Spannung
mm	mm	mm	mm	mm	k/qmm
Locomotivrad 1726	1,5	1724,5	1725,75	1,25	14,5
" 1168	1,0	1166,8	1167,8	1,0	17,1
Wagenrad 856	0,9	855,1	855,8	0,7	16,4
" 856	0,9	855,1	855,5	0,4	9,3
Tenderrad 914	1	940,0	940,8	0,8	17,0
" 941	1	940,0	940,6	0,6	12,7

Bei Berechnung der Spannung ist der Elasticitätsmodul des Stahles zu 20000 angenommen worden.

Von den Werken des Bochumer Vereins werden die Radreifen auf Wagenräder von etwa 900^{mm} Durchmesser mit

Schrumpfmaass von 0,75^{mm} aufgezogen und daselbst ergaben sich folgende Ziffern:

Wagenspeichenrad . . . 890	0,75	889,25	889,8	0,55	12,4
Gewalztetes Scheibenrad . . . 890	0,75	889,25	889,9	0,65	14,6

Aus diesen Resultaten ergibt sich, dass es nicht rathsam ist, ein grösseres Schwindmaass als 1^{mm} auf 1^m Raddurchmesser für starke Radreifen anzuwenden, da sonst leicht die Elasticitätsgrenze, welche für das betreffende Material etwa bei 22 k liegt, überschritten wird, und ferner, dass dünne Radreifen mit geringerem Schwindmaass aufgezogen werden müssen. Bei den Reifen von Gusstahlscheibenrädern empfiehlt sich ein Schwindmaass von 0,5^{mm} auf 1^m Raddurchmesser. Grössere Schwindmaasse würden zu grosse Spannungen in dem Rade hervorrufen, wie durch einen Versuch festgestellt ist, bei welchem sich eine bedeutende Veränderung des Radprofils ergab.

(Wochenschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1882 S. 368.)

Ungünstige Erfahrungen mit Reifenbefestigungen durch Sprengringe.*)

1. Am 3. December 1882 ist bei der Förderung eines Personenzuges der Hannover'schen Staatsbahn an der Locomotive No. 931 ein Laufradreif in der Weise beschädigt worden, dass der Spurkranz des Radreifens von dem übrigen Theile des letzteren durch einen concentrischen Bruch vollständig abgelöst wurde, ohne dass eine weitere Beschädigung der getrennten Theile eintrat. Es hatte die Entgleisung der Locomotive zur Folge.

Der gebrochene Stahlreif, im Jahre 1880 vom Bochumer Verein geliefert, besass an der Laufstelle eine Stärke von 28^{mm}.

Die Bruchfläche geht auf dem ganzen Umfange von der innern Kante der scharf eingedrehten Sprengringnuth aus nach der Hohlkehle zwischen Lauffläche und Spurkranz hin; Materialfedern sind nicht aufgefunden. Die Ursache des Bruchs dürfte somit in der Befestigungsmethode bezw. in der Ausführung derselben zu suchen sein.

2. Auf die gleiche Ursache ist eine Radreifenbeschädigung zurückzuführen, welche am 19. December 1882 an dem Laufrade der Locomotive No. 934 von der Hannover'schen Staats-

*) Siehe auch Organ 1883, S. 151.

bahn entdeckt worden ist. Durch einen concentrischen Bruch von der äusseren Kante der eingedrehten Sprengringnuth nach der Aussenfläche des Radreifens hin, ist derjenige Theil des Radreifens gebrochen, welcher zum Festhalten des Sprengrings dient, und welcher nach dem erfolgten Einlegen des Sprengringes mittelst Hammerschläge angerichtet wird. Dieser Theil des Reifens war sammt dem Sprengringe fortgeschleudert worden. Der Radreif, welcher im Uebrigen unverletzt war und auf der Laufstelle eine Stärke von 31^{mm} hatte, wurde im Jahre 1880 vom Bochumer Verein geliefert. Nach erfolgtem Bruche war derselbe so lose, dass er sich ohne Schwierigkeit vom Radgestell entfernen liess.

3. Am 12. December 1882 ist ferner bei Beförderung eines Personenzuges der Hannover'schen Staatsbahn ein mit Sprengring befestigter, 36^{mm} starker Tenderradreif, welcher im Jahre 1881 vom Hörder Verein geliefert wurde, durch Querbrüche in vier Stücke zersprungen, welche nebst dem unbeschädigt gebliebenen Sprengringe vom Radsterne fortgeschleudert wurden, wodurch eine Entgleisung des betreffenden Tenders eintrat.

F. . . .

Schichau's Dampfläutewerk.

(Hierzu Fig. 8 und 9 auf Taf. XXIX.)

Bei Gelegenheit der Beschreibung des Latowski'schen Dampfläutewerks im Organ 1883, S. 96, wurde auch dasjenige von F. Schichau in Elbing erwähnt. Dasselbe wurde unterm 22. Juli 1881 im Deutschen Reiche (D. R.-P. No. 16704) patentirt. Bei dieser Construction ist der eigentliche abdichtende Kolbenkörper F mit einem längeren Theile von kreisförmigem Querschnitt verbunden, an dessen Ende sich ein Ring befindet. Zwischen diesem und dem Kolbenkörper bewegt sich ein cylindrischer Schieber G, welcher an zwei Stellen durchbrochen ist. In der gezeichneten Lage stehen die Oeffnungen E mit dem Ausströmungskanal J in Verbindung; der in dem Cylinder etwa vorhandene Dampf kann also entweichen. Das mit dem federnden Hammer B verbundene Gegengewicht L wird daher den Kolben in den Cylinder hineinschieben. Nach halbem Hub wird der Schieber G mitgenommen und der Ausströmkanal abgesperrt, es findet nun Compression statt. Am Ende des Hubes wird der Einströmungskanal K geöffnet, der Dampf treibt den Kolben wieder nach rechts und wirkt, nachdem auf halbem Hub der Kanal K wieder abgeschlossen ist, durch Expansion. Eine am Ende des Cylinders befindliche kleine Bohrung a, welche stets offen ist, verhindert die Ansammlung von Condensationswasser, lässt allerdings auch stets etwas Dampf entweichen. Der ganze Apparat kann auf der Drehbank fertig ausgearbeitet werden.

Kesselarmatur für Locomotiven.

Construirt von J. Johann, Ingenieur der St. Louis- und Pacific-Bahn in Springfield (Illin.).

(Hierzu Fig. 9 bis 14 auf Taf. XXIX.)

Diese neue Kesselarmatur wurde in der Absicht entworfen, durch dieselbe die Sicherheit des Locomotivbetriebes zu erhöhen. Die Gefahren, welche durch das Abbrechen eines der zahl-

reichen am Kessel befestigten Armaturgegenstände herbeigeführt werden können, sollen dadurch vermindert werden, dass zunächst die Zahl der Oeffnungen im Kessel möglichst eingeschränkt und dass ferner jede dieser Oeffnungen mit einem Rückschlagventil versehen wird.

Der Manometerträger (Fig. 9 bis 12) ist zu einem länglichen Kasten A von rechteckigem Querschnitte ausgebildet und mittelst eines mit Flantsche F versehenen Stutzens und 4 Schraubenbolzen oben auf dem Kessel befestigt, und zwar ist derselbe mit einer Abschrägung auf ein in den Kessel eingehängtes Kniestück D gepresst, von welchem ein Rohr in den Dom führt. In der unteren Mündung des Stutzens ist das sich in den Kessel führende Rückschlagventil angebracht; dasselbe wird durch einen Daumen, auf dessen Achse sich aussen der Handgriff II befindet, während des Betriebs offen gehalten. Dicht oberhalb der Flantsche F ist eine Einkerbung in dem Stutzen eingedreht, so dass, wenn der Manometerträger bei irgend einem Unfall einen heftigen Stoss bekommt, der Bruch wahrscheinlich an dieser verschwächten Stelle erfolgen wird. Hierdurch wird dann das Ventil von dem Daumen befreit und in Folge dessen durch den Dampfdruck geschlossen. An dem Kasten A sind nun verschiedene Armaturstücke untergebracht. Die beiden Dampfrohre für die Injectoren sind unter Einschaltung der Ventile V an ein hinten in den Kasten angeschraubtes T-Stück angeschlossen. Von diesem T-Stück geht ferner die gebogene Röhre B für das Manometer aus; auch die Dampfpeife kann hier aufgeschraubt werden. An den äussersten Ecken des Kastens A sind die Schmiervasen für die Cylinder mit den Ventilen C aufgesetzt. Die Ventile D und E gehören zu den Leitungen für das Blasrohr und für die Westinghouse-Bremse u. s. w. Die Fig. 13 und 14 zeigen den Anschluss einer der vom Injector kommenden Speiseröhre an den Kessel. Ausser dem Druckventil D ist noch das besondere Rückschlagventil angeordnet. Dasselbe kommt zur Wirkung, wenn der ebenfalls mit einer Einkerbung versehene Stutzen S abbrechen sollte.

(Engineering, 1882, 34. Bd., S. 256.)

Die Erzeugnisse des Waggonbaues auf der Moskauer Industrie- und Kunst-Ausstellung 1882.

(Schluss von S. 203.)

13) Directions-Wagen der Südwestbahn, gebaut in der Waggonfabrik in Riga. (Siehe p. 236.)

14) Directionswagen, gebaut von Malzow. 4rädig für schmale Spur, in ähnlicher Weise, wie der Wagen III. Classe Malzow's eingerichtet.

15) Lazareth-Wagen der Moskau-Brester-Bahn. Der Wagen ist aus einem Wagen III. Classe der Rigaer Waggonfabrik umgebaut, sechsrädig, und enthält in einem grossen Raum 8 Betten (System Krüger) mit je 2 Querfedern pr. Bett in 2 Etagen. Lehnstuhl, Arznei-Schrank, Waschtisch und Wasserheizung.

16) Lazareth-Wagen der Libau-Romny-Bahn, umgebaut aus einem Wagen III. Classe der Fabrik Pflug in Berlin. Eigenthum der Grossfürstin Maria Pawlowna: sechs-

rädriq. Das Innere bildet einen grossen Raum und enthält derselbe an jeder Langseite 4 eiserne Sessel, welche in verschiedenen Stellungen bis zum bequemen Bett zu bringen sind. Neben jedem Lager ist ein Klapp Tisch mit Halter für ein Trinkglas angebracht. Die Betten können durch schwere Vorhänge gegen den Mittelgang hin abgeschlossen werden. Ausserdem enthält der Wagen einen Waschtisch, Feldstuhl, einen grossen Tisch mit Schrank, und ferner ein Closet und Wasserheizung. (Die Wagen Nr. 15 und 16 sind für Officiere bestimmt.)

17) Lazarethwagen der Libau-Romny-Bahn für Soldaten, umgebaut aus einem Güterwagen. Der Wagen enthält 8 Betten nach dem System Sawadowsky, wobei die Betten einfach durch Stricke, an denen sie hängen, elastisch gemacht sind. Der Wagen hat in der Mitte einen Ofen.

18) Lazarethwagen der Moskau-Rjasan-Bahn für Soldaten, umgebaut aus einem alten Güterwagen, mit 8 Betten nach System Salugowsky auf Drahtspiralen, welche beim Fahren ein höchst unangenehmes Klappern hervorbringen müssen.

19) Pferdebahnwagen für 16—18 Personen im Innern, gebaut in Kasan. Der Wagen ist primitiv gearbeitet und ruht auf 4 Paar Drahtspiralen, welche um einen Gummikern gelegt sind. Das Innere des Wagens bildet einen ungetheilten Raum.

20) Pferdebahnwagen für Warschau, gebaut bei Lilpop, Rau & Löwenstein, höchst elegant ausgeführt mit facettirten Spiegelscheiben, seidenen Gardinen, einer Trennungsgardine, mit 12—14 Sitzplätzen.

21) Pferdebahnwagen für Riga, gebaut in der Waggon-Fabrik in Riga, für 16 Sitzplätze im Innern, getheilt durch eine Querwand mit Schiebethür. Der Wagen ruht auf eisernen Langbalken mit im Innern derselben gelegenen Langfedern.

22) Güterwagen von Struve in Kolomna ausgestellt wegen der daran angebrachten Hebelbremse Sasonow & Matwejew, welche jedoch eher Nachtheile als Vortheile gegen die Schraubenbremse aufweist. Die Erfinder wollten, wie es scheint, einen rascheren Bremseneffect erzielen und haben dazu den möglichst complicirten Apparat erwählt.

23) Güterwagen der Moskau-Brester Bahn, aus deren Moskauer Werkstätten, gewöhnlicher Construction, zeichnete sich durch besonders saubere, auf eine Ausstellung berechnete Arbeit aus.

24) Güterwagen der Grossen Gesellschaft, gebaut in der Petersburger Werkstätte nach altem System; der Zweck, wegen dessen dieser Wagen ausgestellt war, war nicht zu ermitteln.

25) Güterwagen von Malzow, sechsrädriq, für schmale Spur; weist sonst nichts Besonderes auf.

26) Güterplattform von Malzow, sechsrädriq, und

27) Langholzplattform von Malzow, achträdriq, auf drehbaren Trucks; auch diese beiden Wagen für schmale Spur. Alle Malzowschen Schmalspurwagen haben Central-Buffer-system, durch welches der Kupplungsbolzen ähnlich wie zwischen Locomotive und Tender geht.

28) Langholzplattform der Grossen Gesellschaft (Nicolai-bahn) aus der Petersburger Werkstätte, sechsrädriq, hat zur Seite in der Längsrichtung des Wagens abklappbare Stützen, wodurch der Wagen sofort in eine ganz freie Plattform verwandelt, resp. das Laden recht bequem wird. Die Aufhängungen zweier Endfedern sind mit der zweier Mittelfedern in eigenthümlicher Weise durch Hebel und Stangen verkuppelt, wodurch wahrscheinlich eine ungleiche Belastung der Plattform sich derart auf die Federn vertheilen soll, dass die sämmtlichen Federn gleichmässig tragen; ob dieser Zweck erreicht ist, liess sich nicht erkennen.

29) Fleischtransportwagen der Grossen Gesellschaft, Nicolai-Bahn, gebaut in der Petersburger Werkstätte. Der ganze Wagen ist durchaus mit Zinkblech ausgeschlagen, die Wände und Thüren sind aus mehrfachen Schichten, mit Lufträumen dazwischen, im Ganzen 8" dick, die Thüren mit Kautschuk-Dichtung. Der Wagen wird durch einen Ventilator, der von einer der Wagenachsen betrieben wird, derart ventilirt, dass die eingeblasene Luft mittelst Röhren durch die zwei an die Decke befindlichen Eisreservoirs geführt wird und als kalte Luft im Innern des Wagens herabsinkt. Im Wagen ist ein Drehkrahnen mit eisernem Flaschenzug angebracht, um schwere Fleischstücke ein- und auszuladen, welche an Stäben zu beiden Seiten des Reservoirs aufgehängt werden.

30) Fleischwagen der Fabrik Bernadaki in Sormova. Die Wände haben ähnliche Construction, wie die des vorherbeschriebenen Wagens, die Ventilation erfolgt durch Ejectoren unter dem Wagen, während die frische Luft über dem Eise eintritt. Dieser Wagen kam von Nishni nach Moskau mit frischem Fleisch an, welches sich ganz gut erhalten hatte, aber den Uebelstand zeigte, dass es etwas vom Theergeruch der Pappe, welche in den Wänden eingelegt ist, annahm. Die Fabrik wird deshalb für die Folge ungetheerte Pappe zu diesem Zwecke verwenden. Die Reservoirs gehen durch die ganze Länge des Wagens; deren Böden sind aus verzinktem Wellblech. Zwei Thermometer lassen die innere und äussere Temperatur erkennen.

31) Fleischwagen der Fabrik Lilpop, Rau & Löwenstein in Warschau, ebenfalls mit starken Wänden und innerer Zinkverkleidung. Der von einer Waggonachse betriebene, unter dem Wagen befindliche Ventilator sitzt direkt über dem Eiskasten und treibt kalte Luft in zwei Endräume und von da in das Innere. Auch ist dieser Wagen mit einer Heizung versehen, um einem etwaigen Gefrieren des Fleisches im Winter vorzubeugen. Die Aufhängebalken laufen mittelst Rollen auf Schienen, um eine bequeme Vertheilung der schweren Fleischstücke zu ermöglichen.

32) Naphta-Wagen derselben Fabrik für die Gebr. Nobel. Die Construction ist die allgemein bekannte; auf einer hölzernen Plattform liegt ein 600 Pud fassender Langkessel, der mit 6 Zugbändern auf der Plattform festgehalten wird, eine Verbindung, welche in neuerer Zeit durch Anbringung von an den Kessel angenieteten und auf der Plattform verschraubten Längswinkeln modificirt wird.

33) Naphta-Wagen mit Bremse der Transkaukasischen Bahn, gebaut in der Waggon-Fabrik Riga. Dieser Wagen ist

durchweg aus Eisen construirt, hat einen Kessel von 4^m Länge und 2^m Durchmesser, der 600 Pud Naphtha fasst. Es mussten für diese Bahn so kurze Kessel verwandt werden, da die Wagen, resp. der Radstand, der starken Curven wegen möglichst kurz zu bemessen war. Zum Einfülltrichter auf dem Dome des Kessels führen starke eiserne Leitern mit Handgeländern.

34) Kohlenwagen der Kursk-Charkower Bahn, gebaut in deren Werkstätten. Der Wagen ist, mit Ausnahme des Fussbodens und der Seitenwände, welche aus Fichtenholz sind, ganz aus Eisen gebaut. Hierdurch soll im Vergleich zu eisernen Böden und Wänden die Remonte eine billigere sein und dem Rosten, welches angeblich die Donezkohle besonders erzeugt, vorgebeugt werden.

35) Koklenwagen der Warschau-Wiener Bahn, gebaut von Lilpop & Rau in Warschau für ausländische Normalspur, ähnlich gebaut wie vorbeschriebener, aber sauberer ausgeführt.

36) Bierwagen, gebaut in der Waggon-Fabrik in Riga. Der Wagen hat zum Schutze gegen die Aussentemperatur doppelte, mit Häcksel gefüllte Wände, und weissen Anstrich. Im Wagen sind oben zwei geräumige Eisreservoirs angebracht.

37) Bierwagen der Südwestbahn, gebaut in deren Werkstätten, ist ein Güterwagen mit doppelter Verschalung und Flügelthüren mit Gummi-Verschluss, bei verhältnissmässig kleinen Eisreservoirs, zwei Thermometern für Innen- und Aussentemperatur.

38) Milch-Transport-Wagen der Finnischen Bahn, umgebaut in deren Werkstätten, ist ein Güterwagen ohne Fenster, mit einzigem Eingang von einer Stirnseite und hellem Anstrich. Der Wagen ist für Milchtransport in heisser Jahreszeit bestimmt; die Aussenluft tritt durch einen Aspirator durch Röhren, welche in 2 Längsreservoirs mit Eis liegen, abgekühlt in das Innere des Wagens. Die Eisreservoirs können

aus einem Vorraum gefüllt werden, so dass das eigentliche Wageninnere nur beim Ein- und Ausladen betreten werden muss.

39) Zweietagiger Kleinviehwagen mit unter dem Wagen gelagerter Rampe. Die Verschalung des Wagens besteht aus diagonalen breiten Latten à jour: an den beiden Stirnwänden ist auf jeder Etage je ein Futtertrog angebracht, dessen Länge der Wagenbreite entspricht.

40) Wagen zum Transport lebender Fische der Gräsi-Zarizyn Bahn, umgebaut in deren Werkstätten aus einem offenen Kohlenwagen. Das Innere des Wagens besteht aus zwei wasserdichten Kästen mit Lattendächern bedeckt.

41) Heizkesselwagen der Grossen Gesellschaft, umgebaut in deren Petersburger Werkstätte aus einem Güterwagen, auf 8 Rädern resp. 2 Trucks und eigenthümlicher Federung; es sitzt nämlich über je 2 Achsbüchsen eine 11blättrige schwere Langfeder, während ausserdem die beiden Büchsen durch einen gekröpften Balken verbunden sind. Im Innern des Wagens befindet sich ein stehender Röhrenkessel mit aller Armatur, ein Wasserreservoir, ein Kasten für Brennmaterial, ein Schraubstock nebst Feilbank.

Wie die gegebene Uebersicht ergibt, fanden sich Wagen aller Kategorien auf der Ausstellung vor, dieselben boten jedoch mehr dem Spezialisten, als dem Laien besonderes Interesse, da im Grossen und Ganzen wichtige Neuerungen nicht zu verzeichnen waren.

Im Allgemeinen muss bezüglich der russischen Passagier-Wagen hervorgehoben werden, was auch auf dieser Ausstellung wieder documentirt ist, dass in Russland die Wagen weitaus comfortabler und für lange Reisen besser eingerichtet sind, als im westlichen Europa. Hierzu trägt wesentlich das nunmehr in Russland eingeführte Intercommunications-System bei, welches die Anlage von Closets, Toiletten und radikaler Heizung ermöglicht, so dass längere Reisen, selbst in ungünstiger Jahreszeit viel von ihren Unzuträglichkeiten verlieren.

Allgemeines und Betrieb.

Apparat zum Nachbohren der Locomotivecylinder.

Construirt von J. N. Smith in New-York.

(Hierzu Fig. 15 u. 16 auf Taf. XXIX.)

Bei diesem im deutschen Reiche unterm 28. December 1881 (D. R.-P. No. 19269) patentirten Bohraparat brauchen die Locomotivecylinder nicht aus ihrem Bett genommen zu werden. Der hintere Cylinderdeckel wird abgenommen und an Stelle desselben der Bohraparat gesetzt, dessen Leitspindel in der Stopfbüchse für die Kolbenstange im vorderen Cylinderdeckel centrisch geführt wird.

Mittelst der drei Arme b (Fig. 15 und 16, Taf. XXIX), sowie der Füsse E wird auf die Flantsche des Cylinders der Rahmen des Bohraparates mit seiner Nabe C aufgeschraubt. Die Leitspindel G erhält in dieser Nabe, sowie der Kolbenstangen-Stopfbüchse a ihre Führung, während sie mittelst der Schraubenspindeln K in den Befestigungsarmen centrirt wird. Die Vorrichtung zum Betriebe des Fraisers M ist auf der

Platte J der Hohlwelle F aufgesetzt. Zwischen zwei Lagerarmen b liegt eine Platte c mit dem Schlitten d; hier lagern die Theile, welche die Drehung des auf der Holzachse F in Nuth und Feder verschiebbaren Schraubenrades D bewirken sollen. Diese Bewegung wird übertragen von der Kurbel f durch die Kegelhäder g und das Schraubengetriebe h. Mittelst der Schraube i lässt sich der Schlitten vor- oder zurückschalten, also Schraube h und Rad D ein- und ausrücken. Auf dem Schraubenrade D sitzt ein Handrad I, dessen nach oben verlängerte Nabe die das Vierkant n der Breitspindel aufnehmende Kappe o trägt. Je nachdem das Handrad I festgehalten wird oder nicht, schiebt sich die Hohlachse F bei einer Drehung des Schraubenrades nach abwärts oder sie dreht sich mitsammt der Leitspindel.

Ist der Fraiser M, welcher mit seinem Räderwerk auf der Platte J der Hohlachse F sitzt, an die richtige Stelle gebracht und an seinem Arm L auf die gewünschte Spalndicke eingestellt, so wird er bei der Drehung der Kurbel f in Folge der

Räderübersetzung sowohl schnell umlaufen, als auch in einer Schraubenlinie an dem auszubohrenden Cylinder entlang geführt werden.

Die schmalspurige Zahnradbahn bei Salgó-Tarján in Ungarn.

(Schluss von S. 204.)

Fahrbetriebmittel. Die vorhandenen Kohlenwagen, welche beibehalten wurden, sind gewöhnliche Hunde mit Rädern von ca. 250^{mm} Durchmesser und einem Radstande von 550^{mm}. Sie haben keine Federn und keine elastischen Zug- und Stossvorrichtungen; als letztere dient eine zu beiden Seiten über den Rahmen, auf welchen die Kasten aufsitzen, hervorragende Bufferbohle, an die wieder beiderseits je ein Haken und eine Kette zum Kuppeln befestigt sind. Haken und Kette stehen sich gegenüber und sind sehr primitive Schmiedestücke.

Der Boden der Kohlenkasten ist nach beiden Längsseiten geneigt und wird die Entladung durch diese schiefen Flächen begünstigt, mittelst an diesen Seiten des Hundes befindliche aufschlagbare und verschliessbare Klappthüren bewirkt. Eine Anzahl Wagen haben gewöhnliche Spindelbremsen, zu deren Bedienung der Bremser auf dem Ende der Bufferbohlen steht. Bei einzelnen Bremswagen war auch ein auf die gebremste Achse aufgekeiltes Zahnrad, welches in die Zahnstange eingriff, vorhanden.

Bei so primitiven Wagen war das bei Zahnradbahnen beliebte Schieben des Zuges bei der Bergfahrt von vornherein ausgeschlossen.

In Betreff der Construction der diese Bahn zu befahrenen Locomotiven musste ausser den Sicherheitsmitteln beim Herabgehen des geladenen Zuges, insbesondere Nachstehendes in Betracht gezogen werden:

Da die Gruben-Direction verlangte, dass mit einer Locomotive ein Zug von 15 geladenen Wagen herab befördert werden könne, jeder dieser Wagen bei einem Eigengewicht von 1 Tonne mit 2 Tonnen Kohle beladen ist, so beträgt das Gewicht eines vollen geladenen Zuges 45 Tonnen.

Ein solches Gewicht wirkt nach den angestellten Berechnungen auf dem Gefälle von 105 ‰ auf den untersten Wagen mit einer der Bahn parallelen Schubkraft von 4 Tonnen. In Anbetracht der engen Spur, der Curven mit geringem Radius, der primitiven Wagen, der schwachen Schienen und der verhältnissmässig geringen Achsbelastung, somit bei dem beschränkten Dienstgewichte, welches die Locomotive unter diesen Umständen erhalten konnte und welches mit 12 Tonnen angenommen wurde, schien es angezeigt ein Mittel zu suchen, um die Anhäufung der Schubkraft und die ganze Uebertragung derselben auf die Locomotive zu verhindern. Dieses Mittel hat man durch die Construction eines am Ende jeden Zuges anzureihenden Bremswagens gefunden, während die Locomotive immer an der Spitze steht, und kann daher durch jenen der Zug an seinem rückwärtigen Ende gebremst, demnach gegebenen Falles ein Theil der Schubkraft paralysirt werden. Dieser Bremswagen soll nach dem Wunsche der Besteller auch dazu dienen, um mitfahrende Beamte aufzunehmen und einige Geräte und andere Frachtstücke unterzubringen.

Da der beschriebene Bremswagen ca. 3 Tonnen und die

Locomotive ca. 12 Tonnen Dienstgewicht haben, so steigt das Bruttogewicht des beladenen Zuges auf 60 Tonnen und hat am Gefälle von 105 ‰ ca. 6 Tonnen Schub, welcher im Nothfalle von den Zähnen des Zahnrades und der Zahnstange aufgenommen werden soll. Diese Schubkraft erscheint wohl um so ausserordentlicher, wenn man bedenkt, dass am Semmering ein Zug mit 150 Tonnen Bruttogewicht, excl. der Locomotive, auf 25 ‰ nicht viel über 3 Tonnen Schub ausübt und der Zug von einer Maschine, welche ausgerüstet, sammt Tender fast 78 Tonnen wiegt, befördert wird.

Unter gewöhnlichen normalen Verhältnissen sollen von diesem Schub von 6 Tonnen

die gewöhnlichen Bremsen der Kohlenwagen	1 Tonne
die Luftbremswagen	1,5 «
und die Locomotive	3,5 «

aufnehmen.

3,5 Tonnen sind auch die zulässige Zugkraft-Inanspruchnahme der Locomotive als Zahnradbahn-Maschine bei der Bergfahrt. Hierbei hat nämlich 1 Locomotive à 12, 15 Wagen à 1 und 1 Bremswagen à 3 Tonnen, ein Gewicht von 30 Tonnen, welches auf einer Steigung von 105 ‰ zu befördern, ca. $3\frac{1}{3}$ Zugkraft erfordert.

Da die Locomotive eine gemischte Zahnrad- und Adhäsions-Bahn-Locomotive ist, bei welcher das Zahnrad nur auf den Steilrampen von 105 ‰ in die Zahnstange eingreift und sonst leer mitläuft, so muss diese Locomotive bei den grössten Gefällen von 25 ‰ der Adhäsionsstrecken, wo der abwärts fahrende Zug von 60 Tonnen mit rund $1\frac{1}{3}$ Tonne schiebt, diese Schubkraft allein paralysiren, dies geschieht ausreichend durch die Adhäsion der Locomotive, welche mit 2 gekuppelten Achsen construirt ist, und wobei überdies auch noch die Adhäsions-Bremsen der Kohlenwagen und der Luftbremswagen benutzt werden können.

Der aufwärts fahrende Zug von 30 Tonnen bedarf zur Beförderung auf dieser Maximalsteigung von 25 ‰ eine Zugkraft von weniger als 1 Tonne, welche mit der Adhäsion der Locomotive leicht geleistet wird.

Da ferner die Locomotive Curven von so kleinem Radius passiren muss, so konnte der feste Radstand auch nur ein beschränkter sein, und so entstand die Construction, die Locomotive auf 2 Kuppelachsen und eine 3. Achse, welche als Laufachse in einem Drehgestelle, dessen Drehpunkt unter der Feuerbüchse liegt, zu lagern, welche drei Achsen 1,600^m und 1,900^m von einander entfernt sind, so dass die Locomotive einen Gesamt-Radstand von 3,500^m besitzt, und ein sicherer Gang selbst bei grösster Leistung der Cylinder und bei Passiren von Curven von 40^m Radius erwartet werden konnte.

Nach diesen Principien wurden die Locomotiven in zwei Exemplaren von der Florisdorfer Locomotivfabrik in vollendeter Ausführung geliefert und hat diese Fabrik auch die Detail-Constructionen entworfen.

Ueber dieselben ist noch Nachstehendes zu erwähnen:

Der Wasserstand im Kessel ist so angeordnet, dass auf der grössten Steigung die Enden der Siederohre nicht mit Wasser bedeckt sind, eine Construction, die bisher ängstlich vermieden wurde, die aber, richtig gewählt, durch Trocknen

oder mässiges Ueberhitzen des Dampfes vorzügliche Resultate ergeben soll, ohne den Siederöhren und ihrer Dichtung zu schaden, wie solches auch an stehenden Kesseln schon seit geraumer Zeit beobachtet wurde.

Die Geradföhrung der Kolben erfolgt durch ein einziges Lineal; von dem Kreuzkopf föhrt eine Triebstange zur Kurbel, diese bildet mit ihrem Gegengewicht eine vollständige Rolle mit Rillen im Umfange, welche als Bremswelle benutzt wird. Der Kurbelzapfen trägt eine Gegenkurbel, und daran die beiden Excenter zu einer Stephenson'schen Steuerung. Die Kurbelachse, aus bestem Stahl angefertigt, ruht mit zwei kräftigen Lagern in den Rahmen und trägt zwischen denselben zwei Zahnräder von 254^{mm} Durchmesser im Theilkreise, 50^{mm} Theilung und 16 Zähnen von 120^{mm} Breite. Diese Zahnräder greifen in zwei Transmissions-Zahnräder ein von 636^{mm} Durchmesser und 40 Zähnen. Letztere sind aus Stahl, erstere aus Phosphor-Bronce. Auf derselben Achse wie die Transmissionsräder sitzt in der Mitte das eigentliche Zahntrieb- rad von gleichem Durchmesser, aber 100^{mm} Theilung und 20 Zähnen, hergestellt aus bestem Tiegelgussstahl. Dasselbe bewegt sich stets auf der Zahnstange, wickelt sich in derselben ab, windet den Zug in die Höhe und regulirt bei der Thalfahrt die Geschwindigkeit, während es auf der Adhäsionsstrecke sich leer in der Luft dreht. Die über die Rahmen vorstehenden beiden Enden der Zahnradtrieb- achse tragen zwei Kurbeln unter einem Winkel von 90°. Von denselben aus föhren Kuppelstangen zu den vorderen Adhäsions-Kuppelrädern und von hier aus endlich geht ein letztes Paar Kuppelstangen zu den mittleren Rädern der Adhäsions-Kuppelachse; der Theilkreis des Zahntrieb- rades und der Laufkreis der Adhäsionsräder soll daher strenge genommen stets von gleichem Durchmesser sein, was praktisch natürlich unmöglich wird. Es ist im Gegentheile nöthig, anfangs die Adhäsionsräder etwas zu gross zu wählen, weil sich diese abnutzen, kleiner werden, während das Zahnrad unverändert bleibt. Im Betriebe verschwindet aber dieser Nachtheil.

Der Kessel ist möglichst niedrig, im Mittel nur 1,300^m über den Schienen gelagert, um der Maschine einen ruhigen Gang zu sichern. Die centralen Buffer am vordern und hintern Theile der Tenderlocomotive liegen im Mittel 0,580^m über den Schienen. Auf einer Seite jedes Buffers ist eine Kuppelkette, auf der andern ein Kuppelhaken angebracht. Rechts und links vom Kessel sind die Behälter für 1 Cubikmeter Wasser und 200 kg Kohle, sowie für Sand angebracht.

Das Princip der bei dieser Locomotive angewendeten Luftbremse ist ein bekanntes und seit Jahren vielfach ausgeföhrtes: Gleichwie für die Ausübung einer Zugkraft Dampf von hoher Spannung abwechselnd vor und hinter die Kolben in die Cylinder gelassen wird und durch entsprechende Uebertragung des Druckes auf Kurbeln die Drehung einer Achse bewirkt, so wird zur Zerstörung der vorhandenen Schubkraft während der Thalfahrt, welche durch sich selbst die Achsen dreht, abwechselnd atmosphärische Luft in die Cylinder gelassen und dort durch den Druck, welchen die rotirende Achse durch das Gestänge auf die Kolben ausübt, comprimirt. Zur Vermeidung einer Erhitzung der reibenden Theile, welche in

Folge der Compression unvermeidlich eintritt, wird kaltes Wasser in die Cylinder und unter die Schieber eingespritzt.

Ausser der Luftbremse ist noch eine zweite, gewöhnliche Frictionsbremse vorhanden, welche direct auf die Kurbelachse wirkt. Sie besteht aus 4 Bremsklötzen, welche paarweise vom Führerstande aus mittelst Schraube und Hebelübersetzung auf die Bremswellen, welche zugleich Kurbel und Gegengewicht bilden, angepresst werden können.

Auf der Thalfahrt wird für den gewöhnlichen Dienst die Luftbremse, für Nothfälle und auf den Stationen zum Anhalten die Frictionsbremse angewendet.

Die Locomotiven haben folgende Hauptverhältnisse:

Ganze Kessellänge	4,085 ^m
Länge der Siederöhren	2,300 ^m
Durchmesser der Siederöhren	0,045 ^m
Anzahl der Siederöhren	77 Stück
Totale Heizfläche ca.	30 ^{qm}
Rostfläche	0,88 ^{qm}
Dampfspannung	10 Atmosph.
Cylinderdurchmesser	0,265 ^m
Kolbenhub	0,350 ^m
Entfernung zwischen Cylindermitte und Kurbel- achse	1,800 ^m
Kurbelachse bis Zahntrieb- radachse	0,324 ^m
Zahntrieb- radachse bis vordere Adhäsionsachse	0,776 ^m
Fester Radstand	1,600 ^m
Totaler «	3,500 ^m
Durchmesser der Zahnräder	0,254 ^m
« « Transmissionsräder	0,636 ^m
« des Zahntrieb- rades	0,636 ^m
« der Adhäsionsräder	0,640 ^m
« « Laufräder	0,410 ^m
Radreifenbreite	0,125 ^m
Grösste Höhe der Maschine	3,150 ^m
« Breite « «	2,000 ^m
« Länge inclus. Buffer	5,200 ^m
Gewicht der Maschine leer	10 Tonnen
« des Wassers im Kessel	0,900 «
« « Speisewassers	1,000 «
« der Kohlen	0,200 «
« « vollständig ausgerüsteten Maschine	12,000 «
Zulässige Zugkraft als Adhäsionsmaschine	1,5 «
« « « Zahnrad-Maschine	3,5 «
Normale Fahrgeschwindigkeit auf der Adhäsions- strecke	8—10 km
Normale Fahrgeschwindigkeit auf der Zahn- stangenstrecke	7—8 «

Luftbremswagen. Aehnlich der Luftbremse bei den Locomotiven sind auch besondere Wagen mit dieser Einrichtung versehen. Seitlich an die Rahmen sind zwei Cylinder angebracht, darin bewegen sich die Kolben, welche mittelst Stange, Kreuzkopf und Schubstange mit der Kurbelachse in Verbindung stehen. Auch hier bildet die Kurbel und das zugehörige Gegengewicht eine Rolle, welche am Umfange mit Rillen versehen ist und die als Bremswelle benutzt wird. In der Mitte der Kurbelachse sitzt ein Zahnrad von 282^{mm} Durch-

messer mit 100^{mm} Theilung und 12 Zähnen, welches direct in das Zahntriebwerk eingreift. Letzteres besitzt dieselben Dimensionen wie dasjenige der Locomotive. Die Cylinder nebst Schiebern und Schieberkasten sind auch ganz wie bei einer Dampfmaschine eingerichtet; ebenso wird der Schieber durch Excenter für Vor- und Rückwärtsgang in Bewegung gesetzt.

Die atmosphärische Luft hat Eintritt durch die sonst als Ausströmung dienende Abtheilung, wird durch den Cylinder und von dort in eine Rohrleitung getrieben, welche zu einem gemeinschaftlichen Hahn über den Fussboden des Wagens führt. Je nachdem dieser Hahn mehr oder weniger geschlossen wird, bereitet er dem Austritte der Luft grösseren oder kleineren Widerstand und verzögert oder beschleunigt dadurch die Fahrt. In der Luftleitung, seitlich am Regulirhahn, ist ein Ventil angebracht, um dem Bremswagen ein bestimmtes Maass von Hemmarbeit zuzutheilen, welches nicht überschritten werden soll. Steigt die Compression der Luft über eine gewisse Grenze, so öffnet sich dieses Ventil und gestattet einem Theil der Luft zu entweichen. Auf dem Hintertheile des Wagens befindet sich ein Reservoir zur Aufnahme des nöthigen Kühlwassers, dasselbe dient gleichzeitig als Sitzbank und bietet für 4 Personen Platz. Der ganze Boden ist von einem Geländer umgeben, woran der Schlüssel zum Lufthahn und zwei Bremsspindeln befestigt sind.

Die Kurbelwelle kann im Nothfalle ausser mittelst der Cylinder auch noch durch eine gewöhnliche Frictionsbremse durch Anpressen von zwei Bremsklötzen auf die eipe Rolle gebremst werden. Auf der entgegengesetzten Seite ist dann noch eine weitere Bremse angebracht, welche zwei Bremsklötze auf die beiden Laufräder jener Wagenseite zu drücken im Stande ist.

Dieser Bremswagen ist zweiachsig mit 1,5^m Radstand, er wiegt leer 2800 kg und vollständig ausgerüstet 3500 kg. Die Locomotivfabrik von Maffei in Hirschau bei München hat 2 Stück solcher Wagen geliefert.

Mit diesen 2 Locomotiven und 2 Bremswagen nebst den vorhandenen Hunden resp. Kohlenwagen wurde die Salgó-Tarjánér Zahnradbahn vom Anfange der 1. Zahnradstrecke bis Ende der 2. seit Mai 1881 bis incl. den 1. Februar 1883 anstandslos betrieben. Für den Betrieb auf den untersten und obersten Adhäsions-Bahnstrecken sind eigene Adhäsions-Tenderlocomotiven vorhanden. Die Haftung der Bau-Unternehmung Wagner und Cathry für den anstandslosen Betrieb dauerte bis November 1881.

Während dieses 21 monatlichen Betriebes leistete die Bahn durchschnittlich mit Rücksicht auf die Feiertage und die nöthige Reparaturzeit der 2 Zahnbahn-Locomotiven und 2 Bremswagen bei dem immer grösser werdenden Kohlenbedarfe der Hütte mehr, als programmgemäss bedungen war, so dass an manchen Tagen 350 Tonnen Kohle und darüber in 10—12 Zügen bis 17 Wagen in 12 stündiger Arbeitszeit per Tag herabgebracht wurde.

Die Folge davon war, dass die Locomotiven und die Bremswagen, ohnehin in der geringsten Anzahl beschafft, sehr angestrengt wurden, und deren Instandhaltung wegen Mangel an Zeit, nicht immer die nöthige Aufmerksamkeit geschenkt wurde. — Die Zahnstange ist während dieser ganzen Betriebs-

zeit völlig intact geblieben. Die Bronze-Zahnräder mussten dagegen schon mehrfach ausgewechselt werden.

Die Kohlenwagen sind theilweise in wenig gutem Zustande; es giebt gekrümmte Achsen, ausgefahrene und bei Bremswagen eingeschliffene Räder, und sind insbesondere die Kuppelungen der Wagen recht mangelhaft.

Die Salgó-Tarjánér Zahnradbahn ist nach dem Berg-Gesetze concessionirt und untersteht nicht der kgl. ungarischen General-Inspection für Eisenbahnen und Dampfschiffahrt. Ein eigener für die Ausführung des Betriebes auf derselben verantwortlicher Betriebsleiter existirt nicht, auch sollen keine bindenden Instructionen für das Personal vorhanden sein. Bahnwärter sind keine angestellt, eine telegraphische Verständigung ist nicht eingeführt, ebenso giebt es nur sehr primitive Signale, und auch die Wahl des Personals für die Bedienung der Locomotiven, der Luftbremswagen und der Kohlenbremswagen soll mitunter keine sehr strenge gewesen sein.

Es ist daher nicht zu verwundern, wenn beim Betriebe manchmal Unregelmässigkeiten vorkamen, die Züge zuweilen schneller, als angenommen, fuhren und selbst aus mehr Wagen als 15, wie vorausgesetzt, bestanden, dass die Maschinen zu Zeiten überangestrengt, dieselben und das übrige Fahrmaterial nicht immer im gehörigen Stand gehalten wurden. Die Züge sollen nicht immer mit der gehörigen Anzahl bedienter Kohlenbremswagen ausgerüstet gewesen sein, und diese selbst waren bloss mit Adhäsionsbremsen versehen, ohne dass die gebremste Achse ein in die Zahnstange eingreifendes Rad, wie dies ursprünglich in Aussicht genommen war, besass. Dabei fuhren mit den Leerzügen zu Berg immer eine grössere oder kleinere Anzahl von Arbeitern und deren Angehörigen zu ihren bei den Kohlengruben und darunter befindlichen Wohnungen, theils den Platz auf den Luftbremswagen beengend, theils in den tiefen leeren Kohlenwagen-Kasten, oder auf den Bufferbohlen stehend, etc. und doch soll während dieser ganzen Zeit kein Unglücksfall zu beklagen gewesen sein, gewiss ein beredtes Zeugniß für die Vorzüge dieser Art von Eisenbahnen.

Die Betriebs-Ausführung geschieht derart, dass eine Adhäsions-Maschine den Leerzug von der Hütte an den Fuss der ersten Adhäsionsstrecke bringt. Dort wird derselbe in die Ausweiche gestellt und die Adhäsions-Maschine verlässt denselben. Eine Zahnrad-Maschine, welche einen beladenen Zug von oben gebracht hat, übernimmt den Leerzug und befördert denselben, nachdem auch der Luftbremswagen angehängt wurde, bis zum Anfang der obersten Adhäsionsstrecke, wo er wieder in eine Ausweiche gestellt, nach Abhängen des Luftbremswagens und Wegfahren der Zahnrad-Locomotive, von einer Adhäsions-Locomotive übernommen wird, welche denselben in den Stollen zum Beladen bringt.

Unterdessen hat die Adhäsions-Locomotive den in der Ausweiche unterhalb der ersten Zahnradstrecke stehenden beladenen Zug in die Hütte geschafft, und die beladenen Kohlenwagen an die zugewiesenen Orte zum Entleeren gestellt, und nimmt diese dann wieder einen Leerzug nach der ersten Ausweiche. Die Zahnrad-Locomotive auf der oberen Ausweiche hat mittlerweile wieder einen oben beladen stehenden Zug nach Anhängen des Bremswagens übernommen und führt denselben

abwärts. Die Zahnrad-Locomotive braucht zur Beförderung eines Zuges vom Anfange des ersten Bremsberges bis an die Stollenbahn und zurück, sammt der Zeit für die nothwendigen Verschiebungen, dann für die Ausrüstung mit Wasser und Kohle circa eine Stunde, was für die Hin- und Rückfahrt eine Geschwindigkeit von 7—8 km ergibt.

Was nun den auf dieser Bahn am 2. Februar 1883 stattgehabten Unglücksfall anbelangt, so waren bei einer Zahnrad-Locomotive vorher die Bronze-Zahnräder ausgewechselt worden. Dieselben sollten zwar von bester Phosphor-Bronze sein, doch zeigte sich das Material schon beim Bearbeiten als schlecht. Trotzdem wurden diese Zahnräder fertig gestellt und aufgekeilt, da mit den alten, die ausserordentlich abgenutzt waren, ein Betrieb zu gewagt erschien und unbegreiflicher Weise andere, oder die Materialien zu anderen nicht vorrätig waren.

Am 2. Februar beförderte diese Locomotive mit den neuen Bronze-Rädern einen Leerzug von 12 Wagen, darunter drei besetzte Kohlenbremswagen und den Luftbremswagen, auf die erste Zahnradbahnstrecke. Im letzten Drittel derselben brach ein Zahn, legte sich quer in die entstandene Lücke, und waren die anderen Zähne bei den Zahnrädern im Nu abgescheert. Der Zug fing an nach abwärts zu gehen. Die Luftbremse und die Backenbremse der Locomotive konnte wegen des Fehlens der Zähne nicht wirken, die Bremser der Kohlenwagen dürften abgesprungen sein, ohne zu bremsen, der Bremser des Luftbremswagens hat sich wahrscheinlich auch, ohne dass die Luftbremse ganz wirkte und Backen- und Adhäsionsbremse fest angezogen waren, salvirt, und rollte der Zug etwa 500^m auf dem Gefälle von 105 ‰ herab, entgleiste dann, ohne die Zahnstange im geringsten zu beschädigen, in einem gegen den Berg zu rechten Bogen von 80^m Radius in der Tangential-Richtung und kollerte sammt und sonders über einen kleinen Abhang herab. Führer und Heizer wurden, Ersterer schwer, Letzterer leicht verletzt, die Bremser, sowie alle Personen, die auf den Bremswagen oder den Stossbohlenköpfen (Bremsplateaux) standen und leicht abspringen konnten, kamen fast unverletzt davon. — Von den anderen mitfahrenden Personen, Weiber, Kinder und Arbeiter, die sich in den Wagenkasten befanden, wurden jedoch, da ihnen, mit angeblich einer einzigen Ausnahme, das Entspringen aus den hohen Kasten nicht gelingen konnte, alle getödtet oder schwer verletzt. Mit Ausnahme des Führers und Heizers blieben am Patze fünf Todte und vier Verwundete, von welchen Letzteren noch zwei in einigen Tagen starben, so dass diese unselige Katastrophe sieben Todte und vier Verwundete zur Folge hatte.

Nach diesem Unglücksfalle stellte eine Expertise, bestehend aus den Abgeordneten der kgl. ungarischen General-Inspection, der Bergbehörde und der politischen Behörde die nachfolgenden Bedingungen auf, unter welcher der Weiterbetrieb dieser Bahn zu gestatten wäre:

1. Ausser der Triebachse der Locomotive ist noch eine Laufachse derselben mit einer, von ersterer unabhängig zu bedienenden, in die Zahnstange eingreifenden, wirksamen Bremse zu versehen.

2. Die nach 1. umgestalteten oder neuen Locomotiven dürfen nur dann in Benutzung genommen werden, wenn die-

selben laut Betriebsordnung einer technisch-polizeilichen Prüfung unterzogen wurden.

3. Der Luftbremswagen hat womöglich eine derartige Construction zu erhalten, dass sich derselbe bei einer der Fahrtrichtung entgegengesetzten Bewegung automatisch bremst.

4. Zur Erhöhung der Bremswirkung der gewöhnlichen Bremswagen, sind deren bremsbare Achse mit in die Zahnstange eingreifenden Zahnrädern zu versehen.

5. Die Kuppelungen der Wagen sind durch stärkere zu ersetzen.

6. Die Zusammenstellung der Züge wird, entsprechend den Resultaten der mit den umgestalteten Fahrbetriebsmittel vorzunehmenden Proben, seinerzeit festgesetzt werden.

7. Die Fahrgeschwindigkeit darf sowohl auf- als abwärts, auf den Zahnrad- wie auch Adhäsionsstrecken 8 km pro Stunde nicht überschreiten.

8. In der Thalfahrt darf, nachdem der Zug in Folge eigener Last herabgelassen wird, keine Dampfkraft angewendet werden.

9. Mit der Führung der Locomotiven dürfen nur geprüfte Locomotivführer betraut werden. — Die Handhabung des Luftbremswagens ist einem Maschinenschlosser anzuvertrauen, welchem die Construction dieses Wagens genau bekannt sein muss.

10. Auf der Bahn sind in entsprechender Anzahl Bahnwächter anzustellen, denen es zur strengen Pflicht gemacht werden muss, die Bahn öfters im Tage sorgfältig zu untersuchen und die event. gefundenen Mängel zu beheben.

11. Sämmtliches Personal ist mit Instructionen zu versehen, in dieselben gehörig einzuüben und aus diesen von Zeit zu Zeit zu prüfen. — Diese Instructionen sind vorzulegen.

12. Sowohl das Zug- wie das Bahnpersonal ist mit den nöthigen Signalmitteln zu versehen, mit der Handhabung derselben, sowie auch mit den Signalen der Locomotiven gehörig bekannt zu machen.

13. Ausser dem Zugpersonal und unmittelbar zur Bahn gehörigen Angestellten wird die Beförderung von Personen strengstens untersagt.

Vorläufig wurde der Betrieb nicht eingestellt, die Wagenzahl jedoch per Zug auf höchstens 11 Kohlenwagen festgesetzt, welche Anzahl nach angestellten Versuchen von dem Luftbremswagen allein festgehalten werden kann; ein zweites bremsbares, respective festzustellendes und in die Zahnstange eingreifendes Zahnrad, welches etwa auf der rückwärtigen Laufachse aufgekeilt ist, wäre wohl im Nothfalle als weiteres Mittel nicht zu verachten.

Trotz dieses traurigen Unglücksfalles wäre es aber weit gefehlt, über dieses genial erdachte System den Stab zu brechen. Wird sowohl die Maschine als Luftbremswagen und die Bahn gehörig im Stand gehalten, überhaupt der ganze Betrieb sachgemäss und gewissenhaft geführt, und werden kleine Vervollkommnungen und Verbesserungen durchgeführt, so kann das System vom Sicherheitsstandpunkte ohne weiteres acceptirt werden.

(Oesterreich. Eisenbahn-Zeitung 1883 No. 19—21.)

Zum Eisenbahn-Unfall bei Hugstetten.

Die in Folge des schweren Hugstetter Unfalles am 3. September vor. Js. angeklagten Betriebs-Beamten wurden sämmtlich freigesprochen, insbesondere aus dem Grunde, dass das Gericht zwischen den Handlungen und Unterlassungen der Angeklagten und dem Unfall einen ausreichenden ursächlichen Zusammenhang nicht zu constatiren vermochte.

Herr Eisenbahn-Director Tellkamp in Altona ergreift nun in der Zeitung des V. D. E.-V. das Wort, um auf eine durch den Process klar gelegte Lücke im Bahn-Polizei-Reglement und in der Signal-Ordnung, sowie auch in den technischen Vereinbarungen aufmerksam zu machen.

Nach den Process-Verhandlungen ist als festgestellt zu erachten, dass schon einige Minuten vor Eintritt des Unfalles die Tenderbremse zuerst leicht, dann stärker angezogen wurde, um die Geschwindigkeit des Zuges zu mässigen, und dass bis zum Eintritt der Entgleisung keine Wagenbremse wirksam bedient wurde, und ferner constatirt, dass vor der Entgleisung ein heftiges Schwanken der Maschine und der vorderen Wagen des Zuges stattgefunden hat. Das Bahngleis zeigte bereits in 162^m vor der ersten zertrümmerten Schwelle (bei welcher vermuthlich die Locomotive das Gleis verlassen hat) die ersten Spuren eines heftigen seitlichen Schienenangriffs und von dort bis zur Entgleisungsstelle waren in stets wachsendem Maasse Angriffe auf die Schienen bemerkbar.

Da erfahrungsmässig jeder Zug, der ohne Anwendung von Dampf auf einem starken Gefälle abwärts fährt, in mehr oder weniger starke Schwankungen geräth, wenn die Wagenbremsen im hinteren Theile des Zuges nicht entsprechend angezogen werden, zumal dann, wenn zur Mässigung der Geschwindigkeit allein die Tenderbremse benutzt wird, so scheint die wesent-

lichste Ursache, welche höchst wahrscheinlich den Unfall veranlasst hat, ziemlich klar vorzuliegen, und dass auch schon in frühern Zeiten ähnliche Ursachen an derselben Stelle auf die Entstehung von Unfällen hingewirkt haben, geht daraus hervor, dass auf der betreffenden Bahnstrecke stets ungewöhnlich viel Laschenbrüche und wahrscheinlich auch Schienenverbiegungen vorgekommen sind. Am 5. December 1877 ist bei der Thalfahrt eines Zuges eine Strecke von 75^m Länge des Bahngleises in sehr bedeutendem Maasse verschoben und verbogen worden.

Es dürfte danach als gerechtfertigt erscheinen, aus den traurigen Erfahrungen von Hugstetten die folgenden technischen Schlussfolgerungen zu ziehen:

- 1) Es ist unzulässig, beim Herabfahren auf einem starken Gefälle zur Mässigung der Geschwindigkeit des Zuges die Tenderbremse zu benutzen. Vielmehr sollen zu diesem Zweck ausschliesslich die Wagenbremsen benutzt, und zwar müssen die hinteren Bremsen stärker, die vorderen schwächer angezogen werden.
- 2) Soll ein Zug auf einem starken Gefälle zum Halten gebracht werden, so darf die Tender- resp. die Maschinen-Bremse erst angezogen werden, nachdem bereits die Wagen-Bremsen fest angezogen sind.

Herr Tellkamp empfiehlt, diesen Schlussfolgerungen entsprechende Vorschriften in das Bahn-Polizei-Reglement, die Signal-Ordnung und die Technischen Vereinbarungen nachträglich aufzunehmen.

Technische Literatur.

Kalender für Eisenbahn-Techniker. Bearbeitet unter Mitwirkung von Fachgenossen durch E. Heusinger von Waldegg. Elfter Jahrgang, 1884. Nebst einer Beilage, einer grössern Eisenbahn-Uebersichtskarte, drei Spezialkarten und zahlreichen Abbildungen im Text. Wiesbaden J. F. Bergmann. Preis für beide Theile 4 Mark.

Mit dem Beginne des zweiten Decenniums hat der vorliegende Jahrgang des Kalenders für Eisenbahn-Techniker in mehrfacher Beziehung eine grössere Ausdehnung erfahren, welche namentlich durch Verweisung des Vermessungswesens und einiger anderer Capitel in die Beilage ermöglicht worden ist.

Das Capitel II »Maass- und Gewichtstabellen« wurde von Herrn Ingenieur Moeller neu zusammengestellt und von demselben auch in dem IV. Capitel die Gewichtstabelle für Quadrat- und Rundeisen erweitert, sowie im VII. Capitel die Trägheits- und Widerstandsmomente ringförmiger Querschnitte nachgetragen.

Herr Professor Keck hat das XI. Capitel »Mechanik« in allen Theilen erweitert und verbessert, sowie namentlich den Abschnitt C »Elasticität und Festigkeit« vollständig neu bearbeitet.

Herr Professor Dr. Dietrich, Lehrer der Electrotechnik an der technischen Hochschule in Stuttgart, hat die Bearbeitung

eines besonderen Capitels über Electrotechnik übernommen, welches bei dem hohen Aufschwung, welcher diese Wissenschaft in den letzten Jahren genommen hat, Vielen erwünscht sein wird, da dasselbe, trotz des beschränkten Raumes eine ebenso klare als erschöpfende Darstellung erhalten hat.

Auf vielfachen Wunsch wurden die Auszüge aus den technischen Vereinbarungen des V. D. E.-V. für Bau und Betrieb der Haupteisenbahnen, sowie aus der Bahnordnung für deutsche Eisenbahnen untergeordneter Bedeutung aus der Beilage in den Haupttheil aufgenommen und zu ersteren das Normalprofil des lichten Raumes, sowie einige der wichtigsten Abmessungen der Räder in grösserem Maassstabe beigefügt.

Herr Professor Sapper in Stuttgart hat das XX. Capitel »Erdbau« von Neuem bearbeitet, wobei dasselbe derart erweitert worden ist, dass es nunmehr über alle gewöhnlich in der Praxis vorkommenden Fälle rasch und sicher Aufschluss zu geben vermag.

Dem XXII. Capitel »Durchlässe, Brücken und Viaducte« hat Herr Ingenieur Nestle in Schiltach die Bestimmung des Durchflussprofils kleinerer Durchlässe und Angaben über Ausführung von Röhren-, Platten- und gewölbten Durchlässen hinzugefügt.

Das XXIV. Capitel »Eisenbahn-Oberbau für Hauptbahnen« wurde von Herrn Baurath Professor Dolezalek in Hannover einer gänzlichen Neubearbeitung und bedeutenden Erweiterung in sehr klarer und übersichtlicher Weise unterzogen, wobei namentlich der eiserne Oberbau eine ganz neue Behandlung erfahren hat.

Herr Baumeister Burkhardt in Marbach a. N. hat das XXVIII. Capitel »Unterhaltung des Oberbaues« ebenfalls gänzlich neu bearbeitet und bedeutend erweitert, worin mit Hingelassung aller Formeln und Verschleisszahlen u. s. w. und Einflechtung möglichst vieler praktischer Winke eine Anleitung für den angehenden und ein Nachschlagheft für den älteren Betriebs-Ingenieur auf der Strecke geliefert werden soll.

Endlich wurde auch noch das XXXII. Capitel »Strassenbahnen (Tramways)« einer Umarbeitung durch Herrn Ingenieur Moeller unterzogen, sowie die meisten übrigen Capitel gründlich revidirt und mit verschiedenen Zusätzen versehen.

In die »Beilage« wurde ein Auszug aus der Statistik für die Eisenbahnen Deutschlands pro 1880/81, herausgegeben vom Reichseisenbahnamte; betreffend Tit. IV und VI 1 der Buchungsordnung für die Eisenbahnen Deutschlands »Kosten der Unterhaltung und Erneuerung der Bahnanlagen« nach Mittheilung des Herrn Baumeister Burkhardt in Marbach aufgenommen; da für diese Arbeiten eine brauchbare Formel (wie es schon vielfach versucht wurde) wohl nie gefunden werden kann, so ist wohl anzunehmen, dass die Statistik den besten Aufschluss geben kann. Es dürfte für jeden Ingenieur von Interesse sein, seine Ausgaben mit denjenigen des Durchschnittes aller deutschen Bahnen zu vergleichen; ausserdem wurden die einzelnen Ausgaben je nachdem auf die Länge pro km, die Locomotiv-

kilometer oder auf die Zugkilometer reducirt, so dass man allen Verhältnissen Rechnung tragen kann.

Die technische Statistik der deutschen, österreichischen und fremdländischen Bahnen des deutschen Eisenbahn-Vereins, desgleichen die der schweizerischen Eisenbahnen wurden nach den neuesten Angaben sämtlicher Eisenbahnen auf das Sorgfältigste ergänzt und verbessert, sowie das Verzeichniss des technischen Personals dieser Bahnen nach officiellen Angaben berichtigt und nach einheitlichen Principien vervollständigt. Ebenso wurde die technische Statistik der mit Dampfkraft betriebenen Secundärbahnen Deutschlands, Oesterreich-Ungarns und der Niederlande, sowie der Strassenbahnen (Tramways) nach zuverlässigen Angaben der Betreffenden berichtigt und vervollständigt. Ausserdem wurden verschiedene Berichtigungen und Ergänzungen in den Verzeichnissen von Lieferanten von Eisenbahn-Material vorgenommen.

Das um 1 Monat spätere Erscheinen des vorliegenden Kalenders in diesem Jahr war, wie uns der Verleger bei Ein-sendung des Recensionsexemplars mittheilte, nicht anders möglich, wenn anders Personalien und Statistik in der denkbar grössten Zuverlässigkeit geboten werden sollten, wie es mit allen Mitteln und Opfern angestrebt worden ist, ohne darauf Rücksicht zu nehmen, dass andere technische Kalender schon Ende August zu erscheinen pflegen. Es ist also lediglich mit Rücksicht auf die Zuverlässigkeit darauf verzichtet worden, damit in Concurrenz zu treten, und so wäre sehr zu wünschen, dass das Publicum diese Rücksicht auch anerkennen und neben den früher erschienenen dieses altbewährte Taschenbuch aufs neue freundlich aufnehmen, fleissig gebrauchen und auch mitarbeitend an seiner Weiterentwicklung sich betheiligen möge.

M.

Berichtigungen.

In der Abhandlung des Herrn Eisenbahn-Maschinen-Inspector Jähns. »Untersuchungen über den Arbeitswerth der Stoss- und Zugfedern der Fahrbetriebsmittel«, sind auf Seite 213 in der ersten Columne Zeile 25 von unten hinter Verticalschichtcurve die Worte: »gelegte Tangente die Horizontalschichtcurve« einzuschalten.

Ferner daselbst Zeile 22 von unten statt absperrende »abscheerende« zu setzen; und S. 213 2. Columne Zeile 8, 11 und 15 von unten die Worte elyptisch in »elliptischer resp. elliptischen« zu corrigiren, ebenso auf S. 214 die Ueberschrift: »Für den elliptischen Querschnitt«.

Verlag von Baumgärtner's Buchhandlung, Leipzig.

(Zu beziehen durch jede Buchhandlung.)

Vorträge über Eisenbahnbau

von **A. von Kaven,**

Geh. Reg.-Rath und Professor an der Kgl. technischen Hochschule zu Aachen.

I. Disposition von Brücken und praktische Details. 20 Tafeln mit eingeschriebenem Text. Folio	6	Mark.
II. Stützmauern und Steinbekleidungen. Text in gr. 8 ^o . mit Atlas von 7 Tafeln in Folio	4	"
III. Traciren von Eisenbahnen. 30 Tafeln nebst Text. Folio	10	"
IV. Vorarbeiten zu Eisenbahnen. Text mit 5 Tafeln. Folio	8	"
V. Erdarbeiten bei Eisenbahnen. 37 Tafeln mit Literaturbericht	12	"
VI. Traciren und Projectiren von Eisenbahnen. Mit 3 Figurentafeln. Gr. 8 ^o	6	"
VII. Baustatistik einer ausgeführten Eisenbahn. Text gr. 8 ^o . mit Atlas von 16 Tafeln in Folio	8	"

Heft VIII ist in Bearbeitung und erscheint demnächst. Jedes Heft bildet ein für sich abgeschlossenes Ganzes und ist daher einzeln zu haben.

Die geometrische Konstruktion der Weichen-Anlagen für Eisenbahn-Gleise

mit zahlreichen Tabellen und Rechnungsbeispielen für den praktischen Gebrauch bearbeitet von

L. Pinzger,

Professor an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

80. Brosch. Mit 73 Figuren auf 12 lithographirten Tafeln. — Preis: 6 Mark.

Die Uebergangskurven für Eisenbahn-Gleise

mit Rechnungsbeispielen und Tafeln für den praktischen Gebrauch bearbeitet von **F. R. Helmert,**

Dr. phil. und Professor der Geodäsie und sphärischen Astronomie an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

80. Broschirt. Mit 31 in den Text gedruckten Holzschnitten. — Preis: 2 Mark.

Lehre von den Eisenbahnkurven und Ausweich-Gleisen theoretisch und praktisch dargestellt

von **Dr. A. M. Nell u. E. W. Kauffmann.**
Ingenieure bei der Hessischen Ludwigsbahn-Gesellschaft.
Preis: 3 Mark.

Die Strassenbahnen, deren Anlage u. Betrieb

von **D. Kinair Klark, C. J.**

Mitglied der »Institution of Civil Engineers«, Verfasser von »Railway-Machinery«, »Railway-Locomotives« etc.

Autorisirte deutsche Ausgabe durch Beifügung der neuesten Verbesserungen, sowie der wichtigsten Strassenbahnanlagen Deutschlands erweitert, von **W. H. UHLAND.** Mit vielen Holzschnitten und 21 Tafeln.

Preis: 30 Mark.

Sammlung von Zeichnungen aus dem Gebiete des Eisenbahnbaues.

Bearbeitet von den Schülern der polytechnischen Schule zu Hannover. 39 lithographirte Tafeln gross Quer-Folio mit Text. Broschirt. Preis: 4 Mark.

Die eiserne Eisenbahn oder einfache Eisenkonstruktionen für Eisenbahnen.

Für Staats- und Eisenbahn-Verwaltungen u. s. w. von **E. Heusinger von Waldegg.**

12 Tafeln Folio mit Text. Broschirt. — Preis: 4 Mark.