

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXIII. Band.

2. und 3. Heft. 1886.

Schlafplatzwagen.

Von W. Clauss, Oberingenieur in Braunschweig.

(Hierzu Fig. 1—6, Taf. VI u. Fig. 1—3, Taf. VII.)

A. Schlafplatzwagen der Route Aachen-Berlin.

Im Beginn des Jahres 1883 fanden im Bereiche des damals Preuss. Braunschweigischen Verbandes Berathungen unter den beteiligten Verwaltungen (Elberfeld, Cöln (linksrh.), Hannover, Braunschweig und Magdeburg) darüber statt, welches System von Schlafwagen für die Route Aachen-Berlin zu adoptiren sein würde, nachdem der bis dahin bestandene Vertrag mit der Internationalen Schlafwagen-Gesellschaft aufgehoben sein würde. Der Seitens der Braunschweigischen Eisenbahn-Gesellschaft zu den Conferenzen detachirte Verfasser nahm hieraus Veranlassung, einen Schlafplatzwagen eigener Construction in Vorschlag zu bringen und die für diese neue Construction aufgestellten Gesichtspunkte in einer Denkschrift (August 1883) zu begründen, welche die von dem Herrn Minister der öffentlichen Arbeiten auf Antrag der Königlichen Direction Elberfeld bewilligte Ausführung von 3 Stück solcher Schlafplatzwagen zur Folge hatte.

Es dürften die wesentlichen Gesichtspunkte, von welchen diese Denkschrift derzeit ausging und welche die Erbauung der auf Taf. VI, Fig. 1—6 dargestellten Wagen veranlasste, hier auszugsweise Platz finden.

»Der Entwurf (A) gehört zu der Kategorie der sogenannten Schlafplatzwagen, wie solche auf der Königlichen Ostbahn, der Französischen Nordbahn etc. seit Jahren im Gebrauch sind.

Derselbe ist jedoch in seiner Einrichtung von diesen abweichend und in seinen äusseren Dimensionen und Verhältnissen denjenigen Personenwagen nachgebildet, welche sich seit einer langen Reihe von Jahren auf der Route Aachen-Berlin resp. des früheren Preussisch-Braunschweigischen Verbandes in den Schnell- und Courierzügen vollkommen bewährt haben. Sein ideeller Zweck ist, eventuell an Stelle der Schlafwagen auf vorstehender Route zu treten oder neben den Schlafwagen nach Bedürfniss in die Nachtzüge eingestellt zu werden und zwar ohne besondere Bedienung, wie dies auf der Französischen Nordbahn mit den Coupé lits geschieht.

Die Motive zur Construction desselben sind folgende:

Sowohl nach den eigenen Beobachtungen, als nach den Mittheilungen und Anschauungen vieler erfahrenen Reisenden, sind die jetzigen internationalen Schlafwagen der grossen Mehrzahl der deutschen Reisenden, und nur von diesen ist hier die Rede, nicht sympatisch. Diese Wagen wurden bekanntlich vor 10 Jahren aus Amerika, für welches sie durch die dort herrschenden Einrichtungen und Gewohnheiten, grosse Entfernungen etc. gewiss eine höhere Berechtigung haben mögen, nach den deutschen Linien übergeführt, auf denen es sich in der Regel doch nur um eine Nachtfahrt handelt und auf welchen in den Schnell- und Courierzügen bereits durchweg vorzüglich gepolsterte, gute und bequeme Wagen vorhanden sind. Die Schlafwagen haben sich daher erst sehr langsam ihr Feld erobern müssen und wenn nicht die periodische Ueberfüllung der Nachtzüge, die Unsicherheit in der Erlangung eines bequemen Platzes in den gewöhnlichen Wagen, deren Beseitigung oft zu unerlaubten Vereinbarungen mit dem Zugpersonale Veranlassung giebt, vorhanden wäre, so würden vielleicht 95 % der Reisenden nicht in die theuren Schlafwagen gehen und die letzteren nur Kranken und Ausländern zur Verfügung bleiben. An sich betrachtet, ist auch der Aufenthalt in den Schlafwagen — namentlich wenn sie stark besetzt sind — erfahrungsmässig durchaus kein erquicklicher. Es widerstrebt der deutschen Natur, sich in Gegenwart ganz fremder Personen zu entkleiden und mit ihnen einen engen, durchaus nicht genügend ventilirten Raum, der in seiner dumpfigen Masse eher einer Kajüte als einem fahrenden Hôtel ähnelt, zu theilen. Ausserdem aber sind die Schlafwagen bei ausbrechendem Feuer — wie die Erfahrung lehrte — nicht unbedenklich, da sie nur 2 Ein- resp. Ausgänge haben, während bei Coupéwagen dies nicht der Fall ist.

Auch der polyglotte fremduniformirte Schlafwagenbegleiter, der seine obligatorischen Dienste recht oft nach eigenem Willen, seine Extraleistungen aber nur nach entsprechender Extravergütung auszuüben pflegt, ist dem deutschen Reisenden unsympatisch, letzterer braucht, ebenso wie der französische, keine Bedienung, er braucht für die eine Nachtfahrt kein Bettzeug

(die Wagen sind jetzt geheizt, früher nicht), keine Restauration etc., nur genügenden Platz, um sich auszustrecken und Ruhe.

Von diesem Gesichtspunkte und aus den im Nachstehendem noch specieller erörterten technischen Gründen ist der anliegende Wagen mit genügendem Raum für jeden Passagier und mit reservirten Sitzen für die Nachtfahrt entworfen worden, welche durch die Lösung eines Zusatzbillets von mässiger Höhe (vielleicht die Hälfte des Betrages für ein Schlafwagenbillet) bei Antritt oder während der Fahrt gesichert werden können. Solche Billets dürften am zweckmässigsten von dem Zugführer auszugeben sein, welcher jederzeit weiss, welche und wieviel derartige reservirte Plätze im Zuge noch disponibel sind, und würden Trinkgelder dadurch am wirksamsten und einfachsten vermieden.

Wenn schon jetzt vor Beginn der Reisesaison die nicht volle Besetzung der vorhandenen Sitzplätze in den Schnell- und Courierzügen dem Zugpersonale vorgeschrieben wird, so ist damit das Unausreichende der ersteren gleichsam anerkannt. Wenn nun in der allerdings nicht immer durchführbaren Befolgung dieser humanen Vorschrift, 4 Personen in die erste, 6 Personen in die zweite Classe gesetzt werden, so ist damit doch nur Wenigen, etwa nur der Hälfte der obigen Reisenden, die Annehmlichkeit gewährt, sich bequem zum Schläfe ausstrecken zu können.

Ruhe ist allen aber trotzdem nicht gewährt, denn wenn ein Passagier I. Classe seinen Platz verlassen will, muss er über die Mitreisenden wegklettern oder sie in ihrer Ruhe stören. Man gehe daher consequenter Weise noch einen Schritt weiter und gebe dem Wagen genau nur so viel Plätze, als zur Nachtfahrt irgend wie zu schaffen sind, arrangire diese Plätze aber von Anfang derart, dass sie thunlichst ohne Belästigung der übrigen Reisenden eingenommen oder verlassen werden können, was allerdings ohne entsprechende Beschränkung der Zahl der Sitzplätze überhaupt nicht möglich ist.

Dies Princip ist dem vorliegenden Entwurfe soweit als thunlich zu Grunde gelegt, welcher übrigens nur als ein Versuch zur Lösung und als Beitrag zu dieser Frage Anspruch erhebt. Bestrebungen in dieser Richtung dürften auch vollkommen zeitgemäss sein, da seit 20 Jahren eine erhebliche Zunahme des Comforts in den Personenwagen schnellfahrender Züge, mit Ausnahme der Einführung der Gasbeleuchtung, der Heizung und der Closets, nicht stattgefunden hat, das heutige Publikum aber weitergehende Annehmlichkeiten fordert und auch zu vergüten bereit sein dürfte.

Dass inzwischen breitere Wagen mit Corridoren in Schnell- und Courierzüge eingestellt werden, ist als ein Fortschritt nicht anzuerkennen. In solchen Wagen, sowohl I., II. als III. Classe, sind eine Anzahl Sitze, die im hohen Maasse unbequem und unzureichend sind, ganz abgesehen von der zu grossen todten Last, zu grosser Windfläche, Unruhe etc.

Das vorliegende Project beruht auf dem Coupésystem, unfraglich dasjenige, welches dem Deutschen, dem Engländer und Franzosen das genehmste und welches erst, trotz seiner langjährigen Bewährung, in den letzten Jahren, wohl mit in Folge

der Closetanlagen etc. durchbrochen worden ist. Closets und Toiletten lassen sich aber auch in Coupéwagen von 2,6^m Breite anbringen, allerdings nur in grösserer Zahl, als unbedingt nothwendig — jedoch mit relativ weniger Platzverlust, als in den eventuell zu diesem Zwecke gebauten Corridorwagen (cfr. Tabelle). Jedenfalls ist der vorliegende Entwurf in Hinsicht dieses heute für nothwendig zu erachtenden Comforts eines Schnellzugwagens allen Anforderungen mehr als entsprechend, da anstatt eines Closets, ein solches für jedes einzelne Coupé zur Disposition steht.

Der Wagen enthält in der Mitte 2 Coupés I. Classe und 2 Endcoupés II. Classe und sollen die ersteren planmässig nur mit 3 Personen, die letzteren, am Tage höchstens mit 6, während der Nacht aber nur mit 5 Personen besetzt werden. Der vierte bequem eingerichtete gepolsterte Klappsitz in I. Classe soll definitiv nicht besetzt werden, sondern nur den Passagieren zum Wechseln des Platzes oder zur besseren vis-à-vis Conversation dienen.

Sämmtliche Plätze sind mit laufenden Nummern bezeichnet, die Mittelsitze nebst gegenüberliegendem Klappsitze in I. Cl. erhalten dieselbe Nummer. Während der Tagfahrt unterscheidet sich die I. Classe nicht von der bisherigen Einrichtung, nur ist dieselbe luftiger und geräumiger, die Sitze können in üblicher Weise beliebig weit ausgezogen werden etc. Zur Nachtfahrt wird die durch flache Gegengewichte ausbalancirte Rücklehne, wie ein Fenster in Falzen gehend, leicht und geräuschlos bis unter die grade Wagendecke vertical in die Höhe geschoben und der Sitz in üblicher Weise ohne Mühe ganz herausgezogen und das Schlaflager, das event. noch mit Vorhängen versehen wird, ist fertig. Um die schwebende Rücklehne in der gehobenen Lage stets sicher festzuhalten, befindet sich in jeder Nische eine aus polirtem Metall bestehende durchbrochene Doppeltür, auf welche, nachdem dieselbe geöffnet, die Rücklehne sich aufstützt. Legt sich der Reisende nun in die Schlafnische, so ist es eine Unmöglichkeit, dass die Rücklehne sich von selbst herab bewegt oder durch irgend welche Ursache gegen den Willen des Passagiers herabgezogen wird.

In der freigewordenen — während der Tagfahrt gegen Staub geschützten — Schlafnische, die den Reisenden absolut von dem Nachbar trennt und ihm jede nur mögliche Ruhe garantirt, sind 2 Kopfkissen aufgehängt und befestigt. Diese Nische kann auch am Tage zur Aufbewahrung von Handgepäck dienen und ist dasselbe, sofern der Reisende gegen die Rücklehne sich stützt und schläft, gegen Vertauschung und Beraubung gesichert.

Zur staubfreien Aufbewahrung der Koffer, der Kleider, Esswaaren etc. aber befindet sich über jedem Sitze ein dazu gehöriger numerirter, mit Thüren versehener, geräumiger Gepäckschrank. Wird nun wiederum während der Nacht die Rücklehne in die Höhe geschoben, so beunruhigt den Reisenden niemals der Gedanke, dass sein Gepäck vertauscht oder mitgenommen werden könne, da dasselbe sicher verschlossen ist.

Ausserdem befindet sich neben der Eingangsthür noch ein Behälter für gemeinschaftliche längere Gegenstände, Schirme, Degen, Stöcke etc. in jedem Coupé, sowie ein Hutnetz.

Die Einrichtung der II. Classe beruht auf der Annahme, dass nur 3 Sitzplätze auf jeder Seite — somit 6 Plätze der jetzigen thatsächlichen Besetzung entsprechend — für die Tagfahrt nothwendig resp. zu erreichen sind.

Was die übrigen Details des vorliegenden Entwurfs anbelangt, so ist besonderer Werth auf eine gute und zugfreie Ventilation gelegt. Zu diesem Zwecke ist die obere Wagendecke stark gewölbt, und der gewonnene Zwischenraum communicirt durch feinvergitterte Oeffnungen mit den Seiten- und Kopfwänden des Wagens, so dass in der starken isolirenden Luftschicht nach Bedürfniss eine lebhaftere Circulation hergestellt werden kann, die event. noch durch Anbringung von Saugern verschärft werden könnte.

Da die in den Coupés liegenden drehbaren Ventilationsklappen abweichend von den bisherigen Constructionen in diesen Luftraum und nicht in die freie Atmosphäre münden, wird eine

zugfreie Lüfterneuerung und zugleich der Vortheil erreicht, dass die obere Wagendecke glatt und ohne reparaturbedürftige Aufbauten hergestellt werden kann und der Wagen überhaupt im Winter warm und im Sommer kühl erhalten wird etc. etc.

Um schliesslich eine Parallele des Entwurfs mit den vorhandenen Wagensystemen ziehen zu können, habe ich nachfolgende Vergleichung tabellarisch zusammengestellt, aus welcher die Beurtheilung des ersteren unschwer zu ermöglichen ist. — Die Resultate in Bezug auf Platzverlust sprechen zu Gunsten der Coupéwagen und würde sich die versuchsweise Ausführung einiger solcher Wagen empfehlen. Voraussichtlich würden dieselben den Ansprüchen des Publikums genügen, sie würden solche Züge nicht überflüssig belasten, die durch die breiten Schlafwagen gestörte Communication am Zuge nicht unterbrechen und das Bedürfniss zu grösserer Bequemlichkeit, ohne zu erhebliche Kosten für kürzere Strecken, befriedigen. «

Vergleichung

der wesentlichen Verhältnisse des Coupéwagens mit reservirten Schlafplätzen, mit den preussischen Normalwagen und Systemen von Schlafwagen.

Lfd. No.	Gattung der Wagen.	Wagen-		Gesammte Grundfläche in □ Mtr.	Verlust an Grundfläche durch Corridor, Closets und Plattform in Procenten	Anzahl der Plätze	Gewicht		Bemerkungen.
		Länge	Breite				des Wagens	pro Platz	
		in Metern					kg	kg	
A. Preussische Normalwagen.									
1	Coupéwagen I. u. II. Cl. mit innerer Communication (2achs.)	8,0	3,10	24,8	30,95	24	ohne Bremse im Durchschnitt ca. 11000 kg.	somit im Durchschnitt per Sitzplatz = 450 bis 500 kg.	Der 3achs. Hannover. Wagen No. 393 I. u. II. Cl. wiegt ohne Bremse = 14000 kg. Tragf. 24 Personen, somit per Platz fast 600 kg. Closets, Seitengang u. Plattformen absorbiren fast die Hälfte der nutzbaren Grundfläche.
2	Intercommunicationswagen I. u. II. Cl. mit seitlich abgeschlossenem Gange (2achs.)	9,7	3,10	30,07	44,38	21			
3	Intercommunicationswagen I. u. II. Cl. mit Mittelgang (2achs.)	9,5	3,10	29,45	32,5	30			
4	Coupéwagen I. Cl. mit innerer Communication (2achs.)	8,0	3,10	24,8	29,62	20			
5	Coupéwagen II. Cl. mit innerer Communication (2achs.)	8,0	3,10	24,8	28,53	26			
B. Schlafwagen.									
6	2achs. Schlafwagen I. u. II. Cl. der K. E. D. Bromberg mit 2 Schlafplätze I. Cl. und 8 Schlafplätze II. Cl.	9,0	3,0	27,0	42,77	10	17150	1715	
7	2achs. Schlafplatzwagen I. Cl. der K. E. D. Bromberg mit 8 Schlafplätzen.	8,8	2,9	25,52	35,1	8	13150	1644	
8	3achs. Schlafwagen I. Cl. der K. E. D. Hannover mit 14 Schlafplätzen I. Cl.	9,9	2,59	25,64	31,2	14	15030	1074	
9	3achs. Schlafwagen der „Internationalen Schlafwagen-Gesellschaft“ mit 14 Schlafplätzen.	10,23	2,8	28,64	36,64	14	16850	1204	
10	3achs. Schlafwagen der „Internationalen Schlafwagen-Gesellschaft“ mit 8 Schlafplätzen II. Cl. u. 6 Schlafpl. I. Cl.	8,63	2,9	25,02	44,0	14	14400	1030	
C. Projectirter Coupéwagen mit reservirten Sitz- resp. Schlafplätzen.									
11	3achs. Coupéwagen mit reservirten Schlafsitzen. (Entwurf Clauss.)	10,0	2,62	25,0	25 als Schlafwagen.	18 16	—	—	

Beschreibung der Schlafplatzwagen.

Tafel VI, Fig. 1 bis 6.

In der vorstehenden Denkschrift sind die wesentlichsten Gesichtspunkte für die Construction dieser Wagen mitgetheilt, sowie auch von anderer Seite dieselben bereits in einem im Februar 1885 in No. 14 der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen erschienenen Artikel ausführlich beschrieben worden sind, sodass nach einigen Berichtigungen eine theilweise Reproduction desselben zur Erläuterung der Zeichnungen genügen wird.

Die Untergestelle der Wagen bestehen mit Ausnahme der äusseren Rahmen aus Holz, die Räder aus Abt'scher Papiermasse und sind die Achsbüchsen mit den Tragfedern fest verbunden. Die Letzteren sind mit zweifachen Gummieinlagen zwischen den oberen Federlamellen nach Middelberg versehen, der Wagenoberkasten ruht durchweg auf Filz und die Achsbüchsen spielen frei in den Achshaltern — wodurch ein ganz vorzügliches ruhiges und sanftes Fahren dieser Wagen thatsächlich erreicht worden ist. In den Compartiments I. Classe bildet Fig. 1 bis 5 den aus einer Nische N leicht herausziehbaren Schlafplatz S, R ist die durch das Gewicht q balancirte Rücklehne, T eine Doppelthür zur Unterstützung der Letzteren.

Mit jedem Schlafcoupé *) ist ein abgeschlossener, vom Coupé aus zugänglicher Raum verbunden, in welchem ein Abort und eine Waschvorrichtung angebracht sind; ausserdem ist in diesem Raume ein Schrank aufgestellt, in welchem sich Krüge mit frischem Wasser und Handtücher befinden. Nach beendeter Fahrt werden die Wagen einer sorgfältigen Revision unterworfen, welche sich auf betriebssichere Instandhaltung des Wagens, auf guten Zustand des Innern desselben, namentlich auf Schlafplatzeinrichtungen oder Ausstattungsgegenstände erstreckt. Für angenehme Erwärmung, Erleuchtung und Versorgung des Wagens mit frischem Wasser und reinen Handtüchern wird stets Sorge getragen. Die Bedienung des Schlafplatzwagens und der Reisenden erfolgt durch einen von dem Zugführer zu bestimmenden Schaffner. Während der Fahrt ist der Schaffner für die gute Instandhaltung des Innern besorgt, so oft es erforderlich und angängig ist das Wasch- und Trinkwasser zu erneuern; er sorgt für die Erhaltung vollkommener Reinlichkeit der Aborte und Waschvorrichtungen, für reine Handtücher und gleichmässige Erwärmung und Erleuchtung der Wagen. Der Schaffner ist verpflichtet, die Reisenden auf die Bequemlichkeiten im Wagen aufmerksam zu machen und alles zu thun, um den Aufenthalt im Schlafwagen so angenehm als möglich zu machen. Auf den Zwischenstationen muss sich der Schaffner vor dem Schlafwagen aufstellen oder sich in dessen Nähe halten, um neu hinzukommenden Reisenden die Schlafplätze anzuweisen: er muss Reisende, welche auf einer Unterwegsstation den Schlafwagen verlassen, zeitig wecken, er muss wissen, wie viele Reisende sich in den Schlafcoupé's befinden und hat zur besseren Uebersicht die an den Aussenseiten angebrachten Tafeln durch Einschreibung des Reisezieles neben der Platznummer auszufüllen. Die Benutzung der Schlafcoupé's ist gegen Lösung eines Schlafplatzbillets den

Reisenden gestattet, welche auf Grund eines Eisenbahnbillets erster Classe Anspruch auf Beförderung haben. Besitzer von Freifahrtberechtigungskarten haben auch für die Benutzung der Schlafplätze ein Billet zu lösen. Der Preis eines Schlafplatzbillets, welches auf den Zugangsstationen Berlin und Aachen bei der Billetexpedition und auf den Unterwegsstationen bei dem Zugführer zu lösen ist, beträgt ohne Unterschied der Strecke 4 Mark.

Die auf Unterwegsstationen hinzutretenden Reisenden, welche sich Schlafplätze, soweit solche noch unbesetzt sind, zu sichern wünschen, haben dies bei Lösung eines Fahrbillets erster Classe beziehungsweise unter Vorzeigung eines für den betreffenden Zug gültigen Fahrbillets bei der Billetexpedition der Zugangs-(Unterwegs-) Station anzumelden. Die im Besitze eines Anmeldescheins befindlichen Reisenden haben den Vorzug auf Verabfolgung eines Schlafplatzbillets denjenigen Reisenden gegenüber, welche ein solches nicht besitzen. Die Zahl der Anmeldungen, worüber die Billetexpedition kurze Aufschreibungen zu machen hat, wird dem Zugführer gleich nach Ankunft des Zuges mitgetheilt. Auf Vorzeigung des Anmeldescheins verausgibt der Zugführer in der Nummerfolge die Billets zur Benutzung der vorhandenen unbesetzten Schlafplätze gegen Entrichtung des Tarifpreises. Ausgabe der Schlafplatzbillets darf nur nach der Nummerfolge stattfinden. Reisende mit gültigen Eisenbahnfahrbillets erster Classe dürfen ohne Lösung eines Schlafplatzbillets ausnahmsweise nur dann in die Schlafcoupé's zugelassen werden, wenn letztere ganz oder grösstentheils unbesetzt sind; in den übrigen Wagen des Zuges aber dürfen diese Reisenden nicht untergebracht werden. Die Mitfahrt darf jedoch nur bis zur nächsten Station, wo genügende Plätze im Zuge frei werden und die Aufenthaltszeit ein Umsteigen zulässt, gestattet werden; die Benutzung der Lagerstellen ist in solchen Fällen untersagt, worauf die Reisenden aufmerksam gemacht werden.

In jedem Schlafplatzwagen befindet sich ausser den Schlafcoupé's erster Classe an jedem Ende des Wagens ein Coupé zweiter Classe. Jedes dieser Coupé's enthält drei zweisitzige und ein einsitziges Sopha mit gepolsterten Rücklehnen und herausziehbaren Sitzen, welche in der Mitte der Wagenbreite durch bewegliche Anlehnen getrennt sind. Diese Coupé's, von welchen eins ausschliesslich für Damen zu verwenden ist, dienen in erster Reihe für Reisende auf langen Strecken. Eine besondere Gebühr wird für die Benutzung dieser Coupé's nicht erhoben.

Die Wagen, von der Waggonfabrik v. d. Zypen & Charlier in Deutz erbaut, sind dreiaxsig mit einem Radstand von 6,7 m. Besteigen wir zunächst ein Coupé erster Classe, so enthält dasselbe nur drei Sitze, denen gegenüber sich eine niedrigere Bank befindet, unter der die Feuerungsvorrichtung angebracht ist. Ueber dieser Bank befindet sich ein kleiner Toilettespiegel, der aber herabgeklappt werden kann und auf seiner Rückseite ein kleines Tischchen repräsentirt, an dem drei Personen sehr bequem Karten spielen können. Sollen nun aus den Sitzen Betten hergestellt werden, so hat man nur die beiden Armlehnen des betreffenden Sitzes in die Höhe zu schieben und durch eine kunstreiche Vorrichtung tritt an die Stelle der Rückwand des Sitzes das mit Pfühl und Kopfkissen versehene

*) Auszug aus dem Artikel der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Kopfende des Bettes hervor; der übrige Theil des Sitzes wird nun vorgezogen und das Bett ist fertig. Die drei Sitze werden in der Nacht durch Vorhänge von einander getrennt. Die Coupé's zweiter Classe, welche je sieben Sitzplätze enthalten, sind so eingerichtet, dass die Sitze bequem zusammengeschoben werden können und so auch ein gutes Nachtlager gewähren. Die Ausstattung der Wagen ist sehr schön. Die obengenannte Firma hatte schon auf der Düsseldorfer Ausstellung ihre grosse Leistungsfähigkeit im Waggonbau und ihr bemerkenswerthes Verständniss für das Kunsthandwerk bewiesen; hier hat sie Bedeutendes geleistet. Die inneren Thüren sind von sauber gearbeitetem Nussbaum, sämtliche Beschläge in vernickelter Arbeit, die Gaslampen kleine Kunstwerke in ihrer Art. Auch das neben jedem Coupé befindliche Cabinet zeigt grossen Luxus der Ausstattung. Dabei ist die Ventilationseinrichtung vorzüglich; jedes Coupé — die Wagen höher als die gewöhnlichen — hat nicht weniger als sechs Ventilationsklappen. Eine hübsche Einrichtung ist es auch, dass an die Aussenseite des Wagens das Reiseziel jedes einzelnen Reisenden angeschrieben wird, so dass ein unnütziges Wecken dem letzteren erspart bleibt.

B. Combinirter Coupé- und Schlafplatzwagen, sowohl für schnell-fahrende Tages- als Nachtzüge.

Tafel VII, Fig. 1 bis 3.
(D. R. P. No. 33059.)

Diese vom Verfasser später entworfene und durch Modelle erprobte Construction nähert sich in allen Theilen den preussischen Normal-Coupéwagen I. und II. Classe und ist dieselbe in erster Linie darauf berechnet, sowohl für Tages- als Nachtschnellzüge auf den Haupttrouten benutzt zu werden. Abweichend von der Construction A ermöglicht es diese Anordnung, die Wagen von gleicher Höhe und Länge wie die Normalwagen zu erbauen, und sind nur die I. Classe-Coupé's von abweichender Einrichtung.

Dass in der That bei allem Luxus der Ausstattung und des Comforts die I. Classe der Normalwagen in Bezug auf die Nachtfahrten Manches zu wünschen übrig lässt, werden erfahrene und sachverständige Reisende unbedingt zugeben. Das häufig schwerfällige Herausziehen und Wiedereinschieben zweier Sitze, die mangelhaften und unbequemen drehbaren, leicht aus ihrer Lage gerathenden harten Kopfunterlagen, die Störung auf irgend einer Zwischenstation, auf welcher dieselbe Manipulation in umgekehrtem Sinne wiederholt werden muss, um neu Hinzukommenden den Eintritt zu ermöglichen, veranlassen den müden Reisenden nicht selten, auf die Benutzung der Schlafeinrichtung ganz zu verzichten. Diesem Uebelstande soll die Construction B abhelfen, indem dieselbe dem Reisenden einfach nur eine Drehung der Rücklehne auferlegt, wodurch — ohne weitere Manipulationen — das Schlaflager hergestellt beziehungsweise wieder beseitigt wird.

Auf Taf. VII, Fig. 1, 2 und 3 ist die specielle Einrichtung der beiden I. Classe-Coupé's dargestellt. Dieselben sind wie die Normalwagen mit je 5 durchaus gleich bequemen Sitzplätzen für den Tagesverkehr versehen, jedoch mit dem Unterschiede, dass die Closetthür in der Mitte zwischen den beiden Sitzen angebracht ist, sodass jeder der Letzteren eine freie Aussicht

durch das Fenster zulässt. Die drei Sitze im Fond sind nummerirt und am Tage festgeschlossen, jedoch können die sämtlichen Sitze trotzdem ohne Weiteres vorgezogen werden, um die unteren Extremitäten nach Bedürfniss etwas zu unterstützen. Ein weiteres Hinausziehen, wodurch am Tage so häufig der Eintritt in die Coupé's erschwert wird, ist jedoch nicht möglich. Will einer der Passagiere am Tage oder in der Nacht schlafen, so muss er vom Conducteur eventuell ein Zusatzbillet von geringem Betrage lösen, worauf der betreffende Sitz aufgeschlossen wird und nun dem Reisenden nebst dem event. gegenüberliegenden gleichnummerirten Sitze zur beliebigen Verfügung und Selbstbedienung überlassen ist. Durch diese Vergütung soll die Berechtigung zu zwei Plätzen auf legalem Wege und ohne den Schaffner persönlich zu bemühen erworben werden.

Die Schlafeinrichtung functionirt in folgender Weise:

1. Durch die in den Sitzen No. 1, 2 und 3 vertieft angebrachten Handhaben wird die um zwei Zapfen d schwingende Rückenlehne A, Fig. 1*), abwärts bewegt, die Lenkerstangen l schieben den auf Rollen und eingelassenen Schienen laufenden Sitz B vorwärts, während gleichzeitig das mit der Rückenlehne fest verbundene Hebelwerk und Gestänge m m den gegenüberliegenden in Zapfen und Falzen gehenden und durch ein Gewicht q balancirten Klappsitz C nebst Rückenpolster R in die Höhe heben und an die Wand legen.

Die Sitze balanciren gegenseitig, sodass die Manipulation von jedem Passagier rasch und leicht ausgeführt werden kann.

2. Durch diese Bewegung ist die mittlere Eingangsthür versperrt und ein etwaiges Oeffnen derselben würde denselben unleidlichen Zustand herbeiführen, wie derselbe in den jetzigen Wagen stattfindet. Es ist daher zur Vermeidung dieses Uebelstandes nothwendig, eine zweite Nebenthür anzubringen, durch welche nunmehr der Ein- resp. Ausgang stattfindet. Um die alternative Benutzung der beiden Thüren zu regeln, ist am Gestänge m ein Thür-Riegel s angebracht, welcher sich automatisch mit der Rücklehne hin und her bewegt und die Mittelthür selbstthätig verriegelt, die Nebenthür aber entriegelt, wenn das Schlaflager benutzt werden soll und umgekehrt.

Es ist daher immer nur diejenige Thür geöffnet, welche benutzt werden soll, die andere aber verschlossen, und kann dieser Zustand dem Schaffner äusserlich durch ein Zeichen kenntlich gemacht werden, wozu allerdings auch ein Blick in das Coupé genügt.

3. Unmittelbar über den drei Schlafsitzen befindet sich ein durch einen kleinen verzierten Metall-Fries begrenzter offener durchgehender Raum für lange Gegenstände, Stücke, Degen, Bücher und Zeitungen, um die letzteren bequem

*) Diese Einrichtung ist von der ähnlichen Construction der französischen Waggon lits und der Schlafplatzwagen der Kgl. Direction Bromberg abweichend, bei welchen die ganze Wand in Anspruch genommen wird, wodurch die Anbringung von Hutnetzen resp. Gepäckschränken erschwert wird. D. V.

zur Hand zu haben und über denselben drei von einander getrennte und nummerirte geräumige Gepäckschränke, ähnlich wie bei der bereits beschriebenen Construction A. Jeder dieser Schränke ist mit einer selbstthätigen Verschlussvorrichtung versehen, welche derart automatisch durch das Gestänge r in Wirksamkeit gesetzt wird, dass bei der Herstellung des Schlaflagers der Schrank durch den Hebel h verriegelt, bei der Herstellung der Sesselform aber entriegelt wird, damit beim Eintritt neuer Passagiere der Schrank stets offen ist. Um jedoch auch Reisenden, welche keinen Werth auf die Sicherung ihres Gepäcks legen, ein Erreichen desselben jederzeit zu ermöglichen, bedarf es nur einer kurzen Instruction an der inneren Schrankthür, den Riegel o in die tiefste Stellung zu ziehen, wodurch der Verschluss ausser Function gesetzt wird.

Durch die vorstehend beschriebenen und erprobten Einrichtungen wird eine erheblich zweckmässigere, bequemere und leicht zu bewegendende Schlafeinrichtung sowohl für Coupé- als Intercommunicationswagen geschaffen, welche gleichzeitig die Sicherung des Gepäcks sowohl am Tage (auf dem Hutnetze n) als auch während der Nacht gewährleistet, ohne dass die Zahl der vorhandenen nutzbaren Plätze am Tage vermindert und der Wagenraum gegen die jetzigen Normalwagen vergrößert werden muss.

Auch der vorliegende Entwurf ist mit der vom Verfasser construirten Zwischendeckventilation versehen, welche nach Bedarf an den Stirn- und Seitenflächen regulirt werden kann. Die Jalousierähme in den Coupé's schwingen in Zapfen, sodass der Zwischenraum von Zeit zu Zeit gereinigt werden kann. Die

Closets münden selbstverständlich nicht in diese Luftschicht, es werden dieselben jedes durch einen Sauger getrennt ventilirt. Die Gaslampe ist vom Verfasser versuchsweise derart construirt, dass dieselbe teleskopartig um 300 mm herabgezogen werden kann, um dieselbe zum Lesen zu benutzen. Durch das Herabziehen wird mechanisch der Gashahn zugleich etwas mehr geöffnet und umgekehrt beim Zurückschieben wieder selbstthätig verdunkelt. In ihrer Normalstellung wird die Lampe durch einen Mechanismus festgehalten.

Einen besonderen Werth hat der Verfasser auf eine geschmackvolle Ausstattung dieser Coupé's I. Classe gelegt, welche den jetzigen Wagen mit grellrothem Plüsch oder gar in verschiedenen Farben gestreiften Stoffen — nicht immer nachzurühren ist. Es ist bei der in Fig. 2 auf Taf. II dargestellten Ausstattung, welche von dem Baumeister Grotfend hieselbst in geschmackvoller Weise entworfen ist, angenommen, dass die Stoffe der Sessel aus geschlossenem mattem Plüsch oder Velours hergestellt werden, welcher thatsächlich nicht theurer ist, als der jetzt übliche rothe Plüsch. Die Verzierungen der Schränke etc. können aus weichem Gusseisen, Holz oder aus gepressten Ledertapeten bestehen, während die etwas sichtbaren eisernen Lenkerstangen vernickelt werden.

Der Verfasser ist auf Grund von eingehenden Vergleichen der Ansicht, dass die projectirte Ausstattung, sofern dieselbe für eine grössere Zahl von Wagen in Aussicht genommen wird, nicht oder nur unerheblich theurer wird, als die jetzt gebräuchliche und erlaubt sich derselbe noch hinzuzufügen, dass die Eisenbahnwagenfabrik von van der Zypen & Charlier in Deutz die event. Ausführung auch dieser dem Verfasser patentirten Schlafeinrichtung zu übernehmen bereit ist.

Braunschweig, im December 1885.

Der Bettungscoefficient beim Langschwellerbau.

Von Dominik Miller, Ingenieur in München.

Die Versuche von Weber haben gezeigt, dass der Bettungscoefficient je nach dem Unterbaumaterial zwischen den Grenzen 4 und 45 variirt. Berechnet man nach der Langschwellertheorie von Winkler den Bettungsdruck und die Beanspruchung des Oberbaumaterials für verschiedene Systeme, so ergibt sich für jedes zwei- und dreitheilige System ein Maximalwerth des Bettungscoefficienten C, den derselbe noch annehmen kann, bevor ein Abheben der Schiene von der Unterlage erfolgt, welcher aber immer weit unter der oberen Grenze von 45 zurückbleibt.

Bezeichnet nach Winkler »Vorträge über Eisenbahnbau Band I, pag. 265«:

E = 2040000 den Elasticitätsmodul des Materials,

W das Gesamtträgheitsmoment des Systems,

b die Breite der Grundfläche der Schwelle,

C den Bettungscoefficienten,

p den Druck auf die Bettung,

2l den Radabstand der schwersten verkehrenden Maschinen oder Wagen,

G den grössten Raddruck derselben,

$N_{(s)}$ die Beanspruchung der Schiene,

$N_{(0)}$ die Beanspruchung der Schwelle und den Coefficienten,

$$1) K = \sqrt[4]{\frac{Cb}{4EW}}, \text{ dann die Einsenkung,}$$

$$2) y = \frac{p}{C}, \text{ so kann, wenn die Theorie noch Gültigkeit haben soll, nur}$$

$$3) Kl = 2,356 \text{ werden.}$$

Da in letzter Gleichung 1 bekannt ist, so lässt sich K bestimmen. Der Werth hiervon in 1) eingesetzt und nach C aufgelöst giebt

$$4) C_{\max} = \frac{4K^4EW}{l}.$$

Dieses C_{\max} ist z. B. beim bayerischen Secundärbahn-Langschweller-Oberbau 15,81 bei $G = 5$ Tonnen $W = 416 \text{ cm}^4$, $b = 23 \text{ cm}$ und $2l = 260 \text{ cm}$. Lässt man den Bettungscoefficienten die Werthe zwischen 4 und 15,81 annehmen, so ergeben sich bei neuer Schiene die nachfolgenden Resultate:

$$5) p = \frac{G}{8 A \sqrt[4]{W^3 b^3}} = 1,397 \text{ bis } 1,97 \text{ kg pro qcm.}$$

$$6) N_{(s)} = \frac{A G e_{(s)}}{4 \sqrt[4]{W^3 b}} = 1283 \text{ bis } 938 \text{ kg pro qcm.}$$

$$7) N_{(l)} = \frac{A G e_{(l)}}{4 \sqrt[4]{W^3 b}} = 983 \text{ bis } 796 \text{ kg pro qcm,}$$

wobei $e_{(s)} = 5,45$ cm den Abstand der äusserst gespannten Schienenfaser von der neutralen Axe und $e_{(l)} = 4,175$ cm denselben Abstand der Schwelle bezeichnet. Die Einsenkung variirt zwischen $y = 0,35$ und $0,125$ cm.

Hat man es dagegen mit eintheiligem eisernem Langschwellen-Oberbau, d. i. der Hartwischschiene zu thun und schlägt dieselbe Art und Weise bei deren Berechnung ein, sucht also vor Allem C_{\max} bei den gleichen Grundlagen von l und G zu finden, so wird Mancher durch das Resultat überrascht werden, obgleich dasselbe ein klares und bündiges ist. Als Beispiel möge eine Hartwischschiene von 150^{mm} Höhe, 120^{mm} Fussbreite und einem $W = 1217 \text{ cm}^4$ dienen, welche unter sonst gleichen Verhältnissen, wie der vorhin betrachtete Langschwellenoberbau bereits auf einer Secundärbahnstrecke verlegt ist. Würde man C_{\max} nach Gleichung 4 suchen, so wäre das Resultat

$$C_{\max} = 89,28.$$

Dasselbe ist unter der Voraussetzung bestimmt, dass $K_1 = 2,356$ werde, also einen Werth annimmt, bei dessen geringster Vergrösserung ein Abheben der Schiene von der Unterlage stattfände. Könnte nun K_1 wirklich diesen Werth annehmen, so wäre dies nur möglich bei einem Unterbaumaterial, das einen Bettungscoefficienten $C = 89,28$ besässe, ein solches Bettungsmaterial giebt es aber nicht, folglich kann auch dieser Grenzfall nicht eintreten. Es fragt sich nun, wie gross ist bei dieser Hartwischschiene C_{\max} ; sehr einfach, der grösste von Weber gefundene Werth, d. i. 45. Beim bayerischen Secundär-Langschwellenoberbau kann also der Bettungscoefficient von

4 bis 15,81 steigen, bevor das Abheben der Schiene von der Unterlage stattfindet, beim besprochenen Hartwichoberbau dagegen tritt dies nie ein.

Für $C = 4$ und $C = 45$ werden die übrigen zugehörigen Werthe der vorerwähnten Schiene die nachfolgenden:

$$p = 1,737 \text{ und } 3,181 \text{ kg pro qcm}$$

$$N = 1020 \quad \leftarrow \quad 588 \quad \leftarrow \quad \leftarrow \quad \leftarrow$$

$$y = 0,43 \quad \leftarrow \quad 0,07 \text{ cm.}$$

Die auf Hauptbahnen angestellten Versuche mit Hartwischschienen haben ergeben, dass die Anwendung derselben wegen des oft nöthig werdenden Unterstopfens nicht rationell sei; der Druck auf die Bettung und das Eindringen der Schiene in das Unterbaumaterial war also zu gross, grösser als bei den übrigen Langschwellen-Oberbau-Systemen. Hieraus folgt, dass die Hartwischschiene nur dort von Nutzen sein kann, wo das Unterbaumaterial grösseren Druck auszuhalten im Stande ist, also ein grosses C besitzt und dies ist der Fall bei festgefahrenen Strassen. Das Kriterium aber wie eine Hartwischschiene beschaffen sein soll, damit der Druck auf die Bettung möglichst gering werde, giebt die Gleichung 5:

$$p = \frac{G}{8 A \sqrt[4]{W^3 b^3}}, \text{ wobei } \left(A = \sqrt[4]{\frac{E}{64 C}} \right).$$

In dieser Formel ist G und A constant, p kann sich also nur verringern bei Vergrösserung von W und b und zwar hauptsächlich bei Vergrösserung von b , da dieser Werth in der dritten Potenz vorkommt. Die Vergrösserung von W bedingt als nothwendige Folge eine möglichst grosse Höhe der Schiene und das Concentriren der Hauptmassen des Profils an die äusserst gedrückten und gespannten Fasern. Beide aber, sowohl Fussbreite als Höhe des Profils beziehungsweise deren Verhältniss zu einander, sind durch die Walztechnik respective die Herstellungskosten in bestimmte Schranken gewiesen. Eine zu grosse Fussbreite erschwert auch das Biegen der Schienen.

München, im October 1885.

Ueber Reparaturen an gusseisernen Locomotivtheilen nach einer besonderen Methode.

Von Georg Nolte, Vorstand der Locomotiv-Hauptwerkstätte der Charkow-Nikolajew Staatsbahn zu Poltawa.

Unter obigem Titel brachte das Organ im vierten Hefte des Jahrgangs 1885 einen Aufsatz von Herrn Regierungs-Maschinenmeister Haas in Berlin, der beachtenswerth ist.

Für so manchen Eisenbahn-Techniker wird es nicht ohne Interesse sein, zu erfahren, dass diese Methode als eine durchaus bewährte anzusehen ist, indem ich nach derselben vom Jahre 1881 an die schwierigsten Reparaturen an Dampfeylindern stets mit bestem Erfolg habe ausführen lassen.

Besonders erwähnenswerth ist ein Fall, in welchem ein circa $100 \times 130^{\text{mm}}$ grosses Stück von der Gleitfläche des Kolbens im betreffenden Cylinder mit herausgebrochen war. Nachdem dieser Cylinder in entsprechender Weise vergossen und ausgebohrt war, erwies sich derselbe vollkommen brauchbar und ist seit 1882 anstandslos im Betriebe.

In meinem Jahresbericht pro 1882 an den Regierungs-

Obermaschinenmeister (Staats-Eisenbahn-Direction in Kremenschug) heisst es von der besprochenen Methode wörtlich:

»Diese Art der Reparatur hat vor den aufgepassten bronzenen (oder gusseisernen) Flickern den grossen Vorzug, es zu ermöglichen, dass Flicke oder fehlende Theile direct vergossen werden können, wobei die Kosten der oft sehr complicirten und theueren Modelle und des Anpassens der Gussstücke selbst in Wegfall kommen; ausserdem können auch solche Stellen bequem vergossen werden, welche ihrer Unzugänglichkeit wegen auf keine bisher bekannte Art zu repariren waren.«

In besonderen Fällen, wo die aufgegosenen Theile ihrer Form wegen einer besonderen Befestigung bedürfen, wird eine solche vermittels stählerner Kopfschrauben bewirkt; in dergleichen Fällen ist ausserdem behufs dampfdichten Schlusses ein Verstemmen der Fugen nothwendig.

Schliesslich ist noch besonders hervorzuheben, dass bei complicirten Gussstücken, wie Locomotivcylindern, sehr darauf zu achten ist, dass das Anwärmen derselben durch Holzkohlenfeuer möglichst gleichmässig geschehe, und ebenso, dass die Abkühlung nach dem Gusse des bronzenen Flickes eine recht langsame sei. Zu letzterem Zweck lasse ich den ganzen Cylinder sofort nach dem Guss mit einer starken Schicht trocknen

Sandes behüfen, unter welcher der Cylinder bis zum vollständigen Erkalten liegen bleibt.

Werden diese Vorsichtsmaassregeln unterlassen, so entstehen in den zu reparirenden Stücken leicht neue Risse und Sprünge.

Poltawa, $\frac{19. \text{ September}}{1. \text{ October}}$ 1885.

Neues System der Radreifen-Bearbeitung nach Heinr. Ehrhardt's Patent.

(D. R. P. No. 32542 und 32625.)

(Hierzu Taf. VIII.)

Die für Eisenbahn-Werkstätten und Räderfabriken höchst wichtige, viel Zeit und Raum erfordernde Frage der Radreifen-Bearbeitung tritt durch die neueste Erfindung des genialen Werkzeug-Maschinen-Fabrikanten Heinr. Ehrhardt in Düsseldorf und Zella St. Blasii in ein ganz neues kaum geadhtes Stadium.

Wenn man bedenkt, dass die Bearbeitung neuer und abgelaufener Radreifen einen grossen Theil der gesammten Arbeiten in den Eisenbahnwerkstätten in Anspruch nimmt und die dafür aufgestellten Räder-Drehbänke sowohl sehr kostspielig zu beschaffen sind, als viel Raum zum Aufstellen erfordern, so muss man das ebenso einfache als sinnreiche Verfahren des Herrn Ehrhardt, wodurch mehr als die doppelte Leistungsfähigkeit und zugleich eine viel schönere und vollkommene Arbeit, als dies bisher mit dem gewöhnlichen Drehstuhl und Support möglich war, erreicht wird, als wirklich Epoche machend bezeichnen.

Statt dem einen Drehstuhl, welcher bei den bisherigen Räderdrehbänken mit starker seitlicher Friction arbeitete, sind bei dem neuen System der Radreifen-Bearbeitung sechs und mehr eigenthümlich construirte, in der günstigsten Weise nach Schablone eingesetzte und gleichzeitig zur Wirkung gelangende Stahlmesser in Thätigkeit.

Die gesammten hierbei zur Verwendung kommenden Werkzeuge sind höchst einfacher Natur, sehr widerstandsfähig, leicht nachschleifbar und für die Dauer auch erheblich billiger, als Drehstähle, dabei ist der Stahlverbrauch schon von vornherein ganz bedeutend geringer als bisher.

Der Kraftverbrauch pro Bank ist kaum erheblich höher, als bei Bearbeitung mit nur einem Drehstuhl von der Seite, weil die Schnittstellung der Ehrhardt'schen Messer die denkbar günstigste ist und der starke seitliche Druck bei Abnahme kräftiger Spähne gänzlich wegfällt, wodurch die Bank viel ruhiger geht und das seitliche Verziehen und Durchfedern der Räder aufhört.

Einen grossen Vorzug erlangt das Ehrhardt'sche Verfahren noch dadurch, dass man ohne besonderes Zuthun des Arbeiters stets eine äusserst genaue und vollkommene Arbeit erhält und bei der erzielten glatten Oberfläche den geringsten Fehler im Reifenstahl leicht entdeckt, namentlich wurden bei gelaufenen und stark gebremsten Radreifen die feinsten Haarrisse sofort

entdeckt, die sich aber beim gewöhnlichen Abdrehen nicht bemerkbar machen. Dieser Umstand dürfte allein schon genügen, die allgemeine Einführung dieses Verfahrens, sowie die gar nicht erheblichen Kosten der Umänderung der alten kräftig construirten Räderdrehbänke zu rechtfertigen.

Für die bei stark gebremsten Radreifen häufig vorkommenden glasharten Stellen hat Herr Ehrhardt besondere Messer construirt, die beim Vorkommen jener harten Stellen eingesetzt werden und die bisher zu diesem Zweck üblichen besonderen Schmirlgeschleifbänke entbehrlich machen.

Diese Erfolge hat Herr Ehrhardt durch sehr eingehende und umfangreiche Versuche erreicht*), bei denen er auf das bereitwilligste durch die Königliche Eisenbahn-Direction in Erfurt unterstützt wurde, welche ihm eine grosse Locomotiv-Räderdrehbank in den Werkstätten zu Erfurt zur Verfügung stellte und die erste versuchsweise Anbringung seiner neuen Supporte mit den eigenthümlich construirten Messern gestattete.

Beschreibung der Zeichnungen auf Taf. VIII.

Die neue Räderdrehbank selbst unterscheidet sich nur wenig von den bisher üblichen Anordnungen, nur dass Herr Ehrhardt bei neuen Bänken die Winkelverzahnung gewählt hat, was für den sanften Eingriff und ruhigen Gang der Zahnrad-Uebersetzung sehr vorthellhaft zu sein scheint. Die wesentliche Aenderung bezieht sich auf die Supports und ist deren Anordnung, sowie die eigenthümlich construirten und eingesetzten Messer oder Drehstähle ganz neu und originell.

Die Supports selbst sind sehr kräftig gehalten und der für gewöhnlich eigentlich functionirende Oberschlitten, welcher die Messer trägt, wird nicht wie sonst üblich durch Schraube, sondern durch Keil vorgeschoben; durch diesen äusserst soliden, sanften und sichern Vorschub, wird der Messerträger in seiner ganzen Breite kräftig unterstützt und ist es hierdurch möglich, das ganze Radreifenprofil auf die gesammte Breite gleichzeitig in Arbeit zu nehmen, doch konnte mit vollen Messern nur dann ein günstiger Erfolg erzielt werden, wenn vorher eine Anzahl kleiner Vorschrubbmesser mit Zahnunterbrechung gleichmässig das Profil im Rohen herstellen. Dieser ebenso einfache als sinnreiche Gedanke des Herrn Ehrhardt war für das neue System der Radreifen-Bearbeitung ausschlaggebend, besonders da er noch

*) Der in Dingler's polyt. Journal 258. Bd., S. 152 und in der Oesterr. Eisenbahnzeitung 1886, S. 51 beschriebene patentirte Fräskopf zum Bearbeiten der Radreifen wurde gleichfalls von Herrn H. Ehrhardt construirt und bildet einen Vorläufer seines neuen Verfahrens.
Anmerk. der Redaction.

weitere höchst originelle Anordnungen damit in Verbindung brachte. Es könnte dies ein Vorpflügen genannt werden.

Wie aus den Fig. 6, 7 und 8 deutlich hervorgeht, sind in dem Messerkopf zum Vorschrubben 6 kleine Stahlstäbchen von conisch gewalztem Stahl eingeschoben und durch Klemmschrauben befestigt; diese Stäbchen werden von entsprechend geformten Stahlprismen, ohne jegliche Schmiedearbeit, einfach abgeschnitten oder gleich in der richtigen Schräge abgeschlagen und nur vorn etwas abgerundet, wie Fig. 6 zeigt. Ebenso geht aus dieser Figur hervor, wie mittels einfacher Blechschablone die Einstellung dieser Messer nach wenigen Secunden erfolgt, damit sich stets das genaue Reifenprofil ergibt.

Ganz ähnlich verhält es sich mit dem Schlichtmesser s, dasselbe besteht nach Fig. 9, 10 und 11 ebenfalls aus einem Messerkopf, jedoch geschlitzt, in welchem ein schmaler Streifen Flachstahl eingeschoben und durch Stellschrauben o—o eingeklemmt wird. Dieses Hauptschlichtmesser (Fertigmesser) wird aus entsprechendem Flachstahl in einer einfachen Matrize nach Façon gebogen, dann nach Schablone nachgearbeitet und ist leichter herzustellen als ein gewöhnlicher Drehstahl. Ebenso verhält es sich auch mit den Seitenmessern t (Fig. 12—14).

Wie aus der Zeichnung des Kreuzsupports Fig. 4 und 5 ersichtlich, ist seitlich auch noch ein Gehäuse g für die Aufnahme eines gewöhnlichen Drehstahles vorhanden, dasselbe kann entweder rechts oder links angebracht werden, je nach dem es die vorhandenen alten Drehbänke bedingen; es ist dies deshalb geschehen, weil die Seitenflächen der Radreifen oft nur wenig zum Nacharbeiten darbieten und einige Constructions von Bänken wegen des Raumes die Anordnung bedingen.

Von besonderer Wichtigkeit ist, wie bereits oben angedeutet, die vollkommen sichere Lage und die solide Unterstützung der Messer und Messerköpfe; dieselben ruhen, wie aus Fig. 3, 4 und 5 hervorgeht, auf einem starken Stahlkeil k sicher auf und können mittels dieses Keiles durch die seitliche Schraube a hoch und niedrig gestellt werden, je nach dem die Messer abgeschliffen sind und das Bedürfniss es verlangt. Das seitliche Messer t wird durch Stellschrauben p—p hoch und tief gestellt, da wegen der freien Lage des Messerrahmens an dieser Stelle die Anbringung jener Schrauben statthaft ist.

Die Fertigmesser, welche das volle Reifenprofil durchgängig tragen, werden nur von oben nachgeschliffen, so dass dieses Profil stets unverändert erhalten bleibt.

Die einzelnen Stahlstäbchen für die Schrubbzähne können beliebig von vorne oder von oben nachgeschliffen werden, da man die einzelnen Zähne in wenigen Secunden wieder nach

Schablone sicher einstellt. Für das Schleifen der Messer genügt ein gewöhnlicher guter Schleifstein, zum Schleifen der kleinen Schrubbmesser dient ein besonderer Halter, der bei Lieferung jeder Bank beigegeben wird.

Ueber den gegenwärtigen Stand dieser wichtigen Erfindung und über die bereits erzielten Erfolge kann noch mitgetheilt werden, dass eine alte grosse Locomotiv-Räder-Drehbank in der Hauptwerkstätte zu Erfurt mit den Ehrhardt'schen Supports ausgestattet und eine neue Waggon-Räderdrehbank des Ehrhardt'schen Systems in der Haupt-Wagen-Reparatur-Werkstätte zu Gotha in regelmässigem Betriebe sind und dass die von Herrn Ehrhardt garantierte doppelte Leistungsfähigkeit der früheren Räderdrehbänke nicht nur erreicht, sondern noch übertroffen wurde.

Herr Ehrhardt hatte vor einiger Zeit eine solche neue Drehbank in seinen Werkstätten in Zella St. Blasii in Betrieb gesetzt, wo dieselbe (am 8. bis 20. October) von den namhaftesten Eisenbahn-Technikern und Vorständen der Hauptwerkstätten der preussischen, sächsischen, bayerischen Staatsbahnen etc. besichtigt wurde und allseitig die entschiedenen Vortheile seines Systems im vollsten Maasse anerkannt worden sind. Einen besonderen Vortheil bietet dieses neue System noch dadurch, dass man die Ehrhardt'sche patentirte Einrichtung auch an alten guten Räderdrehbänken mit geringen Kosten anbringen kann, während nicht alle älteren Bänke, namentlich zu schwache Constructions nicht dafür geeignet sind.

Ausser in Deutschland hat Herr Ehrhardt seine Erfindung sich in Oesterreich und sonstigen Industrieländern Europas und Amerikas durch Patente gesichert.

Es liegen bereits eine grössere Zahl von Bestellungen, theils von neuen Räderdrehbänken, theils von Supports des Ehrhardt'schen Patentes zu älteren Bänken vor; deren Ausführung längere Zeit die Ehrhardt'schen Werkstätten zu Zella beschäftigen werden. Diese Werkzeug-Maschinenfabrik zu Zella St. Blasii in Thüringen erfreut sich schon längst durch die originelle Construction und vorzügliche Ausführung der

Ehrhardt'schen Kaltsägen*), Bandsägen mit oscillirendem Tisch für Metall**), Siederohrschweissmaschinen***) etc. und anderen Specialmaschinen

eines ausgezeichneten Rufes im In- und Auslande, sodass selbst die ersten Maschinenfabriken England's und Nordamerika's Ehrhardt'sche Werkzeugmaschinen bezogen und deren Leistungen rühmend anerkannt haben.

*) Abgebildet und beschrieben im Organ 1879, S. 283.

***) Abgebildet im Organ 1884, S. 9.

****) Abgebildet im Organ 1884, S. 96.

Ueber den guten Lauf der Personenwagen.

Abhandlung: „Die Einrichtung und Montirung der Personenwagen der französischen Nordbahn, vom Obergeringieur Bricogne“, Einleitung und Uebersetzung von F. Leonhardi, Obermaschinenmeister a. D. in Köln a. Rh.

(Hierzu Taf. IX und X, sowie Fig. 4—7 auf Taf. VII.)

Alle Bahnen bestreben sich, sowohl im Interesse der Sicherheit, als der Annehmlichkeit des Verkehrs, einen möglichst ruhigen Gang des Fahrparkes und gute Einrichtung desselben zu erzielen. Die erste Bedingung ist eine möglichst solide und unveränderliche Fahrbahn.

Jedenfalls hat England mit seinen hohen doppelköpfigen Stuhlschienen auf Querschwellen eine richtige Wahl getroffen, weil die Schwellen fest und tief im Boden liegen und selbst das Auswechseln der Schienen leicht und schnell, ohne die Schwellen in ihrem Lager zu lockern, stattfinden kann.

In Frankreich wendet man auf einigen Hauptlinien ebenfalls Stahlschienen, auf dem grösseren Theil der übrigen Linien und in Belgien Vignoleschienen auf Querschwellen an.

In Deutschland und Oesterreich werden nur Vignoleschienen, überwiegend auf Querschwellen und zwar der grösste Theil auf hölzernen, in neuerer Zeit aber auch auf eisernen Schwellen benutzt. Mehr versuchsweise sind in Deutschland auch einzelne Strecken auf eisernen Langschwellen ausgeführt. Obwohl die ununterbrochene Unterstützung der Schiene sehr für dieses System spricht, scheint doch, namentlich auch wegen der schwierigeren Entwässerung, sowie des kostspieligeren Lagers und Auswechslens der Langschwellen, auch in Deutschland die Querschwellen und namentlich die eiserne Querschwellen mehr und mehr in Anwendung zu kommen, besonders nachdem Letztere schwerer als früher verwendet wird.

Seit Einführung der schwereren Lokomotiven und Steigerung der Geschwindigkeit der Züge ist auch das Gewicht der Schienen selbst gesteigert worden.

In Nordamerika sind ausschliesslich, in Württemberg und in der Schweiz, wo durchschnittlich mit geringerer Geschwindigkeit gefahren wird, überwiegend 4achsige Wagen mit je 2 Drehschemel in Verwendung, im übrigen Europa überwiegend 2achsige und nur im nördlichen Flachland auch viel 3achsige Personenwagen im Betrieb.

Die 4achsigen Wagen mit kurzem Radstand der Drehgestelle fahren sich, namentlich bei grösserer Geschwindigkeit wenig ruhig, nur die sogenannten Pullmannswagen mit längerem Radstand der Drehgestelle und doppelter Federung erzielen sanftes Fahren.

Dreiachsige Wagen, welche wegen ihres langen Radstandes weniger leicht horizontal schwanken (schlingern), noch vertikal schwanken (stampfen), fahren sich, auch bei grosser Geschwindigkeit sehr ruhig, doch sind sie, namentlich in curvenreichem Terrain, nur dann verwendbar, wenn ihre Achsen sich entweder radial stellen, oder sonst erhebliches seitliches Spiel zulassen.

Die 2achsigen Wagen haben den Vortheil leichter Beweglichkeit, sie gestatten, dem stärkeren und schwächeren Verkehr entsprechend, ein leichteres Ein- und Auswechseln der Wagen in die Züge, aber es ist schwieriger, einen ganz ruhigen Gang derselben zu erzielen, obwohl auch hierin durch Anwendung langer Tragfedern mit dünnen Blättern, Benutzung einer zweiten Federung und thunlich langem Radstand, schon recht günstige Resultate erzielt worden sind.

Einen gegen deutsche, österreichische und andere französische Wagen ganz hervorragend sanften Gang haben die Personenwagen der französischen Nordbahn.

Diese ganz auffallend günstigen Erfolge sind lediglich durch äusserst sorgsamere Detailermittlung und mechanische Einrichtungen erzielt worden, welche Herr Oberinspector Bricogne, Vorsteher des rollenden Materials der französischen Nordbahn veranlasst und geleitet hat.

Herr Bricogne hat die angedeutete Behandlung der Personenwagen in einem Heft des Jahres 1879 des altrenomirten Werkes: *Publication industrielles des Machines Outils et Appareils par Armengaud* sehr detaillirt beschrieben.

Ich habe von dem mir persönlich befreundeten Verfasser die Erlaubniss erbeten, dieselben, unter Beifügung der nöthigen Zeichnungen, ins deutsche zu übertragen und hoffe, dass die hier folgende Uebersetzung den deutschen und österreichischen Collegen willkommen ist:

»Um die Sicherheit und das Behagen der Reisenden in den Schnellzügen zu erzielen, muss das rollende Material gewissen Bedingungen entsprechen, sowohl den Vorschriften der Mechanik, als in Beziehung auf innere Ausstattung der Wagenkasten.

Die Ingenieure, welchen das Material der Nordbahn zugetheilt ist, ganz besonders aber der Vorstand derselben, Herr Oberinspector Bricogne, der die Gefälligkeit hatte, uns die Vorschriften zugehen zu lassen, welche uns zu diesem Studium gedient haben, sind seit langer Zeit von der Wichtigkeit überzeugt, welche in der Ermittlung dieser verschiedenen Bedingungen beruht, und haben eifrigst nach den besten Mitteln geforscht, um dem zu entsprechen.

Wir beschäftigen uns nur mit den Bedingungen der ersten Art.

In Beziehung auf die Sicherheit ist die Bremsfrage jedenfalls das Wichtigste. Wir haben unsere Studien zuerst mit der Bremse Westinghouse, mit comprimierter Luft begonnen, wir schlagen vor, sie baldigst durch Prüfung der Bremse, System Smith, welche von der Nordbahn etwas verändert ist, und die des Herrn Hardy, Werkstattvorsteher der österreichischen Südbahn in Wien, zu vervollständigen.

In Beziehung auf die mechanische Ausstattung sind die Dauerhaftigkeit der Wagen und der sanfte Lauf derselben ebenso wichtig für die Annehmlichkeit des Publikums, als zur Verhütung von Störungen aller Art, als Heisslaufen der Schmierbüchsen, Abnutzung und Bruch einzelner Theile und selbst Entgleisungen, bei heftigem Schleudern (Schwanken).

Um einen Wagen in Wirklichkeit gut herzustellen, ist es nöthig:

- 1) dass die Räder gut construirt und gut ausgeführt sind;
- 2) dass die Leistung der Tragfedern dem Gewicht des Personenwagens, der Geschwindigkeit des Zugs und dem Zustand der zu durchlaufenden Strecke entsprechend ermittelt sei.

Herr Bricogne nimmt im Princip an, dass das Schleudern und Stossen, welches man bisweilen auf der Bahn bemerkt, nicht durch zufälligen aussergewöhnlich schlechten Zustand des Gleises entsteht, sondern dass es nöthig ist, wenn dieser Zustand sich andauernd zeigt, die Ursache in dem fehlenden Parallelstehen der Achsen des Wagens, welcher diese Erschütterungen zeigt, und in dem fehlenden Gleichgewicht an den Rädern desselben zu suchen sei.

Herr Bricogne folgert, dass man nicht eigentlich von schlechtem Material sprechen soll, sondern nur von schlecht montirten Wagen und dass es unnöthig ist, zu besonders schwerfälligen Constructionen Zuflucht zu nehmen, sondern dass bei allen Wagen ein sanfter, ruhiger und sicherer Lauf durch einfache Verbesserung des Montirens zu erzielen ist.

Zum Messen und Berichtigten der Unvollkommenheiten der Construction und Montirung hat er Präcisionsapparate herge-

stellt, welche die Nordbahn (1879) ausgestellt hat und die wir jetzt beschreiben werden.

Wir beginnen mit denen, welche zur Untersuchung der Räder dienen. Es sind deren sechs Stück, man verwendet sie in nachstehender Reihenfolge:

No. 1. Zur Untersuchung der Gleichheit des Durchmessers der Radreifen.

No. 2. Zur Untersuchung des Profils der Radreifen und zur Ermittlung, ob Fehler im Rundlauf (Schlag) vorhanden.

No. 3. Zur Ermittlung des Gleichgewichts der Räder in sich und der Stärke der Abweichung von demselben.

No. 4. Zur Ermittlung des gleichen Gewichts der beiden auf derselben Achse befindlichen Räder.

No. 5. Zur Ermittlung der Stellung der Radreifen zu den Radmitten.

No. 6. Endlich zur Ermittlung des Gleichgewichts des auf einer Achse aufgezogenen Räderpaares. Alle diese Ermittlungen werden nur so weit verfolgt, als keine derselben einen Fehler der Anfertigung anzeigt.

Bauart und Ausführung der Räder.

1) Untersuchung der Gleichmässigkeit der Durchmesser beider Radreifen einer Achse.

Dieses erste Verfahren wird mit Hilfe des in den Figuren 1—4 der Tafel IX gezeichneten Apparates ausgeführt. Man sieht, dass er einfach aus einem flachen eisernen Lineal A besteht, welches auf dem Support a gleiten kann und mit einem Winkel B endet, dessen Spitze b gegen den Radreif gestellt wird; ein zweiter Winkel B¹ bildet einen Schieber, welcher auf dem Lineal A in der Art sich verstellen lässt, dass der Punkt b¹ sich auf denselben Kreis und denselben Durchmesser wie b einstellt.

2) Prüfung des Profils der Radreifen und ihrer seitlichen Abweichung, der Gleichmässigkeit des Durchmessers desselben Radreifens und richtigen Zustandes des Achslaufes.

Die mit Rädern versehene Achse ist auf eine mit Lagern versehene Drehbank, wie die Figuren 5 und 6, Tafel IX, angeben, aufgelegt. Diese Achse wird ein wenig gelüftet, damit man die beiden Unterlagsböcke C, C¹ frei machen kann und auf die Lager niedergelassen.

Man prüft das Profil der Radreifen, ihr seitliches Schlagen, die Gleichmässigkeit des Durchmessers jedes Radreifens und die Richtigkeit der Achsläufe mit Hilfe der Schablone D gemäss Fig. 5—7, welche mit Nonien versehen ist. Die Figuren 8 und 9 in doppeltem Massstab geben die Details E, welcher das Profil des Radreifens umfängt.

3) Prüfung des Gleichgewichts.

Man prüft die Vertheilung des Gewichts aller Bestandtheile der mit Rädern versehenen Achse. Zu diesem Zwecke bringt man die Achse auf eine Spitzendrehbank, gemäss Fig. 10, Tafel IX, und wenn sie sich nicht bei ihrer Umdrehung in allen Stellungen im Gleichgewicht hält, so misst man mit Hilfe des Stellgewichts S die Grösse der Abweichung vom Gleichge-

wicht und ermittelt das Gewicht, welches an einem Radius abzunehmen oder den anderen beizufügen ist, um das Gleichgewicht für den Durchmesser herzustellen, welcher dem ermittelten Fehler entspricht. — An den gewalzten Scheibenrädern der Nordbahn lässt sich das Gleichgewicht auf der Drehbank durch Nachdrehen herstellen. Wo dies nicht ausführbar ist, muss auf die Scheibe ein Gegengewicht, dessen Grösse und Stellung durch das Laufgewicht zu ermitteln und zu berechnen ist, angebracht werden.

Nur durch dieses Verfahren allein ist der regelmässige Lauf der Räder zu erzielen. Nehmen wir zu diesem Zwecke an, es sei ein lokales Uebergewicht, reducirt auf den Umfang der Räder, von 5 kg vorhanden, so wird man leicht sehen, dass sich bei einer Geschwindigkeit von 90 km per Stunde, oder 25^m per Secunde, dieses einseitige Gewicht der Achse gegen die Senkrechte in dem Verhältnisse vermehrt oder vermindert, wie der Schwerpunkt gleichsam abwechselnd um 2^{mm} bei jeder Umdrehung aus der Achsmitte abweichend liegt. Diese Schwankungen wiederholen sich ungefähr 8 Mal in der Sekunde.

Dies ist die Ursache der sehr kurzen Bewegungen oder Stössen, welche sich durch das Spiel der Federn bis in den Wagenkasten fühlbar machen.

4) Gleichzeitiges Wiegen der beiden Räder einer Achse.

Die Untersuchung und das Folgende lassen erkennen, ob das Gleichgewicht der mit Rädern versehenen Achse vorhanden und ob der Schwerpunkt in die Mitte derselben fällt. Man ermittelt, ob die Gewichte der beiden Räder übereinstimmen, indem man die Achse auf zwei von einander unabhängige Hebelwaagen J—J¹, Fig. 11 und 12, Taf. IX, stellt und die gefundenen Abweichungen im Gewichte entweder an dem einen Rade abnimmt oder an dem anderen Radkörper beifügt.

5) Untersuchung der Stellung der Radreife zur Mittellinie der Achsläufe.

Dieses Verfahren besteht in der Ermittlung der Stellung der inneren Fläche des Radreifens und damit der Stellung der Spurkränze zur Mittellinie der Achsläufe. Es wird dies mit Hilfe der Schablone E ausgeführt, welche Fig. 13, Tafel IX, darstellt.

6) Prüfung des Gleichgewichts der beiden Räder einer Achse in Beziehung auf die Mitte derselben.

Diese sechste und letzte Prüfung vervollständigt und umfasst die vorhergehenden, indem sie sich zu versichern gestattet, dass die Befügung von Gewichten und die Abnahme von Material nichts an den Hauptbedingungen der montirten Achse geändert hat. Sie besteht darin, dass man, wie die Betrachtung der Fig. 7, Tafel X, ergibt, die Achse in ihrem Mittelpunkt an einen Tragbalken F aufhängt, um zu sehen, ob der Schwerpunkt sich stets genau in der vertikalen Linie der Achsmitte befindet.

Dieses völlig neue Verfahren, welches Herr Bricogne zuerst anzuwenden das Verdienst hat, ist unbedingt nöthig, wenn man etwas Vollkommenes erreichen will. In der That ver-

theilt sich die Zugkraft, welche die Achse forttreibt, in zwei Kräfte gleichmässig auf beide Läufe, die ganz das Gleiche wirken, wie eine einzelne auf die Mitte der Achse S wirkende Kraft. Der Schwerpunkt findet sich nicht auf dieser selben Stelle, er vertheilt sich auf ein paar Stellen, welche die Achse schräg und die Spurkränze gegen die Schienen zu bringen streben.

Es ist daher vor Allem nöthig, dass der Schwerpunkt aller Theile des Radsatzes genau mit dessen Mittellinie zusammenfällt.

Die Wichtigkeit dieser Bedingung ist mit der grössten Bestimmtheit praktisch bewiesen. Man wählte einige Personenwagen, welche schwankten und stiessen (stampften), deren Plafond tönte, deren Fenster klirrten und klapperten; man stellte das Gleichgewicht der Räder her und stellte die Wagen wieder in Betrieb, ohne irgend eine andere Reparatur vorzunehmen, und sie wurden sofort ruhig und geräuschlos.

Prüfung des parallelen Standes der Achsen und der Anbringung der Achshalter.

Sobald man sicher ist, gut ausgeführte Räder zu besitzen, welche durch die oben angegebenen Mittel als tadellos erkannt worden sind, ist es die Hauptsache, sie fehlerfrei unter die Wagen zu bringen, d. h. so, dass sie genau parallel und senkrecht auf die Längsachse des Wagens stehen.

Ebenso müssen die beiden Achshalter derselben Achse genau senkrecht zu der Mitte der Achse stehen.

Man gelangt zur sicheren Prüfung der Stellung der Achsen und Achshalter mit Hülfe eines besonders dazu ausgeführten Arbeitskanals, wie er auf Tafel IX, Fig. 14—16, angegeben ist. Dieser Kanal ist mit in Quadraten eingetheilten Platten P ausgestattet, welche auf dem Boden in solchen Entfernungen angebracht sind, die allen auf der Nordbahn üblichen Achsständen entsprechen und 3,25^m, 3,500^m, 4,00^m, 4,100 und 5,500^m betragen. Mit Hülfe eines Bleiloths überträgt man auf diese Platten, sowohl die Richtung der Achsmitten, wie die Mitten der Achshalter, so dass man die Montirung des einen oder des anderen Theils prüfen und reguliren kann.

Wenn die Tragfedern von Hand mit Stellschrauben und die Achshalter mit Hülfe von Schraubenbolzen befestigt sind, so kann man leicht alle Mängel der Montirung berichtigen.

Fig. 21 und 22, Tafel IX, geben die Details dieser in Quadrate eingetheilten Platten.

Man sieht Fig. 20, Tafel IX, die Einrichtung des Bleiloths, wie es zur Prüfung der Achsstellung benutzt wird, während Fig. 17—19, Tafel IX, uns die Einrichtung des Bleiloths zeigen, wie es zur Montirung der Achshalter dient.

Durch diese verschiedenen Hilfsmittel ergibt sich aus dem Uebrigen als logisch richtig, dass man einen Lauf der Wagen erzielt, welcher nichts zu wünschen übrig lässt und wenn kein Betriebsunfall vorgekommen, so findet sich an dem ältesten Personenwagen mit Radstand von 3,250^m derselbe sichere Gang, wie an dem Wagen neuester Construction mit einem Radstand von 4,100^m und von 5,500^m.

Um mit vollständiger Klarheit den Grad der Vollkommenheit des Laufs nachzuweisen, welchen ein Wagen erreicht, der

nach allen den beschriebenen Vorbedingungen montirt ist, so hat man als Schlusswagen von Schnellzügen auf diese Weise vorgerichtete Wagen angehängt und deren Radreifen an der Lauffläche mit weisser Farbe gestrichen.

Diese Wagen sind von Paris nach Creil, d. h. 50 km gelaufen, ohne dass die Flantschen der Radreifen angestreift haben, die Flächen, welche sich in Folge des Laufs zeigten, hatten nicht mehr als 2 bis 3^{mm} Breite. Dies beweist, dass die Achsen auf gerader Strecke kein seitliches Schlagen zeigten und dass in den Curven die konische Form der Radreifen genügte, um die Mittellinie des Wagens in der Mittellinie des Gleises zu halten.

Auch im Betrieb wird dieses Verfahren auf der Nordbahn benutzt, um zu ermitteln, ob die Montirung eines Wagens der Berichtigung bedürftig sei und wenn man sieht, dass ein Spurkranz arbeitet, d. h. an die Schienen streift, oder sich die Lauffläche so erbreitert, dass sie sich fast über den ganzen Radreifen erstreckt, so ist der Wagen zur Untersuchung auf den Kanal zu bringen.

Studie über die Aufhängung.

Das Studium über die Aufhängung ist sehr erschwert, wenn man das Sanfte und Angenehme zu erreichen sucht, weil die Spannung, welche man den Federn zu geben hat, sich der Rechnung entzieht und zum grossen Theil eine Frage der Schätzung ist.

Wenn man ein vorzügliches Gleis ohne irgend eine Unebenheit haben könnte, so würde der Wagen ohne Erschütterungen laufen und wären dann die Federn von mittelmässigem Nutzen. Ist hingegen das Gleis sehr uneben (holpericht), so muss man den Federn eine grössere Biegsamkeit geben, so dass die rauhen Stösse sich in lange, weiche Schwingungen umwandeln. Man darf jedoch diese Biegsamkeit nicht übertreiben, damit man nicht einen unruhigen Wagen erhält, dessen Schwankungen den Reisenden belästigt. Es ist dies jedenfalls eine Sache des Gefühls und Versuches.

Um die Grenze zwischen dem zu viel und zu wenig festzustellen, welche nöthig ist, um der Annehmlichkeit der Reisenden zu entsprechen, hat Herr Bricogne sich geduldvollen und zahlreichen Versuchen hingegeben, in deren Folge er zu nachstehender Berechnung gekommen ist, bei welcher er die Wagen I. Classe der Nordbahn mit 3 Coupés zu 8 Plätzen, die verhältnissmässig leicht sind, im Auge gehabt hat und bei welchen die Durchbiegung der Federn im richtigen Verhältniss zu der auf den Federn ruhenden todten Last steht.

Todteschwebende Last	1000 kg	1100	1200 kg	1300	1400 kg	1500	1600 kg	1700 kg
Durchbiegung für 1000 kg	0,150	0,145	0,140	0,135	0,130			

Der Personenwagen mit Schlafcoupé, von welchem auf Tafel X, Fig. 14, der untere Theil zu sehen ist, wiegt 8245 kg, das auf den Federn ruhende Gewicht beträgt 6104 kg, welches sich theilt in 3440 kg auf die beiden Vorderfedern, oder das Schlafcoupé, und von 2734 kg auf die beiden Hinterfedern.

Unter diesen Verhältnissen ist die Durchbiegung der Federn für 1000 kg bei den Vorderfedern auf 0,145^m und zu 0,140^m für die Hinterfedern festgestellt, wobei selbstverständlich der

ungleichen Vertheilung des Gewichts der Reisenden Rechnung getragen ist.

Der Winkel des Federgehanges (Manotte) gegen die Horizontale ist vorn 58° , hinten $58,30^\circ$. Die Anfangsspannung der Feder ist, diesen Winkeln entsprechend, 150 und 200 kg.

Hierher gehört zur Feststellung dieser Zahlen der 2. Theil der Berechnung, welche die Formeln giebt, mit deren Hilfe man dahin gelangt, um die Anfangsspannung der Federn festzustellen, sowie den Winkel der Federgehänge (Manotten), welcher der Spannung derselben entsprechen muss, in welcher die Componente, der Belastung der Federn bei leerem Wagen entsprechend, (deren Höhe im Allgemeinen durch Versuche ermittelt worden ist) den Zähler bildet, und die totale, von der todtten Last abhängige Durchbiegung den Nenner. Das Verhältniss darf zwischen 2 und 2,5 schwanken wie folgt:

Wagen mit Schlafcoupé. (Tafel X, Fig. 14.)

Todtes Gewicht des Wagens	6164 kg
Todtes auf den Vorderfedern schwebendes Gewicht	1720 <
Todtes auf den Hinterfedern schwebendes Gewicht	1362 <
Zahl der Federn	4 Stück
Mittlere Durchbiegung der Vorderfedern für 1000 kg	0,145 m
Desgl. der Hinterfedern	0,140 m

Formel zur Bestimmung der Federn.

	Vorn, rechts u. links	Hinten. rechts u. links
Spannung der Federn für 1000 kg	0,145 m	0,140 m
Winkel der Hängeisen (Manotten) der Federn	58°	$58,30^\circ$
Cotangente	0,62487	0,6128
Das auf den Federn schwebende Gewicht	1720 kg	1362 kg
Anfangsspannung d. Federn	150 <	200 <
Durchbiegung durch das schwebende Gewicht	0,249	0,190
Horizontale Componente	$0,62487 \times 935$ $= 584,25345$	$0,6128 \times 781$ $= 478,5968$
Verhältniss zwischen horizontaler Componente und der totalen Durchbiegung	$\frac{584,253}{249} = 2,34$	$\frac{478,596}{190} = 2,57$
Zahl der Tragfedern des Kastens		10
Mittlere Durchbiegung für 1000 kg der 6 Vorderfedern		15 cm
Mittlere Durchbiegung für 1000 kg der 4 Hinterfedern		13—14 cm
Anfangsspannung der Kastenfedern der Vorderfedern		25 kg
< < < < Mittelfedern		40 <
< < < < Hinterfedern		60 <

Es ist mit einem Wort eine doppelte Aufhängung; die Kastenfedern haben die gleiche Durchbiegung wie die des Unterstellungs.

Die sehr biegsamen Federn (145—150 mm für 1000 kg), wie sie die Nordbahn verwendet, sind aus einem besonderen Stahl (Wolframstahl) von grosser Zähigkeit hergestellt und können daher grosse Schwingungen ohne zu brechen ertragen.

Das Beispiel des Wagens mit dem Schlafcoupé ist verwickelt, weil dieser Wagen weder in Beziehung auf Vertheilung des Gewichts noch des Baues symmetrisch ist. Aber mit den oben angegebenen Einrichtungen sind die Schwankungen vermieden und der Lauf ist so sanft, dass man das Fensterglas in nur durch Spannfedern gehaltenen Mahagonirahmen, ohne Zwischenlage von Sammt oder Gummi, anwenden kann.

Der Wagen mit Schlafcoupé bietet in Folge seiner unsymmetrischen Construction zwei Enden mit ungleichem Gewicht, was Veranlassung giebt, die Federn für jede Achse zu prüfen. In gewissen Fällen kann der Unterschied des Gewichts auf die beiden Achsläufe derselben Achse sehr merklich sein, wie z. B. in den Gepäckwagen mit Bremse und Bremshäuschen, bei Salonwagen mit ungleicher Eintheilung u. s. w.

Wiegen der vier Winkel eines Wagens.

Um äusserst genau die Spannung der Federn, der zu tragenden Last entsprechend, zu regeln, ist ein Apparat eingerichtet, welcher die 4 Winkel des Wagens zu wiegen gestattet. Dieser Apparat besteht, nach Fig. 4—6, Tafel X, aus drei in gleicher Ebene liegenden Waagehebeln, von denen einer B sich in der Längsachse des Wagens befindet, welcher die freie Schwingung des Wagenkastens in der Richtung dieser Achse gestattet.

Figur 2 ist eine Längensicht des zu wiegenden Wagens.

Figur 1 ist eine Kopfansicht des Wagens mit den beiden Hebelwaagen, welche die Grundfläche des Wiegedreiecks bilden.

Figur 3 ist eine Kopfansicht des auf den Schneiden schwingenden Wagens mit dem Tragbalken, welcher die Spitze des Wiegedreiecks bildet.

Figur 4, 5 und 6 sind die Ansichten der Hebelwaagen, welche mit Wasserwaagen versehen sind.

In Figur 4 auf Tafel VII ist nur der Grundriss des Apparats dargestellt, auf welche Weise die Last, welche jede einzelne Feder zu tragen hat, ermittelt wird.

Figur 9—11, Tafel X, zeigt den kleinen Wagen (Lory), welcher den auf einer Schneide ruhenden Wagebalken trägt.

Die Verwiegung wird in 2 Abtheilungen ausgeführt; bei jedem Wiegen wird der von seinen Rädern, Lagerbüchsen und Tragfedern befreite Wagen in der Art auf drei Schneiden gestellt, dass eine derselben das Totalgewicht, welches die beiden Federn der Achse D zu tragen haben und die beiden andern das Gewicht, welches jede einzelne Feder der Achse E zu tragen hat, anzeigt.

Bei dem zweiten, ganz gleichen Verfahren, aber im umgekehrten Sinne ausgeführt, sind die Apparate von einem zum andern Ende gebracht worden und man misst nun das Gewicht, welches auf jeder Feder D liegt. Auf diese Weise hat man das Gewicht, welches auf jedem Winkel, oder das Gewicht, welches jede Feder zu tragen hat, ermittelt.

Die auf diese Weise ermittelten Wägungen sind von absoluter Genauigkeit. Um sich dessen zu versichern, genügt es,

zu dem durch diese Waagen ermittelten Gewicht, das bekannte Gewicht der Räder, Lagerkasten, Federn u. s. w. hinzuzusetzen und man wird genau das Totalgewicht wiederfinden, welches man durch directe Wägung auf der Brückenwaage ermittelt hat.

Dieser Apparat dient um gewisse sehr unsymmetrische Wagen in der Art mit Ballast zu versehen und die einseitige Last der Bremswagen so zu vertheilen, dass so viel als möglich ein gleiches Gewicht auf die beiden Läufe derselben Achse erreicht wird.

Alle diese umständliche Sorgfalt, welche Herr Bricogne seit vielen Jahren auf das Montiren der Nordbahn-Wagen verwendet hat und welche einem oberflächlichen Geist übertrieben erscheinen dürfte, ist durch den Erfolg gerechtfertigt, welcher neulich der Verwaltung zu Theil wurde, welcher dieser geschickte Ingenieur angehört, dessen Apparate wir hier kennen gelernt haben. — Den 11. Januar 1879 hat auf Antrag der Lyoner Eisenbahn-Verwaltung eine Concurrenz in der Weise stattgefunden, dass in einem Zuge Wagen I. Classe und Luxuswagen aller grossen (französischen) Bahnen gelaufen haben; eine Kommission von Ingenieuren hat einstimmig erkannt, dass die Wagen der französischen Nordbahn am sanftesten liefen.

Einige fremde Ingenieure sprachen bei dieser Gelegenheit aus, dass auf der Ausstellung des Eisenbahnmaterials 1878 der neueste und interessanteste Theil der des Herrn Bricogne gewesen sei, welcher nur aus ganz neuen Apparaten bestanden hat, von denen von keiner Seite ein Vorbild vorhanden ist.

Wir wissen, dass die Nordbahn-Gesellschaft das Princip der Prüfung der Räder auch bei Ausführung der Transmissionen in ihren Werkstätten angenommen hat und dass alle Riemenscheiben, alle Schwungräder und selbst die Kuppelmuffe zwischen Spitzen untersucht werden.

Messen der Abnutzung der Lagerschaalen. (Taf. VII, Fig. 5—7.)

Der gute Lauf der Wagen hat einen sehr glücklichen Erfolg erzielt, es ist die grosse Seltenheit des Heisslaufens der Lager. Die gut abgedrehten, gut montirten Achsen erhalten fast keine Stösse und können sehr lange laufen, ohne dass es nöthig ist, die Wagen zu heben. Es ist daher interessant, ein Werkzeug construirt zu sehen, welches den Grad der Abnutzung angiebt, ohne etwas Anderes als den Unterlagerkasten abnehmen zu müssen.

Dieses Werkzeug oder der Zirkel, welchen man benutzt, ist auf Tafel VII, Figur 5—7, angegeben. Er besteht aus einem Handgriff mit Mutter, im Innern befindet sich eine Schraubenspindel A, welche man durch das Rädchen M, das als feste Mutter dient, steigen oder sinken lassen kann. Diese Spindel bewegt einen Schieber C, dessen Lauf gleich ist der Summe der grössten Abnutzung des Laufs und des Lagers, d. h. 27^{mm}. Das Werkzeug läuft in zwei Arme B aus, welche einen Kreisbogen bilden, dessen Durchmesser ganz genau dem Durchmesser des Laufs entspricht, wenn dieser ganz neu ist und von der Form, dass wenn man das Werkzeug unter die Lagerbüchse so bringt, dass die Arme die Ansätze a a' berühren, so muss der Achslauf genau durch das Werkzeug umfasst sein. Das Instrument ist mit doppelter Eintheilung versehen. Die innere von b nach c dient zum Messen der Ab-

nutzung des Lagers, der Punkt c entspricht der zulässigen äussersten Abnutzung, der andere von c nach d gehend giebt die Abnutzung des Laufs. Bei der letzten Messung verfährt man wie folgt: Man misst den Durchmesser mit Hilfe des Tasterzirkels (Tanzmeister) D, man führt einen Arm dieses Zirkels in die Kerbe e, den anderen Arm auf die obere Theilung, welche genau die Verringerung des Durchmessers angiebt. Die Entfernung von 0 bis zur Kerbe e entspricht genau dem ursprünglichen Laufdurchmesser. Die der Vorschrift entsprechende zulässige Abnutzung ist 13^{mm}. Mit Hilfe des Nonius lässt sich dieselbe bis $\frac{1}{10}$ ^{mm} taxiren.

Um die Abnutzung des Lagers zu erhalten, genügt es von der totalen Abnutzung, welche der untere Schieber angiebt, die vorher gemessene Abnutzung des Laufs abzuziehen.

Man bemerkt, dass für dieses letzte Verfahren eine sehr genaue Abrichtung der Lagerkasten nöthig ist.

Auf der französischen Nordbahn findet man unter 35370 Fahrzeugen 135160 auf das Vollständigste übereinstimmende Lagerkasten und kann auf ihnen der Zirkel mit Genauigkeit angewendet und die schärfsten Angaben erzielt werden. Auch dieser Apparat leistet grosse Dienste. Die Untersuchungen, zu welchen man ihn seit 1877 verwendet, bringen es mit sich, dass die 40,000 Lagerschaalen jetzt im Betriebe bleiben können ohne dass irgend ein Heben der Wagen nöthig wird.

Die Preise der Apparate, welche zu diesen genauen Untersuchungen des Materials eingerichtet wurden, sind nicht übermässig, wie folgende Aufstellung ergiebt:

Arbeitskanal zur Prüfung des Parallelismus der Achsen und Achshalter	Frcs. 1500
Messapparat und Zubehör	« 120
Lagerdrehbank zur Prüfung der Montirung und Dimension der Radsätze	« 450
Schablone und Zubehör	« 20
Spitzendrehbank zur Ermittlung des Gleichgewichts der Satzachsen	« 300
Doppelwaage zur Prüfung der gleichmässigen Gewichtsvertheilung beider Räder einer Achse	« 250
Tragbalken zur Ermittlung, ob der Schwerpunkt der Satzachse durch die Mitte der ganzen Achse geht	« 150
Vorrichtung zum Wiegen der 4 Winkel eines Personenwagens mit den kleinen Hülfswaagen, den beiden Hebelwaagen und Zubehör	« 800
Zirkel zum Messen der Abnutzung der Lagerschaalen, d. h. Schieber und Zirkel	« 35
Total Frcs. 3625	

Eine letzte Vorsicht, deren Anwendung die Aussicht auf das Heisslaufen der Läufer verschwinden macht, besteht darin, die Achsen, nachdem sie sorgfältig untersucht und ihre Lager gut aufgepasst sind, bevor sie in Betrieb gesetzt werden, mit Hilfe eines Riemens von einer Wellenleitung in ihren Lagern schnell umlaufen zu lassen. Sie werden auf mit dem Fussboden gleiche Böcke gelegt und entsprechend so belastet, dass sie eine Stunde lang ein Drehwerk bilden (Figur 8, Tafel X), wodurch die beiden Flächen sich vollständig auf einander passend einlaufen.

Es ist eine geschickte Werkstatt, welche, um so zu sagen, den Rädern gestattet eine Versuchsreise zu machen, bevor sie unter die Wagen gestellt werden.

Beschreibung der Wagen I. Classe.

Dargestellt auf Taf. X, Fig. 12 u. 13.

Der Wagenkasten besteht aus 3 Abtheilungen in Form einer Berline und enthält jede 8 Plätze.

Er ist mit dem Gestell durch 10 besondere mit Spiralfedern ausgerüsteten Stützen A verbunden und auf diese durch Bolzen befestigt.

Die Polsterung ist in steinfarbenem (graugelbem) Tuch.

Der Plafond (Decke) und die zugehörigen Friesen im Innern bestehen aus eingelegten Fournieren.

Die Fensterrahmen in den Thüren sind von Mahagoni und mit Gegengewichten versehen.

Die Sitze der 3 Abtheilungen, 12 Stück, jeder für 2 Plätze, liegen auf Federn und haben eine Neigung von $\frac{1}{12}$. Sie bestehen aus 2 Theilen, der eine ist fest, der andere beweglich. Die festen bestehen aus einem Tannenbrett von 25^{mm} Stärke und 215^{mm} Breite, welches von der Rückwand bis zum Sitzrand reicht, es hat dieselbe Neigung wie der bewegliche Theil und ist durch Leisten getragen, welche auf die Querträger des Gestells geschraubt sind. Der bewegliche Theil besteht aus eichenen Rahmen mit Falzen, welche die Sitzbretter aufnehmen, die an sich eine gewisse Elasticität haben. Jeder Rahmen ruht auf 2 Federn.

Jeder Rahmen trägt 4 Platten, Friktionsplatten genannt, auf welchen die beiden Enden der Federn gleiten, zwei Platten mit Metalllösen auf denselben tragen die Köpfe von 2 Bolzen, welche zur Führung der Sitze dienen.

Die Federn der Sitze bestehen aus einem Blatt und einem halben Blatt. Diese Federn sind auf Stangen der Querleiste und auf dem Mittelrahmen des Sitzrahmens befestigt. Auf denselben sind zugleich die mit metallenen mit Leder bekleideten Führungen befestigt, in welchen die Bolzen laufen, die zur Führung der Sitze dienen.

Die Federn sind auf 40^{mm} Pfeilhöhe gebogen und können sich ohne bleibende Formveränderung um 40^{mm}, bei einer Last von 100 kg auf jeder Feder, während des Montirens durchbiegen.

Anmerkung des Uebersetzers. Bei den neuesten Personenwagen der Nordbahn sind übrigens die in Deutschland allgemein üblichen zahlreichen Spiralfedern auf Gurten gleichfalls in Anwendung gekommen.

Hauptdimensionen des Kastens.

Höhe im Lichten in der Mitte der Decke	2,015 ^m
Totallänge in der äusseren Krümmung (Mitte Decke)	6,402 ^m
Innere Länge des Coupés in Brusthöhe	2,050 ^m
Innere Länge an den Bordleisten	2,433 ^m
Breite im Lichten der Thür	0,600 ^m
Breite der Fensteröffnung an der Seite der Ohrenkissen	0,340 ^m
Höhe der Thür im Lichten	1,720 ^m
Höhe der Seitenfenster	0,615 ^m
Höhe der Thüröffnung	0,620 ^m

Entfernung zwischen den Sitzen	0,620 ^m
Höhe der Vorderkante der Sitzkissen über dem Fussboden	0,310 ^m

Das Gewicht dieser Wagen ist nach dem Folgenden 7400 kg, das auf den Federn ruhende Gewicht ist 5320 kg. Es wird durch 4 Federn getragen.

Nach der Berechnung des Herrn Bricogne ergibt sich die Spannung dieser Federn zu 0,145^m für 1000 kg, das todte Gewicht, welches auf jede von ihnen fällt, ist

$$\frac{5320}{4} = 1330 \text{ kg.}$$

Kennt man folglich das auf der Feder ruhende Gewicht, so giebt dies eine Durchbiegung der Feder $1330 \times 0,145 = 0,19285$. Man stellt die Federn, statt ihre Anfangsspannung festzustellen, indem man ihnen die horizontale Componente gegen die Spannung und schliesslich den Winkel für die Hängeeisen (Manotten) auf folgende Weise giebt:

$$2,5 = \frac{\text{Horizontale Componente}}{\text{Ermittelte Durchbiegung}} = \frac{c}{0,19285^2}$$

oder $c = 0,19285 \times 2,5 = 482125$.

Oder der Werth der horizontalen Componente sei 482125, so giebt die Gleichung $482125 \times 2,5 = \text{cotangente} \times \frac{P}{2}$, wobei P sich zusammensetzt aus dem ruhenden Gewicht, welches bekannt ist, und der Anfangsspannung der Federn, welche unbekannt ist, oder welche man durch Versuche ermittelt. Aber für die erste Montirung genügt eine vorläufige Annahme, über deren Werth die Versuche das Richtige ergeben.

Nehmen wir in dem vorliegenden Fall an, dass die Anfangsspannung gleich 170 kg sei, hierzu das schwebende Gewicht, so hat man

$$P = 1330 + 170 = 1500 \text{ und } \frac{P}{2} = 750 \text{ kg.}$$

Setzt man diesen Werth in die letzte Gleichung, so erhält man $482125 = \text{Cotangente} \times 750 \text{ kg}$

oder $\text{Cotangente} = 0,6428$.

Dieser Cotangente entspricht ein Winkel von $57\frac{1}{2}^\circ$. Alles zur Herstellung der Federaufhängung ist bekannt. Es ist nur noch nöthig, bevor man die Federn als entgeltig spannt, sich zu versichern, ob mit dem Winkel von $57\frac{1}{2}^\circ$ der Hängeeisen (Manotten), welcher durch Rechnung gefunden ist, die Anfangsspannung der angenommenen 170 kg sich annähert. Wenn es nicht weit davon abweicht, genügt es, den Winkel des Hängeeisens etwas mehr oder weniger zu ändern.

Aber im Allgemeinen erhält man mit allen oben für das Montiren der Achsen vorgesehenen Maassregeln an der französischen Nordbahn, wie Herr Bricogne uns sagt, vorzüglich dauerhafte, ruhige und sanfte Personenwagen, sowohl in Beziehung auf das Tuch, auf welchem der Reisende ruht, als in Beziehung auf die Holzfournirung.

Aus eigener langjähriger Erfahrung kann ich den sanften Gang dieser französischen Personenwagen der Nordbahn bestätigen, auch hat bereits eine deutsche Bahn in der oben beschriebenen Weise zunächst einen Salonwagen in Behandlung

genommen. Der gute Erfolg ist zweifellos. Nur in einem allerdings minder wesentlichen Punkt ziehen manche Reisende die deutsche Construction vor, dies ist die Form der Ohrenkissen. Die französischen Ohrenkissen sind flachrund ausge-

polstert, die deutschen scharf rechtwinklig. In diesem liegt der Kopf ruhig, in den französischen findet der Kopf keine feste Lage.

F. Leonhardi.

Ueber einige Fragen des Eisenbahn-Signalwesens.

Von Eisenbahn-Bauinspector Blum in Trier.

Seit dem Erscheinen des bekannten Kecker'schen Werkes über Eisenbahnsignalwesen im Jahre 1883 sind in der deutschen Fachpresse, insbesondere im Archiv für Eisenbahnwesen, im Centralblatt der Bau-Verwaltung und im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens mehrere eingehende Besprechungen über einzelne Vorschriften der deutschen Signalordnung erschienen, zu welchen wohl die Kecker'sche Arbeit die erste Anregung und Veranlassung gegeben haben mag. Hauptsächlich handelte es sich dabei um die Frage, ob und in wie weit die deutsche Signalordnung in ihren Bestimmungen über die Bedeutung der Farben der Signallichter, über die Bahnhofs-Abschluss-signale, die Vorsignale und deren Stellung, sowie endlich über die Anwendung der Knallsignale etwa der Ergänzung und Abänderung bedürfe. Nachstehende Zeilen sollen demselben Zwecke dienen.

Es kann wohl nach den Kecker'schen Mittheilungen als erwiesen angesehen werden, dass auf mehreren der grössten Hauptbahnen Englands das weisse Licht nicht mehr für nächtliche Signalbilder angewendet wird, dass vielmehr »Bahnhofsfrei« durch grünes Licht dargestellt wird und dass demgemäss die diesem Lichte früher gegebene Bedeutung »Vorsicht, langsam fahren« weggefallen ist. Ebenso unzweifelhaft erscheint die Thatsache, dass weisses Licht, wenn es durch eine kleine Oeffnung einer farbigen Blende dringt, oder wenn es dicht neben der farbigen geblendeten Laterne vorbei scheint, auf diejenigen Entfernungen, auf welche farbige Signalbilder noch deutlich sichtbar sein sollen, das farbige Licht vollständig unterdrückt, überleuchtet; und dass auch noch auf geringere Entfernungen derartig — vielleicht zufällig und unbeabsichtigt — eines weissen Lichtes das farbige Licht nicht als solches, sondern als schmutzig weiss oder schmutzig gefärbt erscheinen lässt.

Die von Herrn Baurath Kecker hierüber im Archiv für Eisenbahnwesen 1883, Heft VI mitgetheilten Beobachtungsergebnisse sind beweisend und Unterzeichneter kann sie durch eigene Beobachtungen bestätigen. So trat z. B. beim nördlichen Bahnhofs-Abschluss-signal zu Trier r. M. nicht selten der Fall ein, dass durch weisses Licht, welches aus einer etwa 1000^m rückwärts liegenden Kaserne rührt, das rothe oder grüne Signallicht derart überleuchtet ward, dass es je nach der Stärke des weissen Lichtes erst auf mehr oder minder kurze Entfernung als farbige zu erkennen war. Dabei ging das zuerst sichtbare eine weisse Licht nach und nach, bei der Annäherung an das Signal, vom gewöhnlichen Weiss durch schmutzig Weiss in schmutzig Gelb oder schmutzig Grün über und erst auf kurze Entfernung hob sich das rückwärts liegende weisse Licht vom Signallicht, welches nun deutlich als farbige zu erkennen war, ab, sodass schliesslich die zwei Lichter deutlich zu unterscheiden waren.

Man kann nun sagen, dass hieraus bei einem Bahnhofs-Abschluss-signal niemals Gefahr entstehen kann, weil weisses Licht an demselben überhaupt bedeutungslos ist; das ist aber nur bedingt zuzugeben. Denn schon in dem Umstande, dass das farbige Signallicht erst auf erheblich kürzere Entfernung deutlich als farbige zu erkennen ist, liegt eine Gefährdung, welche noch dadurch erhöht wird, dass während der Zeit, während welcher der Locomotivführer das schmutzig Weiss oder schmutzig gefärbte Licht vor sich hat, viel eher eine Augentäuschung, eine Verwechslung der Farben, eintreten kann, als wenn das farbige Licht rein als solches sichtbar wäre. Hierzu kommt noch, dass bei Blocksignalen und bei Ausfahrtsignalen das weisse Licht selbst eine Bedeutung hat, und dass also hier, durch die zufällige Ueberleuchtung des rothen durch das weisse Licht, aus »Halt« das der Signalordnung entsprechende »Bahnhofsfrei« wird. Selbst wenn nun der Locomotivführer das Signal, nachdem er es erkannt hat, unausgesetzt im Auge behält und daher immerhin noch vor dem Signalmast die verhängnissvolle Täuschung gewahrt wird, so kann aus solch' zufälliger, unbeabsichtigter Farbenänderung des Signallichtes doch unberechenbares Unheil entstehen. Die Gefahr wird aber noch grösser, wenn sich der Führer auf die Richtigkeit des einmal erkannten Signallichtes verlässt und dasselbe auch nur zeitweise unbeobachtet lässt.

Die Forderung: die Bedeutung des weissen Lichtes in der deutschen Signalordnung für »Bahnhofsfrei« als nicht ganz gefahrlos aufzugeben, und durch ein farbige Licht, z. B. durch Grün, zu ersetzen, erscheint daher nicht unberechtigt. Nur darf daraus noch nicht weiter gefolgert werden, dass dann das jetzt durch grünes Licht gegebene Signal »Vorsicht« überhaupt entbehrlich sei. Dabei mag es dahingestellt bleiben, ob das grüne Licht in der deutschen Signalordnung Vorsicht, d. h. also Langsam fahren oder nur Achtung bedeutet. — Siehe die Besprechungen über die Bedeutung des grünen Lichtes im Centralblatte der Bauverwaltung 1885, No. 16 und 18. — Thatsächlich wird das Langsam-Fahr-signal nach der Signalordnung bei Nacht durch grünes Licht gegeben, und wenn das grüne Licht an den Bahnhofs-Abschluss-signalen nicht dieselbe Bedeutung hat oder haben soll, so ist es wohl richtiger bei diesen Signalen auch bei Nacht das einfache Signal »Bahnhofsfrei« zu geben, wie dieses am Tage ja thatsächlich geschieht, als aus der Thatsache, dass trotz des grünen Lichtes viele Bahnhöfe nicht langsamer durchfahren zu werden brauchen, als die freie Strecke, zu folgern, dass das grüne Licht vor Bahnhöfen nicht die Bedeutung der Vorsicht, des Langsam fahrens, welche ihm sonst inne wohnt, habe. Jedenfalls ist nicht recht ersichtlich,

warum am Bahnhofs-Abschlussignal, sowie auch am Perrontelegraphen zur Nachtzeit ein anders bewerthetes Signal gegeben werden soll, als bei Tag; genügt bei Tag das einfache unzweideutige »Bahnfrei« und wird es der Ortskenntniss des Locomotivführers überlassen, je nach Bedarf die Geschwindigkeit seines Zuges zu ermässigen oder nicht, so muss das auch in der Nacht genügen. Zeigen sich z. B. bei Tag am Abschlussmaste 2 Arme, wird also der Zug abgelenkt, so ist es selbstverständlich, dass der Locomotivführer langsam fahren muss und da den 2 Armen entsprechend in der Dunkelheit 2 Lichter erscheinen, so ist es nicht nothwendig, diese noch besonders zu blenden, da schon die Zahl dem Führer die Ablenkung anzeigt und damit die Vorsicht anbefiehlt.

Bei Bahnhofs-Abschlussignalen erscheint daher allerdings das Signal »Vorsicht« entbehrlich; nicht so aber an anderen Stellen und zwar, abgesehen von den bei Arbeiten auf der Strecke unvermeidlichen Langsam-Fahrtsignalen, ganz besonders bei Vorsignalen vor Bahnhöfen, Blockstationen etc.

Die Signalordnung der meisten englischen Bahnen kennt allerdings derartige Langsamfahrtsignale nicht, oder vielmehr nicht mehr und auch in Frankreich haben die Vorsignale nicht die einfache Bedeutung des Langsamfahrens, sondern in beiden Ländern wird zwischen bedingten und unbedingten Haltsignalen unterschieden. Die vorgeschobenen Signale mahnen dort nicht zu langsamer Fahrt, sondern sie gebieten vorläufiges Anhalten; der Locomotivführer darf und soll jedoch, je nach dem örtlichen Befund, am geschlossenen auf »Halt« stehenden Signal vorbei fahren und seinen ganzen Zug unter den Schutz des vorgeschobenen Haltsignals bringen. Nur die unmittelbar am Bahnhofsende stehenden Schlussignale, in England unter Umständen sogar nur die Ausfahrtsignale, gebieten unbedingtes Halt. Aber gerade diese Bestimmungen der Signalordnungen unserer Nachbarländer sind entschieden das Schwächste an denselben; ein feststehendes sichtbares Haltsignal muss ein unbedingtes sein, es darf nicht in das Ermessen der Zugbeamten gestellt sein, dasselbe zu überfahren und gerade die diesbezüglichen Bestimmungen der deutschen Signalordnung, die Unterscheidung zwischen »unbedingtem Halt« und »Vorsicht, langsamer Fahrt« unterscheiden sich von den fremdländischen Vorschriften durch grössere Klarheit und die dadurch erreichte vermehrte Sicherheit auf das Vortheilhafteste. Es ist allerdings zuzugeben, dass auch in Deutschland unter Umständen das Haltsignal überfahren werden muss; aber das darf nur bei Störungen und unvorhergesehenen Unregelmässigkeiten, also nur ausnahmsweise auf jeweilig im Einzelfalle besonders zu erlassenden Befehl geschehen; im regelmässigen Betriebe ist Halt ohne jede Deutelei Halt und das ist gut und muss unbedingt durchgeführt werden.

Um nun dieses unbedingte Halt jeder Zeit erzwingen zu können, erscheint es allerdings nothwendig, häufig — vielleicht häufiger wie jetzt — Vorsignale, welche durch ihr Langsamfahrtsignal auf das Halt des Schluss- oder Blocksignals vorbereiten, aufzustellen und da fragt es sich, in welcher Weise diese am zweckmässigsten bei Tage und bei Dunkelheit zu gestalten sind. Je einfacher eine Signaleinrichtung ist, desto besser wird

sie sich bewähren, wenn sie dabei dieselbe Sicherheit bietet, wie umständlichere Anlagen.

Von allen bisher angewandten derartigen Einrichtungen erscheint die selbstthätige Verbindung einer drehbaren Scheibe mit dem Abschlussignal mittelst doppelten Drahtzugs bei vollständig gewahrter Sicherheit als das einfachste. Insbesondere haben solche einfachen Scheibensignale den Vorzug vor vielen anderen, dass sie keiner besonderen menschlichen Einwirkung zu ihrem sicheren Gange bedürfen; sie werden gleichzeitig mit dem Abschlussignal von demselben Wärter gestellt und eine besondere vorbereitende Thätigkeit, wie Aufziehen, Laden oder dergleichen mehr, wie solche bei den meisten hörbaren Vorsignalen entweder zeitweise, oder sogar nach jedesmaligem Gebrauche nothwendig wird, fällt weg. Zudem kommt noch, dass wohl kein menschlicher Sinn so sicher arbeitet, wie das Auge; Täuschungen sind hier gewiss seltener zu befürchten, als beim Gehör; und da es vollkommen genügt, wenn ein Vorsignal unmittelbar vor der Vorbeifahrt an demselben deutlich erkannt wird, erscheinen hier sichtbare Signale, wie z. B. Scheibensignale als die geeignetsten. Es ist daher auch nicht nothwendig, dass Langsamfahrtsignale bei Dunkelheit durch weit leuchtende Farben dargestellt werden; mag immerhin an Stelle des weissen Lichtes, welches Anlass zu gefahrbringenden Verwechslungen geben kann, das weit leuchtende grüne Licht für die Bedeutung »Bahnfrei« Verwendung finden, irgend eine andere von grün und roth deutlich zu unterscheidende Farbe, z. B. Violett, wird trotz der geringeren Leuchtkraft vollkommen genügen.

Allerdings muss hierbei vorausgesetzt werden, dass Abschluss- und Vorsignal um eine volle Zugbremsstrecke, welche je nach dem Gefälle der Bahn bemessen werden muss, aber wohl höchstens zu 600^m angenommen zu werden braucht, auseinander liegen. Das wird sich aber auch in den weitaus meisten Fällen ohne Schwierigkeit erreichen lassen. Unter der Voraussetzung, dass das Abschlussignal am eigentlichen Gefahrpunkt aufgestellt wird, also je nach der Gestaltung und Benutzung des Bahnhofs entweder an den Endweichen oder um eine ganze Zuglänge vor denselben, ergeben sich noch recht wohl zulässige Drahtzuglängen. Ein weiteres Vorschieben des Bahnhofs-Abschlusssignals als bis zum Gefahrpunkte erscheint durch nichts begründet, höchstens könnte der Fall eintreten, dass es durch ein geringes Vorschieben auf eine erheblich weitere Strecke sichtbar wird, in welchem Falle dann aber das Vorsignal entbehrlich erscheint. Wird aber jedes nicht weit genug zu übersehendes Abschluss- oder Blocksignal durch ein Vorsignal gedeckt, so genügt die Aufstellung der Bahnhofs-Abschlussignale am Gefahrpunkte selbst, da dann die unbedingte Beachtung eines Haltsignals am Schlussmaste möglich ist. Hinsichtlich des Begriffs des Gefahrpunktes schliesse ich mich den Ausführungen im Centralblatt d. Bauverwalt. 1884, No. 22 und im Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnw. 1885, Heft VI insofern an, als derselbe bei Bahnhöfen, bei welchen ausserhalb der Endweichen das in Frage stehende Hauptgleis überhaupt frei gehalten werden kann, an dem Distanzpfahl der in Betracht kommenden Endweichen oder Kreuzungen liegt. Herr Baurath Kecker nennt im Organ 1885, Heft VI diesen Punkt sehr bezeichnend den inneren Gefahrpunkt im Gegensatze zu einem

äusseren, den er überall da, wo mit ganzen Zügen oder Rangirabtheilungen in das betreffende Hauptgleis vor die Endweiche vorgezogen werden muss, um diejenige Länge vor den inneren vorschleibt, die sich aus der Länge der Züge oder der Rangirabtheilungen und der vollen Zugbremsstrecke ergibt. Dieser letzteren Anschauung kann diesseits nicht beigetreten werden, der äussere Gefahrpunkt liegt nur um Zuglänge vor dem inneren; die Länge der Bremsstrecke muss hier ausser Betracht bleiben, gerade so, wie sie bei Bestimmung der inneren Gefahrpunkte ausser Rechnung geblieben ist. Denn ein Zusammenstoss kann äussersten Falles doch nur am vordersten Ende des vorgezogenen Zuges stattfinden, wie in der Nähe der Endweiche oder Kreuzung beim überfahrenen Distanzpfahl. Sowohl innen wie aussen muss aber die Stelle des möglichen Zusammenstosses für die Festlegung des Gefahrpunktes maassgebend sein.

So sehr nun auch einer möglichst weitgehenden Anwendung von Vorsignalen das Wort geredet werden kann, so wenig erscheint deren allgemeine Einführung vor allen Signalen, mit welchen das Zeichen zum Halten gegeben werden kann, angemessen. Bei guter und weiter Uebersichtlichkeit, besonders wenn diese mit einfachen Bahnhof- und Betriebsverhältnissen zusammentrifft, erscheinen Vorsignale recht wohl entbehrlich. Ebenso wird deren Anordnung vor Ausfahrtsignalen wohl nur selten nothwendig sein, da Ausfahrtsignale überhaupt meist nur auf grösseren Bahnhöfen Aufstellung finden, auf welchen entweder alle Züge ohnehin anhalten, oder welche wenigstens eine weitgehende Sichtbarkeit der Signale ermöglichen. Die sichtbaren Vorsignale wären also überall dort anzuwenden, wo es durch die Oertlichkeit geboten ist, wobei unter Umständen die Betriebsverhältnisse — z. B. unverhältnissmässig rasche Zugfolge schnellfahrender Züge u. dergl. mehr — allerdings wesentlich mit in Betracht zu ziehen sein würden.

Für alle aussergewöhnlichen Verhältnisse blieben dann, zur Ergänzung der sichtbaren Signale, die hörbaren Signale aller Art, besonders die Knallsignale. Derartige aussergewöhnliche Verhältnisse können entweder zeitweise, vorübergehend eintreten, z. B. bei starkem Nebel, heftigem Schneetreiben, bei Betriebsstörungen u. s. w. oder an bestimmten Orten regelmässig oder doch häufig. Immer ist aber beiden gemeinsam, dass sie vom

regelmässigen und gewöhnlichen zeitlichen und örtlichen Vorkommen abweichen und hier scheint es auch am Platze, besonders, für fraglichen Zweck im Eisenbahnbetrieb sonst nicht angewendete Signale zu benutzen. Wollte man beispielsweise die Knallsignale als Vorsichtsignale im regelmässigen Eisenbahnbetriebe anwenden, so läge die Gefahr nahe, dass sie als etwas Alltägliches in Fällen wirklich dringender Gefahr, wo sie zur Deckung einer Unfallstelle oder dergleichen dienen, nicht als Gefahr signale beachtet und befolgt würden. Der Eisenbahnbetrieb bedarf auch in seinem Signalwesen unter Umständen ausserordentlicher Hilfsmittel und als solche erscheinen die hörbaren Gefahr signale am geeignetsten zur Ergänzung der sichtbaren Halt- und Vorsichtsignale. Diese hörbaren Gefahr signale gebieten zwar auch Halt, aber es liegt in der Natur der Sache, dass sie überfahren werden müssen im Gegensatz zu den feststehenden sichtbaren Haltsignalen.

Wird nach vorstehend erörterten Gesichtspunkten verfahren, so ergeben sich, ausser den schon besprochenen noch folgende weitere Vortheile:

Die beliebige Anwendung des weissen und grünen Lichtes für die Rückseite der Signalbilder kann zu keinen Irrungen und Verwechslungen mehr Anlass geben, da »Weiss« als Signal überhaupt bedeutungslos ist und »Grün« »Bahnhof« bezeichnet. Die jetzt in dieser Hinsicht geltenden Bestimmungen können also beibehalten werden, ohne an innerer, wenn auch nur theoretischen Folgewidrigkeit zu leiden.

Die bis jetzt noch der einheitlichen Lösung entbehrende Frage der Gestaltung der Signale bei gewöhnlichen Haltestellen auf der freien Strecke ohne Weichenanlagen, kann einfach dahin beantwortet werden, dass auch hier Bahnhofs-Abschluss signale oder je nach der Oertlichkeit auch Blocksignale zur Anwendung kommen. Gegenwärtig liegt die Schwierigkeit der Anwendung ersterer in dem Vorsicht gebietenden grünen Lichte derselben, welches hier weniger Zweck hat, denn sonst irgendwo. Bewerthet man zur Nachtzeit das Signal am Bahnhofsabschlussmaste gleich wie bei Tage, d. h. auf »Bahnhof«, so steht dessen Anwendung auf freier Strecke nichts mehr entgegen.

Trier, December 1885.

Gelasschte Querschwellen.

Von J. W. Post, Ingenieur der Niederländischen Staatsbahn-Gesellschaft in Utrecht.

(Hierzu Fig. 16—28 auf Taf. XI.)

Schon in seinem 1867—1868 erschienenen Werke: »Voie, matériel, etc. des chemins de fer« beschreibt Couche ein Verfahren, um mit alten ausrangirten Holzschwellen brauchbare Schwellen durch Verlaschung herzustellen.

Eine eigenthümliche Zusammenstellung solcher Systeme gab Ingenieur J. Gayda in 1878 (Paris, Dejeu & Cie.).

Es schien aber keins dieser Systeme genügend lebensfähig zu sein, um grössere Anwendung mit günstigen Resultaten zu bewirken.

Anders verhält es sich mit einem System, welches zum

ersten Male im Jahre 1882 von Herrn Sections-Ingenieur Ch. Renson in Lüttich auf den Linien der Niederländischen Staatsbahn-Gesellschaft verlegt wurde und dessen bisher durchaus günstige Resultate beweisen, dass dessen Anwendung, wenigstens unter bestimmten Verhältnissen, mitwirken kann, um nicht unerhebliche Ersparnisse in den Oberbau-Erneuerungskosten zu erzielen.

Aus diesem Grunde dürfte, besonders in der jetzigen Zeit, wo die Einnahmen der Bahnen sich vermindert haben, Renson's Holz-Eisenschwelle für manche Bahn von Interesse sein.

Bei der Betrachtung von alten Holzschwellen halbrunden (Fig. 17, Taf. XI) oder rechteckigen (Fig. 18) Querschnitts ergibt sich, dass die meisten wegen Schwäche des Schienensitzes ausrangirt worden sind, sei es nun dass (Fig. 16) durch Eindrücken des Schienenfusses und nachdeheln dieser Theil zu dünn wurde oder dass, trotz Eintreiben von Holzkeilen in die Löcher die Nägel nicht mehr halten oder endlich dadurch, dass grosse Risse vom Kopfende bis zum Schienensitze entstanden sind.

Bei sehr vielen solcher Schwellen aber kann man zwischen den Schienensitzen ein ziemlich unversehrtes Stück von 900 bis 1000^{mm} Länge (Fig. 16) aussägen; besonders wo zu den Schwellen imprägnirtes Holz verwandt wurde, im Allgemeinen in Fällen, wo die Zerstörung der Schwellen mehr eine mechanische als eine chemische war, wird die Ernte von solchen Stücken eine reichliche sein.

Herr Renson nun verband (Fig. 19) je zwei solcher Stücke mittelst eines gekrümmten oder geknickten \neg Eisens (Flusseisen oder Schweisseisen) derart zu einer Querschwellen, dass die Holzstücke unter Neigung 1:20 liegen und das \neg Eisen zugleich als Unterlagsplatte wirkt, indem es den Druck der Schiene in günstiger Weise auf das Holz vertheilt und die Schienenbefestigungstheile zusammenhält.

Es lässt sich das Profil des Eisens (Fig. 20 und 21) und die Anordnung der Befestigung (Fig. 19 und 22) mit Hakenägeln, Tirefonds, Mutterschrauben u. s. f. in mancher Weise combiniren, muss aber natürlich billig gehalten werden, oft unter Berücksichtigung vorhandenen oder billig zu kaufenden Materials.

Will man die Schwellen auch in Curven mit kleinem Radius verlegen, so kann Spurerweiterung und Uebergang von normaler zur erweiterten Spur dadurch ermöglicht werden, dass man den Schienenfuss sowohl innen wie aussen mit Tirefonds befestigt und diese mit excentrisch gelochten Plättchen versieht.

Das Sägen, Hobeln, Bohren und Montiren der Holz-Eisenschwellen geschieht von den Streckenarbeitern bei schlechter Witterung, wenn ihre gewöhnliche Arbeit stockt; die Kosten dieser Arbeiten können also auf nahezu null geschätzt werden.

Die Arbeit des Verlegens und Nachstopfens ist wie für gewöhnliche Holzschwellen. Um ganz sicher zu sein, dass die Schwellen in der Mitte nicht aufrufen, kann man in der Betung eine Längsrinne lassen, wie in Fig. 19 punktirt angedeutet; absolut nöthig ist dieses aber bei normalen Verhältnissen nicht.

Die zwei abgesägten Stücke der alten Holzschwelle können für allerlei Zwecke Verwendung finden, unter Umständen dürften sogar viele zu Holz-Eisenschwellen zweiter Güte für Grubenbahnen oder Schmalspurbahnen umgearbeitet werden können.

Da die Holz-Eisenschwellen 4 Stirnflächen haben, bieten sie gegen seitliche Verschiebung mehr Widerstand als gewöhnliche Holzschwellen.

Das Holz kann, namentlich wenn es aus imprägnirten Schwellen gesägt wurde, noch viele Jahre dauern.

Im Juli 1882 verlegte Ingenieur Renson ein Quantum Holz-Eisenschwellen in einem Hauptgleise eines Bahnhofs und im September 1882 ein Quantum auf der freien Strecke in 16^{mm} p. m. Steigung und Curve von 1000^m Radius, an einer Stelle wo täglich 30 Züge passiren, worunter Schnellzüge. Beide

Probestrecken verhielten sich bis jetzt in Bezug auf Nachstopfarbeit genau so wie die daneben liegenden Strecken mit gewöhnlichen Holzschwellen, während von Spurerweiterung oder Spurverengerung keine Rede ist. —

Die Fabrikation von Flusseisen-Querschwellen, sowohl solchen constanten Profils als derjenigen mit direct eingewalzter Neigung und Verstärkung*) ergibt einen Procentsatz Abschnitte, welcher grösser oder kleiner ist, je nach der kleineren oder grösseren Länge des gewalzten Stabes.

Nur ausnahmsweise und in kleinem Umfange fanden bis jetzt diese Abfallstücke directe Verwendung; z. B. als Stützen für Rollenlager bei Central-Weichengestängen.

Doch giebt es manches Stahlwerk, welches nicht in der Lage ist, seinen ganzen Abfall durch Einschmelzen im eigenen Betriebe zu verwerthen und daher auf verkaufen dieser Abschnitte angewiesen ist, oft zu sehr niedrigen Preisen.

Das Bestreben nun, einerseits den Preis der Normalbahn-Flusseisen-Querschwellen zu reduciren durch Aufschliessung eines weiteren Absatzgebietes für den grösseren Theil des Abfalles, andererseits der Wunsch eine billige Flusseisen-Querschwellen für Tertiär- und Secundärbahnen, event. für Normalbahn-Nebengleis oder sogar Normalbahn-Hauptgleis ausfindig zu machen, führten zum Versuch durch Verlaschung der Abfallstücke brauchbare billige Querschwellen herzustellen.

Dieser Versuch kann heute als vollkommen gelungen und die Brauchbarkeit als bewiesen betrachtet werden, während die billige Herstellung allen solchen Stahlwerken möglich ist, welche einen Ueberschuss an Abfall haben und die nöthigen hydraulischen oder mechanischen Einrichtungen besitzen, um die Nietarbeit für die Verlaschung schnell, billig und zuverlässig auszuführen.

Die Niederländische Staatsbahn-Gesellschaft verlegte im Juni 1885 ein Quantum von nach 6 Methoden (Fig. 23—27) verlaschten Flusseisen-Querschwellen in einer Steigung von 16^{mm} p. m. und Curve von 530^m Radius. Es zeigten diese Schwellen weder beim Aufladen oder Abladen noch beim Verlegen oder Nachstopfen irgend welche Uebelstände und es erforderten dieselben nicht mehr Nachstopfarbeiten als die daran schliessenden Flusseisen-Querschwellen*) oder die Eichenschwellen. Da kräftige rationell angebrachte Nieten, z. B. sogar bei genieteten Herzstückspitzen ziemlich lange aushalten, dürfte die Dauer der Nieten bei verlaschten Querschwellen noch erheblich grösser sein, weil die Nieten hier auf einer gewissen Entfernung von der Schiene sich befinden und den Vibrationen der Schiene also nicht ausgesetzt sind.

Die 6 Typen der ausgeführten Verlaschungen sind in den Fig. 23—27 dargestellt. Fig. 24 zeigt eine Ueberblattung, wobei die Seitenflächen des unteren Stückes im glühenden Zustande etwas zusammengebogen wurden, damit die horizontalen Theile sich berühren und zusammengenietet werden können. Dasselbe wurde nach Fig. 25 erreicht, ohne zusammenbiegen durch einlegen eines Futterbleches. Fig. 26 zeigt eine mit 8 resp. 6 Nieten ausgeführte Doppellasche, während nach Fig. 27 ein Schwellenstück als Lasche Verwendung fand. Sämmtliche

*) Beschreibung im Organ 1885, Heft 1.

Niete haben 20^{mm} Schaftstärke; es werden hier nämlich für Oberbaumaterial überhaupt Niete unter 20^{mm} Schaftstärke möglichst vermieden. Die Achse der Verlaschung darf bis 150^{mm} aus Schwellenmitte liegen, damit möglichst kurze Stücke auch Verwendung finden können. In der Wahl des Laschenprofils wird dem Fabrikanten einige Freiheit gelassen, damit derselbe wo möglich auch hierzu vorhandene Abschnitte verwerthen kann.

Die Niederländische Staatsbahn-Gesellschaft bezog neulich einige Wagenladungen von diesen verlaschten Flusseisen-Quer-

schwollen zum Preise von 77 Rmk. pro 1000 kg loco Werk. Auch die Geldersch-Oberysse'sche Localbahn-Gesellschaft verlegte ein kleines Quantum derselben.

Es bleibt noch zu untersuchen übrig, in wie fern auch die kürzeren Stücke durch Verlaschung zu brauchbaren Schwellen im Sinne der Fig. 28 umgestaltet werden können, sei es dass das Profil nach innen offen gelassen oder abgeschlossen wird, sei es für Secundär- oder für Tertiär-Bahnen.

Utrecht, Januar 1886.

Hartguss-Leitschienen.

Patent Julius Gulden.

(Hierzu Taf. XII.)

Die Einhaltung der als zweckentsprechend berechneten Spurrillenweiten zwischen den Fahrschienen eines Gleises und den dem Herzstücke gegenüberliegenden Leitschienen ist für den sicheren und ruhigen Betrieb von grosser Wichtigkeit, da die Fahrbetriebsmittel bei einer durch die Abnutzung der Leitschiene erweiterten Spurrinne sehr leicht schädliche und unangenehme Stösse erleiden, eventuell sogar Entgleisungen vorkommen können, wenn die Spurkränze der Räder an die Zungenspitze des Herzstückes anstossen, oder auf dieselben aufsteigen.

Die Erhaltung dieser Spurrillenweite ist bei der jetzigen Anordnung, bei welcher als Leitschienen gewöhnliche Schienenstücke verwendet werden, eine sehr schwierige und bei stark in Anspruch genommenen Weichen fast unmöglich, weil die Leitschienen in verhältnissmässig kurzer Zeit derart abgenutzt, d. h. von den Spurkränzen der Räder abgeschliffen werden, dass ihr Werth ein ganz illusorischer wird.

Es ist Thatsache, dass die Spurrillenweite bei einem grossen Theile der in den Gleisen liegenden Leitschienen zu gross ist, dass also der Zustand derselben in der Regel ein abnormaler und unrichtiger ist und zwar aus dem Grunde, weil der normale Zustand nur durch häufigen Ersatz der abgenutzten Leitschienen und somit nur mit grossen Kosten aufrecht erhalten werden könnte.

Es soll hier auch bemerkt werden, dass man seinerzeit diesem Uebelstande dadurch abzuhelpen bemüht war, dass man Leitschienen aus Hartguss in Vorschlag brachte, bei welchen das neben der Leitschiene liegende Gleise-Schienenstück mit der Leitschiene in einem Stück gegossen wird.

Einige deutsche Giessereien erzeugten auch eine Anzahl solcher Leitschienen, dieselben fanden aber keine Verbreitung, weil sie neben dem Vortheil der minimal geringen Abnutzung mehrere Nachtheile hatten, welche darin bestehen, dass bei Verwendung derselben eine Vermehrung der Stösse eintritt und dass die Continuität der Gleiserichtung unterbrochen würde, weil es sich zeigte, dass beim Gusse das mitgegossene Schienenstück mehr oder weniger krumm wird.

Um nun alle besprochenen Uebelstände zu bekämpfen und die als richtig erkannte Spurrillenweite dauernd einzuhalten,

hat Herr J. Gulden, Director der Firma Ganz & Cie. in Budapest und Ratibor, vor sechs Jahren eine Leitschiene aus Schalenguss (Coquillenguss) construirt.

Diese Hartgussleitschienen sind auf Taf. XII, Fig. 1 mit a und a₁ bezeichnet. Bei diesen wird jene seitliche Fläche, welche mit den Spurkränzen der Räder in Berührung kommt, in Folge ihrer Herstellung durch Guss in Coquillen bis zu einer beträchtlichen Tiefe sehr hart und daher gegen Abnutzung ungemäss widerstandsfähig, so dass eine Abnutzung nur nach sehr langer Zeit und auch dann nur in äusserst geringem Maasse constatirbar sein wird.

Um den Rädern eine sichere Führung zu gewähren, werden die Hartgussleitschienen überhöht, können jedoch, wenn es bedingt ist, z. B. wenn sie bei Wegübergängen verwendet werden, auch ohne Ueberhöhung hergestellt werden.

Die beiden Enden der Hartgussleitschiene kommen, wie aus Taf. XII, Fig. 1 und 3 ersichtlich, gemeinsam mit der Fahrschiene auf separaten, gusseisernen oder schmiedeeisernen Auflage-Platten zu liegen, welche derart angearbeitet werden, dass die Fahrschiene, wenn sie auf diesen Platten ruht, die vorgeschriebene Neigung erhält.

Diese Auflage-Platten können auch mit der Hartgussleitschiene in einem Stücke gegossen werden.

Die Befestigung derselben an die Schwellen geschieht am solidesten mittels Durchschrauben, welche durch die an die Hartgussleitschiene angegossenen Lappen gehen, kann aber mit Weglassung der Lappen und Anbringung entsprechender Einklinkungen auch mittels Hackennägeln bewerkstelligt werden.

Die vorliegende Zeichnung zeigt Hartgussleitschienen für den Gebrauch gegenüber Herzstücken sogenannter abgesetzter Form, welche auf Holzquerschwellen gelagert sind, und ist mit dieser Zeichnung auch die Anordnung der Hartgussleitschienen im Gleise gegeben.

Selbstverständlich können diese Hartgussleitschienen für jedes beliebige Oberbausystem angewendet werden, wenn die Auflageflächen derselben jenem Oberbausystem entsprechend construirt werden, auf welches die Hartgussleitschienen gelagert werden sollen.

Diese Hartguss-Leitschienen erzeugt die Firma Ganz & Cie. in Budapest und Ratibor seit 1880, in welchem Jahre die erste Probeflieferung von 4 Stück an die k. k. priv. Aussig-Teplitzer Eisenbahn-Gesellschaft erfolgte.

Das günstige Verhalten derselben veranlasste benannte Bahnverwaltung zu weiteren Aufträgen in den folgenden Jahren und hat dieselbe bisher 156 Stück bezogen. Erst in jüngster Zeit wurde wieder Auftrag zur Lieferung von weiteren 27 Stück erteilt.

Die im Jahre 1880 gelieferten 4 Probestücke wurden im August desselben Jahres in den zwei frequentesten Wechseln der Station Aussig u. z. in No. 149 und 169 des Rangirbahnhofs eingelegt und ist besonders der Wechsel No. 149 ein solcher, welcher in Folge der Verschiebungen durch Abstossen und Zurückfahren fast ununterbrochen befahren wird, und hat derselbe ausserdem in Folge der scharfen Curven von den schweren Maschinen besonders viel zu leiden.

Nach mehr als fünfjähriger Benutzung ist die Abnutzung dieser Hartgussleitschienen eine ganz minimale, indem sie nur 0,5 mm beträgt, während bei den zunächst liegenden Wechseln mit Leitschienen aus Bessemerstahl-Schienen, die in der Curve liegenden, mit den Hartgussleitschienen gleichzeitig verlegten Leitschienen schon vor einem Jahre eine Abnutzung von 5 mm aufgewiesen haben, und deshalb bereits ausgewechselt wurden.

Die übrigen Hartgussleitschienen, welche weniger stark in Anspruch genommen sind, zeigen noch keine messbare Abnutzung.

Wenn auch nach den bisherigen Erfahrungen die durchschnittliche Verwendungsdauer der Hartgussleitschienen noch

nicht berechnet werden kann, so kann doch heute schon aus den oben gegebenen Abnutzungsdaten geschlossen werden, dass unter gleichen Umständen die Hartgussleitschienen eine annähernd 10mal längere Verwendungsdauer besitzen werden, als Leitschienen aus Bessemerstahlschienen.

Der Preis einer solchen Hartguss-Leitschiene inclusive der zugehörigen zwei gehobelten gusseisernen Unterlagsplatten stellt sich, in den Dimensionen der beiliegenden Zeichnung ausgeführt, nach welcher auch die, an die Aussig-Teplitzer Eisenbahn gelieferten Stücke ausgeführt sind, auf ö. W. fl. 33.— loco Budapest.

Auf den ersten Blick scheinen die Anschaffungskosten einer Hartgussleitschiene zu hoch zu sein, zieht man aber die Verwendungsdauer mit in Calcul, so erweist sich die Verwendung von Hartgussleitschienen entschieden öconomischer, als jene von gewöhnlichen Leitschienen.

Allein nicht nur in öconomischer Beziehung, sondern noch viel mehr mit Rücksicht auf die Erhöhung der Betriebssicherheit, empfiehlt sich die Verwendung von Hartgussleitschienen, und schreibt uns hierüber die Aussig Teplitzer Bahn:

»Die Betriebssicherheit hat durch diese überhöhten und »solid mit den Fahrschienen verbundenen Hartgussleitschienen »ungemein gewonnen, da ein Aufsteigen auf der Kreuzung »nicht möglich ist.«

Ganz & Cie., Eisengiesserei und Maschinen-Fabrik-Actien-Gesellschaft in Budapest und Ratibor.

Das Kiebitz'sche Lenkachssystem für Eisenbahnfahrzeuge.

D. R. P. No. 21640. *)

(Hierzu Taf. XIII.)

Um das eigentliche Wesen dieses Wagensystems verstehen und seine Bedeutung für den Eisenbahnbetrieb gebührend würdigen zu können, ist es zweckmässig, sich die Art der bisher allein gebräuchlichen Gefährtanordnungen unter ausschliesslicher Berücksichtigung der bei Fahrrichtungsveränderungen seitens der Fahrbahn den Radkränzen entgegretretenden Widerstände kurz zu vergegenwärtigen. Es werde zu diesem Zwecke eine gleichmässig harte und glatte, horizontale Ebene als Fahrbahn zu Grunde gelegt.

Das einfachste Gefährt besteht im einradigen Karren (Schub), bei dessen Wendung um den Winkel α (Fig. 20) nur der Widerstand, welchen die Tangentiallinie der cylindrischen Radfläche durch Drehreibung auf der Fahrbahn hervorruft, überwunden werden

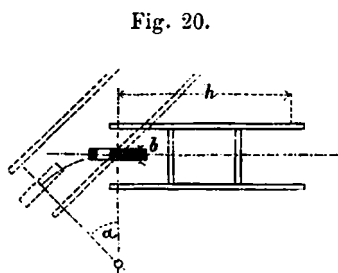


Fig. 20.

muss und welche in Anbetracht des grossen Hebelarmverhältnisses $h : b$ verschwindend klein wird.

Beim zweirädrigen Karren (Fig. 21) findet in jedem der unabhängig von einander beweglichen Räder ebenfalls nur Widerstand gegen die Fahrbahn in Form von Drehreibung statt.

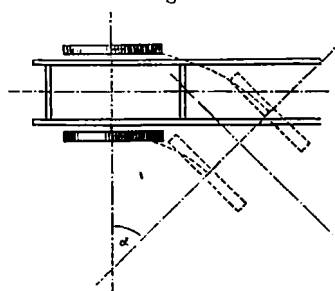


Fig. 21.

In beiden Fällen behalten die Radachsen ihre rechtwinkelige Stellung zur Gefährt-Längsmittellinie unverrückbar bei, ohne dass zwischen der Berührungslinie des Radkranzes mit der Bodenfläche andere als drehende Reibung — um die Verticalmittellinie des Rades beschrieben gedacht — aufträte.

Ganz anders gestaltet sich der Widerstand, wenn — in naturgemässer Weiterentwicklung der Fahrzeuge — statt

*) Dies Patent wurde unterm 27. October 1881 auf Verbindung der beweglichen Untergestelle mit den Zug- und Stossapparaten der Eisenbahnfahrzeuge erteilt und ist noch in Kraft.

einer Achse zwei unverrückbar am Wagengestell sitzen. Es bildet dann die zweite Achse diejenige verticale Unterstützung für das Wagengestell, welche in den beiden ersten Fällen durch Menschen oder Zugthiere bewirkt wurde, nur tritt hierbei der Unterschied hinzu, dass letztere in horizontaler Richtung ihre Krafrichtung zur Mittelaxe*) des Gefährts beliebig ändern können und somit letzterem ohne wesentlichen Reibungsverlust eine andere Fahrriichtung zu geben vermögen, während durch eine zweite Achse je nach geometrischer Lage derselben zur andern Achse eine constante Fahrriichtung vorgeschrieben ist. Da bei parallel gelagerten Achsen diese constante Fahrriichtung »gradlinig« ist, so kommen hier die Widerstände in Betracht, welche sich dem Bestreben, das Gefährt in gekrümmter Linie zu bewegen, entgegensetzen.

Es sei in der Fig. 22 ein mit 2 starren und unter sich parallelen Achsen versehener Wagen dargestellt, welcher von Achse II aus durch die Kraft P in Bewegung gesetzt wird. Die ursprüngliche — constante — Fahrriichtung liegt parallel zur Längsaxe AB des Wagens. Bildet die Richtung von P den Winkel α zu AB , so wirkt nur $P \cdot \cos \alpha$ als Zugkraft in dieser Richtung fort, während $P \cdot \sin \alpha$ eine Verschiebung der Radkränze von Achse II in deren Längsrichtung herbeizuführen sucht und dieselbe auch alsdann herbeiführt, wenn $P \cdot \sin \alpha \geq G \cdot K$ wird (unter G das auf Achse II entfallende Wagengewicht und unter K den zwischen den Radkränzen und Fahrbahn herrschenden Reibungscoefficienten verstanden).

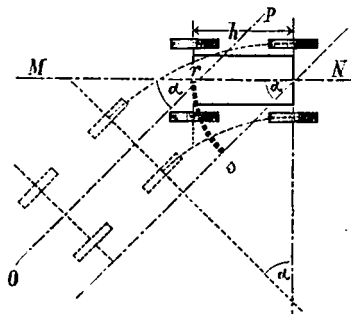
Ist $P \cdot \sin \alpha < G \cdot K$, so wird $P \cdot \cos \alpha$ durch die Reaction ersterer Grösse gegen die Achslagerbunde wohl geschwächt, in seiner Richtung jedoch nicht verändert. Wird aber $P \cdot \sin \alpha > G \cdot K$, so bildet $P \cdot \sin \alpha - G \cdot K$ die eine Componente und $P \cdot \cos \alpha$ die andere für die nun resultierende neue Fahrriichtung $x \cdot y$. Bei der hier angenommenen Angriffsweise von P in der Verticalprojection der Mitte von Achse II muss die seitliche Verschiebung letzterer — relativ, d. h. ohne Berücksichtigung auf die fortschreitende Bewegung gedacht — in einem um die Mitte der Achse I beschriebenen Kreisbogen vor sich gehen, während die Räder der letzteren nur die bei den beiden erstbeschriebenen Fahrzeugen gezeigte Drehung zu erleiden hätten. Selbstverständlich würde Achse I ebenfalls eine seitliche Verschiebung nach der einen oder der andern Seite erleiden und die Verschiebung von Achse II dementsprechend reduziert werden, wenn P in der Verlängerung von AB ausserhalb des Wagens oder zwischen I und II zum Angriff käme. Hierauf näher einzugehen, hat für die weiter anzustellenden Erwägungen keinen Zweck, die Hauptsache bleibt, dass, sobald der Angriffspunkt von P ausserhalb der Achsen in der

*) Der Verfasser erlaubt sich, darauf aufmerksam zu machen, dass er mit Axe die geometrische, mit $Achse$ die materielle Achse bezeichnen will.

Verlängerung von AB liegt, die Summe der seitlichen Verschiebung beider Räderpaare bei ein und demselben Abweichungswinkel constant und gleich ist demjenigen Bogenstück, welches aus dem Radstand h als Radius und der Abweichung α als Centriwinkel hervorgeht.

Ist beispielsweise in Fig. 23 die ursprüngliche Fahrriichtung eines Fahrzeuges MN und wird dasselbe in die Richtung OP übergeführt, welche

Fig. 23.



letztere um α Grad von MN abweicht, so ist das Kreisbogenstück rs durch das eine Räderpaar (oder beide Räderpaare in Summa) lediglich unter Erleidung gleitender Reibung auf der Fahrbahn zurückgelegt worden. Von gar keinem Einflusse ist hierbei die Beschaffenheit der die beiden gradlinigen Fahrriichtungen verbindenden Curve.

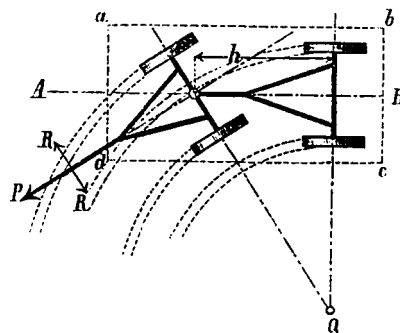
Vorstehende Betrachtungen lassen sich in folgenden Satz zusammenfassen:

»Die bei der Fahrriichtungsveränderung eines mit zwei »parallelen Achsen versehenen Wagens zur Ueberwindung der »zwischen Radkränzen und Fahrbahn hervorgerufenen Gleit- »Reibungswiderstände nöthige Summe von Arbeit ist bei ein »und derselben Abweichung und ein und demselben Radstand »constant, möge für die Veränderung eine Angriffsweise gewählt »werden, wie sie wolle und steht diese Kräftesumme in geradem »Verhältnisse zu genannten Grössen.«

Es mag hier zugleich darauf hingewiesen sein, dass eine in irgend einem Punkte des Wagens angreifende Kraft, welche neben dem Zwecke der Fortbewegung eine Richtungsveränderung herbeiführen soll, dieselbe nur in einer bestimmten Richtung hervorbringt. Diese Thatsache ist, gegenüber der in der Folge zu betrachtenden Wagenanordnung, von ausserordentlicher Wichtigkeit.

Um die durch den Gebrauch der letzt besprochenen Wagenanordnung beim Verändern der Fahrriichtung hervortretenden, je nach Höhe des beziehentlichen Reibungscoefficienten beträchtlichen Gleit-Reibungswiderstände zu vermeiden, wendet man

Fig. 24.



zwecks Herstellung von zweiachsigen Landfahrzeugen seit Jahrhunderten eine Combination von zwei Zweiräder-Karren an. In Fig. 24 ist ein solches Fahrzeug schematisch dargestellt. Die Vorderachse in fester Verbindung mit der Deichsel bildet den einen Karren und nimmt in ihrer Längsmittlebene und in der Mitte zwischen beiden Rädern die mit dem ganzen Wagengestell $abcd$ fest verbundene Hinterachse

Durch den Umstand, dass der Drehpunkt B ausserhalb der Achsverticalmittelebene liegt, wird allerdings ein seitliches Verschieben des ganzen Wagens nach aussen bewirkt, dasselbe ist indess so gering, dass es kaum in Betracht zu ziehen ist — es beträgt bei 180^m Curvenradius, 9^m Radstand und 1000^{mm} Entfernung des Drehpunktes von der Achsmittle nur 25^{mm}. Durch die naturgemässe Verschiebung der Mittelachse nach der entgegengesetzten Seite wird überdies die etwa zu befürchtende einseitige Belastung wieder ausgeglichen.

Der zweiten vom Landbetriebe abweichenden Anforderung des Eisenbahnbetriebes, darin bestehend, dass die Spuren der Radläufe zusammenfallen müssen, wird durch die bereits gezeigte symmetrische Anordnung der Achsen genügt.

Eine der wichtigsten Bedingungen, welche an ein lenkbares Eisenbahnfahrzeug gestellt werden müssen, besteht darin, dass es sich im Moment in die Normalstellung zurückbiegt, sobald die zur Fahrrihtungsveränderung wirksam gewesenen Kräfte erlöschen. Diese Eigenschaft ist dem Kiebitz'schen System im vollsten Maasse zu eigen. Wie aus den Zeichnungen 1 bis 3, Taf. XIII ersichtlich, wird das auf je eine Achse entfallende Wagengewicht durch 4 Paar Gehänge H auf die erstere übertragen. Dieselben haben im Ruhezustande, d. h. wenn sich der Wagen in geradliniger Richtung bewegt, verticale Stellung und ist ihre Länge so bemessen, dass sie bei voller Nachgiebigkeit gegen Verstellung in Curven nach dem Austritt aus derselben die Normalstellung der Achse energisch zu bewirken vermögen.

Was nun die zu einer Fahrrihtungsveränderung erforderliche Kraft gegenüber den früher besprochenen Gefährtanordnungen betrifft, so würden wir es hier zunächst auch nur mit Widerständen gegen drehende Reibung zu thun haben, wenn die Räder einzeln auf den Achsen drehbar wären. Da dieselben bei Eisenbahnwagen jedoch auf letzterer befestigt sind, so müssen sie beim Eintritt in die Curve, sowie beim Austritt aus derselben eine Strecke längs der Schiene gleiten, das eine vor-, das andere rückwärts. Diese Strecke ist für jedes einzelne Rad gleich dem Bogenstück, aus der halben Spurweite und dem halben Centriwinkel α construirt, unter α denjenigen Centriwinkel verstanden, welcher durch den Curvenradius R und den Radstand h bestimmt wird. Dieser Winkel ist demnach nicht gleichbedeutend mit dem früher erwähnten Abweichungswinkel, sondern in der Regel bei weitem kleiner, als dieser. Die Längendifferenz zwischen äusserer und innerer Schiene kann hier mehr als bei anderen Systemen durch die Conicität der Räder als ausgeglichen betrachtet werden, weil die äusseren Radflanschen der Vorder- und Hinterachse gleichmässig gegen die Aussenschiene anlaufen. Die hier gezeigte gleitende Reibung wird übrigens gänzlich vermieden, wenn jedes Rad für sich drehbar angeordnet ist, wie es auf den Tafelfiguren 9 und 10 für Strassenbahnwagen angeführt ist. Diese Anordnung würde sich auch — in entsprechend modificirter Weise — auf Eisenbahnwagen ausdehnen lassen. Man hätte dann die der Fahrrihtungsveränderung entgegretenden Widerstände auf ein Minimum reduzirt. Eine indess nicht zu umgehende Widerstandsquelle liegt beim Kiebitz'schen System in der

Aufhängung des Wagengestell's am Achsrahmen, durch welche ein Heben des ersteren bewirkt wird, während beim lenkbaren Landfahrzeug ein derartiger Widerstand nicht zu berücksichtigen ist. Dieser durch die Aufhängung hervorgerufene Widerstand steht, nebenbei bemerkt, im graden Verhältnisse zum cosinus versus der Winkel, welchen die Gehänge H um ihre Aufhängepunkte beschreiben, welcher Umstand insofern günstig ist, als dem System in der Mittelstellung und in der Nähe derselben eine grosse Empfindlichkeit bewahrt bleibt, während einer aussergewöhnlichen Abweichung (durch annormale Einwirkungen hervorgerufen) grösserer Widerstand entgegengesetzt wird.

Die soeben erwähnte Empfindlichkeit des vorliegenden Systems vermag aber nicht den ruhigen Gang des Gefährts in gerader Strecke zu beeinträchtigen, sie trägt im Gegentheil dazu bei, die kurzen und harten Seitenstösse abzuschwächen und nur durch geringe seitliche Abweichungen der beweglichen Radgestelle von der Mittelstellung bemerkbar zu machen, während der Oberkasten mehr als bei gewöhnlicher Construction geneigt ist, in unverrückbarer Lage zur Bahnaxe zu verharren. Es tritt dies am überzeugendsten zu Tage, wenn man einen mit Kiebitz'schem Systeme versehenen Wagen als letzten im Zuge laufen lässt. Derselbe geht bedeutend ruhiger, besonders wenn er nicht allzu fest an den Vorderwagen angekuppelt ist, ein Wagen anderer Construction.

Um hiermit die allgemeinen Betrachtungen über das Kiebitz'sche System abzuschliessen, sei noch erwähnt, dass bei demselben sämtliche für die Fortbewegung des Wagens in Betracht kommenden Kräfte ganz (die Zug-) oder theilweise (die Stosskräfte) direct auf die beweglichen Radgestelle im Sinne der radialen Einstellung übertragen werden.

Es mögen nun noch einige Bemerkungen über die Ausführung des vorliegenden Lenkachssystems folgen:

Der Rahmen A kann, wie auf Taf. XIII in den Fig. 1 bis 4 (bezw. 7 bis 10 für Strassenbahnwagen) angedeutet ist, durchweg aus Eisen, sonst aber aus Holz und Eisen gefertigt werden; Form und Dimensionen sind ebenfalls modificirbar und hängen meistens von der Länge der Federn bezw. von der Bestimmung des Fahrzeuges ab. Für Personen-, Post- und Schlafwagen wird man statt der Kloben F bezw. G solche nach F_1 anwenden. Feder-, Achsbüch-, Achshalter- etc.-Construction ist ganz beliebig und können deshalb vorhandene Wagen unter Benutzung der genannten Theile ohne wesentlichen Kostenaufwand mit vorliegendem System versehen werden. Der Drehbolzen B (Fig. 2 bis 4) wird bei 5 cm Durchmesser am besten aus Stahl gefertigt, da er die ganze für den Wagen nöthige Zugkraft zu übertragen hat.

Einheitlich muss hingegen die Anordnung der Zug- und Stossapparate ausgeführt werden. Die Zugstange D ist, um den gesetzlichen Bestimmungen zu entsprechen, durchgehend, bedarf aber in ihren längs des Wagens befindlichen Unterstützungen eines Spielraumes, wie er durch die Abweichung des Zugapparates C von der Mittelaxe des Wagens bedingt wird. Dementsprechend ist auch das in der Stirnbohle befindliche Führungstück E des Zughakens nach beiden Seiten hin verlängert. Die die Eindrücke der Buffer auf das Radgestell A

übertragenden Rohrstangen M stehen bei normaler Kuppelung zweier benachbarter Fahrzeuge etwa 2 cm von dem Ansatz der Bufferstange entfernt, so dass sie die leichteren Schwankungen der Bufferstellungen nicht, sondern nur die in den Curven auftretenden Eindrücke übertragen. Das elastische Mittel der Buffer bleibt unverändert, da die durch dieselbe auf das Wagengestell übertragenen Kräfte keine schädliche Beeinflussung auf die Radialachseinstellung zu bewirken vermögen. Die Spiralfedern L (Fig. 1 und 3) sind so gewählt, dass sie den tiefsten Eindrücken der Buffer — beim Stossen in gerader Strecke — nachgeben können. Die als Façonstücke zu betrachtenden Stützen J und K, sowie die Kloben F und G (bezw. F_1), können vortheilhaft aus Stahlguss hergestellt werden.

Die in der Zeichnung gewählten und genau wiedergegebenen Verhältnisse beziehen sich auf einen Wagen von 9^m äusserem Radstand und gestatten eine absolute radiale Einstellung der Endachsen in einer Curve von 180^m Radius. (In Fig. 5 u. 6 ist der Wagen in $\frac{1}{100}$ der wahren Grösse dargestellt.)

Die bei der äussersten Stellung der Achsrahmen eintretende einseitige Beanspruchung der Gehängebolzen hat bis jetzt zu Befürchtungen keine Veranlassung gegeben, da laut officiellen Berichte die Theile einer volle 3 Jahre im Betriebe befindlichen Kiebitz'schen Lenkachskonstruction normalen Verschleiss zeigen.

Die Anbringung irgend welcher Bremsconstruction kann bei vorliegendem Lenkachssystem auf keine wesentlichen Schwierigkeiten stossen, es muss dabei nur im Auge behalten werden, dass der Anzug der Bremskraft möglichst in die Verticalmittelebene des Drehbolzens B fällt. In Fig. 8 und 11 ist die Anordnung einer Bremse für Strassenbahnwagen angedeutet. Bei Anwendung von automatischen Bremsen kann jede Achse ihren Apparat für sich erhalten.

Wie aus den Figuren 1 bis 6 ersichtlich, hängt die Anbringung des Kiebitz'schen Lenkachssystems an einem Eisenbahnwagen keineswegs davon ab, ob letzterer zwei- oder dreiachsig ist; die Mittelachse wird wie bisher, dem äussersten Radstande und dem engsten Curvenradius entsprechend seitlich verschiebbar angeordnet, ohne durch irgend welches, den freien Zugang zum Untergestell versperrendes Gestänge mit den beweglichen, d. h. drehbaren Endachsen verbunden zu sein. (Es ist dabei von Interesse, dass die bereits erwähnten Versuche mit Kiebitz'schen Eisenbahnwagenmodellen in freier Ebene beim dreiachsigen Wagen die Verschiebung der Mittelachse nach der richtigen Seite zu zeigen.) Durch den Wegfall sämtlicher zur Einstellung nöthiger Mechanismen, wie sie andere Radialstellungen unbedingt erheischen, wird selbstverständlich ebenfalls ein grosser Reibungsverlust vermieden.

Dass nun nach allem über das Kiebitz'sche Lenkachssystem Gesagten durch Anwendung desselben eine bedeutende

Reibungsverminderung und somit entsprechende Zugkraft- und Materialabnutzungs-Verminderung erzielt werden muss, kann wohl kaum einem Zweifel unterliegen. Zieht man hierzu noch die mit dem in Rede stehenden System verbundenen übrigen Vortheile, wie ruhige Gangart in gerader Strecke, compendiöser und billiger Bau, so dürfte wohl die allgemeine Einführung desselben als nur empfehlenswerth erscheinen.

Mit der Einführung quest. Systems könnte bei Normalbahnen von der Einstellung kürzerer Wagen (unter 6^m Radstand) überhaupt vollständig Abstand genommen werden, sowie dann auch die Benutzung von Acht-Räderwagen, welche die schwerste und zugleich schwerfälligste Construction aufweisen, als durchaus unrationell erscheint. Andererseits gestattet die Anwendung des Kiebitz'schen Systemes auf neu zu erbauenden Sekundärbahnen die Anlage bedeutend engerer Curven. Legt man z. B. als Verhältniss des grössten Ausschlages der Achse (Fig. 3, Taf. XIII) zur Entfernung des Drehpunktes B von derselben den Werth $\frac{1}{40}$ zu Grunde, so könnte man für Wagen mit 4^m Radstand 80^m, für solche mit 5 und 6^m 100, bezw. 120 Curvenradius anwenden.

Bei Strassenbahnwagen ist es von Wichtigkeit, dass die Räder einer Achse unabhängig von einander beweglich, bezw. drehbar sind. Zu diesem Zwecke wird nach Fig. 9 (untere Hälfte) und Fig. 10 die Achse derartig getheilt, dass jedes Rad zwei Lager erhält, durch welche Anordnung die Last auf 4 Punkte vertheilt und die Anwendung schwächerer Achslagerhälse ermöglicht wird; die hierdurch erzielte Reibungsverminderung hebt die event. durch die Verdoppelung der Zapfen hervorgerufene Reibungsvermehrung wieder auf. Um die Mittelaxen der beiden Räder unverrückbar zu einander in der Verlängerung einer Geraden zu halten, werden die Achslager fest in den Rahmen a gelagert. Die Abfederung wird dann durch die zugleich die Gehänge bildenden Federn h erzielt.

In Fig. 8 und 11 ist die Anordnung der Bremse in Verbindung mit der Zugstange O durch Führungskloben r angedeutet. Durch Fig. 14 und 15, 16 und 17 wird die Situation ein und desselben Strassenbahnwagens in $\frac{1}{100}$ der wahren Grösse, einmal von 2,4^m Radstand und mit Lenkachsen, bezw. von 1,8^m und ohne Lenkachsen dargestellt. Es ist klar, dass erstere Anordnung doppelten Vortheil bietet, einmal den der Lenkbarkeit und zweitens den der durch den verlängerten Radstand bewirkten vortheilhafteren Unterstützung.

Bei Anwendung elektrischer oder anderer automatischer Betriebskraft kann der betreffende motorische Apparat im Rahmen A angebracht sein.

In Fig. 12 und 13 ist die Construction der Gehänge für ungetheilte, bezw. getheilte Achsen in $\frac{1}{5}$ der wahren Grösse dargestellt.

Die Tangenten-Boussole, als Ampèremeter, Voltmeter und Ohmmeter.

Von J. Krämer, Ingenieur und Docent für Elektrotechnik in Wien.

Wer von den Telegraphen-Ingenieuren hat nicht schon mit der Schwierigkeit gekämpft, Stromstärken, elektromotorische Kräfte und Leitungswiderstände in den Telegraphen-Linien zu messen, oder etwaige Messresultate in verlässlicher und allgemein gültiger Maassangabe auszudrücken.

Bis jetzt hatten wir zu solchen Zwecken fast nur das Siemens'sche Universalgalvanometer, das genaue Ermittlung von Widerständen, Vergleichen elektromotorischer Kräfte und Schlüsse auf die Stromstärke gestattet. Beim Eisenbahntelegraphen-Dienste aber hat dasselbe wenig Verwendung gefunden; man zog im Allgemeinen vor, mit viel zu viel elektromotorischer Kraft zu arbeiten, da »Sicherheit« die Grundbedingung des Eisenbahnverkehrs ist, und bedeutende Stromstärke eine Gewähr bezüglich sicherer Function elektrischer Apparate bieten sollte. Rationell, d. h. nach wissenschaftlich begründeten Normen wurde nur in seltenen Ausnahmefällen gearbeitet, und dort, wo ein auch theoretisch richtiger Betrieb activirt werden sollte, fehlte — wenn die correcte Ausarbeitung, so weit eine solche möglich ist, fertig war — das Mittel, die richtige Ausführung controlliren und den angebahnten Betrieb durch ein geeignetes Instrument leicht und sicher jederzeit constatiren zu können.

Bei den Belgischen Staatstelegraphen, wo regelmässige tägliche Messungen der Stromstärken eingeführt sind, bedient man sich der Tangenten-Boussole und des Differentialgalvanometers, construirt täglich unter Anwendung eines nach Möglichkeit richtigen Normalelementes ein Ampère und hat zur Reduction der dann erhaltenen Messresultate eine empirisch ermittelte Tabelle. Das ist etwas umständlich, gibt nicht ganz genaue Resultate, in vielen Fällen wird aber diese Methode immerhin und zwar umso mehr genügen, als die Tangenten-Boussole — wie Hofrath Prof. Dr. J. Stefan in einem öffentlichen Vortrage behauptete — zu elektrischen Messungen das Messinstrument par excellence genannt werden muss. Die Anwendung der Tangenten-Boussole in der Praxis ergibt aber, so bald Angaben in einem bestimmten Maass-Systeme nöthig sind, Schwierigkeiten, wie sofort gezeigt werden soll.

Die Tangenten-Boussole in den gebräuchlichen Constructionen gestattet nur relative Messungen und muss, um die Angaben einer solchen allgemein verständlich zu machen, für jeden derartigen Apparat ein oft complicirter Reductionsfactor ermittelt werden, der dann die Befunde auf ein gebräuchliches Maass zurückführt. Wie schwierig und wie oft erfolglos das ist, habe ich im XXII. Band des Organs (2. u. 3. Heft 1885) ausführlich erläutert.

Nun muss aber, wenn der Reductionsfactor leidlich richtig ermittelt ist, das Instrument am gegebenen Orte verbleiben; bei jeder örtlichen Veränderung ist wegen der Schwankungen der Horizontalcomponente des Erdmagnetismus eine neue Ermittlung jenes Factors nöthig. Vor dem für die Elektrotechnik so denkwürdigen Jahre 1881 stellte sich auch noch die Zerfahrenheit in den Maass-Angaben (und Einheiten) einer allgemeinen Anwendung der Tangenten-Boussole entgegen. In der Praxis exi-

stirte damals nur eine und zwar in Deutschland und England auch wieder verschiedene Einheit für den Leitungswiderstand; für Stromstärke und elektromotorische Kräfte konnte man sich über keine acceptable Einheit einigen und so ist es auch begreiflich, dass an die Construction eines praktisch verwendbaren Normal-Mess-Instrumentes so lange nicht gedacht werden konnte, bis nicht völlige Klarheit und strenge Definition aller Maass-einheiten-Begriffe erreicht worden war. Das wurde aber wieder durch verschiedene Umstände, insbesondere durch die rapide fortschreitende Entwicklung der Elektrotechnik erschwert. Die Entdeckung des elektrodynamischen Principes (Siemens 1866) und die Construction der dynamoelektrischen Maschine (Gramme 1872), die ausserordentlich starke, nach Pferdekräften zu messende elektrische Kräfte liefert, sowie die Erfindung des Telephons (Bell 1877), dessen elektrische Ströme wegen ihrer ganz besonderen Geringfügigkeit lange Zeit gar nicht nachweisbar waren, erweiterten die Grenzen, innerhalb welcher concrete Begriffe eines Maass-Systems nunmehr verlangt wurden, ganz bedeutend und es kann der Wissenschaft gar nicht hoch genug angerechnet werden, dass sie durch Creirung des »absoluten Maass-Systems« dem Pariser Congress der Elektrotechniker (1881) eine Grundlage bot, die dringend angestrebte Lösung glücklich zu erzielen.

Wir erhielten damals also unter Anderem: das Ampère, als Einheit für die Stromstärke, das Volt, als Einheit für die elektromotorische Kraft und das Ohm, als Einheit für den Leitungs-Widerstand.

Nunmehr konnte auch der erste und wichtigste Satz des Elektrikers — das Ohm'sche Gesetz — in eine leicht verständliche Form gebracht werden:

$$1 \text{ Ampère} = \frac{1 \text{ Volt}}{1 \text{ Ohm}}$$

Diese Formel giebt uns zugleich die Definitionen der oben citirten Einheitsbegriffe.*)

Zu den glücklich beschafften Einheiten gehören aber nun taugliche Mess-Instrumente, um die Errungenschaften nicht brach liegen lassen zu müssen.

Das »Ohm« konnte schon früher exact gemessen werden, wir hatten dazu schon vor 1881 gute und verlässliche Instrumente. Anders gestaltete es sich bei der Construction der Ampèremeter und Voltmeter. Es wurden die scharfsinnigsten Instrumente geschaffen, die verschiedenen elektrischen Ausstellungen aber, sowie die Ausstellung in Antwerpen zeigten, dass fast jeder Fabrikant sich eines anderen Messinstrumentes bedient, dass die Angaben aller dieser verschiedenen Systeme nicht immer scharf übereinstimmen, und wenn sie auch übereinstimmen, so konnte man sich doch bei allen Zugeständnissen

*) 1 gesetzliches Ohm ist übrigens gleich dem Widerstande einer Quecksilbersäule von 1 qmm Querschnitt, 106 cm Länge, bei der Temperatur des schmelzenden Eises.

1 Volt gleich 0,8930 Daniell = 10⁹ c. g. s. e.

1 Ampère = 10⁻¹ c. g. s. e.

bezüglich der Richtigkeit der angewendeten Theorie keine rechte Vertrauensseligkeit einreden. Zudem können alle diese Instrumente zumeist nur innerhalb gewisser Grenzen den Anforderungen der Praxis genügen. Nach vielen mehr oder minder glücklichen Versuchen greift man nun auf die »Tangenten-Boussole« zurück und sucht diese den exacten Anforderungen der Praxis anzupassen. Auch dabei fehlt es nicht an allzu scharfsinnigen und daher wenig brauchbaren Modifications-Anträgen; es scheint aber, dass Prof. J. Kessler in Wien durch seine Constructions-Präcisirung die Schaffung eines Messinstrumentes ermöglicht hat, das bei allen Anforderungen der Praxis und in den meisten Fällen exacter Messungen vollkommen ausreichen wird.

Es dürfte angezeigt sein, hier über die der Tangenten-Boussole im Allgemeinen zu Grunde gelegte Theorie etwas ausführlicher zu sprechen.

Bei der Tangenten-Boussole wird die Einwirkung eines kreisförmigen elektrischen Stromes auf einen in der Achse desselben situirten frei beweglichen Magneten zur Strommessung benutzt.

Es sei (Fig. 26)

R = AC der Halbmesser des vom Strome gebildeten Kreises, S die Intensität dieses Stromes, μ das magnetische Moment des magnetischen Körpers, x = AO der Abstand des letzteren vom Mittelpunkt des Kreises.

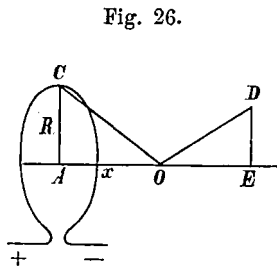


Fig. 26.

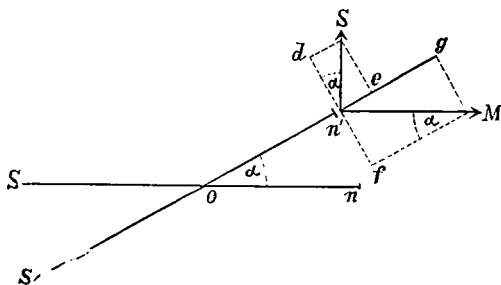
Steht nun der Stromkreis im magnetischen Meridian und ist x = 0, dann ist die Kraft, mit welcher der Strom den Magneten aus der normalen Richtung zu drehen strebt =

$$\frac{2 \pi \mu S}{R} \dots \dots \dots \text{I.}$$

Ist der Magnet in der Richtung von A nach E und zwar bis O verschoben, dann ist die Kraft

$$\overline{OE} = \frac{2 \pi S \mu R^2}{(R^2 + x^2)^{3/2}} \dots \dots \dots \text{II.}$$

Fig. 27.



Es sei (Fig. 27) S n der magnetische Körper in seiner normalen Lage und $n_1 S_1$ derselbe in abgelenkter Lage, wobei angenommen ist, dass sich die Resultante $n_1 S$ der ablenkenden Wirkung des elektrischen Stromes wegen der geringen Dimensionen des Magneten während der Ablenkung nicht ändert,

denn nur dann wirkt dieselbe vollkommen senkrecht auf den magnetischen Meridian. Nun wirkt aber die Resultante $n_1 M$ des Erdmagnetismus (und zwar an verschiedenen Orten verschieden) gleichzeitig auf den Magneten und dieser bleibt abgelenkt in Ruhe, wenn die von beiden Kräften ausgeübten Drehungsmomente gleich sind. Demnach wird, wenn $n_1 S$ und $n_1 M$ in Componenten zerlegt werden, $n_1 d = n_1 f$, es ist ferner $\sphericalangle \alpha = \sphericalangle n_1 O n = \sphericalangle d n_1 S = \sphericalangle n_1 M f$ und da nun

$$\begin{aligned} n_1 d &= n_1 S \cdot \cos \alpha \\ n_1 f &= n_1 M \sin \alpha \end{aligned}$$

so ist, da $n_1 S =$ der Stromkraft S und $n_1 M =$ der erdmagnetischen Kraft M

$$S \cdot \cos \alpha = M \cdot \sin \alpha \text{ und } S = M \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = M \tan \alpha \dots \dots \dots \text{III.}$$

Die Stromstärke ist also der Tangente des Ablenkungswinkels direct proportional; letzterer ist daher zum Vergleichen eventuell zum Messen der Stromstärken vorzüglich geeignet, umso mehr, da man bei gleichbleibendem M dieses leicht eliminieren kann:

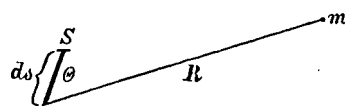
$$\begin{aligned} S &= M \tan \alpha \\ S_1 &= M \tan \alpha_1 \\ S : S_1 &= \tan \alpha : \tan \alpha_1 \dots \dots \dots \text{IV.} \end{aligned}$$

Bei Strömen von sehr geringer Dauer kann man die ablenkende Wirkung desselben als einen Stoss auf den Magneten in tangentialer Richtung ansehen und es gilt dann für die Intensität des sehr kurzen Stromes die Formel

$$S \text{ const.} = \sqrt{1 - \cos \alpha} = \sqrt{2} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots \text{V.}$$

Sehen wir uns nach dieser allgemeinen Einleitung die Vorgänge in der Boussole aber doch etwas genauer an.

Fig. 28.



Es sei f die Wirkung eines Stromelementes ds (Fig. 28) von der Gesamtstärke S auf eine um R von ds entfernte magnetische Masse m;

Θ der von ds und R eingeschlossene Winkel. In diesem Falle gilt nach Prof. Dr. J. Stefan die Relation:

$$f = C \frac{S \cdot m \cdot ds \cdot \sin \Theta}{R^2} \dots \dots \dots \text{VI.}$$

Da nun bei der Tangenten-Boussole der Winkel Θ annähernd immer gleich ist 90° — daher $\sin \Theta = 1$, so erhalten wir die Gesamtwirkung:

$$F = C \Sigma \frac{S m ds \sin \Theta}{R^2} \dots \dots \dots \text{VII.}$$

beziehungsweise

$$F = \frac{C m S}{R^2} \Sigma ds \dots \dots \dots \text{VIII.}$$

Nun ist aber Σds bei der Tangenten-Boussole von n Windungen = $2 R n \pi$ und demnach

$$F = \frac{C m 2 \pi n S}{R} \dots \dots \dots \text{IX.}$$

Daraus erhellt, dass die Gesamt-Wirkung der Multiplication in einer Tangenten-Boussole der Anzahl der Windungen

direct, dem Radius verkehrt proportional ist. Die Gesamtwirkung soll aber in Ziffern ausgedrückt werden. Dazu bedürfen wir vor Allem einer Maass-Einheit. »Nach dem absoluten elektromagnetischen Maass-Systeme ist die Stromeinheit (10 Ampères) gleich der Intensität eines Stromes, welcher in einem Kreisbogen von der Länge 1 und dem Radius 1, die Kraft 1 auf die Magnet-Einheit in der Mitte des Kreises ausübt.«

Construiren wir ein Instrument nach dieser Definition, so wird

$$\begin{aligned} \Sigma . ds &= 6,28 \dots \text{ cm} \\ R &= 1,00 \dots \text{ cm}. \end{aligned}$$

Die Definition ändert sich dann (nach Serpieri) dahin, »dass nun jener Strom, der im Kreisbogen vom Radius 1 auf einen im Mittelpunkte befindlichen Magnetpol die Kraft von 2π (6,28 ...) absoluten Einheiten ausübt, die Intensität 1 besitzt.« Ein derartig dimensionirtes Instrument ist aber für praktische Anwendungen nicht geeignet. Wir werden bessere Constructionsbedingungen erhalten, wenn wir calculiren, dass

$$S = M . \text{ tang } \alpha .$$

Setzen wir nun in dieser Formel $M = \frac{RH}{2 \pi n}$ (H Horizontal-Componente des Erdmagnetismus), so kommen wir zur Weber'schen Formel, nach welcher

$$S = \frac{RH}{C 2 \pi n} \text{ tang } \alpha \dots \dots \dots \text{ X.}$$

und die absolute Einheit $= \frac{RH}{2 \pi} \text{ tang } 45^\circ$ ist, $\dots \dots \dots$ XI.

d. h. die absolute Einheit der Stromstärke (10 Ampères) wird an der Tangenten-Boussole 45° Ablenkung erzielen, wenn die Boussole nur eine Windung hat und der Radius gleich ist der doppelten Ludolfischen Zahl, dividirt durch den Werth der Horizontal-Componente des Erdmagnetismus.

Ein Ampère ist demnach ein Strom, der an einer Tangenten-Boussole mit 10 Windungen von mittlerem Radius $\frac{2 \pi}{11}$ den Magneten auf 45° Grade ablenkt.

Nach diesen Definitionen lässt sich schon ein besseres Instrument bauen, und da für Mitteleuropa der Werth der Horizontal-Componente des Erdmagnetismus mit rund 0,20 Centimeter-Gramm angesetzt werden kann, so empfiehlt es sich für uns, für einen derartigen Apparat dem Radius eine Länge von rund 30 cm zu geben.

Es wurden auch thatsächlich viele derartige Apparate nach der in Fig. 29 angedeuteten Form gebaut und die Gradeintheilung empirisch ermittelt. (Fig. 30 diene als Beispiel einer solchen Eintheilung.)

Wenn nun auch damit viel erreicht war, das Ideal eines Messinstrumentes war es noch nicht; besonders für Telegraphen-Zwecke hatte eine solche Boussole deswegen keinen Werth, weil Milliampère damit nicht gemessen werden können.

Fig. 29.

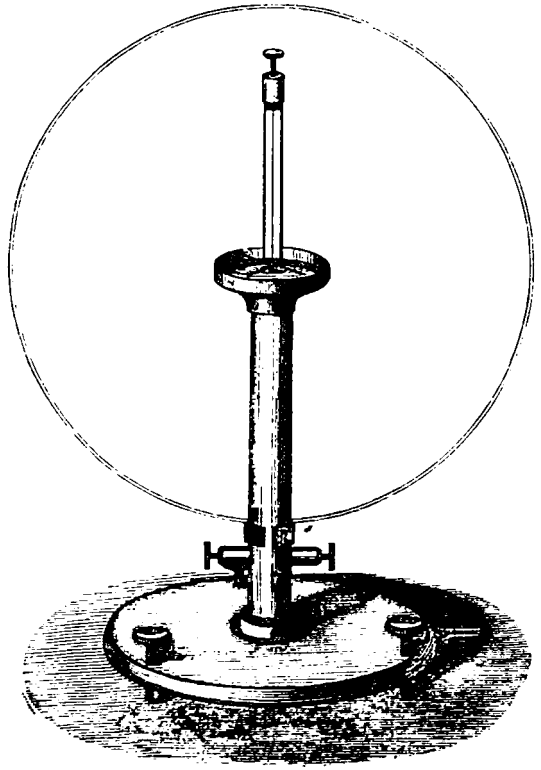
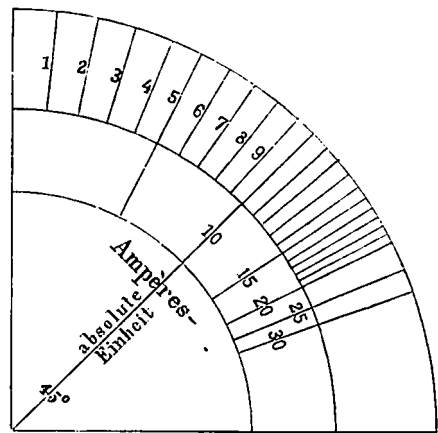


Fig. 30.



Die Aufgabe formulirt sich nunmehr bereits viel präciser: Es soll eine Tangenten-Boussole construirt werden, deren Reductions-Factor leicht handlich ist und die es gestattet, an allen Punkten Mitteleuropas Milliampère bis 30 Ampère zu messen.

Prof. J. Kessler in Wien hat, wie schon erwähnt, diese Aufgabe gelöst und ein Instrument geschaffen, das noch viel mehr, als verlangt wurde, leistet.

Er calculirte: Der Reductionsfactor $\frac{RH}{2 \pi n}$ ist jedenfalls am bequemsten, wenn er gleich einer Potenz von 10 gehalten ist. Da R und n bei jedem Instrumente constant bleiben, so ist nur H variabel, leider aber sehr variabel. Diesen Variationen kann nur durch systematisches Verschieben

des Magneten in der Richtung AE (Fig. 26) begegnet werden, wie das schon Gaugain proponirt hat, der die Entfernung AO gleich dem halben Radius setzt.

Nur gilt dann nicht mehr die einfache Formel

$$S = \frac{HR}{C 2 \pi n} \tan \alpha,$$

sondern nach Wiedemann's Galvanismus III, Seite 207, die viel complicirtere:

$$S = \frac{(R^2 + x^2)^{3/2}}{n 2 R^2 \pi} \text{II} \tan \alpha \left\{ 1 + \frac{3}{2} (R^2 - 4x^2) \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{(x^2 + R^2)^2} \right\} \text{absol. Einheiten XII.}$$

(λ Länge der Nadel, die übrigen Bezeichnungen sind bekannt.)

Da nun aber die absolute Einheit gleich ist 10 Ampères, so wird

$$S = \frac{5 (R^2 + x^2)^{3/2}}{\pi n R^2} \left\{ 1 + \frac{3}{2} (R^2 - 4x^2) \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{(R^2 + x^2)^2} \right\} \text{II} \tan \alpha \text{ Ampères XIII.}$$

Diese Formel zu kennen ist nöthig, wenn man die Theorie der Tangenten-Boussole aufstellt, und weil aus derselben auch die Constructions-Details abgeleitet werden müssen. Bei Gaugain war $(R^2 - 4x^2) = \text{Null}$ und es verschwindet der ganze Ausdruck in der Hauptklammer der Formel XIII. Setzen wir aber $(R^2 - 4x^2) = 1$, so ist

$$\frac{3}{2} (R^2 - 4x^2) \frac{\lambda^2 \sin^2 \alpha}{(R^2 + x^2)^2} = 0,00014$$

und es wird

$$S = \frac{5 (R^2 + x^2)^{3/2}}{\pi n R^2} (1 + 0,00014) \text{II} \tan \alpha \text{ . . . XIV.}$$

$$\text{Da nun } (R^2 + x^2)^{3/2} = \left(5 \frac{R^2}{4} \right)^{3/2} = \sqrt{\left(\frac{5 R^2}{4} \right)^3} = \frac{\sqrt{5^3 R^6}}{8} = \frac{5 \sqrt{5} R^3}{8}$$

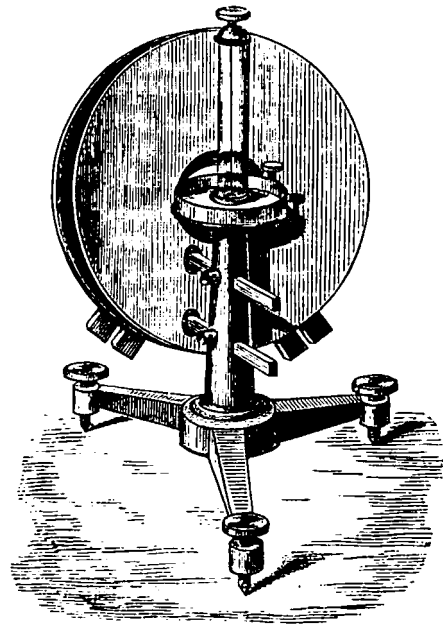
$$\text{so wird } \frac{(R^2 + x^2)^{3/2}}{2 \pi n R^2} = 5 \sqrt{5} \frac{R^3}{8} \cdot \frac{1}{2 \pi n R^2}$$

$$\text{und jetzt ist } S = \frac{50 \sqrt{5}}{16 \pi n} R \text{II} \tan \alpha \text{ Ampères . . . XV.}$$

und danach hat nun Prof. Kessler die Werthe für R, n, x und λ so fixirt, dass der Reductionsfactor der nach seinen Angaben dimensionirten Tangenten-Boussole immer gleich einer Potenz von 10 bleibt, wenn man die Differenzen der Horizontal-Componente durch eine entsprechende Aenderung des x (Abstand des Magneten vom Stromkreise) ausgleicht. Bei richtiger Construction eines nach den eben entwickelten mathematischen Deductionen angefertigten Apparates und bei gehöriger Sorgfalt beim Ablesen der Ablenkungswinkel kann man leicht Resultate bis auf 0,1 Procent genau erhalten, was für die Praxis als sehr zufriedenstellend angesehen werden kann. Für die Telegraphen-Abtheilung der General-Direction der Oesterreichischen Staatsbahnen wurde unter gefälliger Mitwirkung des Herrn Prof. Kessler in der Fabrik der Herren Teirich & Leopolder in Wien eine derartige Tangenten-Boussole gebaut, und es war das Resultat ein so vollkommener Apparat, dass eine Beschreibung desselben für die Fachkreise von Interesse sein dürfte.

Ein drehbares Messingstativ (s. Fig. 31) trägt eine gewöhnliche Declinations-Boussole. Die Nadel derselben hat Rauten-

Fig. 31.

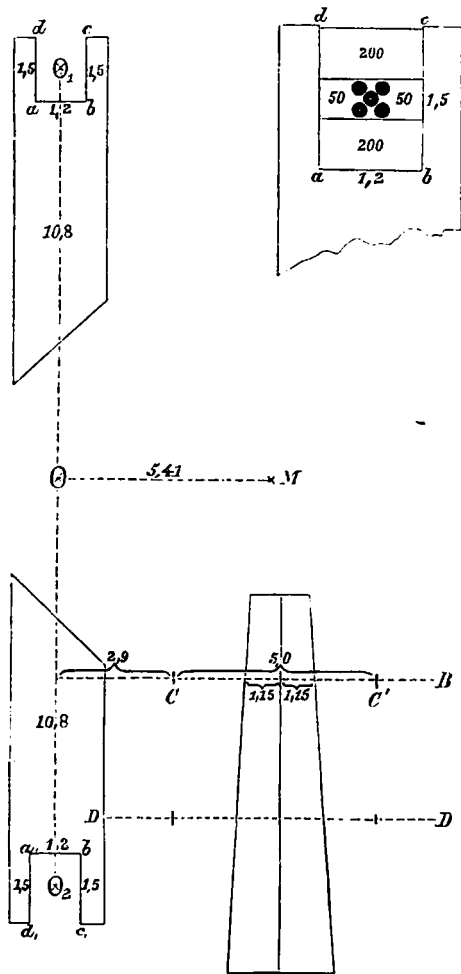


form, ist 1,5 cm lang, 1,5 mm dick und ist an einem Coconfaden aufgehängt; sie ist mit einem rechtwinkelig aufgesetzten längeren Zeiger versehen, dessen Enden über einer genau gearbeiteten Scala spielen. Den Boden der Boussolenbüchse bildet ein Spiegel, um zur Vermeidung der Parallaxe beim Ablesen das Auge in solche Lage bringen zu können, dass der Zeiger mit seinem Spiegelbilde zusammenfällt. Es wurde versucht, die Nadel auf einer Spitze spielen zu lassen; dies Arrangement musste aber wegen des zu grossen Reibungs-Widerstandes geändert und die Coconfadenaufhängung gewählt werden, um die grösstmögliche Empfindlichkeit zu erreichen. In der Verticalstange des Stativs sind 2 quadratische Führungslöcher ausgearbeitet, in welche zwei Messingstangen passen, die eine kreisrunde dreifache Scheibe aus Ebonit tragen. Ebonit wurde gewählt, um jede Formveränderung, jedes Verziehen, das die Dimensionen des Instruments ändern könnte, unmöglich zu machen. An der Peripherie des Kreises ist eine Nuth vorgesehen, in welche die Leitungsdrähte eingelegt sind. Die Enden der letzteren sind dann an stark dimensionirte Klemmen geführt. Sowohl die obere wie auch die untere Führungsstange ist mit einer Millimetertheilung versehen, so dass die Entfernung der Scheibe von der Nadel, die je nach der Horizontalcomponente des Erdmagnetismus zu wählen ist, leicht eingestellt und jederzeit controllirt werden kann.

Fig. 32 zeigt die Dimensionen des Instruments. Die Länge des Radius der Scheibe beträgt 10,82 cm. Die Entfernung OM wird zwar je nach dem Werthe der Horizontal-Componente variirt, beträgt aber, wenn II z. B. = 0,2077 cmgr, 5,41 cm.*) Die Nuth ist 1,2 cm breit und 1,5 cm tief. Der Ständer ist bei der oberen Führungsstange BB¹ 2,3 cm dick, so dass die Mittel-

*) Dies ist zugleich die Einstellung nach dem Gaugain'schen Principe.

Fig. 32 und 33.



linie derselben, in deren Verlängerung der Mittelpunkt des Magneten und der Aufhängepunkt liegen, 1,15 cm von der Seitenfläche des Ständers entfernt ist.

Die Theilung beginnt 2,9 cm von der Scheibenmittellinie entfernt mit 0^{mm} und ist die Theilung bis auf 50^{mm} ausgedehnt. Diese Ziffern sind wichtig, wenn die scalamässige Einstellung vorgenommen werden soll.

Auf der Peripherie der Ebonitscheibe sind nun in der Nuth 5 Windungen eines 2^{mm} starken mit Seide umspinnenen Kupferdrahtes und 500 Windungen eines 0,35^{mm} starken ebenfalls mit Seide isolirten Kupferdrahtes so aufgewunden, wie es Fig. 33 zeigt.

Der Widerstand des dicken Drahtes ist so geringfügig, dass er in keiner Rechnung Berücksichtigung zu finden braucht. Der dünne Draht soll 100 Ohms in möglichst 500 Windungen enthalten. Es wird dies nicht immer leicht zu arrangiren sein; im oben bezeichneten Instrumente wurden nur 78 Ohms bei 500 Windungen erzielt, der nöthige Rest von 22 Ohms wurde als Zusatz in Neusilberdraht mit bifilarer Wickelung beigegeben, so dass letzterer auf die Nadel keine Einwirkung verursachen kann. Würde die Dicke des Drahtbündels mehr als 15^{mm} betragen, dann wäre ein Correctionsfactor (nach Kohlrausch Praktische Physik, V. Auflage, Seite 220) einzuführen. So

kann auch der Querschnitt des Drahtbündels unberücksichtigt bleiben.

Untersuchen wir nun, wie Prof. Kessler zu diesen Dimensionen gekommen ist.

Wenn nach dem Gaussain'schen Principe der Magnet um den halben Radius aus der Stromebene herausgerückt wird, so ist (s. Form. XV)

$$S = \frac{50 \sqrt{5}}{16 \pi n} R H \tan \alpha \text{ Ampères}$$

d. i.
$$S = \frac{2,2242}{n} R H \tan \alpha \text{ Ampères.}$$

Für die in Wien angenommene Horizontal-Componente von 0,2090 (Dr. Liznar von der Wiener meteorologischen Centralanstalt hat sie 1885 richtiger mit 0,2056 ermittelt) wird bei $n = 5$, $R = 10,82$, so dass dann

$$S = 1 \cdot \tan \alpha \text{ Ampères} \quad \dots \quad \text{XVI.}$$

Nimmt man bei gleichem Radius $n = 500$ mit 100 Ohm, so wird bei gleicher Horizontal-Componente

$$S = 0,010 \tan \alpha \text{ Ampères} \quad \dots \quad \text{XVII.}$$

und das ist es, was wir zunächst beim Telegraphenbetrieb brauchen, wenn wir Stromstärken messen und im usuellen Maass-Systeme ausdrücken wollen.

Wie können wir nun aber dieses Instrument auch zur Voltmessung ausnützen? Betrachten wir die drei Grundformeln des Ohm'schen Gesetzes:

$$1) S = \frac{E}{W} \quad 2) E = S \cdot W \quad 3) W = \frac{E}{S}$$

so können nunmehr in Formel 2 die zwei bekannten Werthe eingesetzt und es kann E berechnet werden, denn es ist

$$E = 0,01 \times 100 = 1 \text{ Volt.} \quad \dots \quad \text{XV. VI.}$$

Wir definiren also:

- > Wenn an der Tangenten-Boussole vom Radius 10,82 cm
- > bei der Horizontal-Componente 0,2090, bei einem Wider-
- > stande von 100 Ohm in 500 Windungen der Magnet 45°
- > aus seiner Normallage abgelenkt wird, so herrscht an den
- > Klemmen der Boussole eine elektromotorische Kraft von
- > 1 Volt.<

Es ist klar, dass man durch Zusatz-Widerstände (100 + 900 = 1000, 100 + 900 + 9000 = 10,000) innerhalb der Grenzen von 1 — 300 Volt messen kann.

Wir können also, wie Formel XVI zeigt, 1—30 Ampères, nach Formel XVII Milliampères, nach Formel XVIII 1—300 Volt messen und da

$$W = \frac{E}{S}$$

so kann man mit diesen beiden Grössen W berechnen. Wir werden übrigens gleich zeigen, dass das Instrument auch zur directen Widerstands-Messung gebraucht werden kann.

Ist bei bekannten Werthen

$$S = \frac{E}{W} = C \tan \alpha$$

und bedeutet W_x den zu messenden Widerstand bei gleichbleibender elektromotorischer Kraft, so ist

$$S_1 = \frac{E}{W + W_x} = C \cdot \tan \alpha_1.$$

Durch Division dieser Gleichungen erhält man

$$\frac{W + W_x}{W} = \frac{\tan \alpha}{\tan \alpha_1}$$

und daher
$$W_x = \left(\frac{\tan \alpha}{\tan \alpha_1} - 1 \right) W \dots \dots \text{XIX.}$$

»Es ist demnach erwiesen, dass mit der vom Professor »J. Kessler proponirten Tangenten-Boussole Ampères innerhalb der Grenzen von 0,001—30 und Volts innerhalb der Grenzen von 0,1—300 und zwar derart gemessen werden können, dass die trigonometrischen Tangenten mit 10 oder 100 Potenzen von 10 multiplicirt, direct als Befunde dienen. Auch Ohms können direct gemessen werden, wenn man es nicht vorzieht, diese nach der Ohm'schen Formel aus den bekannten Ampères und Volts zu rechnen.»

Beim Messen einer bedeutenderen Anzahl von Ampères oder Volts muss man selbstverständlich, um der etwaigen Erwärmung des Drahtes vorzubeugen, das Instrument in einen Nebenschluss nehmen.

Das E der Formeln 1 bis 3 Seite 72 bedeutet, was speziell betont wird, nicht »elektromotorische Kraft der Stromquelle«, sondern »Klemmspannung an den Polen derselben.« Man misst nur Klemmspannungen. Elektromotorische Kraft muss berechnet werden. Wenn wir sagen:

$$E = 0,01 \times 100 = 1 \text{ Volt,}$$

so haben wir den Widerstand der Stromquelle nicht in Rechnung gezogen. Es sei E die Klemmspannung, a die Stromstärke, die mit den 500 Windungen auf die Nadel einwirkte, A die Stromstärke, die auf die Nadel mit den 5 Windungen dicken Drahtes einwirkte, so wird die elektromotorische Kraft e nach Prof. Kesslers Angaben nach der Formel berechnet:

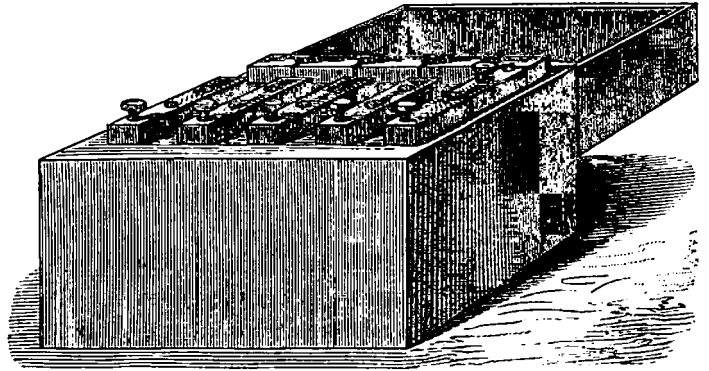
Elektromotorische Kraft
$$e = E \left\{ 1 + \frac{a}{A} + \left(\frac{a}{A} \right)^2 + \left(\frac{a}{A} \right)^3 + \dots + \left(\frac{a}{A} \right)^n \right\} + \left(\frac{a}{A} \right)^n (e - E) \dots \dots \text{XX.}$$

oder für die Praxis handlicher und genügend:

$$e = \tan \alpha \left\{ 1 + \frac{\tan \alpha}{\tan \beta \cdot 100} + \left(\frac{\tan \alpha}{\tan \beta \cdot 100} \right)^2 \right\} \dots \text{XXI.}$$

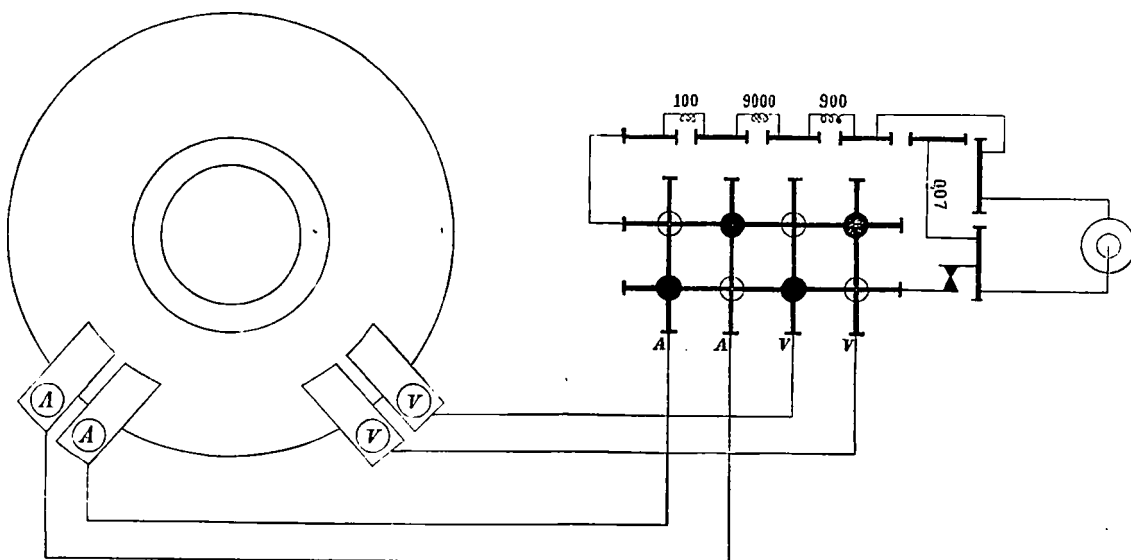
In den meisten Fällen wird wohl Klemmspannung für elektromotorische Kraft gesetzt werden können. Zum praktischen Gebrauche und um am Instrumente während des Messens gar nicht rühren zu müssen, wurde ein Kästchen (Fig. 34) an-

Fig. 34.



gefertigt, das einen $\frac{2}{4}$ Steinheilwechsel, die Zuleitungsklemme, einen Schliessungstaster und Zusatzwiderstände von 100, 900 und 9000 Ohm enthält; in demselben ist auch ein breites Kupferband angebracht, um starke Ströme durchleiten und nur einen schwachen Nebenschlussstrom durch das Instrument schicken zu können. Das getroffene Arrangement dürfte durch das Schema Fig. 35 genügend veranschaulicht werden. Der Steinheilwechsel dient dazu, den Strom commutiren und die Controlablesungen, die man nie unterlassen soll, vornehmen zu können. Mittels des Schliessungstasters erreicht man schon bei mässiger Uebung bald volle Aperiodicität der Schwingungen sowohl beim Einstellen auf den Ausschlagwinkel als beim Rückstellen auf Null.

Fig. 35.



Wir haben demnach ein Messinstrument mit dem Reductionsfactor 0,01, 0,1, 1, 10, 100 etc. und müssen nur noch die Variationen der Horizontal-Componente des Erdmagnetismus in Berücksichtigung ziehen. Das Gauss'sche Princip kennen wir schon.

Da nun der Radius des Stromkreises constant bleibt und der Reductionsfactor gleich bleiben soll, so erübrigt nur die Entfernung des Magneten vom Mittelpunkte jenes Kreises je nach den Aenderungen der Horizontal-Componente des Erdmagnetismus grösser oder kleiner als $\frac{R}{2}$ zu machen, und zwar je nachdem H fällt oder wächst. Dabei gilt als Maass, dass die Veränderung jener Entfernung um 1^{mm} einer Aenderung der Horizontal-Componente um 1% entspricht. Uebrigens giebt Prof. J. Kessler hierzu folgende

Tabelle

der zusammengehörigen Werthe der Horizontal-Componente (H) und der Entfernung x (Fig. 26) des Mittelpunktes der Magnetnadel vom Mittelpunkte des mittleren Stromkreises, giltig für das europäische Viereck: Königsberg, London, Lyon, Belgrad.

$$R = 10,82 \text{ cm.}$$

Horizontal-Componente H	Entfernung x in mm	Anmerkung.	Horizontal-Componente H	Entfernung x in mm	Anmerkung.
0,1690	72,5		0,1980	58,6	
0,1700	72,0		0,1990	58,1	
0,1710	71,5		0,2000	57,6	
0,1720	71,0		0,2010	57,1	
0,1730	70,5		0,2020	56,6	
0,1740	70,0		0,2030	56,2	
0,1750	69,5		0,2040	55,7	
0,1760	69,0		0,2050	55,3	
0,1770	68,5		0,2056	55,6	Wien.
0,1780	68,0		0,2060	54,8	
0,1790	67,5		0,2070	54,1	Gaussin.
0,1800	67,0		0,2080	54,0	
0,1810	66,5		0,2090	53,6	
0,1820	66,0		0,2100	53,1	
0,1830	65,6		0,2110	52,6	
0,1840	65,1		0,2120	52,1	
0,1850	64,6		0,2130	51,6	
0,1860	64,1		0,2140	51,2	
0,1870	63,7		0,2150	50,7	
0,1880	63,2		0,2160	50,3	
0,1890	62,8		0,2170	49,9	
0,1900	62,3		0,2180	49,4	
0,1910	61,9		0,2190	48,9	
0,1920	61,5		0,2200	48,4	
0,1930	61,0		0,2210	48,0	
0,1940	60,5		0,2220	47,5	
0,1950	60,1		0,2230	47,1	
0,1960	59,6		0,2240	46,6	
0,1970	59,1		0,2250	46,2	

Um nun z. B. das oben beschriebene Instrument auf die Horizontal-Componente für Wien = 0,2056 richtig einzustellen, muss der Mittelpunkt des Magneten vom Mittelpunkte des

Ringes 55,6^{mm} entfernt sein. Bei 29^{mm} (s. Fig. 32) beginnt die Theilung. Von 55,6 fallen 11,5 in der Säule ab. Es wird also die dem Ringe zugekehrte Seite des Stativs auf (55,6—29—11,5) 15,1^{mm} der Theilung zeigen müssen, wenn bei 45° Ablenkung genau die Einheit angezeigt werden soll.

Wie kann man aber für jeden einzelnen Ort die Horizontal-Componente des Erdmagnetismus ermitteln? Diese Frage liegt nahe! Kommt es nicht auf sehr genaue Resultate an, so kann man die nach den Karten Lamont's und der Deutschen Seewarte verfertigte Tabelle 22 von Kohlrausch (Praktische Physik, Seite 343, V. Auflage) zur Ermittlung gebrauchen. Genügt das nicht, so wird man sich die Horizontal-Componente leicht auf folgende Art ermitteln können.

Wenn T Schwingungszeit eines magnetischen Pendels, K dessen Trägheitsmoment, M den Magnetismus desselben bedeutet, so ist

$$T = \pi \sqrt{\frac{K}{MH}}$$

Ist H für einen Ort bekannt, so kann man durch Vergleichung der Schwingungszeiten einer horizontal aufgehängten schweren Magnetnadel leicht das H für eine bestimmte Stelle, wo das Mess-Instrument in Function gesetzt werden soll, berechnen. Z. B. für Wien sei

$$8,49 = \pi \sqrt{\frac{K}{M \cdot 0,2056}}$$

Beträgt die Schwingungszeit z. B. im Messlocale 8,97 Sekunden für eine Schwingung, so ist

$$8,97 = \pi \sqrt{\frac{K}{M \times x}}$$

Man setzt

$$\frac{8,49}{8,97} = \sqrt{\frac{x}{0,2056}}$$

$$x = 0,2056 \left(\frac{849}{897}\right)^2$$

$$x = 0,1842$$

und das ist dann die gesuchte Horizontal-Intensität des Erdmagnetismus. Zur Ermittlung der Schwingungszeit bedient man sich entweder der Nadel des Apparats, oder, wenn das Trägheitsmoment der letzteren zu gering ist, kann ein passend aufgehängter Magnetstab von 1 Decimeter Länge und 1 qcm Querschnitt am besten zu solchen Ermittlungen dienen.

Bevor ich schliesslich einige Beispiele practischer Messungen beschreibe, kann ich es nicht unterlassen, hier einem Irrthum entgegenzutreten, der durch einige irrig erklärte Erscheinungen hervorgerufen wurde und selbst in Lehrbüchern Eingang gefunden hat. Dieser Irrthum mag auch Ursache sein, dass man gegen die Anwendung der Tangenten-Boussole vielfach unbegründete Aversion findet.

Viele meinten bisher, dass der Magnetismus der Nadel in den Tangenten, und Telegraphen-Boussolen Einfluss auf die Ablenkung habe; denn besonders die Telegraphisten machen die Beobachtung, dass schwach magnetisirte oder fast entmagnetisirte Magnetnadeln gegen die Einwirkung des elektrischen Stromes scheinbar unempfindlich werden, und erst nach ent-

sprechendem Streichen mit einem starken Magneten wieder regelrecht functioniren.

Bei der Ablenkung jeder Magnetnadel (Länge λ) wirken 2 Kräfte.

1. Die Wirkung der Horizontal-Componente des Erdmagnetismus II

$$M = H m \lambda \sin \alpha.$$

2. Die drehende Wirkung des Stromes auf die Nadel

$$S = F \lambda \cos \alpha.$$

Die Nadel ist in Ruhe, wenn $H m \lambda \sin \alpha = F \lambda \cos \alpha$.

Nun ist $F = \frac{C m 2 \pi n S}{R}$ (Formel IX) und wenn wir diesen

Werth einsetzen, so wird

$$H m \lambda \sin \alpha = \frac{C m 2 \pi n S}{R} \lambda \cos \alpha$$

also
$$H \sin \alpha = \frac{C 2 \pi n S}{R} \cos \alpha,$$

woraus deutlich erhellt, dass die Grösse des Magnetismus der Nadel keine Rolle bei der Ablenkung in den Boussoles zu spielen hat und gleiche Ströme im selben Instrument auch ungleich magnetisirte Nadeln bis zum selben Winkel ablenken müssen. Es ist das übrigens natürlich, denn ein constantes Verhältniss zwischen Stromstärke und Erdmagnetismus nimmt im gleichen Grade mit dem Magnetismus der Nadel zu oder ab und darum muss auch die Resultante immer dieselbe sein.

Nun soll aber doch für die oben bezeichnete abweichende Erscheinung eine Erklärung gegeben werden.

Es wird vermuthet, — bewiesen ist es wohl noch nicht — dass die Grösse des Magnetismus der Nadel nur dann bei Messungen irrelevant sei, wenn der Reibungs- oder Torsions-Widerstand im Aufhängepunkte der Nadel verschwindend klein ist gegenüber der Horizontal-Componente des Erdmagnetismus; zum Mindesten scheint das Verhältniss dieser beiden Grössen bestimmenden Einfluss auf die Nadel-Ablenkung zu haben.

Mit der Kessler'schen Boussole wurden eine Menge Messungen bereits ausgeführt und sollen einige Resultate hier angeführt werden.

Bei einer Horizontal-Componente von 0,205 cg war die Nadel 55,3 mm von der Stromebene entfernt; die Theilung zeigte daher 14,7 mm. Hierbei wurden gemessen:

- a. 1 Callaud-Element: 1,020 Volt, 7,400 Ohm.
- b. 1 Meidinger-Element: 0,900 Volt, 6,400 Ohm.
- c. 4 Callaud, hintereinander: 3,464 Volt, 28,150 Ohm.
- d. Eine Distanz-Signal-Stelllinie zeigte bei 3,464 Volts, 0,0039 Ampères. Da diese Linie nur 2 km lang war, 2 Multiplications-Spulen à 40 Ohms und 2 Erdleitungen hatte, so kann höchstens ein Widerstand von $(12 + 80 + 100)$ 192 Ohms erwartet werden, während $3,464 : 0,0039 = 888$ Ohm ergibt. Der Fehler lag bei dieser Messung in einem bedeutenden Erdstrom, dessen Stärke von der Tangenten-Boussole mit 4,66 Milliampères angegeben wurde. Um die Wirkungen des Erdstromes zu eliminiren, hätte ich eigene Erdleitungen graben lassen müssen.

e. 1 Glühlampe, gespeist aus einer Siemens-Dynamo-Maschine, Type g/F 17, zeigte an der Boussole im Mittel (4 Ablesungen) $46^{\circ} 87'$; dies entspricht einer Klemmenspannung von 106,6 Volts; hierbei waren die Drähte direct an das Hauptkabel gelegt und 10,000 Ohms eingeschaltet.

Bei einer Horizontal-Componente $H = 0,1740$ cg:

- f. 1 Distanz-Signal-Stell-Linie zeigte bei 4,45 Volts 0,0126 Ampères, daher 353 Ohm, was richtig war. Erdströme konnten bei dieser Messung nicht constatirt werden.
- g. 4 Callaud-Elemente hintereinander zeigten 4,34 Volts Klemmenspannung, was einer reinen »Elektromotorischen Kraft« von 4,45 Volts entspricht, denn der Widerstand jedes Elementes wurde mit 7,400 Ohm ermittelt.
- h. Eine Telegraphen-Linie für Morse-Betrieb, 34 km lang, mit 10 Stationen zu je 6 Elementen, 1 Relais zu 200 Ohms und 1 Boussole zu 20 Ohm, die ganze Anlage vollkommen neu, zeigte bei vielen Messungen während anstandslosen Betriebes 7,20 Milliampères; die dazu gehörigen Local-Leitungen 40 Milliampères.

Wie bei allem Neuen müssen auch hier die Vortheile und Vorsichten beim Gebrauche des Instrumentes erst durch Erfahrung gewonnen werden. Beim Transporte wird man gut thun, die Faden-Vorrichtung sammt Nadel und Zeiger herauszunehmen und separat zu transportiren. Das Instrument soll wo möglich auf einer Console aufgestellt werden, die an einer Hauptmauer angebracht ist, um Erschütterungen vom Apparate fern zu halten und eine ruhige Stellung der Nadel zu erzielen. Es müssen immer die Angaben beider Zeigerenden notirt, die Ablenkungen nach rechts und links durch Commutiren des Stromes gemessen und aus den so erhaltenen 4 Befunden das Mittel gezogen werden. Bietet die Ermittlung der Horizontal-Componente Schwierigkeiten, so hilft man sich auf folgende Weise: Man bestimmt die Horizontal-Componente II nach den Tabellen von Kohlrausch praktischer Physik, misst dann mit einem beliebigen Magneten die Schwingungszeit T im Freien, dann die Schwingungszeit T_1 im Messlocale und nun verhält sich

$$T : T_1 = \sqrt{\frac{1}{H}} : \sqrt{\frac{1}{H_x}},$$

demnach ist für den Ort, wo die Messung vorgenommen wird, die richtige Horizontal-Componente

$$H_x = H \left(\frac{T}{T_1} \right)^2 \quad \dots \dots \dots \text{XXII.}$$

Für die Praxis haben sich die vorstehenden Formeln und Angaben bis jetzt als ausreichend erwiesen; bei Messungen, die streng theoretischen Ansprüchen genügen sollen, bietet die Wissenschaft eine Menge Hilfsmittel, die ein fehlerloses Resultat ergeben helfen, so weit eben menschliche Arbeit fehlerlos sein kann. Eines wird der Kessler'schen Boussole unbestritten bleiben: Es ist das erste Instrument, das absolute Messungen (nach dem absoluten Maass-Systeme) ermöglicht, und das nicht nach zweifelhaft construirten Einheiten geacht werden muss.

Anderl's Verbindung gewöhnlicher Handbremsen.

D. R. P. No. 22067. Priv. in den österr.-ungar. Staaten.

(Hierzu Fig. 7 und 8 auf Taf. VI.)

Construction.

Die Construction der in eine gewöhnliche Spindelbremse einzuschaltenden Hebelvorrichtung ermöglicht eine nach allen Richtungen freie Verbindung von zufällig in einem Eisenbahnzuge zusammenkommenden gewöhnlichen Handspindelbremsen in jeder Reihenfolge, Stellung und Fahrtrichtung der Wagen.

Die Construction besteht in der Anwendung einer quadratförmigen Hebelcombination, welche bei der gewöhnlichen Spindelbremse zwischen Bremszugstange und Bremshebel eingeschaltet und mit je einer bis zur Stirnwand des Wagens reichenden Verbindungsstange versehen wird.

Diese Verbindungsstangen sind an der Stirnwand durch Sperrhaken festgestellt, tragen an ihrem äussersten Ende je eine Kuppel oder einen Zugkaken, und müssen so lange gesperrt bleiben, bis eine Verbindung mit der Bremse eines anschliessenden Wagens durch Verkuppelung hergestellt ist.

Unter den beiden Stirnwänden des Bremswagens ist eine Querachse mit zwei aufrechtstehenden Hebeln angebracht. An einem dieser Hebel ist die Verbindungsstange aufgehängt, welcher er zugleich als Träger und zur Führung dient.

Die Montirung der Kuppelungtheile findet in der Weise statt, dass an dem dem gewölbten Buffer des Wagens zunächst liegenden Hebel eine kleine Verbindungskuppel und auf dem dem glatten Buffer zunächstliegenden Hebel ein frei beweglicher Zughaken angebracht wird.

Diese Anordnung hat den Zweck, dass bei Zusammenstellung von Bremswagen in den Zügen weder Reihenfolge noch eine bestimmte Stellung derselben beobachtet zu werden braucht und die Wagen, gleichviel wie sie in den Zug eingestellt werden, jederzeit so zu stehen kommen, dass immer eine Bremskuppel einem Zughaken entgegensteht, mit welchem die Verbindung durch Einhängen beider Kuppeln (von jedem Wagen eine) hergestellt werden kann.

An dem Drehpunkte der Querachse ist ausserdem ein Arm mit Gegengewicht angebracht, welcher von dem Führungshebel nur nach einer Richtung gehoben wird.

Die Funktion dieses Gegengewichtes beginnt erst nach hergestellter Verbindung mit einer anschliessenden Bremse und hat dann gleichzeitig die eingehängte Bremskuppel in gespanntem Zustande zu halten, und die verbundenen Bremsen der angekuppelten Wagen selbstthätig zu öffnen und offen zu erhalten. Das wechselnde Hebelspiel der eingeschalteten Vorrichtung ermöglicht es, dass die Bremsen stets mit gleichem Erfolge zusammenwirken, ob die Bremskraft von dem einen oder von dem anderen der verbundenen Bremswagen ausgehend, übertragen wird.

Montirung.

Die Vorrichtung kann an jeder gewöhnlichen Eisenbahnbremse angebracht, beziehungsweise eingeschaltet werden.

Die Einschaltung der Vorrichtung bedingt keinerlei Ab-

änderung der ursprünglichen Eigenthümlichkeit der Bremsconstruction und ist billig herzustellen und zu unterhalten.

Das Uebersetzungsverhältniss der Bremspindelkurbel zur Verbindungsvorrichtung beziehungsweise zum Bremshebel (d. i. der Kraft zur Arbeitsleistung) ist derart angeordnet, dass ein Bremser mit einer Schraubenspindel die Kraft auszuüben vermag, an zwei verbundenen Bremswagen den höchsten Bremsseffect zu erzielen, das heisst annähernd den Moment zu erreichen, bei welchem die gleichmässig eingeklemmten Räder anfangen stille zu stehen und auf den Schienen zu schleifen.

Jeder über diesen höchsten Bremsseffect hinaus gehende Kraftaufwand ist überflüssig und dient nur dazu, durch übermässiges Feststellen einzelner Räder Flächen in die Bandagen einzuschleifen, oder das Bremsgestänge zu verbiegen.

Den ganz gleichen vollen Bremsseffect (nicht stärker und nicht schwächer wirkend) vermag der Bremser auch auf einen einzeln benutzten Verbindungswagen auszuüben, so dass zwei einzelne von je einem Bremser bediente Wagen zusammen nur den gesammten Bremsseffect auszuüben vermögen, welchen bei verbundenen Bremsen ein einziger Bremser erzielt.

Die schädlichen Einflüsse, welchen die Bremsverbindung innerhalb eines in Bewegung befindlichen Eisenbahnzuges unterworfen ist, werden durch zweckentsprechende Montirung ausgeglichen.

Die Vorrichtung ist nach und nach an Wagen mit durchgehenden Zugstangen anzubringen, welche letztere bei angespannter Kuppelung gleichsam eine einzige zwar biegsame, aber unelastische und undeformbare eiserne Stange vom ersten bis letzten Wagen eines Zuges bildet.

Das Verhalten der durchgehenden Zugstangen zwischen zwei angekuppelten Wagen ist bekanntlich derart, dass zwar ein Durchziehen derselben, im Verhältnisse der Zugkraft und des Widerstandes, soweit es die Elasticität der Spiralfeder (welche die Zugstange mit dem Wagen verbindet) zulässt, stattfindet, dass aber diese geringe Verschiebung durch beide Wagen gleichzeitig erfolgt, ohne dass der Zwischenraum dieser Wagen unter sich verändert wird u. s. w.

Eine Verlängerung des Abstandes zwischen zwei verkuppelten Bremswagen kann daher nicht stattfinden und ist somit in gewöhnlichen Fällen bei normaler Fahrt das schwächere Bremsgestänge bei strammer Kuppelung durch die kräftigeren durchgehenden Zugstangen geschützt.

Um jedoch das Bremsverbindungsgestänge auch gegen aussergewöhnliche Zusammenschiebungen, Stösse und Prellungen, wie sie im Rangirdienste bei geschlossener Bremse vorkommen können, zu schützen, ist auf einer der Verbindungsstangen eine Spiralfeder eingeschaltet, welche so widerstandsfähig ist, dass sie durch die Kraft des Bremser an der Spindel noch nicht zusammengedrückt werden kann, sondern erst anfängt elastisch zu wirken, wenn der grösstmögliche Bremsseffect (hier die annähernde Feststellung der Achsen) bereits ausgeübt ist.

Werden die Wagen zusammengeschoben, sei es durch Gegendruck der Maschine oder durch Auflaufen der hinteren ungebremsten Wagen eines Zuges im Gefälle, so drücken sich die Bufferfedern der vordersten Wagen zusammen.

Das Auflaufen im Gefälle, welches nur bei lässiger Bremsbedienung (d. i. wenn die Schlussbremsen nicht richtig bedient werden) vom Schlusse des Zuges gegen die Maschine zunehmend eintritt, findet seine Grenze in der Widerstandsfähigkeit, beziehungsweise der Ganghöhe der Bufferfedern und hat für die Bremsverbindung weiter keine Folgen, als dass der auf den vordersten Bremsen eines langen Zuges befindliche Bremser (falls während der Zusammenschiebung gebremst werden soll) eventuell ein paar Umdrehungen mehr mit seiner Bremsspindel zu machen hat, um die Differenz auszugleichen.

Wird sodann durch Anziehen der Schlussbremsen oder der Maschine der Zug wieder gestreckt, so gehen die Wagenbufferfedern in ihre Lage zurück und drücken, falls inzwischen eine der vorderen Verbindungsbremsen an- oder nachgezogen worden war, die beiden schwächeren Bremsgestängsfedern (von jedem Wagen eine) in demselben Maasse zusammen, in welchem jene in ihre ursprüngliche Lage zurückgehen.

Ist der Bremseffect erzielt und werden die Bremsen wieder geöffnet, so gehen auch die Bremsgestängsfedern wieder in ihre Lage zurück.

Die Ganghöhe der Bremsgestängsfedern beträgt bei dem einzelnen Wagen 4—5 cm, mithin bei zwei verbundenen Bremsen 8—10 cm, und kann erforderlichen Falls durch Einschaltung von Doppelfedern (à 3 M.) leicht auf die doppelte Streckfähigkeit, das ist weit über die möglichste Zusammendrückbarkeit der Bufferfedern hinaus ausgedehnt werden. Da der veränderliche Zwischenraum der Wagen eines Zuges im vorliegenden Falle immer nur auf je zwei miteinander durch stramme Kuppelung verbundene Bremswagen in Betracht gezogen werden kann, so vermag, wie sich durch zweijährige practische Erprobung ergeben hat, die Bremskuppelung selbst in den ungünstigsten Verhältnissen der höchsten Ganghöhedifferenz (d. i. den Grenzen des Zwischenraumes von der grössten Zusammendrückbarkeit der Wagenbuffer bis zur gestreckten durchgehenden Zugstange) zu folgen, ohne dass die Zugkraft einen schädlichen Einfluss auf das Bremsgestänge ausüben kann.

Die Elasticitätsgrenze der betreffenden Feder liegt somit zwischen dem höchstmöglichen Bremseffect und der absoluten Widerstandsfähigkeit der schwächst construirten Bremsverbindungstheile und vermag innerhalb dieser Grenzen auch bei festgeschlossener Bremse allen äusseren Einflüssen und Unregelmässigkeiten nachzugeben und dieselben auszugleichen.

Handhabung.

Die Vorrichtung bezweckt, dass je zwei bis drei zufällig zusammentreffende gewöhnliche Handspindelbremsen in jeder Stellung der Wagen continuirlich verbunden, durch Zudrehen einer Bremsspindel von einem beliebigen Bremserposten aus gleichzeitig geschlossen und somit gemeinschaftlich gruppenweise in grösseren Personen-, Güter- oder Militair-Zügen benutzt werden können.

Die Manipulation der Bremsverbindung, beziehungsweise das Ein- oder Aushängen der Bremskuppel erfolgt in einigen Secunden und kann nach Aufhebung der Verbindung zweier Wagen nach wie vor wieder jeder Wagen für sich gebremst werden.

Bei Verbindung der Bremsen zweier Eisenbahnwagen sind folgende 3 Manipulationen zu beobachten:

- 1) die gewöhnliche Wagenkuppel wird vorerst zwischen den zu verbindenden Bremswagen fest zusammengeschraubt, dass die Buffer anliegen und die Kuppel gestreckt ist, was gruppenweise zwischen einzelnen Wagen unbeschadet der Beweglichkeit langer Güterzüge geschehen kann,
- 2) die Bremskuppelung wird zusammengehängt und in die gleiche (an die gespannte Wagenkuppel sich anlehrende) Spannung mit der Wagenkuppel gebracht,
- 3) die Sperrriegel, welche die nunmehr verbundenen Bremszugstangen beider Wagen noch festhalten, werden geöffnet.

Damit ist dem Hebelspiel freier Spielraum gewährt und kann die gleichzeitige Benutzung der nunmehr verbundenen Bremsen durch Anziehen der gewöhnlichen Bremsspindel von einem beliebigen Bremserposten aus erfolgen.

Wird die Bremsverbindung aufgehoben, so sind gleichzeitig die Verbindungsstangen durch Schliessen der Sperrhaken wieder festzustellen.

In der Regel hat die Verkuppelung zweier Wagen (falls nicht die vereinfachte Bremskuppelung angebracht ist) mit beiden Bremskuppeln gleichzeitig stattzufinden, und ist hierbei zu beachten, dass jede der einzelnen Bremsen vor der Verbindung geöffnet ist.

Bei gut regulirten Bremsen muss die Bremskuppelung stets leichter gespannt sein, als die Wagenkuppel, weil durch stärkeres Anspannen eine Verkürzung des Bremsgestänges und damit ein vorzeitiges Anliegen der Bremsklötze hervorgerufen würde.

Die Bremse kann durch die an dem Bremshebelbalancier angebrachten Regulirschrauben leicht nachregulirt werden, ohne dass eine Ungleichheit in der Auflage der einzelnen Bremsklötze hervorgerufen wird.

Für das Bremspersonal wird hierdurch keine neue Manipulation eingeführt, indem durch Zudrehen einer gewöhnlichen Handspindel die gruppenweise verbundenen Bremsen gleichzeitig in Wirksamkeit gesetzt werden, und dies mit der gleichen Bremswirkung, sowohl von dem einen als auch von dem anderen Bremssitze zweier verbundener Bremswagen aus geschehen kann.

Die Bremswirkung äussert sich bei dem Zudrehen einer Bremsspindel an den practisch ausgeführten, seit zwei Jahren bei Gefällsverhältnissen $100/1$ sowohl als Kopf als auch als Schlussbremsen ununterbrochen im Betriebe befindlichen Versuchswagen durch gleichmässig elastisches Anlegen der Bremsklötze auf sämtliche Räder der verbundenen Bremswagen und kann durch weitere Umdrehung der Bremsspindel beliebig bis zur vollen Wirkung der Bremsen gesteigert werden.

Dadurch ist die Bremsverbindung besonders für den Verkehr grosser Züge auf Gebirgsbahnen geeignet, wo es sich bei

gruppenweiser Vertheilung der Bremsen hauptsächlich darum handelt, durch schnellen und vorerst mässigen Kraftaufwand auf eine möglichst grosse Anzahl Achsen gleichmässig einzuwirken, die Zuggeschwindigkeit hierdurch beliebig reguliren, und erforderlichen Falles durch eine weitere Drehung der Bremsspindel die verbundenen Bremsen rasch zur vollkräftigen Bremswirkung bringen zu können.

Diese Bremsverbindung ist seit Juli 1883 probeweise an zwei bayerischen Staatsbahnwagen und seit Juni 1884 an weiteren 12 bayerischen Bremswagen für Güterzüge angebracht. Die erstmalige Einrichtung dieser Bremsverbindung wurde im Juli 1883 an zwei bayerischen Staatsbahnwagen angebracht.

Diese Wagen laufen seit dieser Zeit als Doppelbremsen verbunden und von einem Posten aus bedient in gemischten aus täglich 25—50 Wagen zusammengesetzten Zügen abwechselnd theils am Schlusse und theils am Kopfe derselben und haben unter Gefällsverhältnissen $\frac{100}{1}$ bei fortwährender Benutzung bereits einen Weg von über 102000 km*) durchlaufen.

Diese Bremswagen sind einer dreimaligen polizeilichen Revision unterworfen gewesen und zeigten bei der dritten Revision nach durchlaufenen 90000 km die Gussstahlbremsklötze in Folge der gleichmässig vertheilten Bremswirkung eine Abnutzung von 78 kg pro Wagen, ohne dass an den Radreifen der unterstellten Wagenachsen eine schädliche Abnutzung oder eine Spur von eingeschliffenen Flächen, wie solche häufig bei gewöhnlichen Bremsen durch einseitige Feststellung einzelner Achsen hervorgerufen werden, bemerkbar war.

Betriebs-Vortheile.

Für die Bedienung der gewöhnlichen Spindelbremsen der Güterzüge ergibt sich der Vortheil, dass die persönliche Kraft eines Bremsers auf mehrere Bremsachsen gleichmässiger ausgedehnt und besser ausgenutzt wird, indem ein Mann durch die hergestellte Verbindung mit seiner Handbremse im Stande ist, gleichzeitig die Bremsen von zwei bis drei aneinander gereihten Bremswagen von seinem Posten aus anzuziehen, ohne seinen Platz verlassen zu müssen.

Die Radreifen der Bremswagen bleiben durch die in Folge des Hebelspielcs bewirkte gleichmässige Vertheilung der disponiblen Bremskraft auf mehrere Achsen besser geschont, weil die Abnutzung der sämtlichen Bremsklötze gleichmässig stattfindet und ein Einschleifen von Flächen in die Radreifen, wie dies bei ungleich abgenutzten Bremsbacken, durch Feststellung einzelner Achsen hervorgerufen wird, nicht mehr vorkommen kann.

Bei gleichzeitiger zweckdienlicher Ersparung von Bremspersonal wird die Sicherheit der Güterzüge besonders erhöht,

indem dem beigegebenen Bremspersonal die Benutzung der doppelten Anzahl Bremsen in die Hand gegeben ist und verstärkte Bremsaushilfen bei vergrösserten Zügen ganz erspart werden können.

Die Kosten für einen Aushilfsbremsler berechnen sich mit Taglohn und Diäten monatlich auf circa 90 M.

Die Einrichtung der Bremsverbindung mit einfacher Kuppelung hat ein Gesamtgewicht von circa 140 kg und kann wie andere Maschinenteile pro Kilogramm um 50 bis 70 Pf. fabrikmässig geliefert werden. Dabei sind die Kosten für die Einrichtung einmalig, während die Kosten der Bremsaushilfen eine fortwährende Ausgabe bilden und ergibt sich hieraus, dass die Einrichtungskosten der Bremsverbindung in kürzester Zeit durch Ersparung an Bremsaushilfen und Schonung des Materials reichlich abbezahlt wird.

Durch die Eigenschaft, dass an keinem Theile der Vorrichtung eine schiebende Bewegung stattfindet, können die mit dieser Hebelvorrichtung eingerichteten Bremswagen auch mit selbstthätigen Bremssystemen, z. B. Heberloinsbremsen als Bremsverbinder benutzt werden und bietet dies den Vortheil, dass keine eigens eingerichteten Bremsverbinder mehr benöthigt sind, sondern jeder beliebige Bremswagen eines Personen- oder Güterzuges durch einfaches Ankuppeln als Verbinder mitbenutzt werden kann.

Die Manipulationen des Betriebsdienstes in Betreff der Zusammenrangirung von sogenannten Doppelbremsen werden bedeutend vereinfacht, da alle Bremsarten, ob Plattform oder Hausbremse, mit niederem oder hohem Bremsstand, wie sie gerade zusammentreffen in jeder Stellung durch Einhängen der Kuppelung verbunden und von einem Bremssitze aus gleichzeitig benutzt werden können.

Das gefährliche Uebersteigen von einem auf den anderen Bremswagen, wie es bei derzeit gebräuchlichen eigens zu diesem Zwecke mit ihren Bremsspindeln zusammengestellten gleichartigen Bremswagen stattfinden muss, kommt in Wegfall.

Zu allmählichen Einführungsversuchen der vorliegenden Gruppenbremse eignen sich besonders plakatirte, für zu bestimmten Transporten gezeichnete Wagen, welche in grösseren Zügen gruppenweise einen weiteren Weg zusammen machen und im Rückwege in den gleichen Zügen wieder zusammentreffen.

Als besonders geeignet dürfte sich die continuirliche Handbremse der allgemeinen Verbindbarkeit wegen als Gruppenbremse für grössere Militärtransporte empfehlen, wo bekanntlich Wagen aller Eisenbahn-Directionen zusammentreffen und es erfahrungsgemäss häufig an ausreichendem geschulten Bremspersonal fehlt.

Schwandorf, den 10. September 1885.

Adalbert Anderl,
kgl. bayer. Betriebsmaschinenmeister.

*) bis Ende Februar 1886 133000 km.

Ueber die Bedeutung der Bettung für die Bahnunterhaltung.

Von Baumeister Burkhardt in Marbach a./D.

In Folge der Erfahrungen mit den eisernen Querschwellen wurde in den letzten Jahren dem Zustande des Bettungsmaterials eine erhöhte Aufmerksamkeit zugewendet.

Auf Strecken mit Schotter mittlerer Qualität, wo die Holzschwelle anscheinend trocken lag, erwies sich derselbe für eiserne Schwellen ungenügend.

Die Eisenschwelle zieht in Folge der pumpenartigen Wirkung die Feuchtigkeit aus den tieferen Stellen herauf, und es bildet sich eine schlammige Masse, welche die feste Lage der Schwelle unmöglich macht.

Dieses sog. Kothspritzen kommt zwar auch bei hölzernen Schwellen vor, aber erst dann, wenn der Schotter vollkommen undurchlässig geworden ist, und eine totale Auswechslung desselben nöthig wird.

Die Gründe dieses verschiedenen Verhaltens beider Schwellen sind folgende:

1. Die eiserne Schwelle hat etwa die doppelte Durchbiegung der hölzernen.
2. Die Eisenschwelle hat wegen der exacten Schienenbefestigung die ganze Vertikalbewegung der Schiene mitzumachen, während bei dem Holzoberbau der Spielraum des Schienenfusses in den Nägeln und die Zusammendrückbarkeit des Holzes das Maass der Durchbiegung noch mehr verringert.
3. Der Hohlkörper der eisernen Schwelle begünstigt ungemein die Bildung eines luftleeren Raumes.
4. Die untere Fläche der Holzschwelle liegt um das doppelte Maass tiefer, als die der eisernen.

Die vorbeschriebene Erscheinung auf Probestrecken ist schon da und dort der Hauptanlass zur Nichteinführung der Eisenschwelle gewesen, was allein im Hinblick auf die viel grössere Betriebssicherheit derselben sehr zu beklagen ist.

Es lässt sich aber mit Bestimmtheit behaupten, dass in derjenigen Bettung, in welcher jetzt die eiserne Schwelle schlammig, der Schotter nicht genug durchlässig ist, und auch die Holzschwelle meist feucht liegen würde.

Der Unterschied besteht nur darin, dass dieser Zustand beim hölzernen Oberbau dem Auge nicht bemerklich ist; würden jedoch Vergleichen in den Unterhaltungskosten dieser Strecken mit solchen von gutem Schotter angestellt, so würde in den Ausgabeposten für Stopfarbeiten und für die Erneuerung der Schwellen dieser Unterschied in auffallender Weise sich zeigen.

Diese Betrachtungen führen zu der Frage: Wird in Deutschland beim Bau und bei der Unterhaltung der Bahn dem Bettungskörper die dessen Bedeutung entsprechende Beachtung zugewendet, und es sei gestattet, im nachfolgenden auf den dermaligen Stand dieser volkswirtschaftlich hochwichtigen Frage näher einzugehen.

Der in England schon von Stephenson eingeführte und seither allgemein angewandte freiliegende Bettungskörper ist auch in Deutschland längst zur Regel geworden.

Das sog. Koffersystem, nicht zu unserem Ruhme auch deutsches System genannt, ist, wenn auch verspätet, ganz verdrängt worden.

Aber nicht nur in der Form, sondern auch in der Wahl des Materials der Bettung haben die Engländer von Anfang an das Richtige getroffen.

In den englischen Reisebeschreibungen Deutscher Ingenieure (Gall, Organ 1849, Hartwich, Organ 1852, Henz, Organ 1853) wird das Material und die Höhe der Bettung als muster-gültig gerühmt.

»Das Material, berichten dieselben, besteht in der Regel aus geschlagenen Steinen von sehr hartem Gestein, wie Granit etc.; auch gebrannte Thonstücke wurden auf einzelnen Strecken als Schotter verwendet. Die Höhe der Bettung beträgt 0,3—0,45 m unter Schwellenunterkante.«

Ueber die Qualität des gegenwärtig auf den verschiedenen Bahnen Deutschlands verwendeten Schotters existirt zwar keine Zusammenstellung, doch dürfte die »Statistik für die Eisenbahnen Deutschlands« genügenden Aufschluss geben.

Nach derselben beträgt der durchschnittliche Preis pro 100 cbm Bettungsmaterial:

pro 1881/82	185 M.	max. 610 M.	min. 32 M.
< 1882/83	190 <	< 599 <	< 30 <
< 1883/84	186 <	< 652 <	< 32 <

Die meisten Preise bewegen sich zwischen 100 und 300 M.

Hieraus ergibt sich, dass der wenigste Theil aus Stein-schlag besteht, dessen Zerkleinerung allein nahezu diese Kosten verursachen würde, dass dagegen der grösste Theil Fluss- und Grubenkies (zum Theil auch Sand und Schlacken) ist, welcher in der Nähe gewonnen wird, da nach obigen Preisen die Transportkosten nicht gross sein können.

Dieses Resultat beweist, dass

1. Die Vorzüge des Steinschlags gegenüber dem Kiese noch nicht genügend gewürdigt werden.
2. Bei der Wahl des Materiales vorwiegend die Anschaffungskosten massgebend sind.

In der Literatur begegnen wir allerdings verschiedenen Ansichten. Ein neueres Lehrbuch enthält den Satz: »es ist bekannt, dass man den aus den Flüssen gewonnenen Kies allen anderen Materialien zur Herstellung der Bettung vorzieht.« In einem andern ebenfalls neueren Buch steht: »Obwohl Stein-schlag im Allgemeinen das vorzüglichste Material ist, so muss man doch mit Rücksicht auf den Preis sehr oft natürlichen Schotter oder Kies wählen. Viele Ingenieure ziehen diese letzteren Materialien des leichten Stopfens wegen auch dem Stein-schlag vor.«

Auch die Eisenbahnverwaltungen sind verschiedener Ansicht, wie man im 9. Supplementbande des Organs, Gruppe I, Frage 9, ersehen kann.

In Nachstehendem soll zu beweisen versucht werden, dass der Schlägelschotter dem Kiese — gleich hartes Material vorausgesetzt — in jeder Beziehung weitaus vorzuziehen ist.

Der Schotter hat die eigenthümliche Aufgabe, in eng begrenztem Raume zwei ganz verschiedene Bedingungen zu erfüllen.

1. Unter der Schwelle muss derselbe sich zu einer festen, dichten und haltbaren Masse stopfen lassen, welche dem Durchdrücken bei der Belastung und den Erschütterungen einen möglichst grossen Widerstand entgegengesetzt und dabei nicht aufgelockert wird.

2. Gleich nebenan zwischen den Schwellen soll das Material belufts rascher Entwässerung grosse Zwischenräume haben, zugleich aber möglichst grosse Cohäsion und Reibung besitzen, um dem seitlichen Ausweichen zu widerstehen und den Druck der Fahrzeuge gleichmässig auf das Planum zu vertheilen.

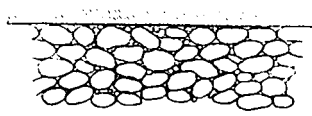
Diesen Anforderungen genügt der Steinschlag in viel höherem Grade, als der Kies.

Die einzelnen Steine des Schlägelschotter bilden Keile und greifen zinkenartig in einander ein, so dass gegen Auseinanderdrücken die Reibung der rauhen ebenen Flächen einen grossen Widerstand leistet. (Fig. 36.)

Fig. 36.



Fig. 37.



Beim Kiese dagegen (Fig. 37) sind die Steine rund, berühren sich nur in kleinen Flächen und Linien, zudem sind die Flächen abgeschliffen und haben daher viel weniger Reibung, die Masse wird wegen der Spielräume weit weniger dicht und viel locker, so dass das Unterstopfen öfter vorzunehmen ist.

Der Ansicht, dass der Kies leichter sich stopfen lässt, kann nicht beigezogen werden; denn die Stopfhacke trifft den Schlagstein auf eine ebene, viel grössere Fläche und giebt demselben eine der der Hacke entsprechende Richtung, während der Kies nach der Seite ausweicht und oft weggeschleudert wird, was bei der Arbeit an dem Auseinanderspritzen der Steine beobachtet werden kann. Hierdurch dauert die eigentliche Stopfarbeit, abgesehen vom Öffnen der Schwellen, beim Kiese länger.

Zu dem Dass der Steinschlag eine grössere Cohäsion hat, zeigt sich in dem viel bedeutenderen Widerstande beim Aufgraben mit dem Pickel und in der steileren, natürlichen Böschung desselben.

Auch die Wasserdurchlässigkeit ist bei einem gleichmässig geschlagenen, nicht splitterigen Schlägelschotter die vollkommenste und rascheste.

Der Kies ist um so undurchlässiger, je grösser die Differenz in der Grösse der einzelnen Steine ist, da die kleinen

Steine die Zwischenräume der sich ohnedies berührenden grossen ausfüllen.

Zwar befördert diese Grössenverschiedenheit die feste Verbindung beim Stopfen, allein der Nachtheil in der Entwässerung

wiegt diesen Vortheil bei weitem auf, und es sollte daher beim Kiese auf Gleichmässigkeit hauptsächlich gesehen werden.

Da der Fluss- und Grubenkies diese Eigenschaft meist nicht besitzt, so empfiehlt es sich, denselben vorher durch Gitter werfen zu lassen.

Diese Arbeit ist, entsprechende Einrichtungen mit gleichzeitigem Einfallen in den Eisenbahnwagen vorausgesetzt, nicht theuer; es ist nur diese Einrichtung zu bezahlen, da ein Materialverlust nicht eintritt, weil der Lieferant den feineren Kies zu Fuss-, Reit- und Gartenwegen etc. vortheilhaft verwenden kann. —

Es ist mit Sicherheit vorauszusehen, dass bei der Bahnunterhaltung bezüglich der Wahl des Bettungsmaterials die gleiche Entwicklung stattfinden wird, wie bei der Strassenunterhaltung.

Die grösseren Strassenbauverwaltungen haben durch Vergleichung der Kosten längst die Erfahrung gemacht, dass mit einem guten, wenn auch viel theureren Materiale die Strassen am besten und billigsten unterhalten werden, und gerade im letzten Jahrzehnt hat in dieser Richtung allseits ein erfreulicher Umschwung stattgefunden, allerdings manchmal mit Ueberwindung bedeutender Schwierigkeiten wegen der vorhandenen Localinteressen.

Das sehr entwickelte Eisenbahnnetz und die billigen Transportkosten begünstigen diese Neuerung ungemein.

Die Eisenbahnverwaltungen haben noch den weiteren Vortheil, dass der Transport zum Selbstkostenpreise geschieht.

Anmerkung: Ob in Deutschland schon Versuche mit künstlichem Schotter aus gebranntem Thon gemacht wurden, ist nicht bekannt geworden. Wo die Transportweite sehr gross und geeigneter Thon vorhanden ist, dürfte sich die Fabrikation im Grossen lohnen. In Frankreich wurde 1851 die Linie Lille-Calais mit solchem Schotter ausgeführt. Vergl. Organ 1851, S. 158. —

Für die Höhe der Bettung ist nach No. 10 der technischen Vereinbarungen 0,2^m unter Schwellenunterkante als Minimum empfohlen. Dieses Maass ist aber entschieden zu klein und es wird auch in Deutschland meist 0,25^m genommen.

Bei feinem Kiese, wo in Folge der Capillarität das Wasser auf einer gewissen Höhe stehen bleibt und ohnedies langsam abläuft, reicht auch dieses Maass nicht aus, es muss mindestens 0,3 bis 0,35^m betragen, je nach der Beschaffenheit des Untergrunds.

Auf letztere wird aber beim Neubau in der Regel gar keine Rücksicht genommen, sondern die Stärke der Bettung auf der ganzen Strecke gleich gemacht, ob das Planum wasser-durchlassend oder thonig ist.

Für die Bahnunterhaltung ist dieses Verfahren nicht günstig, denn das Gleis verhält sich bei undurchlässigem Planum viel schlechter als bei durchlässigem, trotz sorgfältiger Drainirung.

Die Stopfarbeiten bei ersterem sind öfter zu wiederholen, so dass bei dem mannigfaltigen Wechsel des Untergrundes und von Auf- und Abtrag eine gleichmässige Durchführung der Unterhaltungsarbeiten nicht möglich ist.

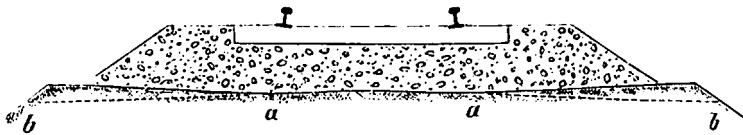
Bei thonigem Untergrunde sollte daher entsprechende Verstärkung angeordnet werden, was beim Bau leicht vorzusehen ist, da die geognostischen Verhältnisse zuvor ermittelt werden. —

Ferner wird beim Neubau der Bettungskörper auch auf Dämmen meist definitiv fertiggestellt, was jedoch durchaus nicht zu empfehlen ist. In der Regel werden die Dämme um so viel überhöht, als die muthmassliche Setzung beträgt und dann die Bettung gleich wie im Abtrage hergestellt.

Die geschätzte Setzung tritt aber nie genau ein, und so behält der Damm nach der Consolidirung entweder eine Ueberhöhung oder eine Mulde. In ersterem Falle kann das richtige Visir ohne grosse Kosten nicht gegeben werden, in letzterem ist ein bedeutendes Quantum Schotter erforderlich.

Auch tritt meist während der Setzung eine Versenkung nach Fig. 38 ein.

Fig. 38.



Wenn auch nach Entdeckung solcher Einsenkungen die Sickerungen nach den gestrichelten Linien a—b hergestellt werden, so ist die Gefahr der Entstehung von Rutschungen — selbst nach vielen Jahren — durchaus nicht beseitigt, da die Sickerungen leicht ausser Acht kommen und sich verstopfen.

Aus diesen Gründen wäre es besser, wenn die Bettung auf grösseren Dämmen zuerst in möglichst geringer Stärke und mit minderwerthigem Material hergestellt würde und erst nach vollständiger Consolidirung des Dammes und nach richtiger Planirung desselben durch ein besseres ersetzt und ergänzt würde.

Eine Packlage lässt sich allerdings dann nicht mehr einbringen, allein die etwaigen Mehrkosten werden durch die Zinsen des zurückgelegten Baucapitals gedeckt. —

Die spätere Unterhaltung der Bettung wird meist derart ausgeführt, dass nach den periodisch vorzunehmenden Hebungen des Gleises das fehlende Material oben aufgeschüttet wird.

Die den Schotter verunreinigenden Theile, bestehend in Staub, Russ, Verwitterungsabfällen, Splintern, welche durch den Schlag der Stopfhacke abgetrennt wurden etc., ziehen sich in die Tiefe, verstopfen zuerst die untern Zwischenräume und schliesslich die ganze Bettung, bis der eingangs erwähnte Zustand eintritt, dass das ganze Material ausgewechselt werden muss.

Diese Methode steht aber im Widerspruche mit den bei der Unterhaltung des Oberbaues geltenden Prinzipien. Jeder Theil des Oberbaues soll immer in dem seiner Function entsprechenden Zustande erhalten werden; die Unterhaltung soll eine vorbeugende und continuirliche sein. Eine Schwelle z. B.

wird nicht erst unterstopft, wenn sie ganz hohl liegt, sondern es wird letzterem Zustand durch periodische Regulirung des Gleises vorgebeugt.

Die totale Auswechslung des Schotters hat ferner den Nachtheil, dass dieselbe nicht mit der nöthigen Pünktlichkeit vollzogen werden kann: das alte Material muss beiderseits gelagert werden, der Ersatz wird mittelst Schotterzuges eingebracht, wobei die Vermischung alten und neuen Materiales nicht zu vermeiden ist.

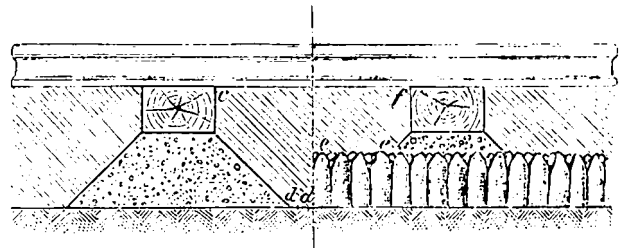
Weiter ist zu beachten, dass in dem alten Schotter eine Menge noch guter Steine auf den Schutthaufen abgeführt wird.

Das folgende Verfahren dürfte alle diese Missstände beseitigen und einen stets gleichförmigen durchlässigen Zustand der Bettung herbeiführen.

Der Schotter wird periodisch einer gründlichen Reinigung unterzogen, indem derselbe neben dem Gleise durch Gitter geworfen wird, und zwar bei guter Qualität etwa nach 7—9 Jahren, bei mittlerer Qualität nach 5—6 Jahren.

Hierbei wird nur das Material zwischen den Schwellen so weit genommen, als die natürliche Böschung desselben zulässt, ohne dass die gestopfte Masse alterirt wird. (Fig. 39 links ohne, rechts mit Packlage.)

Fig. 39.



Nach der Beseitigung des Körpers c d e f; mit welcher das Werfen durch das Gitter verbunden wird, findet die Planirung der Sohle d d genau nach dem Gefälle statt, resp. wird die Packlage bei e e ausgekratzt und eventuell frisch verkeilt. Hiernach wird das gereinigte Material wieder eingeworfen.

Nach Abfuhr des Schuttes wird das fehlende Material mittelst Bahnzuges eingebracht.

Bei dieser Reinigung werden auch etwa vorhandene Versackungen (Fig. 38) entwässert, was namentlich auf Dämmen von grossem Werthe ist.

Die unbedeutenden Kosten, dieser Arbeit, werden um ein Vielfaches bei den Stopfarbeiten, und dem Materialverschleiss erspart werden, und es wird hierdurch die Bettung, das Fundament des Oberbaues, die entsprechende Pflege erhalten.

Entgegnung auf die Abhandlung von Regierungs-Maschinenmeister Krüger „Ueber den Zusammenhang zwischen dem Radstande der Eisenbahn-Fahrzeuge, dem Curvenhalbmesser und der Spurweite“.

Von Obermaschinenmeister Hoffmann in Chemnitz.

In der Abhandlung (Organ, Ergänzungsheft 1885) über den Lauf steifachsiger Eisenbahn-Fahrzeuge im gekrümmten Gleise werden Betrachtungen, Entwicklungen und Schlussfolgerungen veröffentlicht, welche mit unseren, wiederholt in diesen Blättern vorgeführten Betrachtungen, Ansichten und Berechnungen, sowie mit den Erfahrungen und Versuchsergebnissen so sehr im Widerspruche stehen, dass uns eine nähere Prüfung dieser Abhandlung zur Förderung der sie betreffenden höchst wichtigen Angelegenheit nothwendig erscheint.

Es wird in der Abhandlung von der Ermittlung desjenigen Rades ausgegangen, um welches sich ein steifachsiges 4- oder mehrträdriges Eisenbahnfahrzeug bei seiner Umkreisung des Krümmungs-Mittelpunktes auf den Schienen dreht. Nachdem das innere Hinterrad als das fragliche gefunden worden ist, wird hieraus versucht, die Bahn zu finden, welche eine Hinterachse beschreiben würde, wenn sie bei vorgeschriebener kreisförmiger Bewegung der Vorderachse ohne Reifen-Spurkränze beliebige Ablenkungen erfahren könnte.

Die Untersuchung führt zu dem Schlusse, dass für den fraglichen gedachten Lauf die zufällige Stellung des Fahrzeuges beim Ueberschreiten des Krümmungs-Anfangspunktes maassgebend sei und zwar so, dass jede Hinterachse, welche beim ersten Anlauf der Vorderachse an die Aussenschiene der Krümmung, noch vor dem Krümmungs-Anfangspunkte sich befinde, sich beim weiteren Laufe durch die Krümmung dem Krümmungsmittelpunkt mehr und mehr nähere, jede Hinterachse, die beim ersten Anlaufe der Vorderachse, den Krümmungs-Anfangspunkt überschritten habe, sich vom Mittelpunkt entferne und jede Hinterachse, welche beim ersten Anlaufe der Vorderachse gerade sich im Krümmungs-Anfangspunkt befinde, concentrisch mit der Gleis-Krümmung laufe.

Dass sich das Fahrzeug um das hintere Innenrad drehen müsse, wird dadurch zu beweisen gesucht, dass die Arbeitsgrösse berechnet wird, welche bei dieser Annahme nöthig wäre, das äussere Hinterrad zur Ausgleichung seines grösseren Weges, vorzuschieben und diese mit derjenigen Arbeitsgrösse verglichen wird, welche für die Rückwärtsverschiebung des inneren Hinterrades aufgewendet werden müsste, wenn das äussere Hinterrad den Drehpunkt darstellte. Die Untersuchung findet letztere Arbeit für eine Geschwindigkeit von 30 bis 50 km in der Stunde um 60 bis 170 mkg pro 1 Secunde grösser, als erstere und erkennt deshalb die Richtigkeit der ersten Annahme als zweifellose Thatsache an.

Hierbei wurde aber übersehen, dass die aus der Wagen-Drehung, Schienenreibung und dem Zusammenhang mit dem Wagengestell sich ergebenden, gegen eine Veränderung der Winkelgeschwindigkeit eines jeden Rades gerichteten Kräfte, durch die, die Räder fest verbindende Torsionsachse, bei gleichem Reibungs-Coefficienten, sich vollständig aufheben und der Fall dann grade so liegt, als sei der Radsatz ohne Drehung

um seine Achse um das eine oder andere Rad so viel zu wenden, wie es der Längen-Unterschied beider Wege verlangt. Selbst wenn man für nöthig findet, die Werthe der lebendigen Kräfte eines jeden Rades in Rechnung zu ziehen, kommt man zu gleichem Ziele, nur darf dabei nicht das weitere in die Abhandlung eingeschlichene Versehen, nämlich die Arbeit zu suchen, welche nöthig ist, das betrachtete Rad aus seiner Winkelgeschwindigkeit $\frac{V}{r}$ vollständig zur Ruhe zu bringen,

mitbegangen werden. Dagegen müsste die Arbeitsgrösse in Betracht gezogen werden, welche der Vermehrung und Verminderung der lebendigen Kräfte des Aussen- und Innen-Rades entsprechen. Dieser Betrag berechnet sich nicht zu $\frac{1}{2} \frac{w^2}{r} J$, sondern zu $\frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) J$, oder wenn man für die Winkelgeschwindigkeiten w_1 und w_2 der beiden Räder, unter Berücksichtigung von b und R die Werthe einsetzt, zu $\frac{V^2}{r^2} \frac{b}{R} J$ (worin R den Krümmungshalbmesser der Gleismitte bedeutet) und müsste ebensowohl bei dem Aussen- wie bei dem Innen-Rade in Anrechnung kommen, wenn überhaupt von einer Winkelgeschwindigkeits-Änderung die Rede sein kann. Auf diese allein richtige Weise ergibt die Rechnung für jedes Hinterrad vollständig gleichen Arbeitsbetrag. Da aber die Winkelgeschwindigkeit $\frac{V}{r}$ der geraden Bahn auch für die Krüm-

mung fortbesteht, so können überhaupt nur die bei dem Wenden der Räder zwischen Schiene und Rad auftretenden Reibungswiderstände in Betracht kommen und ergibt sich schon hieraus ganz einfach, dass sich der Wagen um dasjenige Hinterrad dreht, unter welchem zufällig der grösste Reibungswiderstand herrscht. Wir werden aber im Laufe der Betrachtungen sehen, dass es für die vorliegenden Fragen und namentlich für die jeweilige Wagenstellung ganz gleichgiltig ist, welches der beiden Hinterräder den Drehpunkt abgibt.

Es wird nun vollständig richtig angeführt, dass ein Fahrzeug, welches eine Krümmung mit einem Centriwinkel von 90 oder 180° etc. durchlaufen hat, um den gleichen Winkel gedreht erscheint, und da man das innere Hinterrad als Drehpunkt ansieht, so wird in Fig. 2, Taf. XXXII 1885, die Drehung des Wagens um den Endpunkt einer seiner Diagonalen vorgenommen, was zu folgendem Lehrsatz führt: »Wird das Fahrzeug um einen Winkel δ gedreht gedacht, so bilden die in den 3 neuen Radpunkten an die betreffenden Kreispunkte gelegten Tangenten, also die jetzigen Bewegungsrichtungen, sämmtlich den gleichen Winkel δ mit den Richtungen der ursprünglichen Tangenten.«

Da diese gefundene Abhängigkeit folgerichtig als eine für die Radpunkte des in einer Kreislinie sich bewegenden Wagens geltende Bedingung anzusehen ist, so muss sie auch bei rich-

tiger Anwendung in der Untersuchung dieser Bewegung Richtiges liefern. Doch würde man durch Drehung des Wagens um irgend einen anderen beliebigen Punkt den gleichen Lehrsatz gefunden und zugleich noch den Vortheil erreicht haben, den Lehrsatz auch auf den Lauf des inneren Hinterrades ausdehnen zu dürfen, was so nicht statthaft ist, weil sich ja dieser Punkt nach Fig. 2 in Ruhe befinden soll. Es würde aber die irrthümliche Annahme, dass die Drehung unter allen Umständen um das innere Hinterrad erfolgen müsse, selbst in der Benutzung als Ausgangs- und Stützpunkt der Entwicklung keinen Schaden für die späteren Schlussfolgerungen gebracht haben, wenn nicht neue Irrthümer gefolgt wären. Leider aber wurde nämlich der gefundene richtige Lehrsatz bei dem nächsten Schritt unrichtig zur Anwendung gebracht.

Die Abhandlung sucht den Abstand der Hinterachse des Fahrzeuges vom Krümmungs-Anfangspunkt für die Stellung, in welcher das äussere Vorderrad, unter der Voraussetzung, dass das Fahrzeug mit 5^{mm} Spielraum nach jeder Seite im graden Gleise an der Krümmung ankomme, die Krümmungs-Aussenschiene zuerst berührt. Diese Entfernungen für 4, 5 und 6^m Radstand und Krümmungen von 100 bis 600^m Halbmesser sind auf S. 257 als Werthe von l_2 zusammengestellt.

Da vom Augenblicke des ersten Anlaufens des äusseren Vorderrades die Drehung des Fahrzeuges beginnt, so wird von da an auch die Hinterachse die Drehung um den Krümmungsmittelpunkt beginnen. Es wird nun weiter geschlossen (S. 256, 1. Spalte): »Weil die in der Zeiteinheit zurückzulegenden Wege für die äusseren und die inneren Räder dieselben oder nahezu dieselben sind, so müssen auch, unter Berücksichtigung der vorstehenden Relation, die Radien der Kreise, auf welchen die bezüglichen Räder der beiden Achsen laufen, dieselbe Länge besitzen.« Hierin liegt ein Fehlschluss in Folge der Ungenauigkeit »dieselben oder nahezu dieselben.«

In Fig. 4, Taf. XXXII, werden nun vermitteltst eines Halbmessers, der parallel zu dem durch den Krümmungsanfangspunkt gehenden Halbmesser liegt, Kreise vom gleichen Halbmesser der Vorderräder-Bahn als Laufbahn für die Hinterräder vorgeschrieben. Hierdurch wird zwar die auf Grund einer Ungenauigkeit aufgestellte Bedingung erfüllt, dagegen der oben gefundene richtige Lehrsatz bezüglich der gleichen Drehungswinkel unberücksichtigt gelassen.

Die angegebene Bewegung der Hinterachse auf den excentrischen Kreisen DD und EE ist daher als eine auf unrichtigen Voraussetzungen gefundene anzusehen. Die Unrichtigkeit der gefundenen Bahn geht übrigens auch unschwer aus Fig. 5 hervor, wenn man bedenkt, dass dem Wagen zugemuthet wird, er solle sich in seiner schon stark nach dem Mittelpunkt gewendeten Lage durch die kreisförmige Fortführung seines äusseren Vorderrades B noch weiter nach dem Mittelpunkte wenden und ferner (folgerichtig nach dem Gange der Untersuchung) nach zurückgelegtem Viertelkreise sich wieder vom Mittelpunkt entfernen. Weiter erhellt die Unwahrscheinlichkeit des Gefundenen aus der Betrachtung der Fig. 7, nach welcher ein kurzradständiger Wagen, dessen Hinterachse beim ersten Anlauf der Vorderachse bereits den Krümmungsanfang überschritten hat, sich mit der Hinterachse der Aussenschiene nähern soll,

bis sich diese Achse fest anlegt und folgerichtig im zweiten Viertelkreise an betreffender Stelle wieder abläuft.

Ausserdem ist zu berücksichtigen, dass nach diesem aufgestellten Gesetz des Hinterachselaufes, je nach dem Spielraume im Gleise, der Lauf der Fahrzeuge so sich ändern würde, dass langradständige und kurzradständige zuweilen geradezu ihre Rolle vertauschen müssten.

Wie nun einerseits diese Betrachtungen die Unrichtigkeit der Entwicklung und Schlussfolgerungen zu beleuchten vermochten, so findet man leicht bei Vermeidung der hier begangenen Fehler ein ganz anderes Gesetz für den Lauf der Hinterachse.

Nach dem oben gefundenen Lehrsatz über die Gleichheit der Drehungswinkel muss sich die Hinterachse auf einer mit dem Lauf der Vorderachse concentrischen Krümmung bewegen und nicht, wie irrthümlich angenommen wurde, auf einer excentrischen. Den Halbmesser dieses Kreises findet man, wenn man sich in eine Kreisfläche eine Linie von geringerer Länge, als die des Halbmessers so gelegt denkt, dass sich der eine Endpunkt in der Kreislinie und der andere innerhalb derselben befindet und nun die Bedingung stellt, dass durch eine Fortbewegung des äusseren Endpunktes auf der Kreislinie der innere Endpunkt ebenfalls eine Kreislinie des gleichen Mittelpunktes beschreibe. Diese Bedingung verlangt aber, dass bei jeder Lage der Linie eine unendlich kleine Fortbewegung des Aussenpunktes auf der Kreisbahn keine andere Wirkung auf den anderen Endpunkt hervorbringe als eine gleichfalls unendlich kleine Fortbewegung auf seiner gesuchten Kreislinie und wenn man die unendlich kleine Bewegung der Linie in eine Drehung um den inneren Endpunkt und eine darauf folgende Verschiebung in ihrer eigenen Richtung zerlegt, so muss zur Erfüllung der gestellten Bedingung die jeweilige Richtungslinie Tangente des gesuchten Kreises sein, woraus wiederum folgt, dass die jeweilige Richtung der Linie mit dem durch den inneren Punkt gehenden Halbmesser einen rechten Winkel bilden, oder die am inneren Punkt auf die Bewegungslinie errichtete Normale ein Halbmesser sein muss. Liegt also die Linie im Anfange ihrer Bewegung nicht 90° gegen den Halbmesser geneigt, so muss sich durch die Anfangsbewegung des inneren Punktes diese rechtwinklige Lage beider Linien herstellen; es muss also bei stumpfwinkliger Anfangslage eine Bewegung des inneren Punktes nach aussen und bei spitzwinkliger eine solche nach innen so lange stattfinden, bis die rechtwinklige Lage erreicht ist. In der That lässt sich auch auf einfach geometrischem Wege durch Theilung der Kreislinie in möglichst kleine Theile, sodann Aufzeichnung der ersten Drehung der Linie um ihren inneren Punkt bis in die Richtung, welche durch den nächsten Theilpunkt geht und Verschiebung in dieser Richtung bis zur Kreislinie u. s. w. die Anfangs-Bahn als eine evolventische, schliesslich in die genannte Kreislinie übergehende Curve finden, sowie auch analytisch bestimmen. Aus den sich bei dieser Construction ergebenden Winkeln und Dreiecken lässt sich abermals mit leichter Mühe beweisen, dass sich die Neigung der Bewegungslinie gegen den, durch ihren Endpunkt gezogenen Halbmesser, fort und fort dem rechten Winkel nähern muss, bis er ihm erreicht hat.

Aber nicht allein auf mathematischem, sondern auch auf dem Versuchswege lässt sich unschwer das beschriebene Bewegungsgesetz beweisen, wenn man zwei körperliche Punkte auf unveränderliche Entfernung mit einander verbindet und die angegebene Bewegung auf einer wagrechten Ebene vornimmt.

Bei einem steifachsigen vierrädrigen Eisenbahnfahrzeuge spielen die beiden Radsätze die Rolle der angenommenen Endpunkte und wenn schon der innere Punkt als mathematischer Begriff dem geometrischen Gesetze folgen müsste, so wird dies noch viel mehr bei einem Eisenbahn-Radsatze sein, der wegen seines Widerstandes gegen Drehung ein Bestreben nach derjenigen Stellung zeigt, bei welcher die jeweilige Richtung seines Kreislauf-Elementes mit der Richtung der Fahrzeug-Mittellinie zusammenfällt, was ebenfalls verlangt, dass letztere eine Tangente der Kreislage der Hinterachse ist. Dass aber die Hinterachse eines steifachsigen vierrädrigen Fahrzeuges dem gefundenen Gesetze ganz genau folgt, das kann man auch ganz klar vermitteltst eines einfachen kleinen Modelles auf einer gleichmässig harten wagerecht gestellten, ebenen Fläche darthun. Wie man auch das Fahrzeug stellen mag, nach kurzem Laufe befindet sich — wenn man das äussere Vorderrad auf eine Kreislinie vom Halbmesser R führt — das äussere Hinterrad auf der concentrischen Kreislinie, deren Halbmesser-Länge mit der Radstand-Länge L einen rechten Winkel bildet, also auf der Kreislinie vom Halbmesser $\sqrt{R^2 - L^2}$, welche sie nicht mehr verlässt.

Alle diese Untersuchungen und vergleichenden Versuche mit den Eisenbahnwagen selbst wurden von uns vor mehreren Jahren vorgenommen und sind daraufhin in diesen Blättern (Band XVII, 1880) die Endergebnisse in unserer Abhandlung über »das Verhalten der Eisenbahnfahrzeuge beim Durchlaufen von Curven« veröffentlicht worden.

Es wird wohl nach diesen Ausführungen als bewiesen erachtet werden können, dass die bezüglichen Entwicklungen und Ergebnisse der von uns angegriffenen Abhandlung auf Irrthum beruhen, dagegen das von uns für die Hinterachse und die Fahrzeug-Stellung anerkannte Gesetz: »Die Hinterachse eines vierrädrigen steifachsigen Eisenbahn-Fahrzeuges sucht diejenige Stelle, an welcher die Fahrzeugs-Längsachse mit dem durch die Hinterachse gelegten Krümmungs-Halbmesser einen rechten Winkel bildet, oder die Hinterachse solcher Fahrzeuge stellt sich bei genügendem Spielraume im Gleise in Krümmungen stets in die Halbmesser-Richtung ein,« richtig ist.

Der Abstand σ_h der Hinterachse von der Aussenschiene und die Fahrzeug-Richtung im Gleise, d. i. der Anlaufwinkel β des äusseren Vorderrades lassen sich hiernach leicht berechnen:

Es ist

$$\sigma_h = \frac{L^2}{2R} \text{ (fast genau).}$$

Fällt dieser Werth grösser als der Spielraum δ im Gleise aus, dann läuft die Hinterachse an der Innenschiene an.

Ferner ist:

$$\sin \beta = \frac{L}{R} \text{ für den Fall } \sigma \geq \frac{L^2}{2R}$$

$$\sin \beta = \frac{L}{2R} + \frac{\sigma}{L} \text{ für den Fall } \sigma < \frac{L^2}{2R}$$

Der Anlaufwinkel der Hinterachse ist

$$\sin \beta_1 = \frac{L}{2R} - \frac{\sigma}{L},$$

also um $\frac{2\sigma}{L}$ kleiner als der Anlaufwinkel der Vorderachse und daher vollständig bedeutungslos.

In der fraglichen Abhandlung ist aus der Verschiedenheit des vorderen und hinteren Anlaufwinkels der Schluss gezogen worden, dass »jede Construction, welche die Bewegung der beiden Achsen abhängig von einander herstellt, als auf unrichtigen Principien aufgebaut, zu bezeichnen ist.«

Es sind hiermit die Bestrebungen der Lenkachsen-Constructions gemeint und ist gänzlich übersehen worden, dass sich die sämtlichen Betrachtungen und Berechnungen allein auf steifachsige Fahrzeuge beziehen und daher, selbst wenn sie richtig wären, unter keinen Umständen auf die Lenkachsen bezogen werden dürfen. Bei lenkachsigen Fahrzeugen finden Drehungen der Radsätze um wirkliche oder gedachte lothrechte Achsen gegen die Fahrzeugkästen statt und läuft daher — als wesentlicher Unterschied gegen steifachsige Fahrzeuge — die Hinterachse bei ungehinderter Beweglichkeit an der Aussenschiene an. Da aber die Erfahrung lehrt, dass bei unverkuppelten Lenkachsen die Hinterachse sich über die Halbmesser-Richtung hinaus verdreht, dagegen grade die wichtige Vorderachse nicht genügend diese Richtung erreicht, so erscheint es ausserordentlich geboten, die beiden Achsen so zu verkuppeln, dass sie sich stets in gleichen Winkeln gegen einander neigen und muss ein Fahrzeug mit (unverkuppelten) freien Lenkachsen als unvollkommen lenkachsigt, sowie obiger Schluss als vollständig unrichtig angesehen werden.

Vermittelst der oben angegebenen Ausdrücke und unter Berücksichtigung, dass jeder steifachsige Wagen durch den Spielraum zwischen Achsbüchsen und Achshaltern eine gewisse Gelenkigkeit besitzt, erhält man nebenstehende Zusammengehörigkeit zwischen Krümmungshalbmesser, Radstand, Anlaufwinkel der Vorderachse und Stellung der Hinterachse, wenn man die in der zweiten Spalte angegebenen Spurerweiterungen und ferner halbabgenutzte Reifen ($10 + 7^{\text{mm}}$ Spielraum in Normalspurweite) annimmt.

Wenn man die in den technischen Vereinbarungen angegebenen Zusammengehörigkeiten nach dieser Zusammenstellung auf die Anlaufwinkel vergleicht, so findet man für die schärferen Krümmungen viel ungünstigere Verhältnisse, als für die schwächeren, während die Entfernung der Hinterachse von der Aussenschiene fast übereinstimmend erscheint. Wir haben uns seiner Zeit über diese unberechtigte Sonderbarkeit der betreffenden Vereinsbestimmungen in unserem mehrerwähnten Aufsatz ausgesprochen.

1. Krümmungs- Halbmesser R (in m)	2. σ_2 Spurer- weiterung	3. σ Ganzer Spielraum im Gleis $\sigma_2 + 17$ (mm)	4. $\frac{L^2}{2R} - 0,002 L$ Entfernung der Hinterachse von der Aussenschiene ohne Einschränkung durch die Innenschiene (in mm)							5. $\sin \beta = \frac{L}{2R} + \frac{\sigma}{L}$ Anlaufwinkel β der Vorderachse (in Bogenminuten)						
			Für einen Radstand (in m) von:													
			2	3	4	5	6	7	2	3	4	5	6	7		
100	30	47	16	39	(72)	(115)	(168)	(231)	61,9	96,3	109,3	118,3	130,3	143,4		
150	30	47	9	24	45	(73)	(108)	(149)	38,2	61,9	93,2	89,4	95,9	103,2		
200	30	47	6	17	32	(53)	(78)	(109)	27,5	45,4	61,9	75,3	78,4	83,2		
250	30	47	4	12	24	40	(60)	(84)	20,6	34,4	48,1	61,9	68,1	71,2		
300	25	42	3	9	19	32	(48)	(68)	16,5	27,5	39,2	50,5	58,5	60,5		
350	25	42	2	7	15	26	39	(56)	13,4	22,7	32,3	42,3	51,9	55,0		
400	20	37	1	5	12	21	33	(47)	10,3	18,6	27,5	29,7	44,7	48,3		
500	15	32	0	3	8	15	24	(35)	6,9	13,8	20,6	27,5	34,4	39,9		
600	15	32	-1	2	5	11	18	27	4,0	11,0	13,9	22,9	27,5	32,7		
1000	10	27	-2	-1	0	3	6	11	3,3	5,2	6,9	10,7	13,8	14,0		
1500	0	17	-3	-3	-3	-2	0	2	2,2	3,3	4,6	5,7	6,9	9,0		

Die () Zahlen der Spalte 4 betreffen die Abstände, welche grösser als der Gleisspielraum σ sind, weshalb bei den bezüglichen Radständen und Halbmessern ein Anlaufen der Hinterachse an die Innenschiene stattfindet und dann selbstverständlich die Entfernung von der Aussenschiene dem ganzen Spielraum σ im Gleise gleich ist. Die Wirkung der natürlichen Gelenkigkeit ist dergestalt angenommen, dass sich beide Achsen in jeder Achsgabel um 1 mm von der Mitte abbewegen können, wodurch eine Annäherung der Hinterachse an die Aussenschiene von ca. 2 mm \times dem Verhältniss der halben Wagenbreite zur Radstandlänge, also von ca. 0,002 L Meter entsteht. Wenn die wirkliche Entfernung der Hinterachse von der Aussenschiene σ_1 genannt wird, dann findet man $\sin \beta = \frac{L}{2R} + \frac{\sigma_1}{L}$ (Spalte 5.)

Der Spielraum σ im Gleise ist für halbabgenützte Reifen also $\sigma = \sigma_2 + \left(10 + \frac{15}{2}\right) = \sigma_2 + \text{rot } 17 \text{ mm}$ (Spalte 3) angenommen, wobei σ_2 die Spurerweiterung (Spalte 2) bedeutet. Die negativen Werthe in der Tabelle geben ein Anlaufen der Hinterachse an der Aussenschiene an.)

Benutzt man für die Auffindung der zulässigen grössten Geschwindigkeit beim Einlauf der Fahrzeuge in die Bahnkrümmung den in der Abhandlung angegebenen Weg, nämlich den beim Anlauf durch den Stoss entstehenden Verlust an lebendiger Kraft mit derjenigen Arbeitsgrösse zu vergleichen, welche für die Entgleisung des äusseren Vorderrades aufzuwenden sein würde, so kommt man, wenn anstatt der geisterhaften Kraft $MV \sin \delta_0$ diejenige Seitenkraft in Betracht gezogen wird, welche nöthig ist, das Gewicht des Aussenrades sammt der durch dieses und die Seitenkraft selbst erzeugten Reibung zu überwinden, und wenn man anstatt der Componentengeschwindigkeit einfach den zu überwindenden Reibungsweg h (Spurkranz-Seitenlänge) benutzt, zu dem Ausdruck:

$$V < \sqrt{\frac{g h \{ \sin \gamma \cos \gamma (1 - \mu^2) + 2 \mu \sin^2 \gamma \}}{n \sin^2 \delta_0 (\sin \gamma - \mu \cos \gamma)}}$$

worin n das Verhältniss des ganzen Fahrzeug-Gewichtes zu der Vorderachsen-Last bedeutet.

Nach diesem Ausdruck erfolgt die Entgleisung eines zweiachsigen Fahrzeuges, je nach dem Spielraum im Gleis, bei 55 bis 65 km Geschwindigkeit beim Einlauf in die Krümmung von 100 m Halbmesser, wenn der Reibungs-Coefficient $\mu = 0,1$ ist, während für stärkere Reibungen von $\mu = 0,55$ an und auch für $\sin \delta_0 = 0$ keine noch so grosse Geschwindigkeit eine Entgleisung hervorbringen kann.

Die in der Abhandlung S. 262, 1. Spalte, angegebene bezügliche Formel liefert für Veränderungen und Grenzwerte von γ Ergebnisse, die weder der Wissenschaft noch der Erfahrung entsprechen.

Bei der Herleitung für den Ausdruck der Sicherheit in der Krümmung selbst, gelangt die Abhandlung durch unzutreffende Betrachtungsweise und Rechnungsversehen zu einer Formel, nach welcher, trotzdem dass nur die Centrifugalkraft als wirkende Seitenkraft angenommen wurde, schon für den Werth $\cos \gamma = \mu \sin \gamma$ die Geschwindigkeit null wird, während doch selbst bei einer Spurkranzneigung von $\gamma = 90^\circ$ immer noch der Reibungswiderstand auf der Aussenschiene durch die Centrifugalkraft überwunden werden muss, um im Sinne der angestellten Betrachtung eine Entgleisung herbeizuführen. Auch wächst die Geschwindigkeit nach der Formel (Seite 262, Spalte rechts) sehr stark mit wachsendem $\sphericalangle \beta$, anstatt zu fallen.

Ohne Rechnungsversehen würde der Ausdruck folgendermaassen ausgefallen sein:

$$V < \sqrt{\frac{0,26 g R (\mu \sin \gamma + \cos \gamma)}{(\sin \gamma - \mu \cos \gamma)}}$$

Berücksichtigt man, dass die Centrifugalkraft des Fahrzeuges nur mit dem halben Betrage für die Vorderachse zur Berechnung kommen darf, dagegen die Reibung des inneren Vorderrades auf der Schiene nach dem Krümmungsmittelpunkt hin überwunden werden muss, so würde man folgenden Ausdruck erhalten:

$$V < \sqrt{\frac{g R (\mu - \mu_1) \sin \gamma + (1 + \mu \mu_1) \cos \gamma}{2 (\sin \gamma - \mu \cos \gamma)}}$$

worin μ_1 den Reibungs-Coefficienten zwischen Schienenkopf und innerem Vorderrad bedeutet.

Da aber in der Abhandlung der $\sphericalangle \beta$ in unrichtiger und hier in keiner Weise berücksichtigt wurde, weil sich ja nur die Rechnung auf das Abdrücken des Fahrzeuges in der Richtung des Halbmessers bezieht, so fehlt dieser Betrachtungsweise ein wichtiger Theil. Letzterer betrifft den auch in der Abhandlung berührten, aber nicht weiter herbeigezogenen Umstand, dass der Spurkranz des äusseren Vorderrades je nach der Grösse des Anlaufwinkels in einer gewissen Entfernung vor dem Stützpunkte der Reifen-Lauffläche einschneidet und ebenso eine Entlastung des Stützpunktes hervorbringt, wie auch hierauf ein beträchtlicher Theil des Krümmungswiderstandes und der Abnützungen zurückzuführen ist. Wir haben diesen Umstand in unserer Abhandlung über »das Verhalten der Eisenbahnfahrzeuge beim Durchlaufen von Curven« (Organ, Band XVII, 1880) genau untersucht und auch bei den von der sächsischen Staatsbahnverwaltung unternommenen, im Organ, Band XXII, 1885, veröffentlichten Versuchen über die Wagenwiderstände eingehend berücksichtigt. Die Hereinziehung der gedachten Wirkung in die Sicherheitsformel verursacht grosse Schwierigkeiten, doch lassen die vorläufigen Bemühungen in dieser Richtung darauf schliessen, dass die vervollständigte Formel ungefähr folgende Gestalt haben wird:

$$V < a (\mu \cos \beta - \sin \beta) \sqrt{\frac{g R (\mu - \mu_1) \sin \gamma + (1 + \mu \mu_1) \cos \gamma}{\sin \gamma - \mu \cos \gamma}}$$

worin a einen Erfahrungs-Coefficienten bedeutet.

Nach den in der Abhandlung angegebenen beiden Formeln für die Sicherheit am Anfangspunkt und innerhalb der Krümmung kann am Anfangspunkt der Krümmung eine Entgleisung bei geringerer Geschwindigkeit, als innerhalb entstehen und wird, wie schon erwähnt, nach diesen Formeln die Sache innerhalb der Krümmung mit wachsendem Anlaufwinkel unzutreffender Weise immer günstiger. Selbst wenn der mit $\sphericalangle \beta$ in der Entwicklung begangene Fehler und dadurch auch die angeführte, bezüglich β , unzutreffende Eigenschaft der Formel vermieden wird, bleibt die zulässige Geschwindigkeit für den Anfangspunkt kleiner, als die für den Krümmungslauf selbst. Wenn man aber die Reibung der Vorderachse auf der Innenschiene berücksichtigt, die bei einem Krümmungshalbmesser von nur 100^m und bei einem Reibungs-Coefficienten von $\frac{1}{6}$ noch bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 32 km eine der Centrifugalkraft gleiche grössere Seitenkraft hervorbringt, und wenn man weiter das Einschneiden des Spurkranzes in der erwähnten Weise berücksichtigt, dann erhält man allerdings Ausdrücke, welche die leider nicht seltenen Entgleisungen von langs am durch die Krümmungen laufenden Fahrzeugen erklären lassen, während andererseits grosse Fahrgeschwindigkeiten in den Krüm-

mungen aus mancherlei anderen Gründen nicht vorkommen und in der That bis jetzt wohl nur in der geraden Linie Unheil gestiftet haben.

Es ist — wie wir hier nebenbei erwähnen wollen — eine weitverbreitete irrige Ansicht, dass der Seitendruck der durch Krümmungen laufenden Fahrzeuge hauptsächlich oder gar ausschliesslich von der sogenannten Centrifugalkraft herrühre, während doch der Spurkranz des äusseren Vorderrades den ganzen Reibungswiderstand zu überwinden hat, welcher durch die Verschiebung des Fahrzeuges in der Richtung nach dem Krümmungsmittelpunkt entsteht. Dieser Reibungswiderstand erzeugt ausserdem einen so bedeutenden Seitendruck auf die Innenschiene nach dem Mittelpunkt hin, dass dieser Seitendruck bei nicht sehr grossen Geschwindigkeiten nicht viel kleiner ist, als der gegen die Aussenschiene. In einer Krümmung werden also beide Schienen von der Gleismitte sehr stark nach aussen gedrückt.

Bezüglich der Betrachtungen über das seitliche Spiel der Mittelachsen verweisen wir auf die eingehenden Betrachtungen unserer erwähnten Abhandlung (Organ, Band XVII), in welcher wir im Gegensatze zu der hier zu prüfenden Abhandlung hervorgehoben haben, dass nicht das Anlaufen der Mittelachse an der Innenschiene, sondern das mit einer der Schienenreibung gleichwerthigen Kraft stattfindende Drängen nach der Aussenschiene und der dadurch vermehrte Seitendruck des äusseren Vorderrades von Wichtigkeit ist.

Die wegen der Innenschiene herzustellende Verschiebbarkeit der Mittelachse berechnet sich einfach

$$s = \frac{L^2}{8R} - \frac{\sigma}{2}$$

worin σ den Spielraum im Gleise und ein negativer Werth für s die Unnötigkeit der Verschiebbarkeit bedeutet.

Wenn es uns nun gelungen zu sein scheint, die einzelnen Betrachtungen und Schlussfolgerungen der angegriffenen Abhandlung, welche zwar nicht die hochwichtige Widerstands- und Abnützungs-Frage mit berücksichtigt hat, aber von den in diesen Blättern von uns veröffentlichten Ansichten und Untersuchungsergebnissen über den Zusammenhang zwischen Radstand, Krümmungshalbmesser und Spurweite vollständig abweicht, Punkt für Punkt zu widerlegen, so können wir andererseits nur wünschen, auch unsere Ausführungen einer genauen Prüfung unterworfen zu sehen, damit die richtigen Ansichten immer mehr erkannt werden und sich Bahn brechen können zu dem Ziele einer sicheren Kenntniss der für das Eisenbahnwesen so hochwichtigen Gesetze des Fahrzeug-Laufes durch die leider unvermeidlichen Bahnkrümmungen.

Der eiserne Oberbau.

Ein Beitrag zur Würdigung und Vervollkommnung der gebräuchlichen Oberbausysteme mit eisernen Schwellen.

Von W. Fuchs, Regierungs-Baumeister in Köln a. Rh.

Fortsetzung von S. 30.

(Hierzu Fig. 11 bis 13 auf Taf. V und Fig. 9 und 10 auf Taf. XV.*)

B. Die Querschwellensysteme.

Die auf den Querschwellenoberbau wirkenden äusseren Kräfte sind dieselben wie beim Langschwellenoberbau und es kann deshalb mit Verweisung auf das früher Gesagte direct mit der Theorie des Querschwellensystems begonnen werden.

a) Der Einfluss der vertical abwärts wirkenden äusseren Kräfte.

Die Behandlung der letzteren wäre nach Winkler's vortrefflicher Arbeit im Handbuche etc. überflüssig, wenn nicht der Verfasser bei selbstständiger Bearbeitung derselben zum Theil abweichende Resultate gegen diejenigen Winkler's erhalten hätte.

Es ist im Folgenden nur der Oberbau mit schwebendem Stosse betrachtet, weil die festen Stösse als veraltet nicht mehr von Bedeutung sind.

Die Schiene.

Wird die Schiene als Träger auf unendlich vielen gleich weit von einander entfernten Stützen betrachtet, so ergibt sich das Maximalmoment bei nur einer Einzellast im Stützenintervall dann, wenn dieselbe über der Mitte des Feldes steht und zwar $M_{\max} = -0,1708 \text{ Gl}$, während die Momente über den Stützen sowie die Vertical- und Stützkkräfte sich aus den auf Taf. XV Skizze No. 9 dargestellten Momenten- resp. Verticalkraftcurven und mit Beibehaltung der Bezeichnungen in denselben aus nachstehender Tabelle I ergeben.

Tabelle I.

$M_0 = -0,1708 \text{ Gl}$	$V_0 = 0,5000 \text{ G}$	$T_1 = T_I = 0,6004 \text{ G}$
$M_1 = M_I = 0,0792 \text{ Gl}$	$V_1 = V_I = +0,500 \text{ G}$	$T_2 = T_{II} = -0,1273 \text{ G}$
$M_2 = M_{II} = -0,0212 \text{ Gl}$	$V_2 = V_{II} = -0,1004 \text{ G}$	$T_3 = T_{III} = 0,0341 \text{ G}$
$M_3 = M_{III} = 0,00569 \text{ Gl}$	$V_3 = V_{III} = 0,0269 \text{ G}$	$T_4 = T_{IV} = -0,0091 \text{ G}$
$M_4 = M_{IV} = -0,001525 \text{ Gl}$	$V_4 = V_{IV} = -0,0072 \text{ G}$	$T_5 = T_V = 0,0025 \text{ G}$
$M_5 = M_V = 0,00041 \text{ Gl}$	$V_5 = V_V = 0,0019 \text{ G}$	

Das Maximalmoment über einer Stütze in Folge einer im anliegenden Felde stehenden Einzellast ergibt sich dann, wenn diese in einem Abstände von 0,381 von der fraglichen Stütze sich befindet.

Die Werthe der betreffenden Momente etc. sind aus Taf. XV Skizze No. 10 und aus folgender Tabelle II zu entnehmen.

Tabelle II.

$M_0 = -0,15847 \text{ Gl}$	$V_1 = 0,642 \text{ G}$	$T_1 = 0,7505 \text{ G}$
$M_1 = 0,0856 \text{ Gl}$	$V_I = 0,358 \text{ G}$	$T_I = 0,4384 \text{ G}$
$M_I = 0,0634 \text{ Gl}$	$V_2 = -0,1085 \text{ G}$	$T_2 = -0,13764 \text{ G}$
$M_2 = -0,02294 \text{ Gl}$	$V_{II} = -0,080394 \text{ G}$	$T_{II} = -0,10195 \text{ G}$
$M_{II} = -0,016994 \text{ Gl}$	$V_3 = 0,02914 \text{ G}$	$T_3 = 0,03699 \text{ G}$
$M_3 = 0,0062 \text{ Gl}$	$V_{III} = 0,021554 \text{ G}$	$T_{III} = 0,027334 \text{ G}$
$M_{III} = 0,00456 \text{ Gl}$	$V_4 = -0,00785 \text{ G}$	$T_4 = -0,00994 \text{ G}$
$M_4 = -0,00165 \text{ Gl}$	$V_{IV} = -0,00578 \text{ G}$	$T_{IV} = -0,00733 \text{ G}$
$M_{IV} = -0,00122 \text{ Gl}$	$V_5 = 0,00209 \text{ G}$	$T_5 = 0,00254 \text{ G}$
$M_5 = 0,00044 \text{ Gl}$	$V_V = 0,00155 \text{ G}$	$T_V = 0,00198 \text{ G}$
$M_V = 0,000327 \text{ Gl}$		

*) Die Taf. XV folgt im nächsten Hefte.

Das Maximalmoment für irgend eine Stelle in Folge mehrerer über mehrere Felder vertheilte Lasten ergibt sich dann, wenn die Vertheilung eine derartige ist, dass die von den verschiedenen Lasten an der fraglichen Stelle erzeugten Momente ihren Maximalwerth und gleichnamige Vorzeichen haben.

Sonach resultirt als gefährlichste Laststellung für die Mitte eines Feldes die in Skizze Fig. 11 Taf. V veranschaulichte Lastenvertheilung, während sich für das Maximalmoment über einer Stütze die in Fig. 12 Taf. V dargestellte Anordnung ergibt.

Daraus ergibt sich

$M_{\max} = (0,1708 + 2 \cdot 0,0084 + 2 \cdot 0,00061) \text{ Gl} = 0,1888 \text{ Gl}$, ohne Rücksicht auf die Vergrößerung desselben durch die Geschwindigkeit und ebenso das maximale Stützenmoment für $a = 0,381$ und $b = 0,621$.

$M_I = (2 \cdot 0,0856 + 2 \cdot 0,00615 + 2 \cdot 0,00044) \text{ Gl} = 0,1844 \text{ Gl}$.

Hierbei ist jedoch zu beachten, dass das letztere Moment nur dann eintreten kann, wenn der kleinste Radstand nicht grösser als $2 \cdot 0,381$ ist, also bei einer Schwellenentfernung von $1,0$ resp. $0,96 \text{ m} = 0,76 \text{ m}$ resp. $0,73 \text{ m}$.

Dies kann aber nie eintreten, weil nach den technischen Vereinbarungen der kleinste Treibraddurchmesser nicht unter $0,90 \text{ m}$ betragen soll, wonach der kleinste von allen möglichen Radabständen nicht unter $0,90 + 2 \cdot 0,04 = 0,98 \text{ m}$ betragen kann.

Wird dafür angenommen, dass der kleinste Abstand gleich der Schwellenweite ist, so ergibt sich das entsprechende grösste Stützenmoment

$$= 2 \cdot 0,0792 + 2 \cdot 0,00615 + 2 \cdot 0,0004 = 0,1716 \text{ Gl},$$

woraus einerseits entnommen werden kann, dass bei nur geringer Verschiebung der Lasten von der gefährlichsten Stellung die Grösse des Momentes nur wenig abnimmt (siehe auch beistehende Tabelle III), während andererseits der geringfügige Unterschied zwischen dem möglichen Maximalmomente in der Mitte des Feldes gegenüber demjenigen über der Stütze ins Auge springt. Dies ist insofern wichtig, als daraus gefolgert werden muss, dass Schienenfuss und Kopf über der Stütze fast eben so stark auf Druck resp. Zug beansprucht werden, als dies in der Mitte des Feldes auf Zug resp. Druck geschieht.

Tabelle III.

Abstand der beiden Haupt-Radlasten von einander L	Maximalmoment über der Stütze M_s
L = 0,761	$M_s = 0,1844 \text{ Gl}$
L = 1,001	$M_s = 0,1716 \text{ Gl}$
L = 1,121	$M_s = 0,1600 \text{ Gl}$
L = 1,241*)	$M_s = 0,1500 \text{ Gl}$

*) l ist die Schwellenentfernung.

Unter Berücksichtigung des Geschwindigkeitseinflusses vergrössern sich nach Winkler a. a. O. die ermittelten Momente auf das

1,245	fache	bei	72 km	pro	St.
1,138	<	<	54	<	<
1,061	<	<	36	<	<
1,015	<	<	18	<	<

sonach das Maximalmoment in der Mitte des Feldes auf

$$1,245 \cdot 0,189 \text{ Gl} = 0,232 \text{ Gl}.$$

Werden die Schienen mittelst 12 cm (in der Gleisrichtung gemessen) breiter Unterlagsplatten gelagert, so kann man bei 1,0 resp. 0,96^m Schwellenentfernung die freitragende Länge = 1,0 - 0,12 = 0,88^m resp. 0,96 - 0,12 = 0,84^m annehmen, woraus sich die Grösse des Angriffsmoments unter Zugrundelegung einer Radlast von 7000 kg auf 0,232 · 7000 · 88 = 142912 kg/cm resp. 0,232 · 7000 · 84 = 136416 kg/cm berechnet.

Die Staatsbahnschiene für Querschwellenbau hat im Zustande der äussersten Abnutzung (38^{mm} über dem höchsten Punkte der Befestigungsmittel) ein Widerstandsmoment = 105 Fl cm, so dass sich für die zu Grunde gelegten Stützweiten eine Beanspruchung von $\frac{142912}{105} = 1361 \text{ kg}$, resp. $\frac{136716}{105} = 1299 \text{ kg}$ ergibt.

Da nach den Versuchen von Bauschinger in München die Elasticitätsgrenze des Bessemerstahls bei 0,54 % Kohlengehalt durchschnittlich 3375 kg für Zug, 3440 für Druck und 3900 für Biegung genommen werden kann, so folgt, dass die Staatsbahnschiene im Zustande der äussersten Abnutzung noch 2^{1/2} bis 3fache Sicherheit gegen Ueberschreitung des Grenzfcoefficienten gewährt.*)

Die Laschenverbindungen.

Um das Ideal des Querschwellenoberbaues, einen Träger auf unendlich vielen Stützen gleichen Abstandes, möglichst zu erreichen, wäre es nöthig (schwebende Stösse vorausgesetzt), den Laschen dieselbe Tragfähigkeit wie der Schiene im abgenutzten Zustande zu geben, wenn der Stoss gerade in der Feldmitte angeordnet wäre. Die Laschen müssten dann bei Zugrundelegung der Staatsbahnschiene ein Widerstandsmoment = 105 (in Centimeter) haben.

Dies lässt sich jedoch selbst mit verstärkten Fusslaschen, wenn dieselben nicht unpraktisch werden sollen, nicht erreichen.

Da das Maximalmoment über der Stütze, wie oben nachgewiesen, sich von demjenigen in der Feldmitte nur wenig unterscheidet, so ist es, ganz abgesehen von den übrigen, längst erkannten Mängeln des festen Stosses, auch aus diesem Grunde unzweckmässig, den Stoss über der Stütze anzuordnen.

Soll daher das Laschenfeld gleiche Grösse mit den Mittelfeldern behalten, so würde, um ein kleineres Angriffsmoment zu erhalten, nur der Ausweg übrig bleiben, den Stoss aus der Feldmitte nach einem Stützpunkte hin zu verlegen.

*) Andere an Schienen direct vorgenommene Versuche ergeben erheblich geringere Grenzfcoefficienten, so namentlich die in Hauptwerkstätten der Kgl. Ostbahn angestellten, welche dafür nur 2200 kg ergeben. Indessen ist dies nur ein Beweis, dass bei der Abnahme der Schienen nicht genug Sorgfalt auf die Proben verwendet werden kann.

Der zweckmässigste Ort wäre dann der Wendepunkt der betreffenden Seite für die ungünstigste Laststellung in Bezug auf die Mitte des Feldes, der etwa in der Mitte zwischen Feldmitte und Stütze liegt.

Mit Rücksicht auf die erforderlichen Maassregeln gegen Längenverschiebung der Schienen auf den Schwellen würde man dafür dann zweckmässig eine Entfernung gleich der halben Laschenlänge von der betreffenden Stütze substituieren, damit sich die Laschen noch gegen die Unterlagsplatte der betreffenden Schwelle legen können. Daraus würde sich bei der üblichen Laschenlänge von 0,50^m und einer Unterlagsplattenbreite von 12 cm die Entfernung des Stosses von der nächstgelegenen Schwellenmitte = 0,25 + 0,06 = 0,31^m oder = $\frac{0,25}{0,88}$ resp. $\frac{0,25}{0,83}$ = 0,284 resp. 0,3 der freien Feldlänge ermitteln, je nachdem die Schwellenentfernung 1,0 oder 0,95^m beträgt. Die gefährlichste Laststellung für beide Orte liefert aber dann immer noch ein Maximalangriffsmoment $M_{\max} = 0,160$ resp. 0,167 Gl, während dasselbe nicht mehr wie höchstens 0,130 Gl (ohne Rücksicht auf die Vergrösserung durch den Einfluss der Geschwindigkeit) betragen darf, wenn die Laschen nicht übermässig starke Dimensionen bekommen sollen, da selbst für die zuletzt angegebene Grösse des Moments Laschen erforderlich werden, wie sie bis jetzt nur ganz vereinzelt zur Ausführung gekommen sind.

Hiermit ist der Beweis geliefert, dass sich die gleiche Weite für Laschenfeld und Mittelfeld selbst bei excentrischem Stosse praktisch mit Vortheil nicht durchführen lässt, es bleibt somit nichts anderes übrig, als das Laschenfeld in dem Maasse kleiner zu machen, als es die Ausführbarkeit der Laschen eben erfordert, jedenfalls aber nicht kleiner, als hierzu absolut erforderlich ist, damit einerseits die Ungleichmässigkeit der Durchbiegung der verschiedenen Felder sich unter den Betriebslasten nicht in zu ungünstiger Weise bemerkbar macht, andererseits, damit die Unterstopfung der Stossschwellen ohne Schwierigkeit bewirkt werden kann.

Das zweckmässigste Verhältniss zwischen Laschen und Mittelfeldweite in Rücksicht des eben Gesagten dürfte sein l_1 (Laschenfeld) = 0,6 l.

Nun ergibt sich allgemein das Maximalmoment für die Mitte des Laschenfeldes bei der in Skizze Fig. 13 auf Taf. V dargestellten Laststelleng

$$M_{\max} = -\frac{G l_1}{4} \left(\frac{3,464 + 3 \varepsilon}{3,464 + 6 \varepsilon} \right) - 2 G l_1 (0,0084 + 0,00061),$$

daher unter Beibehaltung des Verhältnisses

$$\varepsilon = \frac{l_1}{l} = 0,6, \quad M_{\max}^1 = 0,205 G l_1 = 0,123 G l;$$

während sich das Maximalmoment für eine beliebige Feldmitte = 0,189 Gl ergeben hatte.

Hieraus folgt unter übrigens gleichen Geschwindigkeits- und Materialverhältnissen

$$M_{\max}^1 = M_{\max}^l \cdot \frac{0,123}{0,189} = \text{rot } 0,667 M_{\max}^l.$$

Wird daher das Widerstandsmoment der Laschen mit W_1

bezeichnet, das der abgenutzten Schiene W_s , so ergibt sich, dass bei gleicher Sicherheit stattfinden muss

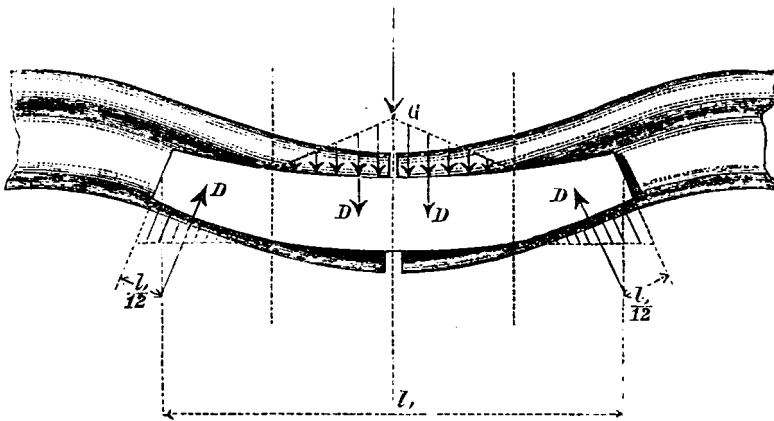
$$W_1 = 0,667 W_s.$$

Es war nun $W_s = 105$, somit ist das erforderliche $W_1 = 6,667 \cdot 105 = 70$, daher für eine Lasche $W_1 = 35$.

Das auf Taf. XV Fig. 1 dargestellte Profil hat nach Abzug eines Bolzenlochs ein $W_1 = 35,2$, genügt daher und lässt sich erfahrungsgemäss ohne Schwierigkeit herstellen.*)

Bezeichnet man die Länge der Lasche mit l_1 , so ermittelt sich die Art der Uebertragung und die Grösse des Druckes auf die Anschlussflächen zwischen Schiene und Lasche in folgender Weise.

Fig. 40.



Druckübertragung von der Schiene auf die Laschen.

Die Durchbiegung des Laschenfeldes führt die neben skizzierte Deformation von Schiene und Lasche herbei, wonach am Laschenende die untere, in der Laschenmitte die obere Anschlussfläche Druck empfängt. Hierbei ist vorläufig die Keilform der Anschlussflächen ausser Acht geblieben und sind dieselben als horizontale Flächen gedacht. Es müssen sich daher in Folge der Elasticität des Materials nach den bezüglichen Gesetzen die spezifischen Druckspannungen pro Längeneinheit der Lasche in der Art, wie in nebenskizzirten Dreieckdruckfiguren dargestellt ist, verhalten.

Die im Schwerpunkte der Druckfigur somit im Abstände von $1/12 l_1$ der Basis zu denkende Kraft D , welche die Summe sämtlicher Einzelspannungen einer Druckfläche vorstellt, bildet mit der ihr gleichen und entgegengesetzt wirkenden zweiten Kraft D derselben Laschenhälfte das Kräftepaar, welches die Deformation der Lasche bewirkt, und dessen Momentenwirkung früher ermittelt worden ist: $M = 0,205 l_1 G$, in Bezug auf beide Laschen, sonach für eine Lasche $\frac{M}{2} = 103 Gl_1$ ohne Berücksichtigung des Einflusses der Geschwindigkeit.

Mit Rücksicht auf denselben vergrössert sich das Moment auf

$$1,245 \cdot 0,103 Gl_1 = 0,128 Gl_1 \text{ für } 72 \text{ km,}$$

$$1,138 \cdot 0,103 Gl_1 = 0,117 Gl_1 < 54 <$$

*) Aehnliche Laschen sind versuchsweise wohl zuerst auf der Deutz-Giessener Strecke für jeden dritten Stoss, allerdings nur an einer Seite derselben, zur Anwendung gekommen.

$$1,061 \cdot 0,103 Gl_1 = 0,109 Gl_1 \text{ für } 36 \text{ km,}$$

$$1,015 \cdot 0,103 Gl_1 = 0,105 Gl_1 < 18 <$$

Geschwindigkeit pro Stunde.

Sei nun K die am Laschenende beziehungsweise in der Laschenmitte pro Längeneinheit der Fläche stattfindende Pressung, so muss die Gleichung stattfinden

$$D = \frac{l_1}{4} \cdot \frac{K}{2} = \frac{K l_1}{8};$$

ferner

$$\frac{D \cdot l_1}{3} = 0,128 Gl_1;$$

daher

$$\frac{K l_1}{8} \cdot \frac{l_1}{3} = 0,128 Gl_1$$

$$K l_1 = 24 \cdot 0,128 G.$$

Hieraus könnte die absolut nöthige Grösse von l_1 gesucht werden für die Bedingung, dass K gleich der zulässigen spezifischen Inanspruchnahme sein solle. Es ergeben sich aber daraus so geringe Werthe für l_1 , dass sie praktisch aus constructiven Gründen nicht anwendbar sind. — Es folgt aber daraus, dass es keinen Zweck hat, die Länge der Laschen übermässig auszudehnen, und es liegt darin zugleich die Erklärung, weshalb die sechslochigen Laschen sich nicht vortheilhafter als die vierlochigen erwiesen haben.

Wird mit Rücksicht auf das früher Ausgeführte die Länge der Lasche = $0,5^m$ genommen, so ermittelt sich

$$K = \frac{12}{25} \cdot 0,128 \cdot 7000 = 430 \text{ kg}$$

pro laufenden Centimeter = rot 400 kg pro Quadratcentimeter Druckfläche, also äusserst gering. Ferner folgt die Grösse von D aus

$$D = 3 \cdot 0,128 G = 0,384 \cdot 7000$$

$$D = 2688 \text{ kg.}$$

Die bis jetzt beibehaltene Voraussetzung der horizontalen Anschlussflächen ist für die wirkliche Keilform derselben unrichtig und das Resultat in Bezug auf dieselbe dahin zu modificiren, dass das gefundene D nur die Vertical-Componente des auf die Anschlussfläche wirklich ausgeübten Druckes darstellt.

Fig. 42.

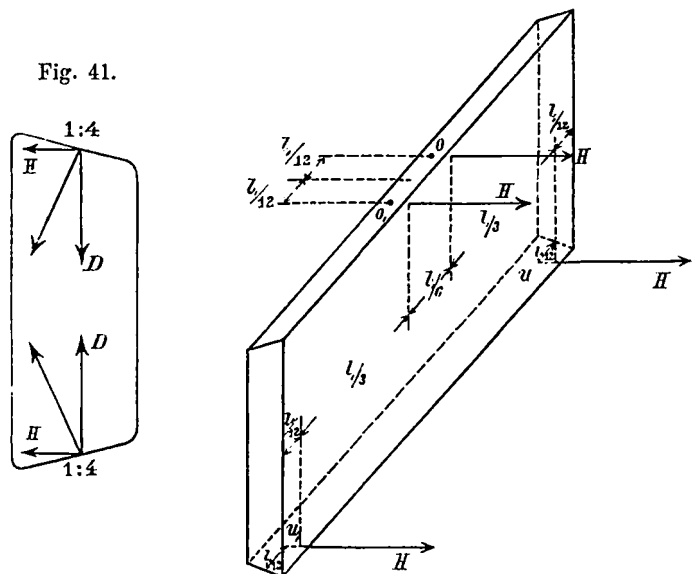
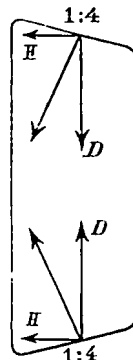


Fig. 41.



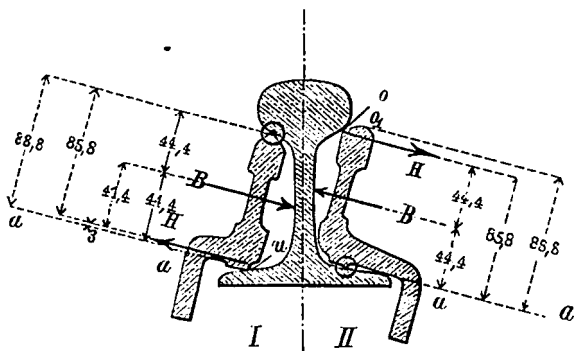
Da die Neigung der Fläche 1 : 4 beträgt, so ergibt sich, wenn die Reibung, die sich in derselben zwischen Schienenkopf und Lasche einstellt, vernachlässigt wird, die horizontale Komponente des Resultantendruckes $H = \frac{1}{4} \cdot 2688 = 672$ kg. Dieser Druck H ist an 4 verschiedenen Stellen jeder Lasche bei o_1 0 und u_1 u im Abstände von $\frac{1}{12}$ vom Laschen- bzw. Schienenende wirksam, wie in der umstehenden Fig. 42 dargestellt ist.

Die Lasche ist daher, da ihr Schwerpunkt nicht in halber Höhe der oben und unten angreifenden Horizontalkräfte liegt, weder in Bezug auf Drehung noch auf Fortschreiten im Gleichgewicht. Dies herzustellen ist Aufgabe der Bolzen, welche, um Torsionsbeanspruchungen der Laschen zu vermeiden, am zweckmässigsten in demselben Verticalschnitte mit der Resultante des betreffenden Laschen-Viertels ihren Ort finden, also im Abstände von $\frac{1}{12}$ vom Laschenende bzw. von der Laschenmitte.

Bezüglich der Bolzenstärke empfiehlt es sich, dieselbe so zu wählen, dass jeder Bolzen im Stande ist, die Wirkung der Horizontalkraft des betreffenden Laschen-Viertels allein aufzunehmen. — Man erhält damit dann zugleich einen gewissen Ueberschuss an Sicherheit für die Fälle, in denen der eine oder andere Bolzen spannungslos ist.

Bei der durch die Druckwirkung angestrebten Verdrehung der Lasche wird die Deformation des Laschenendes im letzten Augenblicke (Bruch oder Reibung des Bolzens) wie in nachgezeichneter Fig. 43, I, der Laschenmitte wie in Fig. 43, II, stattfinden.

Fig. 43.



Der Punkt u liegt aber 3 mm, o $85,8$ mm, o_1 $88,8$ mm über der mit aa bezeichneten Linie des in Fig. 43 dargestellten Laschenprofils, während die Mitte des Laschenbolzens $44,4$ mm darüber liegt.

Mithin muss sowohl für das Gleichgewicht eines äusseren, wie eines inneren Laschen-Viertels gelten, wenn noch mit B der Bolzenzug bezeichnet wird

$$B \cdot 44,4 = H \cdot 85,8$$

$$B = \frac{85,8}{44,4} H = 1,93 H.$$

Erhält hiernach der Laschenbolzen 23 mm Schaft, $18,6$ mm Kerndurchmesser, so wird er bei einem axialen Zuge $B = 1,93 \cdot 672 = 1297$ kg beansprucht mit

$$k = \frac{1297}{2,72} = \text{rot } 475 \text{ kg,}$$

die er, da die Anfangsspannungen darin mitenthalten sind, sehr gut leisten kann.

Bezüglich der Bolzenvertheilung in Fig. 43 und auf Taf. XV, Fig. 6 ist noch zu bemerken, dass die Löcher, soweit als die Rücksicht auf die bequeme Lochung und auf den Temperatur-Zwischenraum der Schienen es zulässt, nach den Orten der Druckresultanten jedes Laschen-Viertels hingeschoben sind.

Die Unterlags-Platten.

Dieselben Gründe, die beim Langschwelen-Oberbau dafür sprechen, die Unterstützung des Schienenfusses nicht in ganzer Breite desselben eintreten zu lassen, fallen auch beim Querschwelenbau ins Gewicht, also namentlich die Nothwendigkeit, geringe Aufbiegungen der Schienenfußränder durch Unterstützung des Fusses auf nur zwei Punkten möglichst unschädlich zu machen. Diese Absicht kann aber in zweckentsprechender Weise bei der Querschwelen-Unterstützung kaum anders, als durch Unterlags-Platten erreicht werden, welche, wie sich aus der späteren Untersuchung des Einflusses der Seitenkräfte auf die Sicherheit des Gestänges ergeben wird, in Hinsicht auf letztere unentbehrlich erscheinen.

Die beiden Rücksichten, welche hiernach die Nothwendigkeit der Platte bedingen, müssen naturgemäss auch in der Form der letzteren zum Ausdrucke kommen und zwar erfolgt dies bei der in Fig. 45 und auf Taf. XV, Fig. 1 skizzirten Platte in der Weise, dass die Form der beiden äusseren neben den Schienenrändern belegenen Theile, wie die geringste Stärke der Platte durch die Grösse und Wirkungsart der Seitenkräfte (siehe später), die Form des mittleren Stückes aber durch die aufzunehmenden Verticallasten bestimmt wird, deren Einfluss hier zunächst betrachtet werden soll.

Für die angestrebte, sichere Unterstützung des Schienenfusses ist es selbstverständlich am vortheilhaftesten, wenn die Unterstützungspunkte einen möglichst grossen Abstand von der Symmetrieachse des Schienenprofils haben. Dieser Abstand darf aber nicht grösser werden, als die Stärke des Schienenfusses, welcher hierbei wie ein Balken auf zwei Stützen fungirt (wenn der Einfluss der Klemmplatten vorläufig ausser Acht gelassen wird), es zulässt. — So lange die Klemmplatten durch die Hakenschrauben gehörig an den Schienenfuß gepresst werden, fallen die Beanspruchungen für den Schienenfuß günstiger aus, weil der Druck der ersteren auf den Fuß ein das Maximalmoment im Intervall verkleinerndes Moment hervorruft. — In Anbetracht der Wichtigkeit, welche die unveränderte Erhaltung der Schienenform hat, scheint es aber nöthig, diesen Einfluss der Klemmplatten insoweit zu vernachlässigen, dass auch bei spannungslosen Klemmschrauben der Schienenfuß keine bleibende Deformation erfährt.

Wird ferner im Nachstehenden angenommen, dass nur der direct auf der Unterlagsplatte aufruhende Theil der Schiene von 12 cm Länge den ganzen Druck aufzunehmen hat, während in Wirklichkeit der bei der elastischen Deformation in Mitleidenschaft gezogene Theil des Schienenfusses sich zu beiden Seiten der Unterlagsplatte über dieselbe hinaus erstrecken muss,

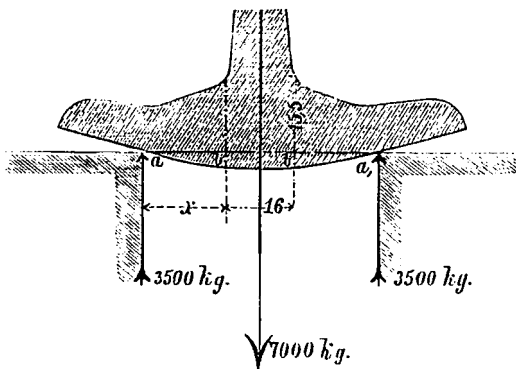
so erscheint unter den vorausgeschickten sehr ungünstigen Annahmen eine zulässige Beanspruchung von 1750 kg pro $\square\text{cm}$ dem von Bauschinger ermittelten Grenzwert von 3900 kg gegenüber nicht zu hoch.

Nun hat der Schienenfuss beim Uebergang in den Steg des Staatsbahn-Profils der Querschwellenschiene eine Stärke von ca. 15,5 mm, demnach bei 12 cm Länge des beanspruchten Theiles ein Widerstandsmoment $= \frac{1,55^2}{6} \cdot 12 = 4,805 = 2 \cdot 1,55^2$.

Der Raddruck von 7000 kg vertheilt sich auf beide Unterstützungen je zur Hälfte und können die beiden Reactionen genau genug als in den Kanten a_1 a (Fig. 44) wirkend angesehen werden.

Wird daher der Abstand a b mit x bezeichnet, so ergibt sich das Angriffsmoment in Bezug auf $b = x \cdot 3500$, das Widerstandsmoment an der Stelle b aber $= 2 \cdot 1,55^2 \cdot 1750$.

Fig. 44.



Daher berechnet sich das zulässige Maass für x aus

$$x = \frac{2 \cdot 1,55^2 \cdot 1750}{3500} = 2,403 \text{ cm.}$$

Die Entfernung b beträgt ca. 16 mm, so dass sich eine zulässige Breite der Mittelaussparung von $2 \cdot 2,4 + 16 = 64 \text{ mm}$ herausstellt.

Bei gehöriger Anfangsspannung der Hakenschrauben im Betrage von ungefähr 1800 kg, vermindert sich das Angriffsmoment bei gewöhnlichen Abmessungen der Klemmplatten um ca.:

$$\frac{38}{56} \cdot 1800 \left(\frac{10,0 - 6,4}{2} \right) = \text{rot } 2200 \text{ kg/cm,}$$

mithin auf: $3500 \cdot 2,4 - 2200 \cdot 1,8 = 4450 \text{ kg/cm}$, wodurch die Beanspruchung des Schienenfusses sinkt auf

$$\frac{4450}{4,805} = 930 \text{ kg.}$$

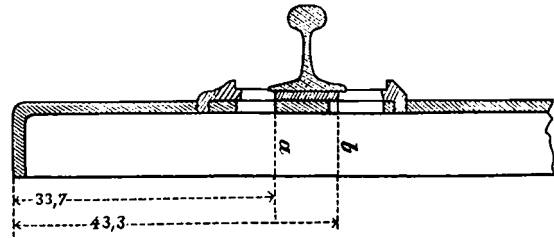
Da in dieser Beanspruchung die Einwirkung der neben der Unterlags-Platte beiderseits in Mitleidenschaft gezogenen Theile des Schienenfusses, wodurch eine weitere Verminderung herbeiführt wird, noch nicht mitenthalten ist, so stellt sich eine mehr

als vierfache Sicherheit gegen dauernde Form-Änderung bei der gewählten Form der Unterlags-Platte heraus.

Es bleibt noch nachzuweisen, dass auch die Stärke der Platte den in Folge der verticalen Lasten aufzunehmenden Kräften entspricht.

Die beiden gefährdetsten Schnitte der Platte sind diejenigen durch die der Schienenmitte zunächst gelegenen Schmalseiten der inneren und äusseren Löcher für die Klemmschrauben, im Abstände $a = 33,7$ und $b = 43,3$ cm vom Schwellenkopf (Fig. 45).

Fig. 45.



Die entsprechenden Angriffsmomente betragen

$$M_a = \frac{33,7}{87,5} \cdot 7000 \cdot \frac{33,7}{2} = 45428 \text{ kg/cm}$$

$$M_b = \frac{43,3}{87,5} \cdot 7000 \cdot \frac{43,3}{2} = 7000 \cdot 4,8 = 41396 \text{ kg/cm.}$$

Da nun bei einem zusammengesetzten Träger die Momente auf die verschiedenen Trägertheile sich vertheilen nach der Formel

$$M_I = \frac{J_I}{J_I + J_{II} + J_{III} + \dots} M$$

und die Beanspruchungen nach

$$K_I = \frac{e_I}{J_I + J_{II} + J_{III} + \dots} M,$$

so ergeben sich, wenn noch mit I die Platte, mit II die Schwelle bezeichnet wird, für die Schnitte a und b die in nachfolgender Zusammenstellung, welche die verschiedenen Werthe von J_I , J_{II} , e_I und e_{II} enthält, aufgeführten Werthe für K_I und K_{II} .

	M	J_I	J_{II}	e_I	e_{II}	K_I	K_{II}
Schnitt a . . .	45428	0,57	325	0,45	5,58	63	778
Schnitt b . . .	41396	0,41	285	0,45	5,23	65	760

Hieraus folgt, dass die Beanspruchungen der Platte unter den verticalen Lasten sehr geringe sind, und dass diese bedeutend schwächer sein dürfte, wenn die Rücksichten auf die Seitenkräfte dies zulassen würden, was, wie sich später ergeben wird, nicht der Fall ist.

(Schluss folgt im nächsten Hefte.)

Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Preis-Ausschreiben.

Nach einem Beschlusse des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen sollen alle 3 Jahre Preise im Gesamtbetrage von 30,000 Mark für wichtige Erfindungen im Eisenbahnwesen ausgeschrieben werden und zwar:

- A. für Erfindungen und Verbesserungen in der Construction bzw. den baulichen und mechanischen Einrichtungen der Eisenbahnen

ein erster Preis von 7500 Mark,
 < zweiter < < 3000 <
 < dritter < < 1500 <

- B. für Erfindungen und Verbesserungen an den Betriebsmitteln bzw. in der Unterhaltung derselben

ein erster Preis von 7500 Mark,
 < zweiter < < 3000 <
 < dritter < < 1500 <

- C. für Erfindungen und Verbesserungen in Bezug auf die Verwaltung und den Betrieb der Eisenbahnen und die Eisenbahn-Statistik, sowie für hervorragende Erscheinungen der Eisenbahn-Litteratur

ein erster Preis von 3000 Mark,
 und zwei Preise von je 1500 <

Werden in einzelnen der drei Gruppen A., B. und C. keine Erfindungen und Verbesserungen zur Preisbewerbung angemeldet, welchen der erste oder der zweite Preis zuerkannt werden kann, so bleibt dem Prüfungs-Ausschusse überlassen, die Summe des ersten bzw. zweiten Preises innerhalb derselben Gruppe derartig in weitere Theile zu zerlegen, dass mehrere zweite oder dritte Preise gewährt werden.

Die Bedingungen für den Wettbewerb sind folgende:

1. Nur solche Erfindungen, Verbesserungen und literarische Erscheinungen, welche ihrer Ausführung bzw. bei literarischen Werken ihrem Erscheinen nach in die Zeit fallen, welche der Wettbewerb umfasst, werden bei letzterem zugelassen.
2. Jede Erfindung oder Verbesserung muss, um zum Wettbewerb zugelassen werden zu können, auf einer zum Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen gehörigen Eisenbahn bereits vor der Anmeldung zur Ausführung gebracht, und der Antrag auf Ertheilung des Preises muss durch eine dem Vereine angehörige Verwaltung unterstützt sein.
3. Die Bewerbungen müssen durch Beschreibung, Zeichnung, Modelle u. s. w. die Erfindung und Verbesserung so er-

läutern, dass über deren Beschaffenheit, Ausführbarkeit und Wirksamkeit ein sicheres Urtheil gefällt werden kann.

4. Die Zuerkennung eines Preises schliesst die Ausnutzung oder Nachsuchung eines Patents durch den Erfinder nicht aus. Jeder Bewerber um einen der ausgeschriebenen Preise für Erfindungen und Verbesserungen ist jedoch verpflichtet, diejenigen aus dem erworbenen Patente etwa herzuleitenden Bedingungen anzugeben, welche er für die Anwendung der Erfindungen oder Verbesserungen durch die Vereins-Verwaltungen beansprucht.
5. Der Verein hat das Recht, die mit einem Preise bedachten Erfindungen oder Verbesserungen zu veröffentlichen.
6. Die litterarischen Werke, für welche ein Preis beansprucht wird, müssen den Bewerbungen in mindestens 3 Druckexemplaren beigelegt sein.

In den Bewerbungen muss der Nachweis erbracht werden, dass die Erfindungen, Verbesserungen und litterarischen Werke ihrer Ausführung bzw. ihrem Erscheinen nach derjenigen Zeit angehören, welche der Wettbewerb umfasst.

Die Prüfung der eingegangenen Anträge auf Zuerkennung eines Preises, sowie die Entscheidung darüber, ob überhaupt bzw. an welche Bewerber Preise zu ertheilen sind, erfolgt durch einen vom Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen eingesetzten, aus 12 Mitgliedern bestehenden Prüfungs-Ausschuss.

Ausgeschrieben werden hierdurch Preise für den sechsjährigen Zeitabschnitt

vom 16. Juli 1881 bis 15. Juli 1887.

Die Erfindungen, Verbesserungen und literarischen Werke, welche Preise erhalten sollen, müssen also ihrer Ausführung bzw. ihrem Erscheinen nach in diesen Zeitabschnitt fallen.

Die Bewerbungen müssen

während des Zeitraumes vom 1. Januar bis
 15. Juli 1887

frankirt an die unterzeichnete geschäftsführende Direction des Vereins eingereicht werden.

Berlin SW, den 5. Februar 1886.

(Bahnhofstr. 3.)

Die geschäftsführende Direction.

W e x.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

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

Das Brechen der Schienenstösse und Laschen.

(American Engineer Febr. 1885, S. 64.)

Am 20. Januar hielt Herr J. Becker im Ingenieurvereine von West-Pennsylvania einen Vortrag über die Erfahrungen, welche er über die Festigkeit des Schienenstosses der Pennsylvania-Eisenbahn gesammelt hat. Dieser Stoss weicht nur in nebensächlichen Punkten von den Stössen der meisten andern amerikanischen Bahnen ab, so dass die an demselben gemachten Beobachtungen für ein weites Netz Gültigkeit haben.

Der Stoss ist ein schwebender auf 59 cm Querschwellenabstand mit kräftigen Winkellaschen, deren absteher Schenkel auf jeder Stossschwelle je einen Ausschnitt zur Aufnahme eines das Wandern verhindernden Nagels erhält. Die Verbolzung erfolgt mittels 4 Bolzen, welche in der Innenlasche elliptisch geformt sind, um Drehen beim Anziehen der Mutter zu verhindern. Als Mittel gegen Losdrehen der Mutter ist der aufgeschlitzte Lederring (Verona Nut-Lock) verwendet, von solchen Abmessungen, dass 750 kg Druck ihn in die Ebene pressen. Die Laschen fügen sich den Schienenkopf und Fuss mit breiten geraden Lagerflächen an, stehen auch neben dem Schienenfusse mit diesem bündig auf der Querschwelle. Die Schiene wiegt 34,25 kg für 1 m, hat bei 109 mm Höhe 44 qcm Querschnitt, ihr Schwerpunkt liegt fast genau in der Mitte der Höhe, und das Trägheitsmoment beträgt in Centimeter 725. Die 9,14 m lange Schiene ruht auf 16 Querschwellen, welche 57 cm von Mitte zu Mitte liegen und den Schienen etwa 21 cm Auflager gewähren, so dass diese auf 37 cm frei liegen; an den Stössen ragen die Schienenenden 19 cm über die Schwellenkante, woraus sich eine Stossschwellenentfernung von $19 + 19 + 21 = 59$ cm ergibt.

Herr Becker untersucht nun den Einfluss der Lasten auf die Schienen und Laschen gesondert, und gelangt, indem er die Last eines Locomotivrades von 9 t auf dem Schienenende ruhend annimmt, zu einer Beanspruchung von $\frac{9000 \cdot 19 \cdot 10,9}{725 \cdot 2} = 1285$ kg für 1 qcm; die Bruchfestigkeit wird dabei zu 3163 kg angenommen, und 1900000 als Elasticitätsmodul wird die Durchbiegung am freien Ende 0,014 cm betragen. Wird angenommen, dass das Rad grade auf der Fuge stehend von beiden Schienenenden getragen wird, so reduciren sich diese Werthe auf die Hälfte.

Herr Becker untersucht sodann die Beanspruchung und Durchbiegung eines Winkellaschenpaares als Träger auf zwei Stützen, wobei der Querschnitt jeder Winkellasche = 17,2 qcm gesetzt ist, wenn ein Rad mitten darauf steht, kommt dabei aber zu falschen Ergebnissen, weil er zwar Rücksicht darauf nimmt, dass die einzelne Lasche nicht in der Richtung einer Trägheitshauptachse beansprucht wird, für die Beanspruchung

eines derartig schief belasteten Trägers aber verkehrte Regeln eingeführt werden.

Um nun die Lastvertheilung auf beide Schienen und die Laschen zu erhalten, werden die Durchbiegungen gleich gesetzt; ist l die Stossschwellen-Entfernung (licht), J_1 das Trägheitsmoment der Schiene, J_2 dasjenige beider Laschen, P_1 der auf ein Schienenende kommende Lasttheil, P_2 der auf die Laschen entfallende, so ist für die Radlast P , $P = 2 P_1 + P_2$, die Durch-

biegung der Schienenenden $\frac{P_1 l^3}{24 \cdot E \cdot J_1}$, die Durchbiegung der

Laschen $\frac{P_2 l^3}{48 \cdot E \cdot J_2}$, folglich, da beide sich gleich viel durch-

biegen, $\frac{P_1}{J_1} = \frac{P_2}{2 J_2}$, $2 P_1 = \frac{P_2 J_1}{J_2}$, also $P = \frac{P_2 J_1}{J_2} + P_2$ und

$P_2 = \frac{P \cdot J_2}{J_1 + J_2}$, $P_1 = \frac{P \cdot J_1}{2(J_1 + J_2)}$. Die aus den Formeln ge-

zogenen Ergebnisse sind wegen mehrerer dabei gemachter Fehler werthlos, führen übrigens zu der alten Erkenntniss, dass der Stoss der schwächste Punkt in der Schiene sei. Herr Becker giebt dann jedoch einige interessante Resultate eigener Beobachtungen und angestellter Versuche. Auf 6 miles = 9,6588 km Gleis liegen bei 30 = 9,14 m Schienenlänge 2112 Stösse oder 4224 Winkellaschen, und von diesen fand Herr Becker 1130 Stück oder rund 27 % zerbrochen und zwar sämmtlich im Stosse von der Oberkante her eingerissen, während der Fuss bei allen heil war; die Ursache des Bruches war also offenbar stets Biegung nach oben. Die meisten waren ausserdem gleich gebrochen, bevor Abnutzung eintrat, und am häufigsten kamen Brüche auf Kiesbettung vor. Als Grund für die häufigen Brüche wird neben Fehlern im Materiale und vielleicht zu schwachem Winkellaschenquerschnitte das Losrütteln der Schwellen angeführt, welches bei den heftigen Bewegungen am Stosse gerade hier am leichtesten eintritt. Das beweisen die Wasserergüsse, welche bei Sand- und Kiesbettung bei der Fahrt eines Zuges nach Regen in ganz besonders hohem Maasse aus den Lagern der Stossschwellen erfolgen, sowie der Umstand, dass starker Wind auf den in Sand gebetteten Strecken der grossen westlichen Ebenen die stark bewegten Stossschwellenköpfe stets zuerst blos bläst. Liegt nur eine Stossschwelle hohl, so entstehen bedeutend vergrösserte Beanspruchungen in Schiene und Lasche, und wenn die Lasche etwas losgerüttelt oder abgearbeitet sein sollte, so wird sie dabei als Verlängerung des noch nicht von einem übergehenden Rade erreichten freien Schienenendes so beansprucht, dass sie oben einreissen muss.

Ueber die Festigkeit der Stösse wurden von den Herren T. Rodd und Onward Bater in der Keystoner Brückenbauanstalt Versuche angestellt, welche mit den Ergebnissen in folgender Tabelle zusammengestellt sind.

No.	Bezeichnung	Der Laschen Länge		Der Probe		Durchbiegung unter Einzellast in der Mitte von kg										Beim Bruche		Bemerkungen.	
		Stützweite	Gewicht	4536		6800		9070		11350		13600		44200		Last	Durchbiegung		
				elastisch	bleibend	elastisch	bleibend	elastisch	bleibend	elastisch	bleibend	elastisch	bleibend	elastisch	bleibend				
1	Stoss mit 2 gewöhnlichen flachen Laschen der Pennsylvania-Bahn . . .	61	50,8	8,17	1,6	0	1,6	0	1,95	0	2,38	0	7,03	6,2	—	—	23200	76	Eine Lasche brach.
2	Desgl. mit 1 flachen und 1 Winkellasche . . .	61	50,8	12,00	1,17	0	2,38	0	3,12	—	3,52	0,8	3,90	1,6	—	—	27250	52,6	Zwei Bolzen brachen.
3	Desgl. mit 2 Winkellaschen	61	50,8	15,90	0	0	0,8	0	1,6	0	1,95	0,25	2,73	0,4	—	—	36000	—	" " "
4	Stoss mit 2 Winkellaschen der Pennsylvania-Company . . .	61	50,8	13,50	0,4	0	1,17	0	1,6	0	1,6	0	2,73	0,8	—	—	38000	76	" " "
5	Stoss mit 2 flachen Laschen, Patent Samson	61	50,8	9,10	1,17	0	2,38	—	2,73	0,8	3,52	0,8	—	—	—	—	34800	98,0	" " "
6	Desgl. mit 1 flachen und 1 Winkellasche nach Samson	61	50,8	10,35	1,17	0	1,6	0,4	1,17	0,8	3,52	1,17	—	—	—	—	33700	88	" " " Die Winkel bogen sich zuletzt 63 mm.
7	Desgl. mit 2 Winkellaschen nach Samson	61	50,8	11,92	0,8	0	2,38	0,25	1,95	0,4	1,95	0,4	3,12	0,4	—	—	35500	57,2	Ein Winkel brach, der andere bog sich noch weiter.
8	Stück einer Stahlschiene der Pennsylvania-Company	61	50,8	29,78 für 1m	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,4	82500	—	Der Kopf trennte sich vom Stege.

Die Samson-Lasche zeichnet sich durch eine geringe Verstärkung in der Mitte und erhebliche Verschwächung nach den Enden hin gegenüber den übrigen Laschen aus.

Die Verlaschungen mit einer flachen und einer Winkellasche geben ungünstige Resultate, und die Stärke der Schiene ist etwa doppelt so gross wie die der Winkellaschung.

Von neueren Versuchen zur Verstärkung der Laschen erwähnt Herr Becker die Ausdehnung der Laschenlänge über zwei Querswellentheilungen als wenig wirksam, die Verstärkung des Laschenkopfes bei gleichzeitiger Verschwächung des Laschensteiges als zum Ziele führend, aber das Walzen der Laschen erschwerend, und als neuerdings von mehreren Ingenieuren empfohlen den den Schienenfuss ganz umfassenden Stoss nach dem Patente Fischer (Organ 1885, S. 188), welcher aber ein Ausschneiden oder Tieferlegen der Stossschwelle, überhaupt einschneidende Abänderungen an alten Oberbauten bedingt.

Zum Schlusse hebt Herr Becker hervor, dass völlig befriedigend erst eine Stossverbindung sein würde, welche ebenso stark ist, wie die Schiene, und dass man dahin wohl am sichersten durch weitere Verstärkung der Winkellasche nach dem Vorgange der Pennsylvania-Bahn gelange, eine in Deutschland lange erkannte Abhilfe.

Schienenstösse in Amerika.

(Hierzu Fig. 14 und 15 auf Taf. XI.)

Die von Herrn Becker im Ingenieurverein für West-Pennsylvania aufgeworfene Frage betreffend das Brechen der Laschen (vergl. Organ 1886, S. 93) hatte eine lebhafte Be-

sprechung dieses Punktes zur Folge, aus der hier einige der wichtigsten Punkte entnommen werden mögen.

Die Besprechung der Mängel an den älteren amerikanischen Schienenprofilen und Stössen, welche sich durch ausserordentlich häufige Laschenbrüche (vergl. Organ 1885, S. 187) bemerkbar machten, drehte sich hauptsächlich um die Verbesserungen, welche Herr R. Sayre, früher Oberingenieur der Süd-Pennsylvania-Bahn, jetzt Direktor der Lehigh-Thal-Bahn, nach Maassgabe langjähriger Erfahrungen vorgeschlagen hat, und welche mit den in Deutschland als die besten anerkannten Anordnungen z. Th. in Widerspruch stehen.

Herr Sayre giebt den Rädern cylindrische, nicht konische Reifen, an welche er den um 10° nach aussen geneigten Flantsch mit 16 mm Ausrundungsradius anschliesst. Er führt hierfür an, dass man bestrebt sein müsse, den Reifen in thunlichster Breite auf der Schiene ruhen zu lassen, dass dabei aber in gerader Strecke ein erhebliches Schleifen des konischen Reifens unvermeidlich sei. Zwei gleiche Wagen wurden von ihm mit neuen Rädern versehen, und zwar einer mit cylindrischen und einer mit konischen Reifen; während der erstere bei grosser Geschwindigkeit in der geraden Strecke vollkommen ruhig lief, zeigte der letztere starke Seitenschwankungen. Es wurde daher der Kopf der Schiene, welcher in der ersten Gestalt des Sayre'schen Entwurfes (Fig. 14, Taf. XI) noch eine geringe Wölbung hatte, neuerdings (Fig. 15, Taf. XI) völlig eben gemacht. An die Oberfläche schliessen die um 10° nach aussen geneigten Seitenflächen des Kopfes mit 16 mm Ausrundung an,

und der Kopf erhält durch diese der Flantschform entsprechende Gestalt grade in den Theilen eine grosse Breite, in denen keine Abnutzung mehr stattfindet. Es ist das nöthig, um den nach unsern Anschauungen sehr niedrigen Schienen das erforderliche Widerstandsmoment zu geben. Die Unterschneidung des Kopfes erfolgt unter 14° gegen die Horizontale (rund 1:4), und zwar mit sehr kleinem Ausrundungsradius, um die Lagerfläche der Lasche thunlichst breit zu halten; dieses Maass der Lagerbreite beträgt 19^{mm} , während es bei den ältern Profilen der Pennsylvania-Bahn nur die Hälfte dieses Maasses hatte; bei diesen erfolgten die häufigen Brüche. Der Steg ist beiderseits durch flache Kreisbögen begrenzt, welche unten wieder mit scharfer Ausrundung an die nach einer Geraden begrenzten und 14° gegen die Wagerechte geneigten Fusssträgen anschliessen. Der Fuss ist, wie bei den meisten amerikanischen Schienen sehr breit, gleich der Schienenhöhe und wegen der geradlinigen obern Begrenzung an den Seiten dünn.

Die Laschen haben schon in dem ältern Entwurfe (Taf. XI, Fig. 14) eine Kopfverstärkung erhalten, deren Höhe in dem neuern (Taf. XI, Fig. 15) noch beträchtlich vergrössert ist. Die Laschen nähern sich durch diese Anordnung einem Γ Querschnitte, gewinnen nicht unerheblich an Tragfähigkeit, und bieten eine breite Lagerfläche für die Kopfunterschneidung. Uebrigens sind die Laschen Winkellaschen und liegen unten in der ganzen Breite der Fusssträge auf. Da zum Nachziehen noch Spielraum zwischen der Laschenverstärkung und dem Schienenstege bleiben muss, so rücken die Laschenstege sehr weit von dem Schienenstege ab, und die Bolzen werden sehr lang. Von anderer Seite wurde hervorgehoben, dass bei derartig breiter Laschenanordnung eine sich über den Schienenkopf, die Innenlasche und den innern Bolzenkopf erstreckende Abnutzung durch den Radflantsch beobachtet ist. Die Feststellung der Mutter erfolgt mit dem in Amerika sehr verbreiteten (Organ 85, S. 188) (Verona-) Federlinge. Um bei mässiger Lochung des Schienensteges, die erforderliche Beweglichkeit der Schienenenden in den Laschen zu erzielen, beabsichtigte Sayre zunächst (Taf. XI, Fig. 14) den Bolzen mitten abzdrehen, die Schiene aber ebensoweit zu lochen, wie die Laschen; eine Anordnung die im spätern Entwurfe wieder gefallen ist. Die Drehung des Bolzens wurde im ersten Profile durch eine Verlängerung des rechteckigen Kopfes bis auf den Laschenfuss verhindert. Für alle Laschen wie Schienen empfiehlt Sayre dringend das Bohren aller Löcher, und will daher das Drehen der Bolzen durch Keilnase zwischen Kopf und Schaft und entsprechende Kehle am Laschenloche verhindern, wenn die Anordnung auch theurer ist als das Puntzen ovaler Löcher. Schliesslich will Sayre die Schiene nicht winkelrecht, sondern unter 60° zur Längsachse schräg abschneiden, um die winkelrecht gemessene Fuge im Schienenstosse vermindern zu können.

Nach diesem Muster hat Sayre sechs Abstufungen für leichtere und schwerere Schienen entworfen, deren Höhen und Gewichte aus der folgenden Zusammenstellung hervorgehen:

Höhe . . . mm	95	102	108	115	121	127
Gewicht für 1 m						
Schiene . kg	24,8	27,3	29,75	33,27	37,7	41,2
Gewicht für 1 m						
Lasche . . kg	12,4	15,4	17,85	19,85	20,8	22,3

Fig. 15, Taf. XI stellt die 115^{mm} hohe Schiene dar.

In der Besprechung wurde namentlich noch hervorgehoben, dass das so oft der Beschaffenheit der Schienen zur Last gelegte Abhämmern der Köpfe an den Stössen aus zu geringer Breite der Lagerfläche der Köpfe auf den Laschen zu erklären ist. Die Schienen werden zuerst in die zu schmalen Laschen eingedrückt, worauf dann ein Abhämmern der Köpfe unvermeidlich wird.

Es wird dann schliesslich eine Reihe von Versuchen über das Verhältniss der Tragfähigkeit der Laschen und verlaschter Schienenstösse zu der der Schienen mitgetheilt.

(American Engineer März 85 S. 136 u. 148) B.

Leichte Schienen.

(Railroad-Gazette 1885, S. 168, März.)

In längerem Aufsätze wird nachzuweisen gesucht, wie unvorthellhaft die Beschaffung leichter Schienen ist, indem darauf hingewiesen wird, dass man bemüht sein müsse, für das aufgewendete Geld nicht möglichst viel Stahl, sondern möglichst viel Steifigkeit und Stärke der Schienen zu erwerben. Vergleichende Kostenberechnungen des in verschiedenen Profilen erworbenen Grades von Steifigkeit und Stärke werden auf der Grundlage ähnlicher Profile angestellt, bei welchen die Steifigkeit proportional der dritten, die Stärke proportional der $3/2$. Potenz des Gewichtes ist. Wird dabei die Schiene No. 9 mit $24,80 \text{ kg}$ für 1^{m} als eine mittlere angesehen, so ergibt sich folgende Tabelle, welcher ein Preis von 248 M. für 1 Tonne Stahlschienen zu Grunde liegt.

Die Columnen 7 und 11 der nachfolgenden Tabelle zeigen wie viel theurer man Steifigkeit und Stärke, d. h. Abminderung der Beanspruchung in leichten Schienen erkaufen muss, als in schweren, und zwar ist diese Vertheuerung bezüglich der meist weniger beachteten Steifigkeit grösser, als bezüglich der Stärke. Die Ungunst des Vergleiches für leichte Schienenprofile vergrössert sich noch wesentlich, wenn man auch die Abnutzung mit in Betracht zieht. Es ist hier nicht wohl möglich, die Abnutzungsverhältnisse der ganz leichten und schweren Schienen unmittelbar zu vergleichen, da leichte Schienen unter ganz anderen Verkehrsverhältnissen verwendet werden, als schwere. Es ist aber zulässig, jede Schiene mit der nächstschweren oder leichteren zu vergleichen.

Bei den jetzt gebräuchlichen Schienenprofilen steckt etwa die Hälfte des ganzen Gewichtes im Kopfe, und es wird höchstens der halbe Kopf abgenutzt, oder $1/4$ des Schienengewichtes, bevor die Schiene ganz beseitigt wird; es bleibt also bei jeder alten Schiene mindestens $0,75 \text{ kg}$ des Neugewichtes als Restgewicht übrig.

Andererseits kann angenommen werden, dass, wenn man für einen gegebenen Verkehr ein möglichst leichtes Profil auswählt, in demselben mindestens $1/5$ des Kopfgewichtes für Abnutzung vorgesehen sein wird. Auf dieser Grundlage kann man sich ein Bild darüber verschaffen, wie theuer man die Dauer der Schienen bei Wahl verschiedener Profile bezahlen muss, welches Bild dem in nachfolgender Tabelle bezüglich der Steifigkeit und Stärke gegebenen entspricht.

	Gewicht der Schienen kg auf 1m	Gewicht der Schienen in Tonn. für 1 km	Kosten für 1 km Schiene M.	Verhältnisszahl				Verhältnisszahl			
				der Steifigkeit für Schiene No. n $(\frac{1}{Col. 1 \text{ für } n^2}) \cdot 24,8^2$	der Kosten der Steifigkeit für 1 km Col. 3 M. Col. 4	des für 1 M. erworbenen Werthes an Steifigkeit $\frac{6150}{n}$ M. Col. 5	der Kosten für 1 t Stahl auf Grundlage der Col. 6 $\frac{248}{Col. 6}$ M.	der Schienenstärke $(\frac{Col. 1 \text{ für } n^2}{24,8^2})$	der Kosten der Stärke für 1 km Col. 3 M. Col. 8	des für 1 M. erworbenen Werthes an Stärke M.	der Kosten für 1 t Stahl auf Grundlage von Col. 10
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
1.	5,0	5,0	1260	0,04	31500	0,195	1272	0,089	14157	0,440	566
2.	7,50	7,45	1850	0,09	20500	0,300	827	0,164	11250	0,550	453
3.	9,90	9,90	2460	0,16	15350	0,402	620	0,253	9740	0,630	395
4.	12,40	12,40	3080	0,25	12350	0,500	498	0,354	8730	0,705	353
5.	14,90	14,90	3700	0,36	10300	0,598	416	0,465	7950	0,775	344
6.	17,40	17,40	4330	0,49	8850	0,695	357	0,586	7400	0,830	302
7.	19,80	19,80	4920	0,64	7680	0,800	312	0,716	6870	0,890	280
8.	22,30	22,30	5550	0,81	6850	0,900	277	0,854	6490	0,948	263
9.	24,80	24,80	6150	1,00	6150	1,000	248	1,000	6150	1,000	248
10.	27,20	27,20	6750	1,21	5580	1,100	226	1,154	5850	1,050	237
11.	29,70	29,70	7370	1,44	5120	1,205	206	1,314	5540	1,110	224
12.	32,20	32,20	8000	1,69	4730	1,300	192	1,482	5400	1,140	218
13.	34,70	34,70	8600	1,96	4380	1,400	178	1,656	5220	1,180	212
14.	37,20	37,20	9250	2,25	4110	1,500	166	1,838	5040	1,220	205
15.	39,70	39,70	9870	2,56	3870	1,590	156	2,024	4880	1,260	198

	Gewicht in kg für 1m	Gewicht des Kopfes	Abnutzung		Rest im Kopfe nach Min. der Abnutzung	Disponibles Gewicht in nächst schwerer Schiene bevor sie ebenso leicht wird	Vergrößerung der Abnutzung durch Wahl des nächst schweren Profiles	Vergrößerung des Gewichtes durch Wahl des nächst schweren Profiles	Mehrkosten des nächst schweren Profiles mit Rücksicht auf die Abnutzbarkeit
			Max.	Min.					
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
		$\frac{1}{2}$ von 1	$\frac{1}{2}$ von 2	$\frac{1}{5}$ von 2	2 weniger 4	2 der nächsten Reihe weniger 5	6 : 4	Gewichtszuwachs : leichteres Gew.	8 : 7
1.	5,0	2,5	1,25	0,5	2,00	1,75	3,50	0,5	0,143
2.	7,5	3,75	1,875	0,75	3,00	1,95	2,60	0,32	0,123
3.	9,9	4,95	2,475	0,99	3,96	2,24	2,26	0,25	0,111
4.	12,4	6,20	3,10	1,24	4,96	2,49	2,00	0,20	0,100
5.	14,9	7,45	3,675	1,49	5,96	2,74	1,84	0,17	0,092
6.	17,4	8,70	4,35	1,74	6,96	2,94	1,69	0,14	0,083
7.	19,8	9,9	4,95	1,98	7,92	3,23	1,63	0,125	0,077
8.	22,3	11,15	5,575	2,23	8,92	3,48	1,56	0,112	0,072
9.	24,8	12,4	6,20	2,48	9,92	3,68	1,48	0,100	0,067
10.	27,2	13,6	6,8	2,72	10,88	3,97	1,46	0,092	0,063
11.	29,7	14,85	7,425	2,97	11,88	4,22	1,42	0,084	0,059
12.	32,2	16,10	8,05	3,22	12,88	4,47	1,39	0,078	0,056
13.	34,7	17,35	8,675	3,47	13,88	4,72	1,36	0,072	0,053
14.	37,2	18,6	9,30	3,72	14,88	4,97	1,34	0,067	0,050
15.	39,7	19,85	9,925	3,97	15,88	5,22	1,31	0,063	0,048

Demnach wird also die Zugabe von Material für die Abnutzung mit wachsendem Gewichte der Schiene schnell billiger. Während bei der 5 kg Schiene die Kostenvermehrung mit Rücksicht auf die Dauer bei Vermehrung des Gewichtes um 2,5 kg 14,3% beträgt, ist sie bei der 39,7 kg schweren Schiene nur

4,8%. Uebrigens geht aus der Annahme des Gewichtes der mittleren Schiene = rund 25 kg hervor, dass im Allgemeinen in Amerika leichtere Schienenprofile verwendet werden als bei uns.

B.

Bahnhofs - Anlagen.

Locomotivschuppen-Anlagen.

(Centralblatt d. Bauverw. 1885, S. 120.)

Während in Deutschland die polygonalen und runden Locomotivschuppen und Drehscheiben entschieden vorwiegen, und von den rechteckigen alle grösseren mit Schiebebühnen betrieben werden, ziehen die englischen Bahnen fast durchweg grosse rechteckige Schuppen vor, deren lange Standgleise mit Strahlengleisen und Weichen, oft dreischlägigen, an die Zufahrten angeschlossen sind, und zwar bis zu 80 Ständen. Neben der einfachen Form, der Helligkeit und leichteren Heizbarkeit dieser Schuppen wird durch das Fehlen der Schiebebühne Verringerung der Grundrissfläche, und durch die Weichenverbindung Unabhängigkeit von complicirten Betriebseinrichtungen, wie Schiebebühnen und Drehscheiben, erreicht, deren Verletzung oft die sämtlichen Maschinen von den Hauptgleisen abschneiden kann. Im Falle eines Brandes sind die ungeheizten Locomotiven bei der englischen Anordnung jedenfalls am leichtesten zu retten. Aus der Aufstellung mehrerer Locomotiven hinter einander in einem Gleise scheinen sich erhebliche Missstände nicht zu ergeben, vielmehr ist die Benutzung der bis 80 Maschinen fassenden Schuppen so geregelt, dass die Aufstellung nach Maassgabe der Reihenfolge der Benutzung erfolgen kann. Auch in Deutschland ist die alte Bestimmung der »Vereinbarungen« jetzt wieder gefallen, dass mindestens für zwei Maschinen, welche hinter einander stehen, ein Thor vorhanden sein muss.

Einer der neuesten rechteckigen Schuppen in England ist der der Taff-Vale-Eisenbahn zu Cardiff. Derselbe ist 116,74^m lang, besteht aus 2 je 20,42^m weiten, durch steinerne Pfeilerstellung getrennten Schiffen für je 5 Gleise, und wird in seiner Mitte durch eine Dampfschiebebühne von 12,19^m Gleislänge quer durchsetzt. Das Ende der Schiebebühnen liegt in dem gewöhnlichen Verbau mit Verbindungsgleis nach nur einer Seite. Auch die 10 Aufstellungsgleise haben nur in einem Giebel Thore, vor dem andern Prellbücke. Jedes Gleis kann vor und hinter der Schiebebühne 3 Maschinen mit Tender aufnehmen, so dass im Ganzen deren 60 Platz finden. Die Gleise sind deutlich mit den Zahlen 1 bis 10, die Stände von den Thoren anfangend mit den Buchstaben A bis F bezeichnet. Es sind Tafeln aufgestellt, auf denen die Art der Besetzung der Stände bezeichnet wird, so dass jede im Schuppen befindliche Maschine auf den ersten Blick zu finden ist; die Maschinen in langer Ruhe nehmen die hintersten Stände F₁ bis F₁₀ ein.

Die ganze Länge der Stände ist mit 1,0^m tiefen Löschruben versehen, und Wasserleitung mit Hydranten für jeden Stand liegt je in dem zweiten Zwischenraume.

Der Fussboden ist mit Klinkern gepflastert; neben den Schienen der Stände F₁ bis F₁₀ sind aussen Bohlen aus hartem Holze zum Aufsetzen von Hebezeugen eingeklassen; und an der Kopfwand hinter diesen Ständen stehen Werkbänke für Schlosser. An dieselbe Wand schliessen sich aussen kleine Werkstätten mit Kessel und Maschine, sowie Warteräume für das Fahrpersonal an. In jedem der 10 Gleise liegt vor dem Einfahrtsthore noch eine Löschrube mit Standrohr mit drehbarem Mundstücke in einer der Seitenwände; letzteres ermöglicht ohne Verwendung

beweglicher Schläuche das Bespritzen des Aschkasteninhaltes vor der Reinigung. Neben den äussersten beiden Gleisen und auch neben dem Kopfbau der Schiebebühne ist je ein Doppelofen aufgestellt, welchem brennende Kohlen zum Anheizen der Locomotiven entnommen werden. Besondere Materialien zum Anheizen werden nicht geliefert. Je zwei Löschruben haben einen drehbaren Wasserkrahn. Innerhalb der Zufahrtentwikelung liegt eine 45^m lange Kohlenbühne, welche von einem mitten durchlaufenden Kohlenanfuhrgleise in zwei Hälften zerlegt wird. Jede Hälfte trägt drei Kohlenkrähne und neun Kippklappen zum Verladen, und zwischen den Krähnen Behälter für Sand, welcher aus einer in der Nähe der Bühne bezogenen Sanddarre bezogen wird.

Der stündliche Wasserbedarf von 31780 cbm wird in einen mit dem Boden 8^m über den Schienen liegenden gusseisernen Bottich aus einem Brunnen heraufgepumpt.

Die Schiebebühne läuft mit 18 Endrollen und 5 Mittelrollen in einer wenig versenkten Grube auf 9 Schienen. Ihr Gerippe besteht aus vernieteten Doppelkopfschienen, ihr Gleis aus Brückenschienen. Auf einer Erbreiterung der Bühne ist ein stehender Kessel und eine liegende Zwillingmaschine von 300^{mm} Hub und 200^{mm} Durchmesser der Cylinder aufgestellt, von welcher die Bewegung mittels Zahnrädern auf die Laufrollen übertragen wird.

Das Dach besteht aus Guss- und Schmiedeeisen auf stählernen Bolzen; $\frac{2}{5}$ der Grundfläche ist mit Schiefer, $\frac{3}{5}$ mit Glas in eisernen Rahmen eingedeckt. Ueber der ganzen Länge jedes Standes hängt ein unten offener Rauchkasten aus galvanisirtem Eisenblech, mit Abzugsrohren in 12^m Theilung, welche dicht unter dem Dache behufs Absaugung des hier etwa angesammelten Rauches durchbrochen sind.

Als Mangel der Anlage dürfte die versenkte Schiebebühne zu bezeichnen sein, welche den Zugang zur Hälfte der Stände beherrscht, und besser durch eine unversenkte mit durchlaufenden Standgleisen ersetzt wäre. Ausserdem läge sie statt zwischen dem 3. und 4. Stande besser zwischen dem 4. und 5., da dann jede hintere Locomotive höchstens durch eine vorstehende von ihrem Wege abgeschnitten wäre. Will man jetzt einen der Stände F₁ bis F₁₀ benutzen, so müssen eventuell die beiden vorstehenden Locomotiven D und E bewegt werden.

Viele ähnliche Schuppen haben 6 Stände hinter einander, wenn Ausfahrten an beiden Giebeln eingerichtet werden konnten. Als zu empfehlende Einrichtung sind die Sanddarre, die langen Rauchfänge, die drehbaren Mundstücke der Standrohre und die übersichtliche Bezeichnung der Stände hervorzuheben. B.

Hydraulische Drehscheiben mit oder ohne Rollkranz für Handbetrieb. (Civil-Ingenieur 1885, S. 6.)

Herr J. Hofmann hebt unter Hinweis auf ältere Versuche (Handbuch für Eisenbahntechnik, Heusinger von Waldegg, 2. Aufl., S. 439) die Vortheile hervor, welche in dem Anheben der Drehscheibe vor dem Ausdrehen und im Niedersetzen in ausgedrehter Stellung zu finden sind. Die Scheibe wird dabei unter der auf- oder abfahrenden Last zum

Träger auf 2 Stützen, ergibt also keine negativen Auflagerkräfte, der Mittelzapfen ist keinen Stößen durch Bewegen der Last ausgesetzt und die Entlastung der Enden während des Ausdrehens vermindert das Moment der Reibung, erleichtert somit die Bewegung. Die auf Ausnutzung dieser Vortheile gerichteten Bestrebungen scheiterten jedoch daran, dass, wenn die Anhebung schnell erfolgen soll, der Kraftaufwand bei der bis 80 Tonnen steigenden Last zu gross wird, oder dass bei geringerem Kraftaufwande die Anhebung zu lange dauerte.

Hofmann hat nun diese Uebelstände dadurch zu beseitigen gesucht, dass er die ganze Last der Drehscheibe mittels einer Glycerinleitung gegen einen hydraulischen Presscylinder ausbalancirt, dessen Kolben fest auf dem Boden steht, und dessen Cylinder von einem Winkelhebel dadurch niedergedrückt werden kann, dass mit der Hebelachse ein Gegengewicht an langem Hebelarme in Verbindung gebracht ist. Für gewöhnlich ist dieser Gewichtshebel vertical nach oben gestellt, wobei der Pressencylinder auf dem Kolben nach oben gezogen erscheint. Der Kopf des an sich festen Mittelzapfens enthält gleichfalls einen kleinen Cylinder, an dessen von oben eingesetztem, beweglichem Kolben die Drehscheibe hängt. Dieser Cylinder steht mit dem der Gewichtspresse durch ein Rohr in steter Verbindung, welches in den festen Scheibencylinder mündet, wenn die Presse neben der Scheibe aufgestellt wurde, das aber in den an der Scheibe befestigten Kolben einzuführen ist, wenn die Presse auf der Scheibe selbst steht. Der in verticale Stellung gehobene Gewichtshebel der Presse öffnet ein am oberen Cylinderende befindliches Ventil, welches dem Glycerin das Eintreten in einen auf dem oberen Cylinderende befestigten Topf gestattet, das aber durch eine von der geringsten Bewegung des Gewichthebels frei gemachte Feder bei beginnender Bewegung sofort verschlossen wird. Die Glycerinleitung mündet durch den durchbohrten feststehenden Pressenkolben in den Pressencylinder.

Diese ganze Einrichtung wirkt nun in folgender Weise. Bei Beginn der Aufbringung einer Last ruht die Brücke (Drehscheibe) auf den Endlagern; der Mittelzapfen ist entlastet, weil das vertical nach oben gestellte Pressengewicht keinen Druck in der Glycerinleitung erzeugt, der Kopf des Drehzapfens also vorläufig frei auf- und abspielen kann. Die Durchbiegung der Träger wird also frei zum Austrage kommen, indem der Kolben der Scheibe in den Cylinder des Drehzapfens einsinkt, und das Glycerin von hier in den Pressencylinder drängt, von wo es dann je nach Maassgabe des Maasses der Einbiegung durch das offene Ventil in den oberen Regulirungstopf strömt, ohne irgend welche Spannung zu erzeugen. Um nun die zu drehende Scheibe von den Endlagern zu heben, muss sie angehoben werden 1) um das Maass der Durchbiegung des Trägers auf zwei Stützen in der Mitte, 2) um das Maass der Einbiegung der Federn, welche aus weiter unten zu erläuterndem Grunde in die Endauflagerung eingeschaltet sind, 3) um das Maass der Durchbiegung der Enden des auf einer Mittelstütze schwebenden Trägers, und 4) um ein geringes Spielraummaass. Diese Anhebung geschieht, indem man mittels einfachen Vorgeleges eine am Pressenfusse befestigte Welle dreht, welche eine über die Welle des Gewichthebels laufende und an dieser ent-

sprechend befestigte Kette auf der einen Seite abwickelt, auf der andern anzieht. Mittels dieser Kette braucht man jedoch nur die Reibungen des Apparates zu überwinden, denn das Gewicht ist so bemessen, dass es nach Schliessung des Regulirungsventiles im Pressencylinder durch Niederdrücken die Spannung im Glycerin erzeugt, welche zum Heben der Scheibe erforderlich ist, und welche bei 20 cm Kolbendurchmesser im Drehzapfen bis zu 63 Atm. steigt. Die zum Heben der durchgebogenen Träger erforderliche Kraft steigt aber mit 0 beginnend proportional dem bei der Hebung zurückgelegten Wege bis zur Last der Scheibe und des darauf stehenden Fuhrwerkes. Diesem Gesetze muss auch die Krafterzeugung entsprechen, was nicht der Fall wäre, wenn der Gewichtshebel der Presse direct auf die Welle des den Pressencylinder niederdrückenden Winkelhebels gekeilt wäre. Zwischen beide ist vielmehr das von Schwedler zum Heben von Drehbrückenenden verwendete Zahnkranzvorgelege eingeschaltet, welches die Wirkung des um seine Drehachse niedersinkenden Gewichtes mit dem angeführten Gesetze steter Steigerung der Kraft in Einklang bringt.*) Für die Maximalbelastung der Scheibe sinkt das Gewicht dabei in die verticale Stellung nach unten, bei geringeren Lasten ist die Endstellung eine mehr oder weniger geneigte. Ist auf diese Weise die Scheibe gehoben, so kann sie mittels Druckbäumen lediglich unter Ueberwindung der Reibung am Mittelzapfen in die neue Lage gedreht werden. Hier angelangt wird sie gesenkt, indem man die Kettenwelle an der Presse rückläufig dreht, dabei hebt sich das Gewicht wieder unter dem Drucke der Scheibenlast, indem man die Reibungen durch das Kettenvorgelege überwindet. Das Gewicht öffnet durch den letzten Theil seines Weges das Regulirungsventil des Pressencylinders wieder, und etwaige Erschütterungen durch das Abfahren der Last werden nicht auf den Mittelzapfen übertragen, sondern äussern sich lediglich durch ein Auf- und Abschwanken des Glycerinspiegels in dem Topfe auf dem Cylinder. Dieser Topf ermöglicht bei hinreichend überschüssiger Füllung zugleich den selbstthätigen Ersatz etwaiger Glycerinverluste. Es ist aber klar, dass wenn beim Ausdrehen nicht ganz erhebliche Widerstände auftreten sollen, die Stellung des Fuhrwerkes auf der Scheibe thunlichst eine solche sein muss, welche den Schwerpunkt desselben genau über den Drehzapfen bringt. Diese Stellung durch Hin- und Herfahren zu suchen, ist äusserst zeitraubend; Hofmann bringt daher ein Signal an, dessen Stellung anzeigt, nach welcher Seite der Schwerpunkt verschoben liegt. Er schaltet in die Endauflager der Scheibenbrücke, welche feste oder Rollen sein können, Federn ein, deren Durchbiegung mittels eines Hebelwerkes von beiden Enden her auf ein Scheibensignal in der Brückenmitte übertragen wird. Ist das eine Endlager mehr belastet, als das andere, so ist hier die Lagerfeder mehr durchgebogen, und das Hebelwerk neigt das Signal nach dieser Seite; eine Verticalstellung des letzteren ist nur möglich, wenn die unter gleichen Auflagerdrücken gleichen Federeindrückungen das Signal von beiden Seiten in gleicher Weise beanspruchen. Bei gleichen Lagerdrücken ist aber der Lastenschwerpunkt in der Mitte, folglich zeigt verticale Stellung

*) Zeitschrift für Bauwesen 1871, S. 193.

des Signales die verlangte Lage der Last an. Die Federeindrückungen sind aber unter verschiedenen Lasten verschieden, es muss daher die Länge des Hebelsystemes zum Signale entsprechend veränderlich sein; zu dem Zwecke ist ein Arm eines der Hebel selbst als Feder, also verbiegbare hergestellt.

Ruht die Scheibe auf Balancerädern, so kann man, da die Lastvertheilung in der Querrichtung der Scheibenbrücke an sich gleichmässig ist, an jeder Seite ein Rad fest lagern, während man die Achse des andern direct als Hebel zur Uebertragung der Federeinsenkung auf das Schwerpunktssignal benutzen kann.

Die Scheibe ist in ihren Schlussstellungen zu verriegeln. Diese Riegel müssen mittels Schlüssel von Hand bewegt werden, wenn die Gewichtspresse neben der Scheibengrube steht, ist aber die Presse auf der Scheibe angebracht, so kann man die Riegel so an den Gewichtshebel kuppeln, dass sie durch die obere verticale Stellung desselben eingeschoben werden, denn diese Stellung muss nach obigem hergestellt sein, bevor eine Last die Scheibe befahren oder verlassen kann. An die Riegel können auf Wunsch Fahrsignale, bezw. Schlussignale wie bei Drehbrücken gekuppelt sein.

Man braucht sich nicht mit der Hebung der Scheibe zu begnügen, welche sich aus den oben aufgezählten 4 Theilen zusammensetzt, sondern man kann ohne besonderen Kraftaufwand z. B. zur Verbindung von in verschiedener Höhe liegenden Gleisen, noch eine weitere Hebung eintreten lassen, während welcher dann aber die zu leistende Kraft stets gleich der ganzen Last bleibt. Zu dem Zwecke bilde man den Gewichtshebel als Kreissector aus, von dessen Umfang das Gewicht seine biegsame Befestigungskette von dem Augenblicke an abzuwickeln beginnt, in welchem die vier ersten Stadien der Hebung beendet sind.

Herr Hofmann hebt schliesslich hervor, dass man Scheiben mit fester Lagerung zweckmässig da vermeidet, wo viele Gleise zusammengeführt werden, z. B. vor Locomotivschuppen, weil hier die vielen Lager unbequem werden; man verwende hier Balanceräder mit Laufkranz als Lagerung. Dagegen sind derartige Scheiben mit fester Lagerung in Hauptgleisen zu empfehlen, in welchen sie keine grösseren Gefahren hervorrufen, als jeder Brückenträger.

Der allgemeinen Besprechung ist nebst 4 Tafeln Zeichnungen eine ausführliche Berechnung einer Scheibe angefügt, deren Gesamtlast von 59 bis 78 Tonnen schwankend angenommen wird. Dieselbe ergibt, dass ein Arbeiter eine volle Wendung der schwersten Locomotive in weniger als 1 Minute auszuführen im Stande ist. B.

Centrale Weichen- und Signalstellung und Verriegelung im Grand Central-Depot, New-York.

(Railroad Gazette, 1885, März, S. 162.)

Die erste Einführung solcher Centralanlagen in Amerika fällt in das Jahr 1873, in welchem der erste Saxby und Farmer'sche Apparat im Bureau der Broadway-Untergrundbahn in New-York aufgestellt wurde. Anfang 1875 richtete die Pennsylvania-Bahn die erste ausgedehntere Anlage in East Newark ein. Diese Apparate verriegelten jedoch nicht. Die

erste Verriegelung nach dem Patente Brierley wurde durch Toucey im August 1874 auf der New-York-Central-Bahn eingeführt. Da dieser Apparat sich als nicht leistungsfähig erwies, wurde er 1875 durch einen von Toucey und Buchanan erdachten ersetzt, welcher in demselben Jahre mit sehr gutem Erfolge auch auf einer Kreuzung an der 35. Strasse aufgestellt wurde. Auch die Pennsylvania-Bahn verwendet denselben seit 1876 auf den Bahnhöfen von Philadelphia. Uebrigens machte die weitere Verbreitung solcher Anlagen nur langsame Fortschritte, da der Grund und Boden noch billig genug war, um die Leistungsfähigkeit der Stationen statt durch stärkere Ausnutzung der alten Gleise durch Erweiterung der Bahnhöfe steigern zu können. Die Union-Switch- und Signal-Company hat vor andern für die Einführung mit vielen Opfern an Geld und Arbeit zu wirken gesucht, kann aber erhebliche Erfolge erst aus den letzten Jahren aufweisen, in denen der Bodenpreis angefangen hat, Erweiterungen in den grösseren Städten unvorthellhaft erscheinen zu lassen. Das Grand Central-Depot in New-York ist wohl die verwickeltste und zugleich verkehrsreichste Station der Vereinigten Staaten, und die Schwierigkeiten, welche hier zu überwinden waren, sind erhebliche. Der Verkehr verlangt etwa 100—120 Zugbewegungen nach und von den 21 Hauptgleisen der Station, welche von 5 Strassenüberführungen quer durchschnitten und unübersichtlich gemacht wird. Ausserdem wechseln die Fahrrichtungen unmittelbar vor der Station; während auf der Strecke rechts gefahren wird, erfolgt die Einfahrt in den Bahnhof links, so dass alle ein- und ausgehenden Züge dicht vor dem Bahnhofe kreuzen. Die Züge fahren ohne Maschine ein, welche letztere sich vorher loslöst und in einen Seitenstrang geht, während die Wagen nach Umstellung der Weiche in dem für sie bestimmten Gleise gebremst werden; alle einlaufenden Züge durchfahren zu dem Zwecke eine bestimmte Weiche (fly-switch), deren Bedienung in den gegebenen sehr kurzen Zeitabschnitten natürlich aussergewöhnliche Sorgsamkeit bedingt.

Trennung zwischen Aus- und Einfahrtsgleisen findet nur in dem alten Theile der Station statt, während eine später angefügte Abtheilung für beide Zwecke benutzt wird; ihre Verbindungen müssen somit alle anderen Gleise durchschneiden und geben eine grosse Zahl von Kreuzungen noch im Bahnhofe.

In dem zur Ueberwindung dieser Schwierigkeiten ausgearbeiteten Plane hat die Union-Switch- und Signal-Company zum ersten Male ganze und halbe englische Weichen eingelegt, und zwar in so ausgedehntem Maasse, dass der ganze Bahnhof keine einfache Kreuzung enthält.

Die grosse Zahl der Hebel für Weichen und Signale ist in zwei Thürme vertheilt, welche sich gegenseitig durch Glockensignale vom Geschehenen benachrichtigen und zugleich verriegeln. In den Thürmen werden mehrere Signale behufs Verminderung der Hebelzahl mittels sinnreicher Aus- und Einschaltungen durch denselben Hebel bewegt, und die Verriegelung der Hebel erfolgt nicht an diesen selbst, sondern an den Hebelauslösungen, so dass der Signalwärter nie mit voller Kraft verkehrte Stellung versuchen kann.

In Folge der eigenthümlichen Art der Einfahrt wird auch eine bemerkenswerthe Art der Signalgebung erforderlich. Bevor

die Einfahrt in ein Gleis freigegeben werden kann, muss stets zuerst die Fahrriichtung für die abgetrennte Maschine geöffnet und als offen bezeichnet werden. Die Maschine löst sich am vordersten Signalthurme vom Zuge und hat bis zur Ausweichung Zeit, gegen die Wagen den erforderlichen Zwischenraum für die Umstellung zu gewinnen. Das Zeichen für die Einfahrt überhaupt kann natürlich erst gegeben werden, nachdem der Signalwärter entschieden hat, in welches Gleis der Zug einlaufen soll und nachdem alle Weichen dieses Einlaufes richtig gestellt sind. Die Maschinen-Ausweichung liegt gerade neben dem innern Thurme, so dass der Wärter sich für gewöhnlich durch Augenschein von der Stellung der Maschine überzeugen kann; bei Nacht und Nebel dient ihm ein Glockensignal, welches anfängt zu läuten, sobald das erste Rad der Locomotive die Ausweichung erreicht und aufhört, sobald das letzte Rad dieselbe verlassen hat. Jetzt wirft der Wärter die Maschinenweiche auf den schon vorher frei gemachten Strang um, in den der Zug einlaufen soll, und mit dieser Stellung werden auch zugleich die Signale für die Einfahrt gezogen. Sollten diese die Einfahrt nicht gestatten, so bleibt den Bremsern auf dem Zuge nun noch Zeit genug, denselben rechtzeitig zum Stehen zu bringen. Diese Signale haben ausser dem Arme mit Laternenblende für die Nacht, welcher in wagerechter Stellung die Einfahrt verbietet, schräg abwärts gesenkt dieselbe öffnet, noch Scheiben mit Nummern, entsprechend den Nummern der Bahnhofsgleise, wodurch es ermöglicht ist, je einen Mast für eine Gruppe von Gleisen zu verwenden. 21 nebeneinander gestellte Masten würden die Uebersicht sehr erschweren. Es ist hier unbedingt nothwendig, dass das auf dem Zuge verbleibende Personal weiss, in welches Gleis es einfahren wird, da es allein für rechtzeitiges Bremsen nach Maassgabe der

Widerstände des zu befahrenden Gleises verantwortlich ist. Die vordern Signale für die Einfahrt in den Bahnhof, wie in die verschiedenen Abzweigungen, auch das für die Maschinenausweichung haben sämmtlich nur einen Arm mit den beiden obigen Stellungen. Bei der Gedrängtheit der Gleislage kommen allerdings Masten mit bis zu drei Armen vor, welche dann aber nie zusammengesetzte Signale geben, deren jeder vielmehr für eine bestimmte Fahrriichtung gilt. Die Nummern an den Masten für die Aufstellungsgleise befinden sich auf Blenden und sind auch Nachts zu lesen, und sie geben in Verbindung mit der Armstellung das volle Signal für ein Bahnhofsgleis. Alle zu irgend einer Fahrriichtung gehörenden Weichen und Signale verriegeln sich in der Weise, dass, um sie frei zu geben, erst alle Weichen in der Fahrriichtung nacheinander gestellt sein müssen, um die Signale dann rückwärts in umgekehrter Reihenfolge einstellen zu können. Ein ausführlicher Gleisplan mit Angabe des Zusammenhanges zwischen Weichen und Signalen ist beigegeben. B.

William's Weiche.

(Schweiz. Bauzeitung, Bd. VI., Nr. 9.)

Die William's-Weiche, welche auf belgischen Bahnen in Verwendung ist, hat wie die Blauel'sche Weiche, der sie nachgebildet ist, den Zweck, die Unterbrechung des Hauptgleises durch Weichenzunge und Herzstück zu vermeiden. Zur Feststellung der Weichen werden Verriegelungen angeordnet, die mit Scheibensignalen oder Semaphoren in Verbindung stehen. Die William's-Weiche kommt namentlich in Abzweigungen auf stark befahrenen Gleisen, besonders in kleinen Zwischenstationen oder bei Abzweigungen von Hauptgleisen auf offener Strecke zur Verwendung. D.

Maschinen- und Wagenwesen.

Französische Tenderlocomotive mit drei gekuppelten Achsen und Rädern von 1,54^m Durchmesser.

(Hierzu Fig. 1—9 auf Taf. XI.)

Die Société des anciens Etablissements Cail & Cie. hatte in Antwerpen eine Tendermaschine mit drei gekuppelten Achsen und Rädern von 1,54^m Durchmesser ausgestellt, deren Beschreibung und Abbildung wir hier nach einer autographirten Veröffentlichung des Herrn F. Cléroult, Chef-Ingenieur der Französischen Westbahn, wiedergeben. Diese Gesellschaft hatte in den Jahren 1883—84 dreiachsige Locomotiven studirt und zur Ausführung gebracht, welche für ihre Zweiglinien bestimmt waren und in beiden Richtungen gut gehen. Die Maximalbelastung betrug nicht mehr als 13 t. per Achse, und die Maschine konnte ohne Aufenthalt 30 bis 35 km. durchlaufen.

Seitdem sind 30 solche Locomotiven im Dienste gewesen und zwar zur vollen Zufriedenheit. Die Hauptabmessungen sind in der 1. Colonne nachfolgender Tabelle enthalten.

Dieser Erfolg bewog die Westbahn, ähnliche Modelle auch für die Personenzüge des Pariser Weichbildes zu studiren und namentlich für die beiden Linien von St. Cloud nach Stadt

Etang, mit zahlreichen Rampen von 15 ‰, sowie von Paris nach St. Germain, mit einer ununterbrochenen Rampe zwischen Le Pecq und Saint-Germain, welche bis zu 35 ‰ erreicht.

Früher wurden die Züge auf dieser Linie von Paris nach Pecq durch Locomotiven mit zwei gekuppelten Achsen gezogen, während der Zug von Pecq nach Saint-Germain mittelst einer starken Tender-Loconotive mit 3 gekuppelten Achsen und 1,30^m Räderdurchmesser weiter geschafft wurde.

Die Auswechslung der Locomotiven in Pecq erfordert fünf Minuten und verursacht oft Aufenthalt. Andererseits ist die ganze Strecke, welche die schwere Maschine zu durchlaufen hat, nur kurz, und es erschien überhaupt vortheilhaft, mit einer und derselben Locomotive von Paris bis St.-Germain zu fahren.

Das neue Modell für Zweigbahnen zeigte die geeignete Combination: Die Zugkraft glich derjenigen der Bergmaschinen, während der Kessel und der Rost ähnliche oder noch grössere Dimensionen zeigte als die besagten Tendermaschinen mit zwei gekuppelten Achsen.

Es giebt jedoch auf der Strecke zwischen Paris und Saint-Germain directe Züge mit 60 km. Fahrgeschwindigkeit per

Stunde. Deshalb erschien es zweckmässig, den Räderdurchmesser von 1,44^m auf 1,54^m zu erhöhen. Ausserdem wurden die Locomotiven mit der Westinghouse-Bremse versehen, welche bei allen im Weichbilde verkehrenden Zügen der Westbahngesellschaft, sowie bei allen langen Fahrten eingeführt ist.

Diesen beiden Bedingungen konnte nur durch Gewichtsvergrösserung Genüge geleistet werden. Um die 13 t. grösster Achsenbelastung nicht zu überschreiten, entschloss man sich für Flusseisenblech zu den Kesseln; ungefähr eine halbe Tonne konnte man durch Anpassen der Wasser- und Kohlenbehälter an diesen Specialbedarf gewinnen.

Die Colonne 2 enthält die Abmessungen dieser Locomotiven, welche in den Fig. 1—9, Tafel XI, gezeichnet sind.

Kessel. Dieser besteht aus Flusseisen. Die Blechstärke beträgt 11^{mm} für den Kesselkörper und 12^{mm} für die Feuerkiste (Fig. 3). Bedingungen für das Kesselblech: 45—50 kg. Bruchfestigkeit mit 25 % Ausdehnung bei Stücken von 100^{mm} Länge. Die Nieten sind aus Eisen.

Die Feuerkiste besteht aus Kupfer. Die Decke ist mit stählernen Längsträgern versteift; dieselben bestehen aus je zwei Blechen von 13^{mm} Stärke und 260^{mm} Höhe und sind an der runden Feuerkistendecke aufgehängt.

Die Rauchkammer-Rohrwand ist aus Kupfer und umgebörtelt. Hinten am Cylinderkessel ist ein Reinigungsdeckel angebracht und mit einem Hahne versehen, welcher vom Führerstande aus gehandhabt wird.

Die Rauchröhren sind aus Messing und mit abnehmender Stärke hergestellt.

Der Rost besteht aus zwei Theilen. Der Hintertheil ist auf 0,875^m Länge aus horizontalen Stäben gebildet, während eine Reihe von Stäben auf eine Länge von 0,615^m mit 26 % Neigung vorne liegt. Die Roststäbe sind aus Schmiedeeisen, je zu dreien zusammengenietet; jeder Stab ist 10^{mm} dick, mit 6^{mm} Zwischenraum. Die Feuerbüchse wird inwendig mit einer Wölbung aus feuerfesten Ziegeln ausgerüstet.

Der Kessel trägt zwei Paar direct belastete Sicherheitsventile, System Webb, welche sich über der Feuerbüchse befinden.

Die ausgestellte Locomotive war ohne Dom. Der Dampf wird durch ein Crampton'sches Rohr entnommen, welches bloß da, wo es über die Feuerdecke reicht, oben Einströmungsspalten erhält (Fig. 3). Der Regulator sitzt vorne in einer gusseisernen cylindrischen Büchse (Fig. 4), deren ganze Höhe 0,40^m beträgt. Die Dampfeinströmung liegt hier möglichst hoch und ihr lichter Querschnitt gleicht demjenigen der Spalten im Cramptonrohr. In dieser Weise geschieht die Dampfenahme zugleich vorne und hinten.

Obwohl diese Dispositionen gute Resultate ergaben, so hatte man es dennoch vorgezogen, bei den neueren Locomotiven dieser Art einen Dampfdom beizufügen, lediglich um den Dampfraum noch zu vergrössern. Diesen Dom hatte man ungefähr in die Mitte der Kessellänge gesetzt. Die Spalten im Dampfrohre über der Feuerdecke sind beibehalten. Dieses Rohr wird jedoch von da in den Dom geführt und von dort erst zum Regulator. Es wird daher der Dampf an drei Stellen gleichmässig entnommen.

Der Regulatorschieber besteht aus Bronze, und auf dem auswendigen Ende seiner Schubstange ist ein Kopf angeschraubt (Fig. 5 und 6), der zum Aufhängen auf einen horizontalen Querhebel dient (Fig. 7 und 8). Die Verbindung dieses Hebels mit dem horizontalen Hebel und Handgriff am Führerstande, mittelst welches der Führer die Dampfeinströmung regelt, geschieht durch die Laufstange, in welcher Weise es ermöglicht ist, auswendig über dem Kessel eine horizontale Stange sammt Supporten weniger zu bekommen. — Die beiden Gelenke, welche infolge dessen die Anzahl Bestandtheile vermehren, nützen sich wenig ab, indem sie eine Anstrengung aushalten müssen, welche höchstens doppelt so gross ist, wie die vom Locomotivführer bei der Regulirung direct geäusserte Kraft.

Die Rauchkammer ist aus Stahlblech von 8^{mm} Dicke hergestellt.

Mechanismus. Die Cylinder liegen inwendig mit einer Neigung von 12 % und der gemeinschaftliche Schieberkasten befindet sich unten (Fig. 9).

Die schwedischen Kolben bestehen aus Stahl, mit Guss-eisenringen. Die stählernen Kolbenstangen werden an die Kolbenkörper mittelst Gewinden angeschraubt.

Die Geradfürungen sind einfach und tragen die mit Bronzereinlage versehenen einseitigen Kolbenköpfe. Die übliche Keilverbinding mit der Kolbenstange ist vermieden.

Die Einlagen bestehen aus Metall nach System Buterne.

Die Excenterringe sind aus Bronze, und die doppelte Coulissee bewegt einen Hebel, auf dem mittelst einer Gabel die Schieberstange aufgehängt ist. Der Umsteuerhebel wird mittelst Schwungrad und Schraube gehandhabt.

Die Kuppelstangen tragen runde Köpfe und sind aus weichem Stahl hergestellt. Die Kurbeln der Kuppelstangen sind mit den Treibkurbeln gleichgerichtet, welche Einrichtung bei der französischen Westbahn seit lange üblich ist und zur Conservirung der Kurbelzapfen viel beitragen soll.

Die Schmierung der Stangen und Excenterringe geschieht ohne Docht, mittelst der »Oesterreichischen« Capillar-Schmierbüchsen.

Die Cylinder-Schmierbüchsen befinden sich hinten, beim Führer.

Rahmen, Aufhängung, Räder. Die Rahmen sind aus Stahlblechen von 25^{mm} Dicke gebildet. Die vordere und hintere Bufferbohle sind beide aus Eisen; die vordere lässt sich um horizontale Charniere umklappen, um zu den Kolben leicht gelangen zu können.

Die Federn der beiden Vorderachsen befinden sich oben, diejenigen der Hinterachse jedoch unten.

Die Achsenlagerführungen sind aus Schmiedeeisen und nur einseitig mit Nachstellung versehen.

Die Achsen und Radreifen sind aus Stahl.

Die Achsenlager sind mit »Oesterreichischen« Capillar-Schmierbüchsen ausgestattet.

Speisung. — Verschiedene Vorrichtungen. — Kästen. Die Speisung geschieht mittelst zweier Friedmanscher Injectoren. Ein mit einem Hahne versehenes Kupferrohrchen zweigt vom Druckrohre ab und trägt ein elastisches Spritzrohr, um die Kohle, welche in den vor dem Führer-

stande angebrachten Kästen vorrätig ist, anspritzen zu können. Ein Führerhaus, welches in beiden Richtungen Fensteröffnungen trägt, schützt das Locomotiv-Personal vor Unwetter und ist an den Kohlenbehältern befestigt.

Der Kesselmantel trägt nicht die Abstufungen der äusseren Feuerbüchse gegenüber dem Kesselkörper, sondern ist in gleicher Weite wie über der Feuerbüchse auch über den Kesselkörper fortgesetzt, so dass hier ein hohler Raum entsteht, in welchem der Sandkasten versteckt ist, so dass in dieser Weise der Sand stets trocken bleibt. Man sieht auch keine besondere Zugstange zum Sandkasten, indem dazu die linke Laufstange verwendet ist, welche auch zum Oeffnen und Schliessen des Anfachhahnes dient.

Das Blasrohr lässt sich nicht verstellen und hat 130^{mm} Durchmesser.

Man war bemüht, die Anzahl Löcher für die Hähne und Ventile am Kessel möglichst zu vermindern. Die Dampfahne für die Injectoren und für die Luftpumpe sitzen auf einem kleinen gusseisernen Dome, welcher auch die Sicherheitsventile trägt. Auf der Dampfpeifensäule sind die Manometerhähne und ein Hahn zum Gegendampf angebracht. — Ein Gegendampfapparat befindet sich auf der Feuerbüchse.

Die an beiden Seiten der Locomotive angebrachten Wasserkästen sind jedoch nicht der ganzen Länge nach durchgeführt, um zu dem Bewegungsmechanismus gelangen zu können.

In die Wasserkästen sind jederseits besondere Abtheilungen eingebaut, theilweise für Werkzeug, und dann um ein Reservoir von 320 Liter Inhalt für comprimirt Luft aufzunehmen, welches zu der selbstthätigen Bremse gehört. Diese Kästen würden sonst den freien Ausblick des Locomotivpersonals hindern.

Die 6 gusseisernen Bremsklötze (für jedes Rad einer) sind schwingend auf ihren Hebeln aufgehängt, so dass sie bei jeder Abnutzung gleichmässig ziehen. Diese Bremsvorrichtung kann entweder mittelst einer am Führerstande links befindlichen Schraube mit Handgriff gehandhabt werden oder es dient dazu ein rechts sitzender Cylinder mit comprimirt Luft.

Die wichtigsten Maasse sind in der folgenden Zusammenstellung enthalten:

Gegenstand.	Locomotive mit 1,44 ^m Räderdurchmesser für Zweigstrecken (1)	Locomotive mit 1,54 ^m Räderdurchmesser, ausgestellt in Antwerpen (2)
Rost.		
Länge	1,550 ^m	1,550 ^m
Breite	1,015 ^m	1,015 ^m
Fläche	1,570 ^{qm}	1,570 ^{qm}
Feuerbüchse.		
Höhe der Feuerkistendecke über Unterkante	{ vorne 1,458 ^m hinten 1,298 ^m	{ vorne 1,458 ^m hinten 1,298 ^m
Innere Länge, oben	1,505 ^m	1,505 ^m
« « unten	1,505 ^m	1,505 ^m
Innere Breite, oben	1,054 ^m	1,054 ^m
« « unten	1,015 ^m	1,015 ^m
Dicke der kupfernen Seitenwände	0,013 ^m	0,013 ^m
« « « Thürwand	0,015 ^m	0,015 ^m
« « « Rohrwand	0,025 ^m	0,025 ^m

Gegenstand.	Locomotive mit 1,44 ^m Räderdurchmesser für Zweigstrecken (1)	Locomotive mit 1,54 ^m Räderdurchmesser, ausgestellt in Antwerpen (2)
Heizröhren.		
Anzahl der Heizröhren	192	192
Lichter Durchmesser	0,045 ^m	0,045 ^m
Mittlere Wandstärke	0,00175 ^m	0,00175 ^m
Länge zwischen den Rohrwänden	3,550 ^m	3,550 ^m
Heizfläche.		
Feuerbüchse	7,000 ^{qm}	7,000 ^{qm}
Heizröhren, aussen	96,350 ^m	96,350 ^m
Totale	103,350 ^m	103,350 ^m
Kessel.		
Länge der Feuerbüchse	1,725 ^m	1,725 ^m
Breite der Feuerbüchse, oben	1,330 ^m	1,330 ^m
« « « unten	1,190 ^m	1,190 ^m
Durchmesser des grossen Kesselschusses, im Lichten	1,220 ^m	1,220 ^m
Länge des Kesselkörpers	3,475 ^m	3,475 ^m
Blechstärke am Kesselkörper	0,014 ^m	0,011 ^m
Höhe der Kesselmitte über der Schienenoberkante	2,185 ^m	2,135 ^m
Höhe der Feuerbüchsenrahmen-Unterkante über der Schienenoberkante	{ vorne 0,855 ^m hinten 1,015 ^m	{ vorne 0,905 ^m hinten 1,065 ^m
Innere Länge der Rauchkammer	0,700 ^m	0,700 ^m
Durchmesser der Rauchkammer, im Lichten	1,220 ^m	1,220 ^m
Wasserinhalt mit 0,10 Wasserstand über der Decke	2,750 ^{cbm}	2,750 ^{cbm}
Totalinhalt des Kessels	4,250 ^{cbm}	4,250 ^{cbm}
Dampfspannung	10 kg	10 kg
Durchmesser der Sicherheitsventile (System Webb)	0,076 ^m	0,076 ^m
2 Friedmannsche Injectoren von	0,009 ^m	0,009 ^m
Flächeninhalt der Regulatoröffnungen	0,0125 ^{qm}	0,0125 ^{qm}
Querschnitt eines Dampfzuführungsrohres	0,0079 ^{qm}	0,0079 ^{qm}
Durchmesser eines Dampfzuführungsrohres	0,100 ^m	0,100 ^m
Schornstein.		
Durchmesser des Schornsteins, im Lichten	0,418 ^m	0,418 ^m
Höhe des Schornsteins über Schienenoberkante	4,250 ^m	4,250 ^m
Rahmen.		
Entfernung der Rahmenbleche im Lichten	1,250 ^m	1,250 ^m
Wandstärke der Rahmenbleche	0,025 ^m	0,025 ^m
Länge der Locomotive zwischen den Buffern	8,100 ^m	8,100 ^m
Kleinst. Querschnitt der Rahmen	0,280 × 0,025 ^m	0,280 × 0,025 ^m

Gegenstand.	Locomotive mit 1,44 ^m Räderdurchmesser für Zweigstrecken (1)	Locomotive mit 1,54 ^m Räderdurchmesser, ausgestellt in Antwerpen (2)	
Räder.			
Laufkreisdurchmesser	1,440 ^m	1,540 ^m	
Radreifdurchmesser	1,300 ^m	1,400 ^m	
Zwischen den { Vorder- u. Hinteraxe	1,365 ^m	1,365 ^m	
Radreifen { Mittelaxe	1,375 ^m	1,375 ^m	
Achsen- schenkel	Vorderaxe { Durchmesser	0,170 ^m	0,170 ^m
		Länge	0,240 ^m
	Mittelaxe { Durchmesser	0,190 ^m	0,190 ^m
		Länge	0,195 ^m
	Hinteraxe { Durchmesser	0,170 ^m	0,170 ^m
		Länge	0,240 ^m
Kurbel und Kurbel- zapfen.	Triebstange { Durchmesser	0,190 ^m	0,190 ^m
		Länge	0,106 ^m
	Kuppelung { Durchmesser	0,090 ^m	0,090 ^m
		Länge	0,080 ^m
d. Triebachse { Durchmesser	0,080 ^m	0,080 ^m	
	Achse { Länge	0,072 ^m	0,072 ^m
Radstand	Mitte Vorderachse von		
	Mitte Mittelachse	2,150 ^m	2,150 ^m
	Mitte Mittelachse von		
	Mitte Hinterachse	1,850 ^m	1,850 ^m
Entfernung der Mittelachse von der Feuerbüchse	Mitte Vorderachse von		
	Mitte Hinterachse	4,000 ^m	4,000 ^m
Federn.			
Vorderen { 16 Blatt von 90 × 10,			
Mittleren { Länge	0,850 ^m	0,850 ^m	
Hinteren {			
Durchbiegung per Tonne	0,007 ^m	0,007 ^m	
Bewegung.			
Cylinderdurchmesser	0,430 ^m	0,430 ^m	
Kolbenhub	0,600 ^m	0,600 ^m	
Durchmesser der Kolbenstangen	0,064 ^m	0,064 ^m	
Triebstangenlänge	1,750 ^m	1,750 ^m	
Achse des kleinen Trieb- stangenkopfes { Durchm.	0,075 ^m	0,075 ^m	
	Länge	0,080 ^m	0,080 ^m
Querschnitt d. einf. Gleitlineale	0,060 × 0,130 ^m	0,060 × 0,130 ^m	
Querschn. d. stähler- nen Kuppelstangen { am Kopfe	0,034 × 0,075 ^m	0,034 × 0,075 ^m	
{ i. d. Mitte	0,034 × 0,085 ^m	0,034 × 0,085 ^m	
Länge der Excenterstangen	1,330 ^m	1,330 ^m	
Von Mitte zu Mitte Cylinder	0,650 ^m	0,650 ^m	
« « « « Schieberstangen	0,320 ^m	0,320 ^m	
« « « « Coulissen	0,230 ^m	0,230 ^m	
Neigung der Cylinder auf 1 ^m Länge	0,120 ^m	0,120 ^m	
Dampf-Vertheilung.			
Excentricität	0,050 ^m	0,050 ^m	
Voreilungswinkel	30°	30°	
Grösster Schieberweg	0,118 ^m	0,118 ^m	
Schieberbreite	0,370 ^m	0,370 ^m	
Innere Ueberdeckung	0,001 ^m	0,001 ^m	

Gegenstand.	Locomotive mit 1,44 ^m Räderdurchmesser für Zweigstrecken (1)	Locomotive mit 1,54 ^m Räderdurchmesser, ausgestellt in Antwerpen (2)		
Acussere Ueberdeckung	0,027 ^m	0,027 ^m		
Querschnitt eines Dampf- strömungscanals	0,038 × 0,300 ^m	0,038 × 0,300 ^m		
Querschnitt eines Dampf- strömungscanals	0,068 × 0,300 ^m	0,068 × 0,300 ^m		
Querschnitt des Dampsaustrittsrohrs	0,0188 ^{qm}	0,0188 ^{qm}		
Querschnitt des Blasrohrs	0,0132 ^{qm}	0,0132 ^{qm}		
Durchmesser « «	0,130 ^m	0,130 ^m		
Gewichte.				
Wassergewicht in den Kästen	4000 kg	3800 kg		
Brennmaterialgewicht in den Kästen	1200 «	1000 «		
« in der Feuerbüchse	200 «	200 «		
Gewicht der leeren Locomotive (sammt Zubehör)	33800 «	34400 «		
Gewicht der Loco- motive bei Ab- fahrt (in neuem Zustande)	Ver- theilung {	Vorderachse	13150 «	13150 «
		Mittelachse	12900 «	13100 «
		Hinterachse	13150 «	13150 «
		Totalgewicht	39200 «	39400 «

Vojacek.

Vaultier's Wasserstandszeiger.

(Hierzu Fig. 10 bis 12 auf Tafel XI.)

Bei diesem Apparate ist der Wasserstand stets deutlich zu erkennen; auch ist ein Verstopfen desselben nicht leicht möglich. An einem rohrartigen Gusskörper A, welcher durch zwei Stützen T und T₁ von 25^{mm} lichter Weite mit dem Kessel in Verbindung steht, ist vorn eine Hartglasplatte D von 10^{mm} Dicke angebracht. Dieselbe wird durch einen aufgeschraubten polirten Bronzerahmen C gehalten, legt sich hinten gegen einen Rahmen aus Hartgummi und wird vorn mittelst eines Bleidrahtes von 6^{mm} Durchmesser abgedichtet. Oben ist der Körper A durch einen ovalen aufgeschraubten Deckel B geschlossen, von welchem ein Stift bis zur oberen Kante des Glases herabreicht. An diesen ist eine weiss emaillierte Blechplatte E angeschraubt, welche hauptsächlich zum deutlichen Erkennen des Wasserstandes dient, zugleich aber auch die Wallungen des Wassers in A dämpft und den Schlamm von dem Glase zurückhält. Damit die Platte unten in richtiger Lage bleibt, ist dieselbe hier nach hinten umgebogen und stützt sich vorn gegen einen Vorsprung R; der untere Theil von A bildet einen Schlammfänger. Die vorspringende Nase O oben hinter dem Glase hat den Zweck, das Beschmutzen der Glasplatte durch Rost zu verhindern. Wenn die letztere dennoch allmählich trübe geworden und auch die Platte E nicht mehr rein ist, so werden beide, nachdem die hinter den Stützen T und T₁ anzubringenden Hähne geschlossen sind, herausgenommen und gründlich gereinigt.

Der Apparat wird in zwei Grössen gefertigt, bei der kleineren Sorte beträgt die freiliegende Höhe der Glasplatte 200^{mm}, bei der anderen 250^{mm}.

(Annales industrielles 1884, 1. Bd. S. 337.)

Heizung der Eisenbahnwagen mittelst Elektrizität.

D. Tomasi lässt (nach den Annales industrielles, 1885, Bd. 1, S. 194) behufs Heizung der Eisenbahnwagen mittelst Elektrizität, eine Achse des Packwagens eine Dynamomaschine treiben und leitet deren Strom den ganzen Zug entlang mit Abzweigung von dünneren Drähten nach und durch jeden Fusswärmer. Die Fusswärmer werden vorher mit einem Stoffe gefüllt, der eine grosse latente Schmelzwärme besitzt, z. B. krystallisirtes essigsäures Natron oder auch verschiedene feste Körper. Vor der Abfahrt werden die Fusswärmer in heisses Wasser getaucht, in den Zug gebracht und in den Stromkreis eingeschaltet. So lange der Zug stillsteht, tritt keine besondere Wirkung auf; sobald aber der Zug mit hinreichender Geschwindigkeit fährt, geht der Strom durch die Fusswärmer, erwärmt die in denselben befindlichen und am Zuge hinlaufenden, den Hauptleitungsdrähten an Querschnitt wesentlich nachstehenden Drähte, und die so entwickelte Wärme ersetzt den Fusswärmern die Wärme, welche dem in derselben Lösung enthaltenen Körper durch die Strahlung entzogen worden ist und zur Erwärmung des Wagens gedient hat. Da die Fusswärmer für sich allein 3 Stunden wirksam bleiben können, so kann jede durch einen Aufenthalt von kürzerer Dauer eingetretene Abkühlung durch den Strom ausgeglichen werden. Eine solche elektrische Heizung der Wagen würde die Zahl der im Dienste befindlichen Fusswärmer verkleinern und die Kosten für die Einrichtung, Instandhaltung und Bedienung vermindern, ebenso die für die Reisenden so lästige Auswechslung der Fusswärmer überflüssig machen.

(Dingler's polyt. Journal, 256. Bd., S. 46.)

Wasserheizung von Eisenbahnwagen von E. Belleruche.

Verfasser hat eine längere Studie über die Heizung der Eisenbahnwagen in der Revue universelle des Mines, 1884, Bd. 15, S. 1, veröffentlicht, welche bemerkenswerthe Angaben enthält. Hiernach empfiehlt Belleruche schliesslich Wasserheizung anzuwenden, und zwar entweder das Heizwasser in einem besonderen Heizkessel zu erzeugen, in welchen die Rückleitung mündet, wobei dann das Heizwasser durch die Leitungen, wie durch die zwischengeschalteten Heizkörper mittelst einer Pumpe getrieben wird, oder es soll der Dampf des Locomotivkessels benutzt werden, um mit Hilfe des Injectors, welcher Wasser aus einem im Tender stehenden Behälter saugt, wohin die Rückleitung mündet, dieses angesaugte Wasser zu erwärmen und durch die Heizleitung und Rückleitung zu treiben. Die Abhandlung ist mit Figuren versehen, welche das letztere System, sowie die Heizkörper, als welche Belleruche flache, in den Boden eingelassene hohle Gusskörper verwendet, veranschaulichen.

(Dingler's polyt. Journal, 255. Bd., S. 361.)

Fettgas-Anstalten zur Waggon-Belichtung.

System Pintsch in Paris und Marseille.

Nachdem im »Genie civile« Ende 1881 Mittheilungen über die Verwendung von Fettgas bei der Französischen Ostbahn gemacht waren, haben alle grossen Eisenbahngesellschaften Frankreichs erfolgreiche Versuche angestellt und die Gesellschaft Paris-

Lyon-Mediterranée hat zwei derartige Gasanstalten gebaut, eine in Paris, die andere in Marseille (Saint-Charles), um für ihre Wagen das erforderliche Gas selbst herzustellen und zu liefern.

Einrichtung der Anstalten.

Bekanntlich bestehen die Rohmaterialien für das Oelgas ausschliesslich aus flüssigen Substanzen, Abfallöle und Petroleum, um thunlichst die Schwierigkeiten der Reinigung des Gases und den Uebelstand von Ablagerungen in den Röhren zu vermeiden.

Die Anstalt auf dem Lyoner Bahnhof in Paris liegt etwa 700 m vom Bahnhof am Abfuhrweg und ist der Marseiller Anstalt bis auf geringe durch die Raumverhältnisse bedingte Abweichung der Anordnung der Apparate völlig gleich.

Der Destillationsofen besteht aus zwei \square förmigen übereinander liegenden gusseisernen Retorten mit gemeinsamer Rückwand. Die Oefen sind gewöhnlich zu zweien verbunden und mit gemeinschaftlichem Schornstein versehen. Ueber jedem derselben befindet sich ein Reservoir, aus welchem durch ein Rohr, welches mit einem Hahn mit Micrometerschraube versehen ist, das Oel zuläuft. Die Speisung wird mittelst der Schraube von dem Heizer sorgfältig nach der Temperatur des Ofens und der Qualität des Speisematerials geregelt. Das Oel läuft indess nicht direct in die Retorte, welche durch die kalt stets auf dieselbe Stelle fallenden Tropfen bald zerstört werden würde, es breitet sich auf einer Blechtafel mit aufgebogenen Rändern, einer Art flachen Troges aus, wodurch das Oel sich als dünne gleichmässige Schicht über die Retortenwandung verbreitet und die Verdampfung erleichtert, ausserdem setzen sich gröbere Unreinlichkeiten in dieser Pfanne, welche leicht herausgenommen und gereinigt werden kann, ab.

In dieser ersten oberen bis zur Dunkelroth-Glühhitze erwärmten Retorte tritt eigentlich nur eine Verdampfung und kaum eine Zersetzung des Oeles ein. Die Dämpfe steigen am Ende der Retorte in die untere bis zur hellen Kirschroth-Glühhitze geheizten zweiten Retorte, indem sie den Feuergasen entgegengeführt werden. Die Zersetzung der Oeldämpfe wird hier bewirkt und die mitgehenden Verunreinigungen sammeln sich zum grössten Theil in einer anschliessenden Vorlage, welche tiefer als die Retorte liegt, damit der Theer aus der Vorlage und dem Verbindungsrohr nicht in die Retorte zurückfliessen kann.

Die Abmessungen der Retorten mit Rücksicht auf die zu erzeugende Gasmenge sind nachstehende:

Breite	Gas pro Stunde
m	cbm
0,260	8,5
0,175	5,5
0,130	3,5
0,100	1.

In den beiden Anstalten zu Paris und Marseille sind je 4 Oefen mit 2 Retorten der ersten Sorte angelegt, so dass man in 10 Stunden 340 cbm Gas erzeugt, d. h. die genügende Menge für 16000 bis 17000 Brennstunden für die angewandten Brenner, welche 20 bis 22 Liter in der Stunde verzehren. Man braucht in Marseille aber bisher nicht annähernd diese Menge. Aus der Vorlage geht das Gas durch zwei Oberflächen-Condensatoren, wo das Gas den dampfförmig mitgenommenen Theer abgibt, in

ein Waschgefäß, worin es die letzten Reste dieser Dämpfe, Naphthalin etc., abgibt und schliesslich in zwei chemische Reineriger, die auf Hürden abwechselnde Schichten von Kalk und Sägespänen enthalten. Ein Gasmesser zählt die hier austretende, dem Reservoir zuströmende Gasmenge. Behufs Verminderung des Volumens muss das Gas zusammengedrückt werden, um die Behälter in den Waggons möglichst klein herstellen zu können. Man verwendet hierzu Dampfmaschinen. Die erste saugt das Gas durch einen Cylinder, der eine Art Oberflächen-Condensator bildet; hier bleiben die mitgerissenen Wassertropfen zurück, so dass das Gas vollständig trocken zur Verdichtung gelangt; die erste Pumpe drückt das Gas auf 4 Atmosphären, die zweite auf 10 bis 12 zusammen.

Die Gesellschaft Pintsch giebt zu, dass die Verdichtung des Gases die Leuchtkraft um $\frac{1}{8}$ vermindert, doch dürfte diese Zahl das mindeste sein.

Der erforderliche Dampf für die Pumpen wird in einem stehenden Kessel erzeugt, der in dem Retortenraum aufgestellt ist, so dass ein gemeinsamer Heizer für die Anlage ausreichend ist. Das zusammengedrückte Gas wird in sorgfältig dicht gehaltene Eisenblechcylinder gepresst. Das ganze Verfahren wird durch eine Reihe von Druckmessern beobachtet, so dass man stets über die Menge des vorhandenen Gases ausser Zweifel ist.

Die vorbeschriebene Anstalt kann wie gesagt in 10 Arbeitsstunden 340 cbm Gas erzeugen, aber da bei dem Anheizen der 4 Oefen nach einander etwas Zeit verloren geht, so kann man nur 300 cbm in 10 Stunden rechnen, d. h. bei 22 Liter für Brenner und Stunde für 13000 bis 14000 Brennstunden.

Der Kostenanschlag der Pariser Anlagen hat sich auf 42240 M., der der Marseiller auf 41352 M. belaufen.

Die Haupttitel des Anschlags waren:

Oefen	2600 M.
Pumpen	12800 <
Behälter für gedrücktes Gas . .	5760 <
Gasbehälter	4000 <
Kessel	2800 <

Die Herstellung der Gebäude ist in diesen Werthen nicht mit enthalten, sie kann zu 8000—9600 M. geschätzt werden. Kurz eine der Anstalten kostet 48000—52000 M. Hierzu kommen die Kosten für Anlage der Speiseöffnungen, die natürlich von der Anzahl der Oeffnungen abhängen. Nimmt man im Mittel 150 zu 80 M. das Stück an, so ergibt dies 12000 M. Endlich kommen die Kosten für die Rohrleitung von der Anstalt bis zu den Speiseöffnungen hinzu. Man verwendet hierzu verzinnnte Bleiröhren von 8^{mm} Wandstärke und 13^{mm} innerem Durchmesser; der Preis des Meters beträgt 3,08 M. Bei der Marseiller Anstalt kostet diese Leitung über 2400 M. Man muss daher die Gesamtkosten für jede Anstalt zu 64000 M. rechnen.

Der Herstellungspreis für das Gas hängt wesentlich vom Preise der Rohmaterialien ab, welcher sehr schwankend ist. Als gewöhnliche Preise kann man in Frankreich 12,8 M. für 100 kg annehmen, obgleich er häufig überschritten wird. 100 kg Oel geben 50 bis 55 cbm Gas. Jeder Ofen giebt pro Tag in 10 Stunden 80 bis 85 cbm.

Nimmt man an, dass bei einer Anlage von 4 Oefen 2 in Betrieb sind, so erhält man 48000 cbm Gas bei Verbrauch von 96000 kg Oel, wovon für Verluste aus Undichtigkeit etc. 8% in Abzug zu bringen sind, so dass sich 44000 cbm ergeben. Man hat dann:

Kosten des Oeles:

96 kg zu 12,8 M. für 100 kg 12288,0 M.

Brennmaterial für die Oefen:

220 kg zu 0,0248 M. mal 480 2618,4 <
unter der Annahme, dass 220 kg zu 24,8 M.
die Tonne für 100 cbm Gas nöthig sind.

Brennmaterial für den Kessel:

163 kg 0,0192 M. mal 480 1501,6 <
unter der Annahme, dass 163 kg Kohle zu
19,2 M. die Tonne erforderlich sind.

Unterhaltung und Schmieröl:

0,64 M. für 100 cbm Gas 307,2 <

Gehalt für drei Mann 5600,0 <

Ersetzung der Retorten:

12 Stück zu 128 M. 1536,0 <

Reparaturen, Unvorhergesehenes,

Werkzeug, Verschiedenes 920,0 <

im Ganzen . 24771,2 M.

Mithin beträgt der Preis für 1 cbm $\frac{24771,2}{44000} =$ rund 56 Pf.

Fügt man hierzu 10% Zinsen und Amortisation des Anlagekapitals (64000 M.) gleich 6400 M. und noch 880 M. allgemeine Verwaltungskosten, so ergibt sich der Gesamtpreis für 1 cbm zu 72 Pf.

Nimmt man 15% Verlust an Gas an, so ergibt sich 80 Pf.

Natürlich schwankt dieser Preis erheblich mit dem Preise der Rohmaterialien, deren Kosten etwa die Hälfte des Preises bedingen.

Einrichtung der Waggons.

Man ist sich heute wohl darüber einig, dass jeder Wagen seinen besonderen Gasbehälter haben muss. Die früheren Versuche mit einem gemeinschaftlichen Behälter für den ganzen Zug hatten den Vorzug eines Regulators, aber die Schlauchkupplungen der einzelnen Wagen gaben zu dauernden Gasverlusten Veranlassung und Flammen flackten häufig durch die Zugbewegung.

Auf oder unter dem Wagen bringt man Eisenblech-Reservoir von 3^{mm} Stärke an. Auf der Lyoner Linie hat man auf jedem Wagen zwei der Längsachse parallele Blechcylinder von 32 cm, auch 52 cm Durchmesser angeordnet. Der Inhalt eines Cylinders beträgt 175 Liter für den gewöhnlichen Wagen erster Classe mit 4 Coupés. Sie werden mit Gas von 7 Atmosphären gefüllt, so dass sie mit 350 Liter Füllung die 4 brennenden Lampen in 28 Stunden speisen. Für die Salonwagen mit 3 Abtheilungen und 10 Flammen beträgt der Inhalt der beiden Reservoirs 770 Liter; die Länge eines jeden beträgt in diesem Falle über 3^m.

Die Lampe kann von den Mitreisenden heruntergeschraubt werden, ohne indess ganz ausgelöscht werden zu können.

Da erfahrungsmässig die Reisenden häufig, wenn sie schlafen wollen, die Lampenvorhänge herunterziehen, ohne die Flamme zu verkleinern, hat man die Einrichtung getroffen, dass mit dem Schliessen der Vorhänge selbstthätig die Lampe niedrig geschraubt wird. Für eine derartige Einrichtung hat die Gesellschaft Paris-Lyon-Mediterranée ein Patent (beschrieben im Jahrgang 1884 der »Revue industrielle«). Die Anwendung dieser Einrichtung hat in der Praxis zu einer Ersparnis von nahezu 50 % geführt.

Die Füllung der Wagenreservoirs geschieht mittels einer unterirdischen verzinnten Bleirohrleitung von 8^{mm} Wandstärke und 16^{mm} Lichtweite, die auf 15 Atmosphären geprüft ist und unter dem Perron liegt. Auf derselben befinden sich die Füllöffnungen in Abständen von 9—10^m, den Wagenlängen entsprechend. Diese Oeffnungen sind ovale gusseiserne Kästchen mit Deckel und enthalten einen Hahn, welcher mittels Kautschuckschlauch mit dem Wagenreservoir verbunden wird. Man lässt Gas einströmen bis der Druckmesser 7 Atmosphären zeigt. Für das Füllen ist etwa eine Minute erforderlich.

Die Kosten für einen Wagen mit 4 Coupé's haben 700 M. betragen, wobei die oben besprochenen zwei Reservoirs zu 350 Liter 203,4 M. gekostet haben. Ein Reservoir von 255 Liter würde 160 M. kosten.

Wir haben damit alle Einzelheiten zur Berechnung der Beleuchtungskosten. Der mittlere Verbrauch für die Brennerstunde beträgt 22 Liter zu 72 Pf. für das Cubikmeter

22 Liter à Cubikmeter 72 Pf.	. . .	1,584 Pf.
Unterhaltung der Apparate		0,240 «
Bedienung, Reinigung		0,248 «
Aufsicht		0,140 «

im Ganzen 2,248 Pf.

Dieser Preis würde sich auf 2,4 Pf. stellen, wenn, wie oben angenommen, der Preis des Cubikmeters auf 80 Pf. steigt. Die

Kosten für Oellampen mit Rundbrenner von gleicher Lichtstärke (0,70 bis 0,75 Cariel) sind nachstehende:

30 g Oel (68 M. für 100 kg)	2,040 Pf.
Cylinder und Dochte	0,480 «
Unterhaltung	0,560 «
Lampenzünder und Besorger	1,152 «

im Ganzen 4,232 Pf.

Diese letztere Zahl muss man noch etwas vergrössern wegen Oelverlust, Flecken etc. und in Betracht ziehen, dass das oben erwähnte Patent die Gasbeleuchtungskosten vermindert, während eine ähnliche Einrichtung bei Oellampen schwer anzubringen sein dürfte. Dagegen sind die Einrichtungskosten bei Oel geringer, sie betragen 128 M. gegen 700 M. Rechnet man die mittlere Brennzeit zu 8 Stunden und täglich 200 Dienstage für den Wagen, so würde der Amortisationsantheil bei 10 %

für die Gasbrennerstunde	1,088 Pf.
« « Oellampenstunde	0,200 «

betragen. Es kostet daher

Gas	3,352 Pf.
Oel	4,432 «

so dass sich ein Unterschied von 1,2 Pf. für die Flammenstunde zu Gunsten der Gasbeleuchtung ergibt.

Es dürfte indessen die letztere Beleuchtung sich noch billiger stellen, wenn die Gasgesellschaften das Oelgas herstellen würden.

Anstatt auf den stets beschränkten Bahnhofsterrains besondere Anstalten zu errichten, würden die Eisenbahngesellschaften ohne Zweifel vorziehen, ihr Fettgas von Gasgesellschaften zu beziehen, entweder bei grosser Nähe durch Rohrleitung oder in transportablen Reservoirs. Die Gasgesellschaften in London liefern bereits eine Sorte besseres Gas zu höherem Preise als das bisherige gewöhnliche Gas.

(Zeitschr. d. V. D. E.-V. 1885, S. 243.)

Signalwesen.

Petarde zur Controle der Fahrgeschwindigkeit von Eisenbahnzügen von P. Le Boulengé.

Auf den belgischen Staatsbahnen und der »Grand Central belge«, ebenso auf der französischen Westbahn, wird eine Petarde benutzt, um die Fahrgeschwindigkeit der Züge an solchen Stellen zu controliren, an welchen dieselben eine gewisse Geschwindigkeit nicht überschreiten sollen. Die von P. Le Boulengé angegebene sog. Dromo-Petarde besteht nach Portefeuille économique des machines, 1885, Bd. 10, S. 80, zunächst aus einem Sekundenpendel, dessen Schwingungsebene senkrecht zum Gleise liegt. Dasselbe ist an dem nach dem Gleise liegenden Ende seines Schwingungsbogens an einem zweiarmigen Hebel eingehakt und wird ausgehakt, wenn das erste Rad des vorübergehenden Zuges auf den Hebel wirkt. Die Petarde ist in der Zugrichtung um die vom Zuge in 1 Secunde durchlaufene Weglänge — bei 30 km stündlicher Geschwindigkeit z. B. um 8,33^m — von dem Pendel entfernt. Die Petarde ist an einem einarmigen,

um eine lothrechte Achse drehbaren Hebel befestigt, und eine auf den Hebel wirkende Feder strebt dieselbe in eine Lage neben der Schiene zu versetzen. Mittelst eines in geeigneter Weise bis zum Pendel hingeführten Drahtes kann der Hebel so weit gedreht werden, dass die Petarde gerade über der Schiene liegt, und dann wird der Draht an einer Schiene eingehakt, von welcher derselbe von dem schwingenden Pendel ausgehakt wird, wenn dieses nach dem Aushaken einen Schlag vollendet hat; erst dann wird somit die Petarde von der Schiene weggezogen. Führt also der Zug mit zu grosser Geschwindigkeit, so erreicht derselbe die Petarde, bevor letztere von der Schiene weggezogen ist und bringt die Petarde zur Explosion, so dass die Ueberschreitung der vorgeschriebenen Geschwindigkeit hiermit angekündigt wird.

(Dingler's polyt. Journal, 256. Bd., S. 565.)

Das grüne Licht im Signalwesen und seine Bedeutung.

(Centralblatt d. Bauverw., 1885, S. 159 u. 177.)

Herr Kecker hebt als Mangel der bestehenden Signalordnung hervor, dass der Bahnhofsschluss Telegraph nach rückwärts grünes Licht zeigt, wenn er nach der Strecke das Haltsignal (roth) trägt, weil ein nicht genau orientirter Locomotivführer, welcher aus dem Bahnhofe kommt, dasselbe leicht für ein Signal zum Langsamfahren halten kann, und dann nach Erkennung des Irrthums gezwungen ist, das Verlorene wieder einzufahren. Es ist zu befürchten, dass solche Missverständnisse das Fahrpersonal in der Beachtung grüner Langsamfahr-Signale noch fahrlässiger machen, als es nach häufigen Klagen der Bahnmeister schon jetzt ist. Herr Kecker bespricht die Vorkehrungen in England und Frankreich, welche einen Zweifel über die Bedeutung grünen Lichtes ausschliessen.

In Frankreich fehlen die Bahnhofsabschluss-Telegraphen; statt ihrer sind nur Vorsignale (disques avancés) und Schutzpfähle (Poteau de protection) vorhanden; über die Fahrt vom einen zum andern bestehen besondere Dienstvorschriften. Um das Brennen des Vorsignals von der Station aus controliren zu können, leuchtet dasselbe auch nach rückwärts und zwar weiss, wenn es aussen »freie Fahrt« giebt, blau, wenn es nach aussen »halt« zeigt; die Stellung des Signals wird in der Station durch Klingelwerke controlirt. Die Färbung erfolgt durch eine Klappenblende mit blauem Glase, welche horizontal stehend verschwindet, vertical aufgeklappt blau färbt. Nach den Versuchen von Gebr. Chappe hat das blaue Licht etwa $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ der Intensität weissen Lichtes; da nun letzteres auf 7—8 km deutlich erkannt wird, so kann man für blaues Licht auf 1000 bis 1100^m Leuchtweite rechnen, während diese Entfernung bei grünem Lichte 1400—1600^m beträgt. In Frankreich stehen die Vorsignale 800—1000^m vor dem zu schützenden Punkte, so dass also »blau« als Rückmeldung genügt.

Die französischen disques speciaux, welche den Schutz von Gleiskreuzungen geben, und sowohl Einfahrt wie Ausfahrt verbieten können, hatten früher gegen die Fahrriichtung roth für »halt«, weiss für »freie Fahrt«, gleichzeitig nach hinten weiss, bezw. dunkle Blendung; jetzt zeigen sie mit roth vorn blau rückwärts und mit weiss vorwärts auch weiss rückwärts. Die letztere Anordnung haben auch die einarmigen elektrischen Semaforen der Blockstationen, während die häufigeren zweiarmligen jeder Richtung entgegen roth für »halt« und weiss für »freie Fahrt« tragen. Die blauen Lichter der Vorsignale sind nach den gemachten Erfahrungen, z. B. in Pagny, weil isolirt, in 1100^m Abstand noch vollkommen deutlich, während die zwischen anderen Laternen stehenden Weichenlichter mit Sicherheit nur auf 450^m Entfernung zu erkennen sind. Weiterhin wird das blaue Licht von in der Nähe befindlichem ungeblendetem weissen unterdrückt. Dieser Mangel macht sich namentlich bei Signalbildern bemerkbar, wo das Unterdrücken einzelner Lichter das Signal unerkennbar oder gar falsch macht.

In England finden sich einseitig benutzte Laternen nur bei den Vorsignalen; an den Blockstationen giebt eine Laterne die Signale für beide Richtungen, und das ist unbedenklich, weil der Wärter, in dessen unmittelbarer Nähe die Signale stehen, das Brennen direct controliren kann. Auch an den Haupt-

signalen der Bahnhöfe wird in der Regel eine Laterne für Ein- und Ausfahrtsignal benutzt; für die Signale für Rangirbewegungen sind kleine Signalscheiben an der Signalbude oder Brücke nur für die Richtung sichtbar angebracht, für welche sie gelten. Eine Controle durch den Stationsbeamten ist unnöthig, weil der Signalwärter über die Bewegungen in den Gleisen ganz allein nach Maassgabe des Fahrplanes verfügt. Naht eine Fahrzeit, so stellt der Signalwärter auf Grund seiner Kenntniss über die Freiheit der Strecke oder der Station das entsprechende Signal; der Stationsvorsteher fertigt den Zug lediglich am Perron ab. Bei den Kopfstationen ist der Signalwärter von selbst über die Freiheit der Stationsgleise orientirt; Durchgangsstationen werden zwischen den Signalbuden beider Enden als freie Strecke behandelt, d. h. wenn ein Wärter einen Zug hat einlaufen lassen, so meldet ihm die andere Bude, wenn er wieder ausgelaufen ist. Bei dieser Einrichtung hätten getrennte Laternen der Ein- und Ausfahrtsignale keinen Zweck.

Bei den englischen Laternen der Vorsignale und etwaiger nur einer Richtung dienender Hauptsignale besteht die Rückwand aus Blech, in welches eine Sammellinse von 6 cm Durchmesser für die nach hinten durch ein Loch des Reflektors fallenden Strahlen eingesetzt ist, so dass nach rückwärts ein sternartiges weisses Licht entsteht. Da diese Vorsignale gewöhnlich nur 800^m vorgeschoben sind, so würde man auch hier blau oder violett verwenden können.

Auf den belgischen Bahnen leuchten die Laternen der Vor- und Hauptsignale nach hinten ohne Linse oder Reflector durch eine 8 cm weite Oeffnung mit klarem Glase, wodurch die Leuchtkraft wesentlich abgemindert wird. Bei Haltstellung wird diese Oeffnung grün abgeblendet, wodurch die Leuchtkraft nun nur noch für ganz kurze Entfernungen erhalten bleibt. Während an den Hauptsignalen die Veränderungen durch Bewegung der Arme erzielt werden, drehen sich die Vorsignale. Letztere zeigen bei Haltstellung rückwärts volles durch einen Reflector verstärktes weisses Licht, bei Fahrtstellung dagegen ist auch hier nach rückwärts das einfache ungeblendete Lampenlicht durch eine 8 cm weite Oeffnung sichtbar. Diese Vorsignale zeigen somit nach rückwärts niemals roth oder grün, vielmehr ist die Stellung nach rückwärts nur durch verschiedene Stärke weissen Lichtes kenntlich gemacht.

Herr Kecker empfiehlt die Haltstellung eines Signales stets durch blau zurückzumelden, wodurch, da dies Zeichen kein eigentliches Signal ist, die Zahl der Signalfarben nicht vermehrt wird. Für die Rückmeldung der Fahrtstellung erscheint weiss mit Reflector unbedenklich. Bei Signalbildern sollte aber die Leuchtkraft des weissen Lichtes stets so abgemindert werden, dass es die übrigen Farben nicht unterdrückt. Uebrigens herrschen bei den verwendeten grünen und blauen Gläsern noch derartige Unterschiede, dass weitere Versuche über die besten Färbungen sehr erwünscht erscheinen.

Diesen Betrachtungen gegenüber bezeichnet Herr Oberbeck die durch die grünen Lichter für die Rückmeldung der Haltstellung der Schlussignale hervorgerufenen Bedenken als vorwiegend theoretische. Wenn daher die Auffindung eines zweckmässigen Ersatzes auch der Consequenz wegen erwünscht sein würde, so haben sich praktische Nachtheile durch die

bestehende Signalordnung bisher nicht⁴ gezeigt. Ein Führer, welcher den Schluss Telegraphen für ein Langsamfahrtsignal bei der Ausfahrt ansieht, zeigt dadurch nur Nachlässigkeit, denn er weiss, dass er am Ende der Station einen Abschluss Telegraphen findet. Die Bestrebungen, ein anderes Mittel zu finden, sind bis jetzt alle gescheitert; namentlich hat blaues Licht neben der an sich geringen Leuchtkraft den Nachtheil, dass nicht sehr tief gefärbte Scheiben ein Licht geben, das von grün schwer zu unterscheiden ist. Bis zur Auffindung von etwas thatsächlich besserem wird man die kleinen Uebelstände des grünen Rücklichtes ertragen müssen. Uebrigens lässt sich das grüne Licht an der bezeichneten Stelle auch vom theoretischen Standpunkte aus vertheidigen; denn die noch ziemlich allgemeine Auffassung, dass grün ein Signal für »Langsamfahren« sei, ist keine zutreffende mehr; das grüne Licht bezeichnet nach der bestehenden Ordnung vielmehr schon jetzt häufig nur solche Stellen, wo der Führer mit erhöhter Aufmerksamkeit vorgehen soll. Beweis hierfür ist zum Beispiel das grüne Licht als Einfahrtssignal am Schluss Telegraphen. Steht letzterer vor einer Station, in der gehalten oder in welcher wegen der Form der zu durchfahrenden Gleise langsam gefahren werden soll, so ist es allerdings ein »Langsamfahrtsignal«; vor einer mit voller Geschwindigkeit zu durchfahrenden Station hat es dagegen nur die Bedeutung, dass es die Durchfahrt eröffnet.

Die allgemeine Bedeutung des grünen Lichtes ist also lediglich die Bezeichnung einer für den Betrieb besonders bedeutungsvollen Stelle; was der Führer beim Erscheinen eines solchen zu thun hat, das hat er auf Grund seiner Strecken-Kenntniss oder sonstiger begleitender Umstände in jedem Falle zu entscheiden; ein feststehender eindeutiger Befehl wird durch grünes Licht thatsächlich nicht mehr gegeben. Es ist danach das grüne Licht am Abschluss Telegraphen nach Aussen, sowie das am Perrontelegraphen mit der alten Auffassung als Langsamfahrtsignal ebensowenig vereinbar, wie das grüne Rücklicht bei Fahrtstellung, man kann dasselbe höchstens noch als »Achtungssignal« für den Führer betrachten, das dessen Aufmerksamkeit verschärfen soll. Nach dieser Begriffsfeststellung könnte noch die Frage entstehen, ob nicht consequenter Weise, wie am Abschluss signale, auch an den Block Telegraphen »grün« die »Durchfahrt« gestatten müsste, das ist aber nicht der Fall; denn während der Schluss Telegraph eine unter allen Umständen erhöhte Aufmerksamkeit verlangende Strecke begrenzt, ist der Block Telegraph nur eine Längentheilmарke, welche, wenn sie das Fahrtsignal in möglichst deutlicher Weise zeigt, jede weitere Bedeutung für den Führer verliert. Diese erweiterte Bedeutung des grünen Lichtes wird dasselbe vertheidigen müssen, bis ein wirklich besserer Ersatz gefunden wird. B.

Allgemeines und Betrieb.

Maassnahmen zur Erhöhung der Sicherheit des Eisenbahnbetriebes.
(Centralblatt der Bauverw., 1885, S. 284.)

Am 16. April fand unter dem Vorsitze des Ober-Bau- und Ministerialdirectors Schneider wie in den letzten Jahren eine Versammlung zahlreicher Eisenbahntechniker statt, zur Berathung einiger weiterer Maassnahmen zur Erhöhung der Sicherheit des Eisenbahnbetriebes. (Vergl. Centralblatt der Bauverw., 1884, S. 245.) Die wichtigsten Ergebnisse der Berathungen sind die folgenden.

Die Zahl der mit centraler Weichen und Signalstellung versehenen Stationen ist im Laufe des Jahres von 430 auf 504, die der Apparate von 990 auf 1091 gestiegen; von den Apparaten sind 67 % mit Verriegelung versehen, in den übrigen sind nur die Weichenhebel ohne Verriegelung vereinigt. Die Zahl der Stationen, welche mit Sicherheitsapparaten zur Herstellung einer mechanischen Abhängigkeit des Schlusssignals von den spitz zu befahrenden Weichen versehen sind, von 811 auf 1188, die Zahl der bezüglichen Apparate von 1362 auf 2047 gestiegen. Im laufenden Jahre wird diese Maassregel durch Beschaffung von etwa 300 weiteren Apparaten auf allen vom Staate verwalteten Bahnen durchgeführt werden. Auch die mechanische oder elektrische Blockirung des Abschluss Telegraphen durch den Stationsvorsteher ist weiter verbreitet, in Fällen, wo das Schlusssignal so steht, dass es für den Stationsvorsteher schwer controlirbar ist, sind wenigstens Vorkehrungen getroffen, welche dem Vorsteher eine leichte und sichere Controle selbst bei trübem Wetter ermöglichen.

Die Versuche, durch die Schlussstellung am Abschluss signale mechanisch selbstthätige akustische Signale, namentlich Knallkapseln, auf die Schienen zu bringen, sind fortgesetzt; jedoch haben die Versuche noch nicht zu endgültiger Entscheidung über die Auswahl unter den versuchten Vorkehrungen geführt.

Bis Ende 1884 waren rund 1360 km der vom Staate verwalteten Bahnen mit elektrischen Contactapparaten in 1 km Theilung versehen, welche Stellung und Fahrgeschwindigkeit jedes Zuges von der Station aus zu controliren gestatten. Daneben werden Versuche mit Geschwindigkeitsmessern auf den Locomotiven fortgesetzt, wobei sich herausgestellt hat, dass man zweckmässig auf die fortgesetzte selbstthätige Aufzeichnung einer Geschwindigkeitskurve verzichtet und nur dem Führer die augenblicklich erreichte Geschwindigkeit deutlich und einfach erkennbar macht.

Die Ausrüstung der Züge mit continuirlichen Bremsen ist 1884 erheblich fortgeschritten. Bis Ende October waren 928 Locomotiven, 2563 Personen- und 589 Gepäckwagen mit solchen versehen; inzwischen sind diese Zahlen noch erheblich angewachsen. Mit Luftdruckbremse sind versehen 458 Locomotiven, 1394 Personen- und 336 Gepäckwagen; mit Luftaugbremse 158 Locomotiven, 393 Personen- und 48 Gepäckwagen. Die Heberlein-Bremse haben 312 Locomotiven, 776 Personen- und 205 Gepäckwagen. Die meisten der Bremsen können aus jedem Coupé durch die Reisenden angestellt werden; daneben ist die gleichmässige Anbringung der Signalzugleine an allen Zügen festgesetzt und auch schon weit durchgeführt.

Zur Beseitigung des ungünstigen Einflusses des Schlingens kurz gebauter Locomotiven auf den Oberbau sind bei rund 600 Locomotiven Vorkehrungen in der Kuppelung mit dem Tender getroffen.

Die Dienstanweisungen für die Beamten des äusseren Betriebsdienstes sind in einheitlicher Regelung, Klarheit und Kürze vorgeschritten. Die Ertheilung von Unterricht an die Subaltern- und Unterbeamten hat sich überall als erfolgreich bewiesen, wie die abgehaltenen Prüfungen gezeigt haben. Es sollen daher derartige Einrichtungen in weiteren Kreisen getroffen werden.

B.

Die Kosten der Nebenbahnen in ihrem Verhältnisse zur Spurweite.

(Wochenblatt für Bankunde, 1885, S. 199.)

Herr Ingenieurassistent Laistner hat im Württembergischen Vereine für Baukunde diesen Gegenstand in einem Vortrage behandelt und kommt zu folgenden Ergebnissen. Die Basis des Vergleiches bilden gleiche Trace im ganzen Zuge, soweit nicht die zulässigen Minimalradien Abänderungen bedingen, d. h. annähernd gleiche Steigungsverhältnisse, Ausscheidung grosser Tunnel und Viadukte, welche in der Regel unabhängig von der ganzen Strecke für sich zu vergleichen sind, Ausscheidung von Linien in hartem Gestein, welches in der Regel die schmalste Spur als die beste erscheinen lässt.

Auf Grund der Statistik der Eisenbahnen Deutschlands sind vergleichende Berechnungen für möglichst günstige und möglichst ungünstige Verhältnisse durchgeführt, um aus diesen Extremen dann den Vergleich mittlerer Verhältnisse mit Sicherheit durchführen zu können. Zur Vergleichung sind die Spurweiten von 1435, 1000 und 750^{mm}, letztere beiden mit Kronenbreiten von 3,2^m und 2,6^m gezogen. Bahnbewachung ist unberücksichtigt gelassen, die Fahrgeschwindigkeit also unter 15 km angenommen.

Als günstigster Fall, welcher jedoch nur auf kurze Strecken eintreten wird, ist eine gerade Strecke mit Dämmen und Einschnitten von höchstens 0,5^m bei niedrigsten Einheitspreisen, als ungünstigster eine Strecke mit Minimalradien, Maximalsteigungen, grossen Erdarbeiten und hohen Einheitspreisen anzusehen.

Unter diesen Annahmen sind die Kosten des Unterbaues (Tit. I—V) bei der Spurweite von

	1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
im günstigsten Falle .	6800 M.	6200 M.	5800 M.
im ungünstigsten Falle	80000 <	55000 <	29000 <
in mittleren Fällen .	22000 <	17000 <	13000 <

Nimmt man an, dass für eine ganze Linie etwa auf $\frac{1}{5}$ ungünstigste, auf je $\frac{2}{5}$ mittlere und günstigste Verhältnisse vorliegen, so betragen die Kosten:

	1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
für den günstigsten Fall	9000 M.	8200 M.	7600 M.
< < ungünstigsten <	40000 <	30000 <	18000 <
< mittlere Fälle .	22000 <	17000 <	13000 <

Für die folgenden Titel ist namentlich die Stärke des Verkehrs maassgebend; es sind daher auch hier die Fälle sehr schwachen und starken Verkehrs für eine 20 km lange Strecke

in Rücksicht gezogen. Die Schienengewichte werden im ersteren Falle 12 kg, im letzteren bis 24 kg, in mittleren Fällen 13 bis 18 kg betragen. Werden ausserdem noch niedrige bzw. hohe Preise angenommen, so betragen die Kosten des Oberbaues Tit. VII

	Spurweite 1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
im günstigsten Falle .	14000	12000	11000 M.
im ungünstigsten Falle	21—26000	18—23000	16—21000 <
in mittleren Fällen .	17—19000	15—17000	13—15000 <

Die Kosten für die Signale lassen sich auf 400—500 M. für 1 km, die für einfachste Stationen auf 4000—6000 M. beschränken. Die Ausgaben für rollendes Material schwanken wenig mit der Spurweite und betragen bei der angenommenen Länge der Linie etwa 2000—4300 M., je nach Steigung und Verkehr.

Die Verwaltungskosten belaufen sich nach der Schwierigkeit der ganzen Anlage für 1 km bei

	Spurweite 1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
auf 1200—2600	1100—2100	1000—1600 M.	

Schlägt man zu diesen Sätzen noch 3 % für den Posten Insgemein, Bauzinsen und Anlage des Reservefonds, so betragen die Gesamtkosten für 1 km bei

	Spurweite 1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
im günstigsten Falle .	32—35000	29—32000	27—30000 M.
im ungünstigsten Falle	70—80000	55—65000	45—55000 <
in mittleren Fällen .	49—55000	42—47000	35—41000 <

Nun kommt für die schmale Spur aber auch in Betracht, dass durch das genauere Anschmiegen an die Terrainbeschaffenheit die Länge wächst. Es muss daher die Kostensumme für die schmalen Spuren gegenüber der normalen entsprechend erhöht werden. Dieser Zuschlag beträgt in mittleren Fällen rund 1000 M., in ungünstigen 2000 M., kommt in günstigen in Wegfall, da in solchen die Tracen für alle Spuren zusammenfallen werden.

Die Vergleichszahlen für die Kostenaufwendungen für 1 km sind daher die folgenden:

	Spurweite 1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
für günstige Fälle .	32—35000	29—32000	27—30000 M.
< ungünstige <	70—80000	57—67000	47—57000 <
< mittlere <	49—55000	43—48000	36—42000 <

Die Betriebskosten, welche für die drei Spurweiten nicht wesentlich verschieden sind, stellen sich bei Annahme von 3 Zügen in jeder Richtung bei leichtem und 4 Züge in jeder Richtung bei schwerem Verkehre ohne Neubeschaffung des Oberbaues und des rollenden Materials für 1 km je nach den Terrain- und Verkehrsverhältnissen auf 1900—2900 Mark.

Weiter ist zu beachten, dass die Normalspur wegen des Ueberganges der Wagen der Hauptbahnen, wenn nicht wegen starker Steigungen schon sehr schwere Maschinen auf der Nebenbahn laufen, folgerichtig eine schwere Schiene bedingt, daher in günstigen Fällen etwa 3500 M., in ungünstigen etwa 0—2500, in mittleren 1000—3000 M. Mehraufwand erfordert. Demgegenüber ist aber bei schmalen Spuren für das erforderliche Umladen ein Betrag von 50—250 M. für 1 km zuzuschlagen.

Die capitalisirten Betriebskosten können für die Vergleichung, als für alle Spuren gleich, ausser Betracht bleiben. Es

genügt der für Wagenübergang eingerichteten Normalspur die schmale Spur unter Zuschlag der capitalisirten Umladekosten gegenüber zu stellen, und so kommt man zu folgenden Vergleichszahlen für 1 km:

	Spurweite 1435 ^{mm}	1000 ^{mm}	750 ^{mm}
für günstige Fälle	. 35—38000	30—37000	28—35000 M.
< ungünstige <	. 72—80000	58—72000	48—62000 <
< mittlere <	. 52—56000	44—53000	37—47000 <

Danach wäre die 75 cm-Spur die billigste, jedoch werden unter günstigen Verhältnissen die Unterschiede sehr klein, so dass hier z. B. billiger Erwerb oder Mitbenutzung alten rollenden Materials den Ausschlag für Normalspur geben kann. Jedoch erkennt man aus den gegebenen Zahlen, dass da, wo nicht durch äussere Verhältnisse von vorn herein Normalspur bedingt ist, ökonomische Gesichtspunkte allein in den weitaus meisten Fällen zur Wahl schmalere Spur führen müssen. B.

Italienische Dampftrams.

(Vortrag von Reinherr, Glaser's Annalen Bd. XVII, Heft 3.)

Enthält interessante Schilderungen der italienischen Secundärbahnen, wovon bekanntlich durch das Gesetz vom Juli 1879 fünf Typen und zwar: 3 normalspurige mit 40, 30 und 20 km Fahrgeschwindigkeit, eine mit 0,95^m Spurweite und 35 km Fahrgeschwindigkeit, eine mit 0,70^m Spurweite und 25 km Fahrgeschwindigkeit festgestellt wurden, deren Details in vorliegender Arbeit übersichtlich tabellarisch angegeben werden. Es wird hervorgehoben, dass man in Italien 2 Typen Secundärbahnen vorgesehen hat, welche die deutsche Bahnordnung nicht aufstellte, nämlich die Type mit 40 km Fahrgeschwindigkeit und die mit 0,95^m Spurweite und 35 km Fahrgeschwindigkeit.

Die sogenannten Dampftrams fallen in die Kategorie mit normaler Spur und 20 km Fahrgeschwindigkeit. Ende 1884 waren in ganz Italien 1650 km Dampftrams in Betrieb und 458 km im Bau. Fast sämtliche Linien liegen auf den Landstrassen und gehen möglichst weit in das Innere der Städte; sie sind eingleisig und sind von dem für Fuhrwerke reservierten Strassentheile durch Prellsteine getrennt. Der Oberbau besteht aus 20 bis 35 kg pro Meter schweren Vignole- oder Stuhlschienen auf Holzschwellen. Die Gesamt-Anlagekosten incl. Fahrmaterial betragen 30000—40000 frs. pro km. Die Weichen sind im Allgemeinen von der Construction auf Hauptbahnen, die Stellvorrichtung ist in die Strasse versenkt, der Hebel abnehmbar.

Als Locomotiven werden meist Maschinen mit verdecktem Gangwerk und etwa 60 Pferdekraft verwendet. Am zweckmässigsten scheint jedoch eine gewöhnliche Tenderlocomotive mit möglichst grossen Rädern.

Als Bremsen sind überall Handbremsen an Localwagen, nur ausnahmsweise die Heberlein-Bremse im Gebrauch. Die Züge bestehen meist aus 4 Personen- oder 6 Güterwagen. Als Brennmaterial dienen Steinkohlenbriquettes, 40 frs. pro Tonne; der Verbrauch derselben ist 3—3,5 kg pro km. Beim Turiner Tram kostet eine Locomotive 0,5 frs. pro Zugkilometer und leistet täglich etwa 103 km. Es werden schliesslich die Einnahmen einiger oberitalienischer Dampftrams und besonders die

der Linie Mailand-Bergamo-Cremona angeführt. Die letztere hat 158,6 km Länge. 1883/84 betragen die Einnahmen 7582 frs. pro km. oder 1,323 frs. pro Zugkilometer. Zurückgelegt wurden 934516 Zugkilometer.

Die Ausgaben betragen 4992,8 frs. pro km oder 87 cts. pro Zugkilometer; daher bleibt ein Verdienst von 2581 frs. pro km oder 45,8 cts. pro Zugkilometer. D.

Ueber den Eisenbahn-Unfall, der am 20. October 1885 auf der Arth-Rigi-Bahn stattfand, schreibt uns ein tüchtiger Eisenbahnbeamter, welcher kurz nach dem Unfall auf der Unglücksstelle war, folgendes:

Der Zug, der letzte der dieses Jahr ausgeführt werden sollte, bestand aus der Locomotive, zwei darauf folgenden beladenen Güterwagen und einem kleinen Personenwagen, welcher für den Winterdienst eingerichtet, also mit Fenstern versehen ist. Sämmtliche Wagen waren unter sich verkuppelt und wahrscheinlich auch mit der Locomotive, obschon letzteres nachträglich in Abrede gestellt wird; es geschah dies angeblich, damit die Wagen bei ziemlich hohem Schnee an der Stelle, wo nur schwaches Gefälle ist, besser durchkommen sollten. Dieses Ankuppeln der Wagen unter sich und namentlich noch mit der Locomotive ist auf den Rigibahnen strengstens untersagt und war auch hier durch nichts geboten, denn da die Locomotive vorn am Zuge war, hatte sie ja die Bahn schon gereinigt, sodass für die nachfolgenden Wagen durchaus keine Gefahr mehr war, stecken zu bleiben. Wie man vernimmt, kam diese gefährliche Manipulation auf der Arth-Rigi-Bahn öfters vor.

Auf dem Zuge, welcher nur für Dienstzwecke ausgeführt wurde, zum Abholen des Personals und Stationsinventars, befand sich weder ein Zugmeister, noch ein Conducteur, der Bahnmeister hatte das Commando des Zuges übernommen. Die Bremsen der beiden schwer beladenen Güterwagen waren gar nicht besetzt, sie hätten aber auch leichtfertiger Weise gar nicht bedient werden können, da die Wagen so mit Bauholz überladen waren, dass man nicht an die Bremskurbel gelangen konnte. An der Bremse des Personenwagens war ein Heizer, der aber, wie es scheint, gleich nach dem ersten Stoss abgesprungen ist, ohne die Bremse fest anzuziehen.

Auf dem oberen Theile der Linie lag ziemlich hoher Schnee, der jedoch ganz gut passirt wurde. Am unteren Ende der sogenannten Kräbelwand angelangt, wo kein Schnee mehr war, circa 2 km von der unteren Station entfernt, hörten die Mitfahrenden einen starken Knall, dem sogleich eine ausserordentlich beschleunigte Bewegung des Zuges folgte. Kurz nach dem Knall sprangen die auf der Bremsplattform befindlichen Bahnarbeiter ab, etwas weiter unten auch der Bahnmeister. Der Zug brannte also durch, durchjagte ca. 650^m sowohl Gerade als Curven mit Blitzesschnelligkeit und gewaltigem Getöse und wurde dann unter der Wasserstation Kräbel aus dem Gleise und in eine links seitlich befindliche Matte geworfen. Die Locomotive überschlug sich 3 Mal, einmal in der Länge und zweimal in der Querrichtung und kam dann wieder auf die Räder zu stehen. Die Güterwagen folgten wahrscheinlich der Maschine und wurden dann ihrerseits in gerader Richtung

hinausgeworfen, ihren Inhalt auf mehr als 100^m zerstreud; die losgerissene Kupplung wurde zwischen der Locomotive und dem ersten Güterwagen aufgefunden. Der Personenwagen, der ebenfalls von der Kuppelung losgerissen war und wahrscheinlich gänzlich, vielleicht auch nur mit einer Achse mehr als die Hälfte der Fahrt schon entgleist war, wurde weiter unten hinausgeschleudert und kam vor die Güterwagen auf die Räder zu stehen. Dach und Seitenwände wurden fortgeschleudert. Von der Locomotive scheinen noch unversehrt der Kessel und die Cylinder. Der Rest ist theils ganz zerstört, theils stark beschädigt. Das Gleise ist nur unbedeutend beschädigt worden und es hat sich auf's Neue gezeigt, wie ausserordentlich widerstandsfähig die Zahnstange construirt ist.

Die Ursache oder erste Veranlassung des Unglücks war der Bruch der Treibachse, dieselbe hat einen alten Riss von 17 cm Länge und circa 2,5 cm Tiefe. Dieser Riss hätte unzweifelhafter Weise bei einer genauen Untersuchung gefunden werden können. Der Bruch der Achse erfolgte ca. 2 cm neben dem Treibrad, derselbe war auf den ersten Moment nicht vollständig, sondern es drehte sich die durch die Senkung excentrisch gewordene Achse noch 5 bis 6 Mal mit dem Treibrad herum, die deutliche Marke dieses Vorganges auf die Zähne der Zahnstange schlagend, dann brach sie ganz durch. Nach dem erfolgten Bruche der Achse war die Hauptbremse ausser Wirksamkeit und es konnte nur noch die Hilfsbremse der vorderen Achse wirken. Leider erfolgte die Bremsung zu spät, was sich daraus ergab, dass die gebrochenen Theile des Rades erst weit unterhalb der Stelle, an welcher der Bruch der Achse erfolgte, sich befanden, nachdem der Zug schon in vollem Laufe war, so dass das kleine Zahnrad dem Stosse nicht widerstehen konnte, es brach zusammen. Wäre auch nur ein belasteter Güterwagen gebremst worden, so hätte der Zug zum Stehen gebracht werden können.

Vor einigen Jahren brach ungefähr an der gleichen Stelle die Locomotiv-Kurbelachse, allein der Zug konnte sogleich gestellt werden und es kam kein Unfall vor. So wäre es auch diesmal ganz gut möglich gewesen, wenn sämtliche Bremsen besetzt gewesen wären, wie dies durchaus nöthig ist, oder auch nur einige davon, doch die Fahrlässigkeit auf einer Bahn mit 20% Gefälle war über alle Begriffe.

Die Arth-Rigi-Bahn ist seit 11 Jahren in Betrieb und es ist nie ein Unglück vorgekommen. Aufmerksame Beobachter dagegen befürchteten schon seit längerer Zeit einen Unglücksfall, indem sehr oft Unregelmässigkeiten im Dienst vorkamen, die jedem Laien auffallen mussten, so z. B.: die Conducteure, anstatt während der Fahrt an der Bremse zu stehen, waren sehr oft im Zuge, um Billete zu controlliren und um sich die Zeit zu vertreiben; Züge mit 2 Personenwagen wurden mit einem einzigen Conducteur resp. Bremser abgeschickt; sehr oft wurde, namentlich thalwärts zu schnell gefahren, 10 bis 12 km in der Zeitstunde; die Untersuchung, genaue Controle und Instandhaltung des Fahrmaterials scheint bedeutend zu wünschen übrig gelassen zu haben etc. etc.

Die Bergbahnen nach System Riggensbach haben sich seit ihrem Bestehen speciell auch in Betreff ihrer Sicherheit ausserordentlich bewährt. Es darf dieser Umstand aber nicht

Anlass geben, die diesem Systeme beigegebenen Sicherheitsvorkehrungen als etwas Ueberflüssiges zu betrachten und deren strenge Handhabung entweder aus übelverstandener Sparsamkeit oder aus Nachlässigkeit ausser Acht zu setzen.

Uebergrundstrecke der Pittsburger Verbindungsbahn.

(Railroad Gazette, 1885 März, S. 165.)

Von der Damm-Abschlussmauer an der Liberty-Strasse läuft ein eiserner Unterbau für zwei Gleise von 550^m Länge die 30. Strasse entlang zum Allegheny. Die lichte Planumbreite beträgt in den Strassen 9,15^m, über den Gleisen der Allegheny-Thal-Bahn 11,9^m; alle Strassen sind von Rinnstein zu Rinnstein überdeckt. Die Pfeiler bestehen aus zwei [Eisen von 30,5 cm Höhe mit Vergitterung auf zwei Seiten, ihr Fuss ist durch vier 22^{mm}-Bolzen im Fussquader verankert. Auf diesen Pfosten ruhen Blech-Querträger, welche von den äussern [Eisen der beiden Pfeiler bis zur Trägeroberkante umfasst werden. Die Träger sind in voller Höhe mit den beiden [Eisen mittelst L-Eisen vernietet. Die Verlängerung der beiden innern [Eisen bilden auf die Trägerwand genietete Versteifungswinkel. Die Ecken zwischen Träger und Pfosten werden durch Winkeleisen versteift. Die Höhe der Querträger schwankt von 1,14^m bis 1,53^m, die Gurten bestehen durchweg aus Winkeleisen von 15 auf 17 cm, welche nöthigenfalls durch 35,7 cm breite Platten verstärkt werden. Zwischen den Querträgern sind für jedes Gleis zwei Längsträger befestigt, von 91,5 cm bis 138 cm Höhe aus Platte und 4 Winkeleisen; die Längsbewegung wird dadurch ermöglicht, dass die Längsträger von Zeit zu Zeit in an den Querträgern befestigte Schuhe gelagert werden, in denen die Befestigung mittelst 8 22^{mm}-Bolzen mit länglichen Löchern erfolgt. Die Längssteifigkeit wird hergestellt durch gitterträgerartige Steifen zwischen den Pfostenköpfen von 2,13^m Höhe, welche in gewissen Zwischenräumen in genügender Höhe angebracht sind, um den Verkehr quer über die Strasse nicht zu hindern. Bei den grösseren Jochentfernungen über der Allegheny-Thal-Bahn sind zunächst starke Längsträger zwischen die Köpfe der nächsten Pfosten gesetzt, welche dann die gewöhnlichen Querträger aufnehmen. Die Schwellen bestehen aus Eisenbohlen von 20×17,5 cm Stärke, welche mit 10 cm lichten Zwischenräumen verlegt sind; zu beiden Seiten des Gleises sind Schutzschwellen der Länge nach angebracht, mit den Schwellen verkämmt und nach jeder dritten Schwelle durch Hakenbolzen an der Aussenkante des Längsträgergurtes befestigt.

Die gewöhnliche Jochweite in den Strassen beträgt 9,5^m und 10,3^m da, wo die Längssteifen eingesetzt sind.

Der Grundquader wird von einem Betonfusse getragen.

Die ganze Strecke enthält 1230 t Eisen. Sie wurde erbaut von D. W. C. Carrol & Co. in Pittsburgh nach Entwürfen von Th. Cooper in New-York. B.

Das Putzen der Locomotiven.

Von Ed. Holzapfel, Kgl. Eisenbahn-Maschinen-Inspector in Nordhausen.

Bei dem Bahnbetriebe bilden die Kosten für die Instandhaltung der Locomotiven einen erheblichen Theil der Betriebsausgaben und von diesen ist ein nicht geringer Betrag für das

Putzen der Locomotiven erforderlich. Letztere Arbeit erfolgt bei den Bahnverwaltungen gegenwärtig noch in verschiedener Weise, und zwar ist nicht nur das Arbeitsverfahren selbst ein ungleichmässiges, sondern es werden auch dazu verschiedene Materialien verwandt. Als ein ziemlich verbreitetes Arbeitsverfahren kann das Putzen der Locomotiven in Accordlohn bezeichnet werden. Hierbei wird entweder einem einzelnen Arbeiter für einen bestimmten Accordlohn die Reinigung einer beliebigen Locomotive übertragen, oder es sind Arbeiter-Kolonnen gebildet, welche unter denselben Bedingungen die Reinigung mehrerer Locomotiven ausführen. Die Instandsetzung der Feuerung und das Anheizen der Locomotive wird dabei gewöhnlich von besonderen Arbeitern (Feuerleuten), und zwar ebenfalls in Accord ausgeführt. Die im Locomotiv-Betriebe ausserdem noch erforderlichen Arbeiten, wie Reinigen der Locomotivschuppen, Bedienen der im Dienste befindlichen Locomotiven, der Drehscheiben, Wasserkrähne u. s. w. werden dann auch in der Regel wieder von besonderen Arbeitern in Tage-lohn geleistet.

Andere Bahnverwaltungen lassen das Putzen der Locomotiven nur in Lohn ausführen, und zwar wird hierbei eine beliebige Locomotive einem Arbeiter oder einer Arbeiter-Kolonne jedesmal überwiesen. Zur Verrichtung der übrigen vorge-nannten Arbeiten sind sodann ausserdem noch besondere Lohn-arbeiter vorhanden, oder diese Arbeiten werden, wie meistens der Fall ist, von den Locomotivputzern nebenbei ausgeführt.

Endlich besteht noch ein anderes Verfahren, bei welchem jedem einzelnen Putzer in Lohn dauernd ein und dieselbe Locomotive zur jedesmaligen, vollständigen Reinigung und Instandsetzung der Feuerung überwiesen ist. Ausser dieser Arbeit hat der Putzer dann noch in der Regel, da das Reinigen der Locomotive dessen ganze Arbeitszeit nicht immer ausfüllt, die bereits oben genannten allgemeinen Arbeiten mit zu verrichten.

Von den aufgeführten 3 Arbeitsverfahren glaubt der Verfasser nach langjähriger Erfahrung das zuletzt genannte als das zweckmässigste bezeichnen zu müssen, da seines Erachtens die hierbei entstehenden Unkosten am niedrigsten ausfallen, insbesondere aber, weil bei diesem Verfahren in der einfachsten Weise dauernd gute Arbeitsleistungen erzielt werden können. Dabei wird freilich vorausgesetzt, dass die Disposition über den Locomotivdienst eine gute ist, die Locomotiven also in der Regel möglichst nach jeder für das Personal ermüdenden Dienstleistung auf der Heimathstation eine genügende, auch zum Instandsetzen der Locomotive durch den Putzer ausreichende Ruhepause erhalten. Es ist dann der Putzerdienst leicht zu regeln, wobei allerdings entsprechend der Lage des Dienstes der Locomotiven nicht nur Tagesarbeit, sondern auch Nacharbeit nothwendig wird, welche Abwechslung aber von den Putzern aus mehreren Gründen in der Regel gern gesehen wird. Zur Verrichtung der sämtlichen Putzarbeiten, also auch der Nebenarbeiten, sind dann meistens nur soviel Putzer erforderlich, wie Betriebs-Locomotiven auf der Station vorhanden sind. Die oben genannten übrigen Arbeitsverfahren erfordern hingegen meistens mehr Arbeitskräfte und demnach mehr Unkosten. Der weiter angegebene Vortheil dieses Arbeitsverfahrens, dass nämlich hierbei am leichtesten eine dauernd

gute Arbeit erzielt wird, ist auf die leicht ausführbare Controle der Arbeitsleistung und auch auf das Interesse zurückzuführen, welches der einzelne Putzer für die ihm überwiesene Locomotive hat. Die Controle ist leicht zu bewirken, weil nur der eine Putzer die Locomotive zu bedienen hat und somit aus dem Zustande derselben immer gleich ersehen werden kann, ob die Arbeitsleistung des Putzers eine gute war. Thatsächlich wissen letztere dieses auch sehr bald und strengen sich ohne besondere Aufforderung an, um der Strafe zu entgehen, bezw. um die Zufriedenheit der Vorgesetzten zu erlangen. Das Interesse für die gute Instandhaltung der zugetheilten Locomotive entsteht bei dem Putzer auch hauptsächlich mit aus dem Grunde, weil die Putzerarbeiten am leichtesten an den Locomotiven auszuführen sind, welche sich in einem guten Putzzustande befinden. Die Putzer achten deshalb ebenfalls mit auf die gute Behandlung der Locomotive und bringen Beschädigungen oder Beschmutzungen, welche durch das Locomotivpersonal oder die Schlosser ausgeführt worden sind, zur Anzeige. Auch beobachten die Putzer in der Regel sehr aufmerksam Veränderungen an der ihnen bis in den einzelnen Theilen genau bekannten Locomotive und werden auf diese Weise nicht selten Defecte von denselben aufgefunden.

Eine gute und aufmerksame Bedienung der Locomotiven seitens der Putzer ist aber nur selten wahrzunehmen, wenn diese nicht ständig derselben Locomotive zugetheilt sind.

Gleichwie das Arbeitsverfahren bei dem Putzen der Locomotiven bei den einzelnen Bahnverwaltungen kein gleichmässiges ist, werden hierzu auch verschiedene Materialien in Anwendung gebracht. Die gebräuchlichsten Putzmaterialien sind: Putzöl, Terpentinöl, Rüböl, Petroleum, Talg, Seife, Hoede, Lumpen, Putzwolle, Putztücher, Schmirgelpapier, Putzpulver, Blaupfanne und Chamottmehl. Diese werden wieder zu verschiedenen Zwecken und in verschiedenen Quantitäten verwandt. Die Mineralöle kommen z. B. ausser zum Reinigen der mit Schmiere bedeckten Gangwerktheile, Achsen und Rahmentheile besonders zum Putzen sämtlicher Bekleidungsbleche und der übrigen lackirten Locomotivtheile zur Anwendung, während Talg und Rüböl meistens nur zum Einölen der Gestänge, welche zuvor mit Schmirgelpapier gereinigt werden, dienen. Andere Verwaltungen hingegen lassen die Mineralöle nur zum Reinigen der mit Schmiere beschmutzten Theile und nicht zum Putzen der lackirten Flächen verwenden, weil diese hierdurch angegriffen werden. Zu letzterem Zwecke wird deshalb vortheilhaft nur Rüböl angewandt, da solches auch den Lackanstrich am besten gegen die Witterungseinflüsse schützt. Ebenso werden zweckmässig die Gestänge in der Regel nur mittelst Chamottmehl oder geriebener Blaupfanne geputzt und hierzu nur dann Schmirgelpapier angewandt, wenn ein starker Rostansatz entfernt werden muss. Dieses Verfahren ist auch viel vortheilhafter, da sich bei Anwendung des Schmirgelpapiers die Zapfen und Gleitflächen in Folge der Einwirkung der angesetzten Schmirgelkörner abnutzen, was bei Verwendung von Chamottmehl oder Blaupfanne nicht der Fall ist.

Nach den diesseitigen Erfahrungen erfolgt das Putzen der Locomotiven am zweckmässigsten mit den nachstehend aufgeführten Putzmaterialien in folgender Weise:

Zuerst werden die sämtlichen Theile der Locomotive und des Tenders mittelst Putzwolle rein und trocken abgewischt, so dass der lose oder fest ansitzende Schmutz vollständig entfernt wird. Die etwa mit Fett beschmutzten lackirten Theile, wie Achsen, Rahmen, Federn, Cylinderbekleidung u. s. w. sind dann mit durch Putzöl angefeuchteter Putzwolle abzureiben und mittelst Putzwolle wieder zu trocknen. Zum Putzen der lackirten Theile wird darauf mit Rüböl nur eben angefeuchtete Putzwolle verwandt und werden hiermit die lackirten Flächen stückweise ganz kräftig eingerieben und sofort wieder mit trockener, weicher Putzwolle vollkommen trocken abgerieben. Das stückweise Bearbeiten der Flächen ist besonders bei den der Wärme ausgesetzten Bekleidungsblechen, also bei denen des Locomotivkessels, der Dampfzylinder u. a., ferner bei der Rauchkammer und dem Schornsteine zu beachten, damit der aufgeriebene Fettüberzug nicht inzwischen trocknen kann. Das Trockenreiben der Flächen muss so vollkommen ausgeführt werden, dass beim Anfühlen derselben kein Fettrückstand mehr wahrgenommen wird. In dieser Weise sind die sämtlichen lackirten Theile, also auch der Tender, die Bedachung des Führerstandes und die Rauchkammer nebst Schornstein jedesmal gleichmässig zu bearbeiten.

Zweckmässig werden die lackirten Theile der Locomotive zeitweise, etwa nach jeder 10. Fahrt, mit lauwarmem Seifenwasser, aus brauner Seife hergestellt, nach erfolgtem Abstauben mittelst Putzwolle abgewaschen, um die vorhandenen alten Fettrückstände und sonstigen Schmutztheile zu entfernen. Diesem Abwaschen muss aber wieder ein Abreiben der Theile mit Rüböl in der oben angegebenen Weise folgen.

Zum Putzen der polirten Gestänge ist am vortheilhaftesten fein geriebene Blaupfanne oder Chamottmehl, welches mit rohem Rüböl vermengt wird, zu verwenden und muss das Abreiben, bezw. das Putzen der Gestänge mit diesem Materiale mittelst Putzwolle und bei runden Gegenständen mit einem Hanfzopf ausgeführt werden. Wenn zum Reinigen von stark angerosteten Theilen Schmirgelpapier angewandt worden ist, so sind dieselben nachher von dem etwa anhaftenden Schmirgel wieder sauber zu reinigen.

Das Putzen der polirten Locomotivtheile aus Rothguss oder Messing, wie der Kesselarmaturen, der Schmirgegefässe u. s. w. erfolgt am besten mit Wiener Kalk, der zum Schutz gegen die Verwitterung stets in luftdicht verschlossenen Behältern aufbewahrt werden muss. Jedoch können diese Theile meistens auch durch Abreiben mit Chamottmehl oder geriebener Blaupfanne genügend sauber wieder hergestellt werden.

Von den vorstehend genannten Putzmaterialien, Rüböl, Putzöl und Putzwolle, sind zum vollkommenen Putzen einer grossen Locomotive, wie z. B. einer Normal-Güterzug-Locomotive der preussischen Staatsbahnen durchschnittlich 100 g Rüböl, 150 g Putzöl und 1 kg Putzwolle völlig hinreichend.

Das in Obigem angegebene Arbeitsverfahren und die Verwendung der genannten Materialien kann nach des Verfassers Erfahrung über die verschiedenen Reinigungsverfahren nur empfohlen werden, da hierbei in zweckmässigster und billigster Weise die gute Instandhaltung des Putzzustandes der Locomotiven zu ermöglichen ist. Die Wichtigkeit dieses Zweckes

dürfte nicht zu unterschätzen sein, denn thatsächlich werden hierdurch erhebliche Vortheile erreicht. Als ein solcher ist insbesondere der hinzustellen, dass die Reparaturen bei sauberer Instandhaltung der Locomotiven sich vermindern, da die Abnutzung der betreffenden Theile eine kleinere wird. Auch hat das Locomotivpersonal erfahrungsmässig ein grösseres Interesse an der Erhaltung einer sauberen Locomotive und behandelt dieselbe behutsamer, als wenn der Putzzustand ein mangelhafter ist. Ebenso führen die Schlosser die laufenden Reparaturen an einer im reinen Zustande befindlichen Locomotive mit einer grösseren Vorsicht aus, worauf auch schon der Locomotivführer achtet. Endlich wird bei gutem Putzen die Erneuerung des Lackanstrichs weniger oft erforderlich, kann in der Regel sogar, wenn nicht Reparaturen der Bekleidungsbleche u. s. w. vorliegen, ganz erspart werden.

Die saubere Instandhaltung der Locomotiven ist somit nicht nur des guten Aussehens wegen, sondern auch im Interesse der Betriebssicherheit und der Sparsamkeit erforderlich.

(Glaser's Annalen, 1885, S. 83.)

Elektricität als Betriebskraft auf Eisenbahnen.

Von Roman Baron Gostkowski,
Leiter der Präsidual-Abtheilung der k. k. General-Direction für
österreichische Staatseisenbahnen.

Der Gedanke, die Elektricität als bewegende Kraft auf Eisenbahnen zu verwenden, wurde zuerst von dem Amerikaner Page im Jahre 1850 verwirklicht. Derselbe baute eine Locomotive, welche an Stelle der Dampfzylinder, vom elektrischen Strom durchflossene Solenoide hatte, die einen eisernen Stab in sich hineinzogen oder heraustrieben, je nachdem der Strom in der einen oder anderen Richtung circulirte.

Den Strom selbst, lieferten galvanische Elemente. Bekanntlich producirt ein Strom von der Stärke eines Ampère, eine Arbeit von nahezu $\frac{1}{10}$ Meterkilogramm per Secunde, sobald er unter dem Einflusse einer elektromotorischen Kraft von 1 Volt im Widerstande von 1 Ohm kreist; diese Arbeit verdoppelt sich, sobald der Widerstand auf die Hälfte sinkt.

Wird nun angenommen, dass Daniell'sche Elemente verwendet wurden, deren jedes eine elektromotorische Kraft von 1 Volt und einem Widerstande von $\frac{1}{4}$ Ohm hat, sowie dass der Widerstand der Solenoide ebenso gross war wie jener der Batterie, so producirt ein Element eine Arbeit von $2 \times \frac{1}{10} = \frac{1}{5}$ Meterkilogramm, so dass zur Hervorbringung einer Pferdestärke, d. h. zur Production einer Arbeit von 75 Secunden-Meterkilogramm $75 : \frac{1}{5} = 375$ solcher Elemente erforderlich sind.

Veranschlagt man ein solches Element mit 80 kr., so kostet die Batterie, welche nöthig ist, um eine Pferdekraft zu liefern, 300 fl., also gerade so viel oder nicht viel mehr, als die Installation einer Dampfperdekraft, woraus folgt, dass die Anschaffungskosten der Verwendung der galvanischen Elemente als bewegende Kraft nicht im Wege stehen würden.

Anders verhält es sich aber bezüglich der Erhaltungskosten.

Um diese zu bestimmen, muss auf den Materialverbrauch in den Elementen eingegangen werden.

Im Daniell-Elemente wird durch den bei der Stromerzeugung sich abspielenden chemischen Process Zinkvitriol erzeugt, wobei per Aequivalent Zink (32,6 Gramm) 53 Calorien entwickelt werden; gleichzeitig wird Kupfervitriol zersetzt, wobei eine Wärmemenge von 28 Calorien verbraucht wird. Das Gesamtergebniss ist also eine Wärmeproduction von $53 - 28 = 25$ Calorien auf je 32,6 Gramm verbrauchten Zinkes, also von $\frac{25}{32,6} \cdot 1000 = 767$ Calorien per Kilogramm Zinkgewicht.

Da nun eine Calorie gleichwerthig ist einer Arbeit von 424 Secunden-Meterkilogramm, so producirt 1 Kilogramm Zink eine Arbeit von 767×424 Meterkilogramm. Zur Erhaltung einer Arbeit von einer Pferdekraft sind also in der Stunde $\frac{75 \times 3600}{767 \times 424} = \frac{4}{5}$ Kilogramm Zink erforderlich.

Da eine Dampflocomotive $\frac{5}{2}$ Kilogramm Kohle per Stunde und Pferdekraft consumirt, so verbraucht die elektrische Locomotive $\frac{4}{5} : \frac{5}{2} = \frac{4}{3}$ jenes Gewichtes an Zink, welches die Dampflocomotive an Kohle consumirt. Berücksichtigt man jedoch, dass zur Gewinnung eines Kilogrammes Zink aus den Zinkerzen mindestens 12 Kilogramm Kohle erforderlich ist, so gelangt man zur Ueberzeugung, dass die Erhaltung des elektrischen Betriebes zum Mindesten $\frac{1}{3} \times 12 = 4$ mal theurer sein muss, als jene des Dampfbetriebes.

Mit Rücksicht darauf, dass das Zink in den galvanischen Elementen kaum durch ein anderes Mittel gleichwerthig wird ersetzt oder mit einem geringeren Aufwand von Kohle aus den Erzen wird dargestellt werden können, scheint es keinem Zweifel zu unterliegen, dass galvanische Elemente zur Lieferung von motorischer Kraft ökonomisch nicht zu verwenden sind.

Die Sache würde sich jedoch vortheilhafter gestalten, wenn man aus den Umwandlungs-Producten der Elemente wieder metallisches Zink darstellen und dieses dann neuerdings zur Strombildung heranziehen könnte.

In einem solchen Falle würde die elektrische Arbeit nur das kosten, was der Rückbildungsprocess kostet. Würde dieser billig sein, so müsste auch die Production elektrischer Arbeit billig sein.

Zur Erhaltung des Rückbildungsprocesses eignet sich am besten der elektrische Strom selbst, da dieser das Zinkvitriol zersetzt und metallisches Zink niederschlägt. Selbstverständlich werden wir damit kein Perpetuum mobile erzielen wollen; denn der Strom, welcher Zinkvitriol zersetzt, muss naturgemäss stärker sein, als jener ist, welcher bei Bildung des Zinkvitriol entsteht, so dass also stets eine Kraft von aussen wird zugesetzt werden müssen. Es handelt sich nur darum, wie gross der Kraftüberschuss sein müsse, und ob derselbe unter annehmbaren Bedingungen beschafft werden könne.

Um ein Aequivalent Zinkvitriol zu zersetzen, ist nach Mascart eine Elektrizitätsmenge von 95810 Coulombs nöthig. Ein Coulomb zersetzt sonach $\frac{1}{95810}$ eines Aequivalentes, liefert daher $\frac{53}{95810}$ Calorien oder $\frac{53 \times 424}{95810}$ Meterkilogramm mechanischer Arbeit.

Die Arbeit eines Coulombs, welche der motorischen Kraft eines Volt entspricht, beträgt, wie bereits erwähnt, sehr nahe $\frac{1}{10}$ Meterkilogramm, daher beträgt die Kraft des elektrischen Stromes, welcher zum Zersetzen des Zinkvitriols nöthig ist,

$$\frac{53 \times 424}{\frac{1}{10} \times 95810} = 2,3 \text{ Volt.}$$

Da ein Daniell'sches Element eine motorische Kraft von 1 Volt besitzt, so sieht man, dass die motorische Kraft des zersetzenden Stromes 2,3 Mal jene des primären übersteigt. Soll daher der Rückbildungsprocess zweckentsprechend sein, so muss die Arbeit, welche den zersetzenden Strom liefert, mindestens 2,3 Mal billiger sein, als es die Arbeit ist, welche der bewegende Strom wieder abgibt.

Es kommt also darauf an, ein günstiges Verhältniss zu erzielen zwischen den Kosten der erzeugten und verbrauchten Arbeit, d. h. zwischen den Kosten der Arbeit, welche die Maschine liefert und jener, welche aufgewendet werden muss, um aus Zinkvitriol metallisches Zink zurückzugewinnen; weshalb allen Versuchen, welche dies bezwecken, ein besonderes Augenmerk geschenkt werden muss.

Zu derlei Versuchen gehört der Bau der regenerirbaren Elemente, der sogenannten Accumulatoren. Der Strom, welcher in diesen Elementen den Rückbildungsprocess unterhält — der ladende Strom, wie man ihn nennt — stammt aber nicht von galvanischen Elementen, sondern von elektrischen Maschinen, zu deren Bewegung mechanische Arbeit verwendet wird.

Von den in grosser Menge hergestellten Accumulatoren scheinen jene von Faure-Sellon-Volkmar die entsprechendsten zu sein, denn ein jedes solches Element speichert bei einem Eigengewicht von 25 Kilogramm nahezu eine Million Coulombs auf, und hat bei einem Widerstande von $\frac{1}{1200}$ Ohm eine elektromotorische Kraft von 2,15 Volt; so, dass die mechanische Arbeit, welche es aufspeichert,

$$\frac{2,15 \times 10^6}{0,81} = 219000 \text{ Meterkilogramm beträgt.}$$

Laut Versuchen, welche von Allard, Blanc, Joubert und Tresca zur Zeit der elektrischen Ausstellung in Paris (1881) mit Faure-Accumulatoren durchgeführt wurden, giebt ein Accumulator nicht die ganze Arbeit, welche er aufspeichert, ab, sondern nur $\frac{3}{5}$ derselben, die disponible Arbeit eines Accumulators beträgt sonach nur

$$\frac{3}{5} \times \frac{2,15 \times 10^6}{0,81} = 131500 \text{ Meterkilogramm.}$$

Wollte man mit derartigen Accumulatoren den Betrieb auf einer normalen Eisenbahn führen, so müsste eine aus Accumulatoren aufgebaute Locomotive dasselbe leisten können, was eine Dampflocomotive leistet. Eine Güterzugs-Locomotive muss durchschnittlich nach Ablauf von fünf Stunden mit neuem Brennvorrathe versehen werden, und leistet, wenn sie eine Kraft von 300 Pferden besitzt, während dieser Zeit eine mechanische Arbeit von $300 \times 75 \times 5 \times 3600 = 4 \times 10^8$ Meterkilogramm Arbeit; soll eine elektrische Locomotive dieselbe Arbeit leisten, so muss man hierzu

$$\frac{4 \cdot 10^8}{1315 \cdot 10^2} = 3042 \text{ Accumulatoren verwenden.}$$

Nach Ablauf von fünf Stunden wird die Kraft dieser Accumulatoren erschöpft sein und müssen auf die Maschine neue Accumulatoren in derselben Zahl geschafft werden, falls sie weitere fünf Stunden arbeiten soll.

Nimmt man an, dass eine Dampflocomotive 15 Stunden lang ununterbrochen arbeitet, so müsste, falls man die gleiche Leistung von einer elektrischen Locomotive fordern sollte, diese mit einer Garnitur von $3 \times 3042 = 9126$ Accumulatoren ausgerüstet sein; gleichzeitig wären aber auf der Locomotive nur 3042 Accumulatoren. Werden diese erschöpft, so ersetzt man sie durch neue, welche nach Ablauf weiterer fünf Stunden wieder ausgewechselt werden müssten.

Wird die Ladung der dienstfreien Accumulatoren binnen 10 Stunden vollzogen, so lässt sich die Arbeitskraft, welche zum Laden derselben erforderlich ist, wie folgt, ermitteln.

Beträgt nämlich die elektromotorische Kraft eines Accumulators e Volts und speichert derselbe Q Coulombs Elektrizität auf, so beträgt die aufgespeicherte Arbeit aller n Accumulatoren

$$n \cdot \frac{Q \cdot e}{g} \text{ Meterkilogramm.}$$

Berücksichtigt man jedoch, dass ein Accumulator nur $\frac{2}{3}$ jener Arbeit aufspeichert, welche zu dessen Ladung hat aufgewendet werden müssen, so ergibt sich, dass die Maschine, welche die Accumulatoren ladet, eine Arbeit von

$$\frac{3}{2} \cdot n \cdot \frac{Q \cdot e}{g} \text{ Meterkilogramm liefern muss.}$$

Hat die ladende Maschine eine elektromotorische Kraft von E Volts, und beträgt die Stromstärke während der Ladung i Ampère, so liefert die ladende Maschine während einer Ladedauer von t Secunden eine Arbeit von

$$\frac{i \cdot E}{g} t \text{ Meterkilogramm.}$$

Wir haben sonach die Gleichung

$$\frac{i \cdot E}{g} t = \frac{3}{2} n \cdot \frac{Q \cdot e}{g}$$

in welcher

$$i = \frac{E - n e}{R}$$

wobei R den elektrischen Gesamtwiderstand in Ohm bezeichnet.

Verwendet man zur Ladung der Accumulatoren Maschinen, wie sie Brush für Zwecke der elektrischen Beleuchtung baut, also Maschinen von 2000 Volts Spannung und einem Widerstande von 22,4 Ohms, so lässt sich die Anzahl derselben, welche zur Ladung von n Accumulatoren erforderlich ist, wie folgt ermitteln.

Bezeichnet x diese Anzahl Maschinen, so beträgt der Gesamtwiderstand des Stromkreises, in welchem n Accumulatoren eingeschaltet sind:

$$R = 22,4 x + \frac{n}{1200} \text{ Ohm,}$$

sobald ein Accumulator einen Widerstand von $\frac{1}{1200}$ Ohm hat und dieselben hintereinander geschaltet werden. Berücksichtigt man, dass

$$E = 2000 \cdot x \text{ Volts,}$$

$$t = 10 \times 3600 = 36 \cdot 10^3 \text{ Secunden,}$$

$$Q = 10^6 \text{ Coulombs,}$$

$$n = 9126 \text{ Stück,}$$

$$e = 2,15 \text{ Volts,}$$

so erhält man durch Einstellung dieser Werthe in die obige Gleichung

$$x = 15,$$

d. h. dass 15 Brush-Maschinen 10 Stunden lang arbeiten müssen, um die zu einer elektrischen Locomotive gehörenden Accumulatoren zu laden. Da jede dieser 15 Maschinen zu ihrer Bewegung 30 Pferdekkräfte benöthigt, so sieht man, dass, um eine Kraft von 300 Pferdestärken zu erhalten, man eine solche von $15 \times 30 = 450$ Pferdestärken aufwenden muss, dass also der

Nutzeffect des ganzen Arrangements $\frac{300}{450} \cdot 100 = 66$ Procent

beträgt, d. h. dass bei gleichem Aufwande von Brennmaterial die elektrische Leistung 66 Procent der Dampfarbeit ausmacht.

Dieser Effect ist freilich nicht sehr günstig und wird er es noch weniger, wenn man die Anschaffungskosten einer derartigen elektrischen Locomotive in Betracht zieht, welche sehr hoch sind, da ja ein Accumulator gegenwärtig 40 fl. kostet, so dass die für eine Locomotive erforderlichen 9126 Accumulatoren allein schon über eine Drittel Million Gulden kosten würden, während eine gleichwerthige Dampflocomotive auf 30,000 fl., also zehnmal billiger zu stehen kommt.

Doch würde dieser Umstand nicht so sehr in's Gewicht fallen, da die Betriebskosten der elektrischen Fahrt nach Umständen billiger ausfallen können, als jene der Dampffahrt. Beim elektrischen Betriebe könnten nämlich stabile Dampfmaschinen zur Verwendung gelangen, welche nahezu den dritten Theil jener Menge Brennmaterial verbrauchen, welcher für die Locomotive verausgabt werden muss, und deren Bedienung auch billiger ist, ja es könnte sogar unter Umständen beim elektrischen Betriebe die Dampfkraft durch die wesentlich billigeren Wasser- oder Windkräfte ersetzt werden.

Gegen den elektrischen Betrieb mit Accumulatoren spricht aber ein anderer Umstand, und dieser ist: das grosse Gewicht der Accumulatoren, welches eine rationelle Anwendung der Betriebskraft nicht zulässt.

Die Accumulatoren, welche gleichzeitig zur Verwendung gelangen müssen, wiegen nämlich

$$\frac{3042 \times 25}{1000} = 76 \text{ Tonnen;}$$

schlägt man hierzu den dritten Theil dieses Gewichtes als Tara jenes Wagens, in welchem die Accumulatoren untergebracht sind, so wiegt die elektrische Locomotive $76 + \frac{1}{3} 76 = 100$ t, während eine ihr gleichwerthige Dampflocomotive sammt Tender kaum 60 t schwer ist.

In welcher Weise aber das Gewicht des Motors auf den Betrieb einwirkt, lässt sich aus folgender Darstellung ersehen.

Beträgt der Widerstand auf einer Eisenbahn w Kilogramm per Tonne Zugsgewicht und wiegt der Zug, d. i. Maschine sammt Wagen, Q Tonnen, so hat die Zugkraft einen Gesamtwiderstand von

$$w \cdot Q \text{ Kilogramm}$$

zu bewältigen und es ist diese Zugkraft

$$Z = w \cdot Q.$$

Bei einem Maschinengewicht M und Wagengewicht W hat man

$$Q = M + W,$$

woraus

$$W = \frac{Z}{w} - M$$

folgt.

Die Zugkraft einer 300 pferdigen Locomotive beträgt bei einer Fahrgeschwindigkeit von 36 km per Stunde (10 m per Secunde)

$$Z = \frac{300 \times 75}{10} = 2250 \text{ Kilogramm,}$$

wir haben deshalb die Gleichung

$$W = \frac{2250}{w} - M.$$

Erwägt man weiter, dass, sobald m die Steigung der Bahn in Millimeter per Meter Gleislänge, R den Krümmungsradius der Bahn in Metern und v die Fahrgeschwindigkeit in Metern per Secunde bezeichnet, der Widerstand ausgedrückt werden kann durch die Formel

$$w = \left(4 + m \frac{600}{R} + \frac{v^2}{50} \right),$$

so erhält man für Curven von 300 m Radius bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 m per Secunde $w = (8 + m)$ Kilogramm, also

$$W = \left[\frac{2250}{8 + m} - M \right] \text{ Tonnen.}$$

Für den Dampfbetrieb ist nun $M = 60$, für den elektrischen Betrieb dagegen $M = 100$; berücksichtigt man diese Werthe, so erhält man:

$$W_d = 60 \left(\frac{30 - m}{8 + m} \right),$$

$$W_e = 100 \left(\frac{15 - m}{8 + m} \right),$$

worin W_d das Gewicht der Wagen beim Dampfbetrieb, W_e jenes beim elektrischen Betrieb, in Tonnen bezeichnet.

Aus diesen Gleichungen ist zu ersehen, dass während die angenommene Locomotive bei 36 Kilometer Fahrgeschwindigkeit die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit auf einer Steigung von 30‰ erreicht, dies für die elektrische Locomotive schon bei der halb so steilen Steigung, nämlich bei 15‰ eintritt.

Sucht man das Verhältniss der nutzbringenden Lasten bei beiden Beförderungsarten, so ist dieses:

$$\frac{W_e}{W_d} = \frac{5}{3} \cdot \frac{15 - m}{30 - m}$$

Drückt man die Nutzlast beim elektrischen Betriebe (W_e) in Procenten der Nutzlast beim Dampfbetriebe (W_d) aus und bezeichnet diesen Procentsatz mit a , so erhält man:

$$a = 166 \cdot \left(\frac{15 - m}{30 - m} \right).$$

Man erhält aus dieser Gleichung für

$$m = 0 \quad 5 \quad 10 \quad 15$$

$$a = 83 \quad 66 \quad 41 \quad 0$$

Diese Zahlen zeigen, dass auf einer horizontalen Bahn die Nutzlast des elektrischen Betriebes höchstens 83 Procent jener des Dampfbetriebes betragen kann, dass jedoch bei einer Stei-

gung von 1:100, d. h. 10‰ diese Nutzlast schon auf 41‰ sinkt.

Für die Betriebsführung auf horizontaler Bahn könnte man sich daher allenfalls der Accumulatoren noch bedienen, dies kann jedoch nicht mehr geschehen, sobald die Bahn Steigungen aufzuweisen hat.

Man sieht sonach, dass das Gewicht der Accumulatoren Ursache ist, dass sie von der Verwendung auf Eisenbahnen mit Steigungen ausgeschlossen bleiben müssen.

Sollen Accumulatoren als Betriebskraft Verwendung bei Eisenbahnen finden, so müssten sie vor Allem leichter sein, als es die gegenwärtig üblichen sind. Einen Fortschritt in dieser Richtung dürften die Accumulatoren sein, welche E. Böttcher in Leipzig seit Anfang 1883 baut, da sie bei gleicher Capacität nicht nur bedeutend leichter, sondern auch namhaft billiger sind, als die Faure'schen, was daher kommt, dass eine der Elektroden statt aus Blei aus dem leichteren und billigeren Zinke verfertigt wird.

Da die Verwendung der Accumulatoren auf Schwierigkeiten stösst, so dachte man daran, dieselben ganz zu umgehen, indem man denselben Strom, welcher zum Laden der Accumulatoren wäre verwendet worden, direct in den Elektromotor leitet, welcher auf der elektrischen Locomotive aufgestellt ist.

Die den Strom liefernde Maschine, Generator wollen wir sie nennen, ist also eine fix aufgestellte Maschine, während die Strom empfangende, der Receptor, einem Ortswechsel unterliegt, da deren bewegliche Theile mit den Rädern des Wagens verbunden sind, auf welchen sie aufgebaut wurde.

Circulirt ein Strom, so wird der Receptor eine fortschreitende Bewegung erhalten, während der Generator unverrückt an seiner Stelle verbleibt; da hierdurch die Distanz zwischen beiden geändert wird, so muss die Zuleitung, durch welche der Strom vom Generator zum Receptor gelangt, entsprechend eingerichtet sein.

Ursprünglich leitete Siemens in Berlin, der die erste derartige Eisenbahn im Jahre 1879 auf der Gewerbe-Ausstellung in Berlin zeigte, den Strom durch die Schienen, auf welchen der Wagen mit dem Receptor rollte, und war das Arrangement derart getroffen worden, dass der vom Generator kommende Strom durch die eine Schiene zum Rade des Wagens gelangte, auf welchem der Receptor aufgestellt war; von da an floss er durch die Achse des Wagens, welche in ihrer Mitte durch ein isolirendes Zwischenstück getheilt war, in die Windungen des Receptors, deren Ende mit dem zweiten Theile der Achse verbunden war, so dass der Strom in diesen Achsentheil und von da in das zweite Rad und den anderen Schienenstrang gelangen konnte, von wo er in den Generator zurückfloss, wodurch der Stromlauf geschlossen war.

Eine solche Bahn steht seit 1880 zwischen Berlin und der Cadetten-Anstalt Lichterfelde in Betrieb und war auch zur Zeit der elektrischen Ausstellung in Wien (1883) zu sehen gewesen.

Da jedoch die Theilung der Achse die Betriebssicherheit gewiss nicht vergrössert, so dachte man daran, den Strom des Generators nicht mehr durch die Schienen, sondern durch eine besondere Leitung dem Receptor zuzuführen. Zu diesem Zwecke

wurde längs der Bahn eine ihrer ganzen Länge nach unten aufgeschlitzte Röhre auf Telegraphensäulen geführt, in welcher sich ein Piston bewegte, welcher seinerseits durch ein Kabel mit dem Receptor derart in Verbindung stand, dass der fortschreitende Wagen den Piston nach sich ziehen konnte. Der electriche Strom durchfloss die Röhre, kam in den Piston, von da durch das Kabel zum Receptor, von wo er durch die Laufschiene wieder zum Generator gelangte.

Eine solche Bahn war zur Zeit der Pariser Ausstellung (1881) zu sehen und steht seit Anfang 1884 zwischen Mödling und Brühl, sowie zwischen Frankfurt a. M. und Offenbach im Betriebe.

Eine dritte Zuführungsart des Stromes ist in Irland bei Portrush zu sehen, hier wurde zwischen den beiden Laufschiene ein Canal gegraben, in welchem eine dritte, den beiden ersteren parallele Schiene eingelegt wurde.

Diese Schiene führt den Strom zu und überträgt ihn auf ein besonderes Contractrad, welches auf ihr rollt und den Zweck hat, den erhaltenen Strom dem Receptor zuzuführen, von wo derselbe in die Laufschiene gelangen und durch diese zum Generator zurückkehren kann.

Welche von diesen drei Zuführungsarten sich als die beste erweisen wird, ist kaum abzusehen, so viel ist jedoch gewiss, dass alle drei, wenn auch gegenwärtig noch nicht vollkommen, so doch immerhin genügend dem Zwecke entsprechen, so dass die Zuleitung des Stromes durchaus kein Hinderniss der Verwendung von Dynamomaschinen zur Bewegung der Züge ist.

Um die Schwierigkeiten zu übersehen, welche der Verwendung der Dynamomaschinen zur Betriebsführung auf Eisenbahnen entgegenstehen, muss Nachstehendes erwogen werden.

Die mechanische Arbeit, welche aufzuwenden ist, damit der Generator einen Strom von i Ampère mit der Spannung von E Volt liefert, beträgt

$$\frac{i \cdot E}{g} \text{ Meterkilogramm}$$

unter g die Beschleunigung der Schwere = 9,81 m verstanden.

Die Nutzbarkeit des Receptors wird dagegen

$$\frac{i \cdot e}{g} \text{ Meterkilogramm}$$

sobald e die electromotorische Kraft des Receptors, ebenfalls in Volts ausdrückt.

Die Arbeit, welche der Receptor wieder abgibt, ist natürlich kleiner als die Arbeit, welche der Generator aufnimmt, da ein Theil dieser Arbeit auf die Erwärmung der Drähte des Stromkreises verwendet wird, also verloren geht; dieser Verlust beträgt:

$$\frac{i}{g} (E - e)$$

oder bei dem Gesamt-Widerstand R des Stromkreises auch

$$\frac{i^2 \cdot R}{g} \text{ Meterkilogramm.}$$

Es ist nun Aufgabe einer rationellen Anlage, diesen Verlust auf ein Minimum herabzudrücken.

Dies liesse sich dadurch erreichen, dass man (den Widerstand R als unveränderlich vorausgesetzt) möglichst schwache Ströme verwendet, also i möglichst klein macht.

Da aber das Product der Stromstärke und electromotorischer Kraft constant sein muss, da ja $\frac{i \cdot e}{g}$ der Ausdruck für die Nutzbarkeit ist, so wird bei kleinem i die electromotorische Kraft e gross ausfallen müssen, was wieder eine gute Isolation der Windungen des Receptors voraussetzt.

Im Allgemeinen werden die Grössen e und i so zu wählen sein, dass die Betriebskosten möglichst klein ausfallen.

Die Betriebskosten setzen sich zusammen aus den Anlagen für die Anschaffung der Betriebsmaschinen (Generator, Leitung, Receptor und Kraftmaschine zum Bewegen des Generators), sowie aus den Kosten der Kraft, welche man in der Leitung verliert. Macht man diese Kostensumme zum Minimum, so wird die Anlage ökonomisch sein.

Man findet auf diese Art, dass der Verlust in der Leitung etwa 30 Procent jener Arbeit betragen darf, welche der Receptor zu liefern hat.

Dieses Ergebniss, im Zusammenhalt mit Versuchen über electriche Kraftübertragung, welche im Jahre 1883 in den Pariser Werkstätten der französischen Nordbahn angestellt wurden, führt zu einem Verhältnisse

$$\frac{c}{E} = a = 0,83.$$

Bezeichnet weiter p die von dem Receptor gelieferte mechanische Arbeit in Kilogramm per Secunde, so hat man nach Obigem den Arbeitsverlust

$$\frac{i^2 R}{g} = 0,3 p$$

und mit Rücksicht auf

$$i = \frac{E - e}{R} \text{ und } \frac{e}{E} = 0,83$$

folgt schliesslich

$$E = 10 \sqrt{p R}$$

In dieser Gleichung muss noch der Gesamtwiderstand R des Stromkreises des Näheren besprochen werden.

Nach Uppenborn ist die Anlage am zweckmässigsten, wenn der innere Widerstand des Systems $\frac{3}{7}$ des äusseren beträgt.

Bezeichnet man den Widerstand des Generators mit r_1 , jenen des Receptors mit r_2 und den der Leitung mit r_3 , so muss

$$r_1 = \frac{3}{7} (r_2 + r_3)$$

sein. Wird zum Receptor eine solche Maschine genommen, wie sie für den Generator gewählt wurde, so wird

$$r_1 = r_2,$$

für welchen Fall

$$R = r_1 + r_2 + r_3 = \frac{5}{2} r_3$$

wird.

Leistet 1 Kilometer Leitung, wie dies auf electriche Bahnen erfahrungsgemäss der Fall ist, $\frac{1}{5}$ Ohm Widerstand und beträgt die Distanz zwischen Generator und Receptor 1 km, so ist, mit Rücksicht auf die Hin- und Rückleitung

$$r_3 = \frac{1}{5} \cdot 21 = \frac{2}{5} l,$$

in welchem Falle

$$R = \frac{5}{2} \cdot \frac{2}{5} \cdot l = 1 \text{ Ohm}$$

beträgt.

Berücksichtigt man diesen Werth von R, so erhält man

$$E = 10 \sqrt{p \cdot l}$$

eine Formel, aus welcher die Grösse der electromotorischen Kraft berechnet werden kann, welche der Generator entwickeln muss, wenn auf einer 1 km langen Bahn eine Arbeit von p Meterkilogramm per Secunde geleistet werden soll.

Für eine electriche Bahn, auf welcher der Receptor ebensoviele Arbeit leisten soll, als eine Dampflocomotive von 300 Pferdestärken auf einer gewöhnlichen Eisenbahn leistet, ist

$$p = 300 \times 75 = 15^2 \cdot 10^2 \text{ Meterkilogramm,}$$

der Generator einer electriche Bahn müsste sonach

$$E = 1500 \sqrt{l} \text{ Volts}$$

electromotorische Kraft liefern.

Man sieht also, dass zur Betriebsführung einer electriche Bahn auf einer Strecke von nur 4 km Länge schon eine Spannung von

$$1500 \sqrt{4} = 3000 \text{ Volt}$$

erforderlich ist, eine Spannung, die gesetzlich kaum gestattet werden dürfte.

Nimmt man an, dass eine Spannung von 500 Volt das zulässige Maximum ist, da höher gespannte Ströme gefährlich und überdies schwer zu isoliren sind, so wird man zur Betriebsführung auf einer 4 km langen Bahn, mindestens

$$\frac{3000}{500} = 6 \text{ Generatoren}$$

und ebensoviele Receptoren, im Ganzen also 12 electriche Maschinen bedürfen, was gewiss nicht öconomisch ist.

Und dies ist der Grund, dass die bis jetzt ausgeführten Bahnen, welche überdies bezüglich der Leistungsfähigkeit mit

einer Vollbahn weitaus nicht in Vergleich gestellt werden können, nur äusserst kurz sind, wie dies aus der nachfolgenden Tabelle entnommen werden kann.

Name der Bahn.	Länge in Kilometer	Grösste Steigung in Min. pr. Kilom.	Fahrgeschwindigkeit in Meter per Secunde	Stromstärke in Ampere	Gesamtwiderstand in Ohm	Electromotor. Kraft des Generators in Volt
Mödling-Brühl . . .	1,5	15	5,5	40	0,7	350
Lichterfelde . . .	7,0	—	5,5	—	—	90
Beuthen	0,8	—	4,0	37	1,6	1000
Portrush	10,0	25	3,1	—	1,5	500

Aber selbst auf einer so kurzen Bahn haftet dem electriche Betriebe der Nachtheil an, dass die Dampfmaschine, welche den Generator treibt, 100, der Generator dagegen 1600 Umdrehungen per Minute macht, so wie, dass die Geschwindigkeit des Receptors, welche 1400 Umdrehungen beträgt, in einem solchen Verhältnisse auf die Räder der electriche Locomotive übertragen werden muss, dass diese nicht mehr als 200 Umdrehungen per Minute ausführen.

Wir haben sonach vom Dampfmotor auf den Generator eine Vergrösserung der Geschwindigkeit von 1:16, vom Receptor auf das Wagenrad eine Verkleinerung von 1:7 auszuführen, was gewiss zur Vereinfachung der Construction nicht beiträgt.

Berücksichtigt man das Gesagte, so wird man zu dem Schlusse gedrängt, dass einerseits das Gewicht der Accumulatoren, andererseits die Schwierigkeit der Isolation der Windungen in den Dynamomaschinen, die Schranken sind, welche gegenwärtig es nicht gestatten, dass die Electricität als Betriebskraft auf Eisenbahnen mit grösserem Verkehre mit Vortheil zur Verwendung gelangen kann.

(Zeitschrift für Electrotechnik, 1885, 4. und 5. Heft.)

Verlag von Baugärtner's Buchhandlung, Leipzig.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung:

Vorträge über Eisenbahnbau

von A. v. Kaven,

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

Unlängst erschienen:

Band VIII:

Anwendungen der Theorie der Böschungen

auf die Construction von Dämmen und Einschnitten für Strassen und Eisenbahnen und von Erdkörpern überhaupt bei einem vorgeschriebenen Sicherheitsgrade. Mit einer Theorie der Böschungen und zahlreichen practischen Beispielen.

Gr. 8. Brosch. Mit einem Atlas von 26 Tafeln in Folio. Preis 12 Mark.

Nach längerer Unterbrechung giebt der Herr Verfasser mit diesem Band, dessen völlig neue Forschungsergebnisse die allgemeinste Aufmerksamkeit erregen werden, eine Fortsetzung seiner in den Fachkreisen geschätzten Vorträge. Die früher erschienenen Bände sind:

I. Disposition von Brücken und praktische Details. 20 Tafeln mit eingeschriebenem Text. Fol. 6 Mark.

II. Stützmauern und Steinbekleidungen. Text in gr. 8 mit Atlas von 7 Tafeln in Folio. 4 Mark.

III. Traciren von Eisenbahnen. 30 Tafeln nebst Text. Folio. 10 M. „Dem Werke kann mit vollem Rechte nachgerühmt werden, dass es bis jetzt in seiner Weise einzig und allein den gewählten Stoff behandelt und beherrscht.“

Mitth über Gegenst. d. Artillerie- u. Geniewesens. Wien.

IV. Vorarbeiten zu Eisenbahnen. Text mit 5 Tafeln. Folio. 8 M.

„Diese Publicationen gehören zu den besten Producten der technischen Literatur. Sie sind sämmtlich mit umfassender Sachkenntniss als Resultat langjähriger Erfahrung und eingehenden Studiums geschrieben, zeichnen sich durch Schärfe des Urtheils und objective Kritik aus, und stehen stets auf dem neuesten Standpunkt der Wissenschaft und Praxis.“

Zeitschrift des Hannov. Architektenvereins.

V. Erdarbeiten bei Eisenbahnen. 37 Taf. mit Literaturbericht. 12 M.

„Wie alle von Kaven'schen Werke ist auch dieses mit der grössten Sachkenntniss verfasst, giebt das vorhandene Beste durch mit Maassen versehene Skizzen und einen kurz, klar und präcise gefassten erläuternden Text wieder, und wird somit für jeden Ingenieur zu dem handlichsten und vollständigsten Nachschlagebuch, welches unsere Literatur besitzt.“

Organ für Eisenbahnwesen.

VI. Traciren und Projectiren von Eisenbahnen. Mit 3 Figurentafeln. Gr. 8. 6 Mark.

„Das Werk giebt einen vollständigen Ueberblick über alles bei der Projectirung von Eisenbahnen Erforderliche und Beachtenswerthe, und steht in unserer Literatur ganz einzig da.“

Organ für Eisenbahnwesen.

VII. Baustatistik einer ausgeführten Eisenbahn. Text gr. 8 mit Atlas von 16 Tafeln in Folio. 8 Mark.