

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XVII. Band.

6. Heft. 1880.

Schienenbefestigung auf eisernen Querschwellen (System Kecker).

(Hierzu Fig. 4–9 auf Taf. XXVI.)

Gestützt auf langjährige praktische Erfahrungen habe ich eine Befestigungs-Methode für Schienen auf eisernen Querschwellen construirt, welche bei möglichster Einfachheit allen an eine derartige Befestigung zu stellenden Anforderungen genügen dürfte.

Es kann von keiner Seite bestritten werden, dass es von grossem Vortheil ist, für sämtliche Spurweiten eine nach ein und derselben Schablone gelochte Querschwelle verwenden zu können. Die Lochung der Querschwelle wird derart schlitzförmig bewirkt, dass neben den Schraubenbolzen, deren Muttern den Schienenfuss mittelst Unterlagsplatten an die Schwelle pressen, noch Futterstücke eingeschaltet werden können, welche gleichzeitig dazu dienen den Unterlagsplatten auf der entgegengesetzten Seite als Stützpunkt zu dienen, sowie durch ihre verschiedene Stärke die Erweiterung zu bewirken. Jede Querschwelle erhält in angemessenen Entfernungen symmetrisch zur Mitte der Schwelle 4 Schlitzlöcher von 50^{mm} Länge und 21^{mm} Breite zur Aufnahme der Schienenbefestigungsbolzen. (Siehe Fig. 4 und 5 Taf. XXVI.) Diese Bolzen (Fig. 7 und 8 Taf. XXVI) haben eine Stärke von 20^{mm} und sind so geformt, dass sie sowohl beim Montiren des Oberbaues, als auch beim Auswechseln einzelner Bolzen von oben in die Schlitzlöcher gesteckt werden können.

Namentlich beim Auswechseln der Bolzen dürfte es ein nicht zu unterschätzender Vortheil sein, dass der Kies nicht gerade an der Stelle unter der Schwelle entfernt werden muss, wo er am meisten zu tragen hat, die vielleicht sehr gut gebettete Schwelle vielmehr ungestört in ihrer Lage verbleiben kann. Der Kopf des Schraubenbolzens ist daher flach geformt, so dass er durch den Schlitz der Schwelle gesteckt werden kann.

Um eine selbstthätige Drehung zu verhindern, hat der sonst cylindrische Bolzen oberhalb des Kopfes einen vierkantigen Ansatz, dessen Länge gleich der Dicke der Schwelle plus der Dicke des Schienenfusses gewählt ist, so dass die Berührung zwischen Schienenfuss und Bolzen in einer Fläche stattfindet. — Beim Einbringen muss daher der Bolzen so tief in den Schlitz gesteckt werden, dass der runde Theil desselben

die Drehung um eine Viertelwendung gestattet, worauf er in die Höhe gezogen und gegen den Fuss der Schiene gedrückt wird. — Der offen gebliebene Theil des Schlitzes wird alsdann durch ein T-förmiges Schlussstück (Fig. 9 Taf. XXVI) ausgefüllt, und durch eine über den Bolzen gestreifte quadratische Unterlagsplatte von 50^{mm} Seite, welche sich auf Schienenfuss und T-förmiges Schlussstück legt und durch die Bolzenmutter festgedrückt wird, erfolgt dann die Befestigung der Schiene auf der Schwelle.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass in stark befahrenen Curven, wenn der Fuss der Schiene gegen einen cylindrischen Bolzen drückte, schon nach 3 Monaten eine Abnutzung der Bolzen bis zu 3 und 4^{mm} stattgefunden hatte, um welche der Bolzen geschwächt und die Spur erweitert worden war. Dieser Abnutzung wird dadurch möglichst entgegengewirkt, dass der Schienenfuss gegen eine Fläche gleich der Stärke des Bolzens drückt.

Dadurch nun, dass hinter den Schienenbefestigungsbolzen T-förmige Schlussstücke von verschiedenen Stärken gebracht werden, ist man in der Lage innerhalb der durch das Bahn-Polizei-Reglement vorgesehenen Grenzen, jede beliebige Spurweite herstellen zu können. Die grösste nach dem Bahn-Polizei-Reglement zulässige Spurerweiterung beträgt 30^{mm}; ich habe daher für die normale Spurweite Schlussstücke von 10 und 25^{mm} Stärke angenommen und die Lage der Schlitzlöcher so gewählt, dass, wenn die 10^{mm} starken Schlussstücke innerhalb der beiden Schienen eines Gleises gesteckt werden, die 25^{mm} aber in die äusseren Schlitzlöcher, man die normale Spurweite von 1,435^m erhält; werden dagegen die Einsatzstücke umgekehrt eingebracht, so erhält man die grösste zulässige Spurerweiterung von 30^{mm}. — Je nachdem man nun den Uebergang von einer Spurweite zu einer anderen mehr oder minder schnell bewerkstelligen will, würde man die zwischen den vorstehend angegebenen Grenzen liegenden Stärken der T-Stücke zu wählen haben.

Angenommen man liesse die Stärke derselben um je 3^{mm} zunehmen, so würden erforderlich sein:

6 Stück und zwar von 10, 13, 16, 19, 22 und 25^{mm} Stärke.

Mit diesen Stärken liesse sich der Uebergang von der Normalspur zur grössten zulässigen Erweiterung zunächst in der Art bewerkstelligen, dass man die inneren Einsatzstücke um je 3^{mm} zunehmen, und die äusseren in demselben Maasse abnehmen lässt und hätte alsdann bereits auf der fünften Schwelle die volle Erweiterung; eine Anordnung, welche sich für den krummen Strang von Weichen sehr empfiehlt.

Mit denselben Einsatzstücken liesse sich jedoch dieselbe Zunahme der Spurweite bis zur Maximalbreite auf die doppelte Anzahl von Schwellen vertheilen, sofern man die inneren T-Stücke anordnet wie folgt:

10—13—13—16—16—19—19—22—22—25—25

10—10—13—13—16—16—19—19—22—22—25.

Die äusseren T-Stücke würden selbstverständlich in demselben Verhältniss abnehmen, so dass die Summe der Stärke der T-Stücke, welche bei Befestigung einer Schiene zur Verwendung kommen, stets 35^{mm} beträgt.

Die Zunahme der Spurerweiterung beträgt in diesem Falle von Schwelle zu Schwelle 3^{mm}, in ersterem 6^{mm}.

Die Anwendung der T-förmigen Schlussstücke bietet aber ausserdem den Vortheil, dass Arbeitsfehler beim Lochen der Querswellen, welche selbst bei der gewissenhaftesten Ueberwachung der Arbeit nicht ausbleiben, mit geringen Kosten ausgeglichen werden können, indem entsprechend stärkere oder schwächere Einsatzstücke zur Verwendung kommen. — Namentlich aber kann jede im Laufe der Zeit durch Abnutzung der gegeneinander reibenden und drückenden Flächen der Schienen und Befestigungsmittel etc. eintretende Spurerweiterung durch Einbringung stärkerer T-Stücke aufgehoben und die normale bzw. durch das Reglement vorgeschriebene Spurweite wieder hergestellt werden.

Um die Stärke der einzelnen T-Stücke jederzeit mit Zuverlässigkeit erkennen zu können empfiehlt es sich dieselbe bei Anfertigung der Schlussstücke mit einzustanzen.

Langjährige Beobachtungen haben mir ferner die Ueberzeugung verschafft, dass nicht zu dicke Unterlagsplatten, welchen noch eine gewisse Federkraft innewohnt, die Schraubenmüttern fester halten als dickere, starre Platten, bei denen die erlittenen Erschütterungen sich den Schraubenmüttern mittheilen und diese veranlassen sich zu lockern. — Die Stärke dieses Constructionstheiles ist daher zu 5^{mm} angenommen worden und würde es sich empfehlen, dieselben aus Stahlblech anzufertigen.

Nachdem einzelne eiserne Querswellen, auf denen die Schienen nach dem vorstehend angegebenen System befestigt waren, circa 6 Jahre im Gleise gelegen hatten, wobei sich die Befestigungsmethode durchaus bewährte, indem weder ein Lockern der Schraubenmüttern bemerkt, noch eine Spurerweiterung durch Abnutzung constatirt werden konnte, hat die Kaiserliche General-Direction der Reichsbahnen in Elsass-Lothringen im Laufe des vorigen Jahres die versuchsweise Einlage einer grösseren Anzahl eiserner Schwellen mit verschiedenen Befestigungsmethoden beschlossen, welche nunmehr seit November 1879 im Gleise liegen. Die an dieser Versuchsstrecke gemachten Erfahrungen haben die Voraussetzungen, von denen

bei Construction vorstehender Befestigungs-Methode ausgegangen, in jeder Hinsicht bestätigt.

Namentlich hat die federnde Unterlagsplatte den gehegten Erwartungen durchaus entsprochen und ist durch dieselbe ein günstigeres Resultat erzielt worden, als durch die bekannten Krepplplättchen, mit welchen ein nebenliegendes System versehen ist, was man beim Befahren der Strecke durch das Gehör deutlich wahrnehmen kann.

Ohne auf eine specielle Vergleichung der einzelnen Befestigungs-Systeme einzugehen, erlaube ich mir nur hervorzuheben, dass die in Vorschlag gebrachte Methode gestattet: eine einheitlich und symmetrisch gelochte Querschwellen für sämtliche Spurweiten in Anwendung zu bringen.

Einheitlich sind ferner:

der Befestigungsbolzen mit Mutter

und die federnde Unterlagsplatte.

Veränderlich sind nur:

die T-förmigen Schlussstücke.

Es ist bereits Eingangs erwähnt, dass mit 6 Sorten von Einsatzstücken innerhalb der durch das Reglement gestatteten Grenzen

11 verschiedene Spurweiten incl. der normalen hergestellt werden können, wobei dieselben von 3 zu 3^{mm} zunehmen und eine Spurerweiterung bis zu 30^{mm} erzielt werden kann. — Ein Resultat, welches seither bei keiner anderen Befestigungsmethode erreicht worden ist.

Nach einer hier vorliegenden Zeichnung des bei der Bergisch-Märkischen Eisenbahn gebräuchlichen Querswellen-Oberbaues mit Keil-Befestigung sind beispielsweise ausser dem einheitlichen Keil und Gegenkeil

10 Sorten von Einsatzstücken

erforderlich, um von 3 bis 4^{mm} zunehmend

5 verschiedene Spurweiten

zu erzielen, wobei nur eine Maximal-Spurerweiterung von 13^{mm}

erreicht wird, während bei dem von mir in Vorschlag gebrachten System dasselbe Resultat mit

3 Sorten Schlussstücken

erreicht würde. — Dabei hat das Bergisch-Märkische System eine zwar einheitlich aber unsymmetrisch gelochte Querschwellen.

Die Gewichtsverhältnisse des diesseitigen Systems stellen sich ebenfalls sehr günstig.

Für eine Querschwellen sind erforderlich:

4 Stück Befestigungsbolzen à 0,306 = 1,224 Kilogr.

4 « Unterlagsplatten à 0,084 = 0,336 «

4 « Einsatzstücke mit zusammen 0,472 «

12 Stück im Gesamtgewicht von 2,032 Kilogr.

wobei die einzelnen Stücke von der denkbar einfachsten Form sind, während bei der vorerwähnten Keilbefestigung für denselben Zweck erforderlich wären . . . 2,458 Kilogr. also circa 20% mehr.

Das Auswechseln einer Schiene, von 6,50^m Länge auf 7 Querswellen mit 14 Bolzen befestigt, durch 4 Mann erfordert nur eine Zeit von

8 Minuten,

so dass das in Vorschlag gebrachte Befestigungs-System als das einfachste, billigste und allen Anforderungen genügende wohl empfohlen werden kann.

Es sei noch erwähnt, dass diese Methode sich auch für die Befestigung von Schienen auf Langschwellen verwenden lässt, wodurch es möglich wird für sämtliche Curven die für die gerade Strecke gelochten Langschwellen zu verwenden.

Schliesslich erlaube ich mir noch darauf aufmerksam zu machen, dass bei eisernen Schienen das vorliegende System sehr geeignet ist, der Längenverschiebung der Schiene entgegen zu wirken, indem der Befestigungsbolzen in die entsprechend breit zu machende Einklinkung eintreten und den Längenschub direct aufnehmen kann, während das T-förmige Schlussstück um die Tiefe der Einklinkung dicker zu wählen wäre.

Bei stählernen Schienen, welche ein Einklinken nicht ver-

tragen, kann die vielfach gewählte Methode das Wandern der Schienen dadurch zu vermeiden, dass die Stosslaschen sich gegen das Schienenbefestigungsmaterial stützen, diesseits nicht empfohlen werden, da dasselbe dadurch in einer Weise in Anspruch genommen wird, für welche es nicht construirt ist.

Es wird daher diesseits in Vorschlag gebracht, bei Einführung von eisernem Querschwellensystem die Längenverschiebung der Schiene durch die Querschwelle selbst, welche zu diesem Zwecke mit einem besonderen Ansatz zu versehen wäre, aufnehmen zu lassen und die äussere Lasche bis unter den Fuss der Schiene hinunter greifen zu lassen, wie dieses in Fig. 6 auf Taf. XXVI skizzirt ist.

Metz, im Juli 1880.

Kecker,
Kais. Eisenbahn-Betriebs-Inspector.

Hobelmaschine für Eisenbahnschwellen

(Deutsches Reichs-Patent)

vom Betriebs-Inspector **Schubert** und Fabrik-Director **A. Behnisch** zu Görlitz, mitgeteilt vom Ersteren.

(Hierzu Fig. 1—3 auf Taf. XXVI.)

Die Herstellung der, zur Erzielung der nach §. 15 der technischen Vereinbarungen erforderlichen Neigung der Schiene, nöthigen geneigten Auflagerfläche wird bei hölzernen Schwellen entweder mittelst Kappen derselben mit dem Dechsel oder unter Anwendung einer Handhobelmaschine bewirkt.

Beide Methoden lassen bezüglich ihrer Leistungsfähigkeit, sowie vor Allem der sauberen und genauen Ausführung, Manches zu wünschen übrig. Gelegentlich der vor mehreren Jahren vom Verfasser erbauten der Firma Rütgers gehörigen Schwellen-Tränkungsanstalt zu Görlitz entstand der Gedanke mit derselben eine Hobelmaschine zu verbinden, deren Leistungsfähigkeit so gross sei, dass die auf der Anstalt so wie so beschäftigten Arbeiter, während der Zeit, in welcher in dem Imprägnierungskessel die Luftleere gehalten wird, die Dampfmaschine mithin rasch arbeitet und die Arbeiter keine hinreichende Beschäftigung haben, die für die folgende Campagne nöthigen Schwellen gehobelt würden. Unter Anrechnung der Zeit, während welcher nach Füllung der Kessel mit Lauge auch die Druckpumpen noch rascher gehen können, ergab sich die erforderliche Leistung für die Hobelmaschine zu 200 Stück Schwellen pro Stunde.

Die in Folgendem beschriebene und auf Taf. XXVI Fig. 1—3 dargestellte Maschine hat nach längerem Gebrauch nicht allein die gestellten Anforderungen erfüllt, sondern insofern übertroffen, als die Leistung derselben noch wesentlich gesteigert wird, so dass durchschnittlich pro Stunde 250 Stück Schwellen gehobelt werden.

Zur Beschreibung der Maschine übergehend stellt Fig. 1 Taf. XXVI die Seiten-, Fig. 2 die Vorderansicht, Fig. 3 den Grundriss dar.

An den Enden der horizontal liegenden Welle *w*, welche doppelt gelagert, durch den Riemen *r* resp. die Riemenscheibe *r'*

eine Geschwindigkeit von 1500 Touren erhält, befinden sich zwei Messerköpfe *m*, welche auf einem quadratischen durch Aufschiebflinge innerhalb gewisser Grenzen zu verlängernden Aufsätze je vier um 90° versetzte einfache Hobeisen tragen. Dieselben sind ausgeschlitzt und können somit bei fortschreitender Abnutzung vorgeschoben resp. stets genau eingestellt werden. Zu beiden Seiten der Hobeisen, die je nach der Neigung, welche die gehobelten Flächen erhalten sollen (1:16 bis 1:20) geschliffen sind, befinden sich Kreissägen, welche ein Geringes über die Messer vorstehend, das seitliche Abschneiden der Holzfasern bewirken.

Die Möglichkeit, die Messer innerhalb bestimmter Grenzen beliebig breit zu wählen, macht die Maschine unabhängig von der Breite der gewünschten Hobelung und bedarf es nur verschiedener Satz Messer um die Schwellen entweder nur für die Breite des Schienenfusses oder für Anwendung von Unterlagsplatten zu bearbeiten. Desgleichen kann die Neigung der Auflagerflächen variirt werden, ebenso wie man zur Erlangung der für scharfe Curven erwünschten steileren Hobelungen für die innere Schienenreihe nur die Messer des einen Messerkopfes, wie gewünscht (1:8—1:15) zu schleifen braucht.

Die Wellenlager befinden sich an einem gemeinschaftlichen Schlitten *S*, welcher durch die Gewichte *g* abbalancirt, vermittelst der Zahnstangen *z* und der dahinter liegenden auf Welle *v* festsitzenden Zahnräder *z'* durch Drehung des Kreuzes *k* durch einen Arbeiter leicht gehoben und gesenkt werden kann. Parallel der Welle *w* wird die Eisenbahnschwelle *p* mit der zu behobeln Fläche an die Eisenschienen *l* angelegt, und sind Letztere so angebracht, dass die Hobelung genau die erforderliche Tiefe erhält. Die Schwellen werden entweder durch hinter denselben eingeschlagene Keile *o* (Fig. 1) fest eingekeilt, oder, was meistens genügt, durch den seitlich

stehenden Arbeiter festgehalten. Die Maschine arbeitet wie folgt:

Die Welle *w* wird zunächst so tief gestellt, dass durch das Einlegen der Schwellen die Sägen und Messer nicht beschädigt werden. Nachdem alsdann die Schwelle eingesetzt und befestigt ist, bewegt ein Arbeiter durch Drehung des Kreuzes *k* langsam die mit etc. 1500 Touren rotirende Welle *w* nach oben, wodurch das Hobeln der Schwelle durch die Messerköpfe *m* besorgt wird.

Der Umstand, dass die Schwellen durch die in unmittelbarer Nähe der Messerköpfe befindlichen Eisen *l* zu Ersteren eine genaue, selbst durch etwa krumme Schwellen nur unwesentlich veränderliche Lage bekommen, sichert die Erlangung einer stets gleich tiefen und guten Auflagerfläche.

Die Arbeit des Hobelns geht rasch und leicht von Statten,

und ist die Maschine im Stande, bei einer Bedienung von 3 Mann excl. derjenigen, welche das Ab- und Zutragen der Schwellen besorgen, pro Stunde 250—300 Stück Schwellen vorschriftsmässig und sauber zu bearbeiten.

Da stets nie mehr Schwellen gehobelt werden, als die nächste Campagne erfordert, die Maschine aber zwischen zwei Gleisen placirt ist, deren eines die ungehobelten Schwellen heranschafft, während auf dem anderen die gehobelten Schwellen sofort auf die Imprägnirwagen verladen werden, so ist an Zeitausnutzung und Concentrirung der Arbeitsstelle das Mögliche geleistet.

Die »Actien-Gesellschaft Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei zu Görlitz« hat die Ausführung der Maschine übernommen.

Neues Compound-System für Locomotiven.

Vom Regierungs-Maschinenmeister von **Borries** in Hannover.

(Hierzu Fig. 9—13 auf Taf. XXV.)

Nachdem durch den Aufsatz des Herrn **Schaltenbrand** im Organ 1879 S. 119 u. f. und denjenigen des Herrn **Freytag** daselbst Jahrgang 1880 S. 25 u. f. das Interesse der Eisenbahn-Maschinentechniker für die Anwendung des sogenannten Compound-Systems bei Locomotiven erregt worden, glaube ich auf die Zustimmung der Herren Collegen rechnen zu dürfen, wenn ich mir erlaube, denselben nachstehend eine Beschreibung des von mir entworfenen Compound-Systems für Locomotiven zu geben; besonders, da sich bereits zwei Locomotiven für die Hannoversche Staatsbahn nach diesem System in Ausführung befinden, und diese wohl die ersten Compound-Maschinen sein dürften, welche auf einer, dem Verein deutscher Eisenbahn-Verwaltungen angehörenden Bahn, verkehren werden.

Um folgerichtig zu verfahren, beginne ich mit einer Kritik des **Mallet'schen**, als des einzigen, bislang an Locomotiven zur Anwendung gelangten Compound-Systems. Ich nehme an, dass dasselbe den Lesern dieser Zeitschrift aus den oben citirten Aufsätzen bekannt sei.

I. Kritik des **Mallet'schen** Systems.

Obgleich das **Mallet'sche** System höchst sinnreich erdacht und namentlich die Schwierigkeit des Anfahrens bei demselben in einer durchaus zuverlässigen Weise überwunden ist, so haften doch gerade dem Princip dieses Systems, dass nämlich sowohl nach dem gewöhnlichen, als auch dem Compound-System gearbeitet werden kann, verschiedene Nachtheile an, welche nur gleichzeitig mit demselben aufgegeben werden können.

Betrachtet man zunächst die Dampfwirkung im kleinen Cylinder während der Compound-Arbeit, so ergiebt sich, dass bei Beginn der Compression sich Dampf von höherer Spannung, nämlich derjenigen des Receivers, vor dem Kolben befindet; soll daher die Spannung am Ende der Compression nicht diejenige des eintretenden Dampfes erheblich übersteigen, so darf

der Abschluss des Ausströmungskanales erst viel später, als bei anderen Locomotiven erfolgen, woraus sich für alle Coulissen-Steuerungen negative innere Ueberdeckungen ergeben; ja es zeigt sich bei näherem Eingehen auf die Sache, dass dies Mittel noch nicht ausreicht, sondern dass man sogar im kleinen Cylinder den schädlichen Raum grösser als gewöhnlich herstellen muss. Diese Verhältnisse müssen beim Arbeiten nach dem gewöhnlichen System recht ungünstig auf den Dampfverbrauch einwirken.

Ferner bietet die Steuerung dem Locomotivführer Gelegenheit zur willkürlichen relativen Verstellung der Expansionsgrade in beiden Cylindern; es ist daher mindestens unwahrscheinlich, dass derselbe die Steuerung stets auf die vortheilhafteste Weise reguliren wird.

Auch wird der Führer oft nicht wissen, ob er im vorliegenden Fall besser nach dem gewöhnlichen, oder nach dem Compound-System arbeiten soll. Der Hauptnachtheil liegt aber augenscheinlich in dem Constructions-Princip selbst und besteht eben darin, dass gerade bei den stärksten Kraftleistungen der Maschine, bei dem grössten Dampfverbrauch, wenn also eine Dampfersparniss am wichtigsten ist, nicht nach dem Compound-, sondern nach dem gewöhnlichen System gearbeitet werden soll, wobei der eben erörterten ungünstigen Steuerungsverhältnissen und des Abspannens wegen nothwendig mehr Dampf als bei einer gewöhnlichen Maschine verbraucht werden muss.

Thatsächlich haben denn auch diejenigen **Mallet'schen** Maschinen, welche viel nach dem gewöhnlichen System arbeiten mussten, bezüglich der Brennmaterialersparniss kein günstiges Resultat erzielt.

Bezüglich der praktischen Verwendung dieses Systems ist zu bemerken, dass der Vertheilungsschieber ein Bestandtheil ist, welcher an anderen Locomotiven nicht vorkommt und welcher an grossen Locomotiven, wie schon Herr **Freytag** am

oben genannten Orte bemerkte, mit seinen weiten Rohrleitungen unbequeme Dimensionen annehmen wird.

Das Verstellen des Vertheilungsschiebers, nachdem der Zug in Gang gebracht und das darauf folgende Reguliren der Steuerung für das Compound-System, sowie das Zurückstellen beider vor Ankunft auf jeder Station sind Manipulationen, welche an gewöhnlichen Locomotiven nicht vorkommen.

Da der Abspanner die Einströmung in den grossen Cylinder, der Gegendampfbremse wegen, nie ganz verschliessen kann, so wird, da die verbleibende Oeffnung immerhin einige Quadrat-Centimeter gross sein muss, das Triebwerk des grossen Cylinders nicht nur stets während der Benutzung der Gegendampfbremse, sondern gelegentlich auch beim Anfahren dem vollen Dampfdruck ausgesetzt sein, also auch auf diesen berechnet werden müssen. Es werden also diese Triebwerktheile schwerer als gewöhnlich ausfallen, wodurch die von Herrn Freytag bemerkten Uebelstände, nämlich ungünstige Wirkung auf Zapfen, Reifen und Schienen, sowie event. Stösse infolge zu spät erfolgenden Druckwechsels auf die Zapfen, eintreten werden. Letzterer Uebelstand kann übrigens durch eine geeignete Handhabung der Steuerung vermieden werden.

Die Bedingungen für die beste Construction einer Compound-Locomotive können nach dem Besprochenen wie folgt zusammengefasst werden.

- 1) Die Maschine soll überhaupt nur nach dem Compound-System arbeiten, um die Vortheile desselben voll auszunutzen.
- 2) Die alsdann erforderliche Einrichtung für das Anfahren, soll möglichst einfach in Construction und Handhabung sein.
- 3) Die Steuerung muss derart angeordnet sein, dass für bestimmte Füllungsgrade im kleinen Cylinder stets die passenden Füllungen im grossen Cylinder selbstthätig zur Anwendung gelangen und jede Willkür der Führer in dieser Beziehung ausgeschlossen ist.

Diesen Bedingungen wird durch das nachstehend beschriebene, von mir entworfene Compound-System für Locomotiven entsprochen.

II. Beschreibung des Compound-Systems des Verfassers.

Das Dampf einströmungsrohr führt den Dampf vom Kessel nur nach dem kleinen Cylinder, von wo derselbe nach theilweiser Expansion durch das in der Rauchkammer gelegene Zwischenrohr (Receiver) in den grossen Cylinder gelangt, um nach weiterer Expansion daselbst durch das Blasrohr in den Schornstein zu entweichen. Die Dampfleitung ist also nicht complicirter, wie bei jeder anderen Locomotive und so angeordnet, dass die Maschine nur nach dem Compound-System arbeiten kann.

Die Vorrichtung zum Ingangbringen der Maschine ist mit dem gewöhnlichen Dampf-Regulator combinirt und besteht lediglich aus einem im Letzteren angebrachten kleinen Kanale und einer nur etwa 20^{mm} weiten Rohrleitung, durch welche bei gewissen Stellungen des Regulatorschiebers Dampf in den Receiver gelangt.

Dieser Regulator ist in Fig. 9—11 Taf. XXV schematisch dargestellt und unterscheidet sich von der in Deutschland gewöhnlichen Construction nur darin, dass der kleine Kanal a angebracht ist, welcher durch die Rohrleitung b mit dem Receiver verbunden ist; in dem unteren »grossen« Regulatorschieber m und in dem oberen »kleinen« n sind gleichfalls Kanäle c, d derart angebracht, dass bei geöffnetem kleinen und geschlossenem grossen Regulatorschieber Dampf aus dem Kessel in den Receiver gelangt.

Beim Anfahren öffnet nun der Führer, wie gewöhnlich zunächst den kleinen Schieber n, wodurch derselbe aus der Ruhestellung Fig. 9 in die Stellung Fig. 10 gebracht wird; nunmehr strömt Dampf durch die Kanäle d, c, a in den Receiver, wo derselbe aber ein grosses Volumen vorfindet und wegen des engen Querschnitts des Kanales a erst allmählich an Spannung zunimmt. Gleichzeitig strömt aber auch durch den grösseren Kanal e e und das Einströmungsrohr Dampf in den Schieberkasten des kleinen Cylinders, wo derselbe ein kleines Volumen auszufüllen hat und demnach schneller Spannung erhält.

Bei angemessener Wahl der Querschnitte der Kanäle a und e wird demnach sogleich derselbe Spannungszustand des Dampfes in den verschiedenen Räumen hergestellt, welcher während der Fahrt herrscht, so dass sich die Maschine bei jeder Kurbelstellung in Bewegung setzen muss. Sobald das geschehen ist öffnet der Führer, wie gewöhnlich den Regulator weiter, wodurch der grosse Schieber m bewegt, der Kanal a abgeschlossen und die grossen Einströmungskanäle geöffnet werden; die Schieber befinden sich also während der Fahrt in der Stellung Fig. 11.

Das Constructions-Princip dieses Regulator, welches wie gesagt darin besteht, dass beim Anfahren in der Haupteinströmungsleitung und dem Receiver ähnliche Dampfspannungsverhältnisse, wie während der Fahrt hervorgebracht werden, ist wie ersichtlich von dem Mallet'schen System grundsätzlich verschieden und dem Compound-System angepasst, während Mallet für das Anfahren auf das gewöhnliche System zurückgriff.

Bei kleinen Maschinen, an welchen ein doppelter Regulatorschieber überflüssig ist, kann der Kanal a auch so angebracht werden, dass derselbe nur bei ganz geöffnetem Schieber frei wird, so dass der Handhebel event. beim Anfahren in die äusserste Stellung gebracht werden muss; doch kann bei dieser Anordnung kein so sanftes Anziehen des Zuges, wie bei der erst beschriebenen Construction stattfinden, dieselbe ist daher mit Vorsicht anzuwenden.

Construction der Steuerungs-Vorrichtung. Hier ist zunächst festzustellen, welcher Füllungsgrad im grossen Cylinder einem jeden Füllungsgrad im kleinen Cylinder entspricht.

In dieser Beziehung ist zunächst erforderlich, dass der Uebertritt des Dampfes aus dem kleinen in den grossen Cylinder ohne Druckverlust erfolge, d. h. dass der, aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf im Receiver, Dampf von gleicher Spannung vorfinde. Eine Spannungsänderung bei diesem

Uebertritt würde immer einen Verlust verursachen, da man die dabei entwickelte Wärme nur zum geringsten Theile nutzbar machen kann.

Ferner ist es namentlich für die stärkeren Füllungsgrade sehr wünschenswerth, dass die Arbeitsleistung in beiden Cylindern nahezu gleich sei, damit eine volle Ausnutzung der Adhäsion der Triebräder stattfinden kann und die Abnutzung des Triebwerkes auf beiden Seiten gleich sei.

Berücksichtigt man, dass bei allen Coulissensteuerungen die Compression um so früher beginnt, je kleiner die Füllung wird, so ergibt sich, dass das, aus dem kleinen Cylinder in den Receiver tretende Dampfquantum, um so kleiner sein wird, je kleiner der Füllungsgrad daselbst ist, je mehr Dampf also durch die Compression zurückgehalten wird; da nun, um die erste der eben aufgestellten Bedingungen einzuhalten, der grosse Cylinder dasselbe Dampfquantum aufnehmen muss, welches der kleine abgibt, so ist ersichtlich, dass der Füllungsgrad im grossen Cylinder mit demjenigen im kleinen abnehmen muss.

Um auch eine gleichmässige Vertheilung der Arbeitsleistung auf beide Kolben herbeizuführen, muss man nicht nur dem kleinen Cylinder einen verhältnissmässig grossen Querschnitt, sondern auch im grossen Cylinder bei den stärksten Leistungen der Maschine etwas mehr Füllung geben, als der eben erörterten Bedingung für die beste Dampf Wirkung entspricht; denn das hierdurch bewirkte Herabziehen der Receiverspannung ist bei starken Füllungen im kleinen Cylinder das einzige Mittel, um die Druckdifferenz auf den kleinen Kolben entsprechend zu steigern. Zu einer genauen Ermittlung der zu einander passenden Füllungsgrade in beiden Cylindern ist die Construction der Diagramme unter Berücksichtigung der Grösse des Receivers und der Verhältnisse der Steuerung erforderlich, doch ergeben sich bei einem Verhältniss der Cylinderquerschnitte von 1:1,9 und einer Grösse des Receivers = dem Inhalt des grossen Cylinders die zu einander passenden Füllungsgrade wie folgt:

| | |
|-----------------------------|---------------|
| im kleinen Cylinder | 0,7—0,4—0,2 |
| « grossen « | 0,7—0,5—0,35. |

Bei Feststellung der Verhältnisse der Steuerung und der Schieber ist übrigens die grösste Vorsicht zu empfehlen, damit nicht nur die oben festgestellten Bedingungen berücksichtigt werden, sondern auch stets eine angemessene, zur Erzielung eines stossfreien Ganges nothwendige Compression in beiden Cylindern stattfindet.

Für grosse Maschinen, bei welchen eine gleiche Arbeitsleistung beider Kolben erforderlich ist, scheint das Verhältniss der Cylinderquerschnitte von 1:1,9 das beste zu sein; es ist demnach hier, der verschiedenen Füllungen in beiden Cylindern wegen, eine Steuerung mit getheilter Welle erforderlich, für welche ich, der oben ad 3) aufgestellten Constructions-Bedingung entsprechend, die nachstehend beschriebene Anordnung entworfen habe:

Auf der getheilten Steuerwelle o Fig. 12 Taf. XXV befinden sich zwei Hebel von ungleicher Länge, von denen der längere h, welcher zur Verstellung der Coulisse des grossen Cylinders dient, mittelst einer Schubstange direct mit dem

Handhebel l verbunden ist. Neben dem Handhebel l befindet sich ein kürzerer Hebel k, welcher durch eine Schubstange mit dem kurzen Hebel g auf dem anderen Stück der Steuerwelle verbunden ist und demnach zur Verstellung der Coulisse des kleinen Cylinders dient. Die Armlängen der Hebel l und k sind im Allgemeinen gleich, die Endstellungen derselben durch Knaggen am Steuerbock derart begrenzt, dass für diese Endstellungen die Hebel g und h sich decken, also beide Cylinder gleiche Füllungen erhalten. Es ist an dem Hebel l ein Zahn angebracht, mittelst dessen die beiden Hebel l, k in beiden Endstellungen gegen einander festgestellt werden können; wird dann der Hebel l nach der Mittelstellung hin verlegt, so ist ersichtlich, dass der Hebel g sich der Mittelstellung schneller als h nähert, dass also die Füllungsgrade im kleinen Cylinder schneller als im grossen abnehmen.

Es hat keine Schwierigkeit, die Hebelverhältnisse so zu wählen, dass die oben aufgeführten Füllungsgrade erreicht werden. Beim Rangiren wird der Zahn am Hebel l ganz ausgeklinkt und der Hebel k durch Ansätze, welche dessen Relativstellung gegen l begrenzen, mitgenommen und in den hier allein in Betracht kommenden Endstellungen fixirt.

Dieselbe Anordnung für Schraubensteuerung zeigt Fig. 13 Taf. XXV; der Hebel k ist hier durch ein besonderes Gleitstück ersetzt.

Die Handhabung dieser Steuerung während der Fahrt ist ersichtlich ebenso einfach, wie die der gewöhnlichen; nur vor der Abfahrt von der ersten Station hat der Führer den Zahn am Hebel l einzurücken und wenn er rangiren will, wieder zu lösen. Eine willkürliche Verstellung der Füllungen in beiden Cylindern ist ausgeschlossen. Auch die Construction ist nur wenig complicirter, wie diejenigen der gewöhnlichen Maschinen und immer noch einfacher als die früher gebräuchlichen Expansionssteuerungen.

Bei kleinen Maschinen, bei welchen man mit den Dimensionen der Cylinder weniger beschränkt ist, kann man überhaupt geringere Füllungen auch für die volle Kraftleistung und ein Verhältniss der Cylinderquerschnitte von 1:2,25 (der Durchmesser 1:1,5) anwenden. Dies Querschnittsverhältniss gestattet, in beiden Cylindern gleiche Füllungsgrade gleichzeitig anzuwenden, so dass hier eine besondere Anordnung der Steuerung nicht erforderlich ist. Obgleich diese Einrichtung nicht ganz denselben Effect wie die oben beschriebene und auch keine gleichmässige Vertheilung der Arbeit auf beide Kolben gestattet, so wird dieselbe doch in manchen Fällen der grösseren Einfachheit wegen für kleine Maschinen vorzuziehen sein.

Vergleich mit dem System Mallet. Die Hauptvorteile dieses Systems vor demjenigen von Mallet bestehen darin, dass hier die Vortheile des Compound-Systems voll ausgenutzt werden und dass dasselbe in Construction und Handhabung ungleich einfacher ist.

Um dieselbe Maximalzugkraft zu erhalten, sind hier allerdings grössere Cylinder, als bei Mallet erforderlich; es ist indess wohl anzunehmen und Herr Freytag ist der gleichen Ansicht, dass auch Herr Mallet künftig die grösseren Cylinder anwenden wird, um auch auf den stärksten Steigungen nach dem Compound-System arbeiten zu können.

Nach der Beschreibung dieses Compound-Systems gehen wir nun zur Besprechung der Anwendung desselben über.

III. Anwendung des Compound-Systems des Verfassers.

Es wird sich zunächst darum handeln, die Vorzüge des Compound-Systems gegenüber dem gewöhnlichen System festzustellen.

Ein Theil derselben ist bereits von Herrn Schaltenbrand am oben genannten Orte angegeben und eingehend begründet worden, weshalb ich mich mit der Recapitulation derselben begnüge. Diese Vorzüge sind:

- 1) Verminderung der Condensation des eintretenden und verminderte Nachverdampfung des austretenden Dampfes, also Wärmeersparniss.
- 2) Der Einfluss der schädlichen Räume und der Rücktritte ist vermindert.
- 3) Der Dampfdruck auf die Kolben ist gleichmässiger und in Folge dessen die Reibung des Triebwerkes vermindert.

Diese Vorzüge sind, vielleicht mit Ausnahme des letzten, bekannt und treten auch bei jeder Marine- oder stationären Compound-Maschine auf; speciell bei Locomotiven findet sich jedoch noch ein weiterer Vortheil des Compound-Systems, welcher so weit mir bekannt, noch nicht aufgeführt worden, aber meines Erachtens gerade von der weittragendsten Bedeutung ist.

Bekanntlich wird bei Locomotiven die Expansion mittelst der Coulissensteuerung und einfachen Schiebern bewirkt; das hat zur Folge, dass bei geringen Füllungsgraden die Ein- und Ausströmungsöffnungen nur wenig geöffnet werden, so dass bei Füllungen unter $\frac{1}{4}$, auch der Compression und der frühen Ausströmung wegen, ein ökonomischer Vortheil nicht mehr erzielt wird; andererseits werden die Dimensionen der Cylinder so gross bemessen, dass $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{3}$ Füllung auch bei voller Belastung der Maschine nicht überschritten wird. Berücksichtigt man nun, dass die Züge selten voll belastet sind und dass namentlich die volle Zugkraft nur auf den stärkeren Steigungen angewandt wird, welche meistens nur einen geringen Bruchtheil der im Ganzen durchfahrenen Strecke umfassen, so wird ersichtlich, dass die Maschinen gewöhnlichen Systems ganz überwiegend mit einer so geringen Zugkraft arbeiten, dass eine ökonomische Ausnutzung des Dampfes dabei nicht mehr stattfindet, da entweder mit den unökonomischen Füllungsgraden unter $\frac{1}{4}$, oder mit verringerter Eintrittsspannung gefahren werden muss.

Nimmt man nun bei dem Compound-System ein mittleres Querschnittsverhältniss der Cylinder von 1:2 an, so kann man mit derselben Coulissensteuerung, welche die Maschinen gewöhnlichen Systems besitzen, vortheilhaft bis zu $\frac{1}{4}$ Füllung im kleinen Cylinder, also bis zu $\frac{1}{8}$ Gesamtfüllung gehen. Da nun aus dem Besprochenen hervorgeht, dass diese ganz geringen Füllungsgrade zu ganz überwiegender Anwendung gelangen werden, so ist klar, dass hierdurch dem gewöhnlichen System gegenüber ganz erhebliche Brennmaterial-Ersparnisse erzielt werden müssen; deren Grösse indess auch ganz wesentlich von den Bahnverhältnissen abhängen wird.

Ein weiterer Vorzug des Compound-Systems dem gewöhnlichen gegenüber liegt darin, dass bei ersterem beide Schieber

zusammen nur demselben Dampfdruck, wie bei letzterem jeder einzelne, ausgesetzt sind; wodurch, da das Compound-System wesentlich grössere Schieber, wie weiter unten erläutert, nicht erfordert, die Reibung und Abnutzung sämtlicher Steuerungstheile auf etwa die Hälfte der jetzigen reducirt wird. Bei der starken Abnutzung der Schieber an den Locomotiven erscheint dieser Punkt nicht unwesentlich.

Bezüglich der Beanspruchung der Triebwerktheile des grossen Cylinders ist zu bemerken, dass der grosse Kolben bei richtiger Wahl der Kanalquerschnitte im Regulator und der Cylinderdimensionen niemals einem Dampfdruck ausgesetzt werden kann, welcher die Hälfte der Kesselspannung wesentlich übersteigt, denn beim Anfahren finden die Dampfpressungen auf die Kolben schon bei erheblich niedrigeren Spannungen in der Adhäsion der Triebräder ihre Grenze und während der Fahrt lässt die Steuerung eine höhere Receiverspannung, als angegeben, nicht zu. Es können also die sämtlichen Triebwerktheile des grossen Cylinders dieselben Dimensionen, wie die des kleinen Cylinders und wie bei den Maschinen gewöhnlichen Systems erhalten, womit die Bedenken, welche Herr Freytag der Massenwirkungen wegen, gegen das Mallet'sche System erhebt, für das hier behandelte System als beseitigt anzusehen sind. Die Gleichheit der Triebwerktheile auf beiden Seiten ist für die Praxis von grossem Werthe, da andernfalls der Bestand an Reservestücken gar zu gross sein müsste.

Es dürfte nach dem Besprochenen klar sein, dass sich das Compound-System des Verfassers für die praktische Anwendung an Locomotiven eignet.

Es bleiben nunmehr noch einige Fragen zu erörtern, welche bei dem Entwerfen einer Locomotive nach diesem System ihre Erledigung finden müssen. Die wichtigste dieser Fragen ist wohl diejenige nach der

Grösse der Cylinder.

Da nach dem oben Besprochenen der Hauptvorteil des Compound-Systems bei Locomotiven darin besteht, dass die dabei möglichen geringen Füllungsgrade überall da zur Anwendung gelangen, wo die Maschine nicht mit voller Zugkraft arbeitet, so kann für die Ausübung der Maximalzugkraft ein Gesamtfüllungsgrad angenommen werden, welcher nicht wesentlich geringer ist, als bei den Maschinen gewöhnlichen Systems; man erhält auf diese Weise Cylinder von angemessener Grösse, welche sich noch gut ausführen lassen und welche für die Ausübung der durchschnittlichen Zugkraft eine volle Ausnutzung der Expansion gestatten.

Herr Freytag rechnet am oben genannten Orte stets mit der Maximalzugkraft und gelangt in Folge dessen zu Cylinderdimensionen, welche einerseits kaum noch ausführbar sein dürften, andererseits aber auch zu gross sind, um bei der überwiegend zur Anwendung gelangenden mittleren Zugkraft das Fahren mit voller Eintrittsspannung möglich zu machen.

Es ergibt sich, dass man das Volumen des grossen Cylinders nur um 10—15 % grösser machen soll, als das Volumen beider Cylinder des gewöhnlichen Systems; wobei sich der genannte Procentsatz auf die Mehrleistung des Dampfes in der Compound-Maschine bezieht. Es ist hierbei vorausgesetzt,

dass die betreffenden Maschinen gewöhnlichen Systems Cylinder von angemessenen Dimensionen besassen, d. h. ihre Maximalzugkraft schon bei etwa $\frac{3}{10}$ — $\frac{4}{10}$ Füllung erreichten.

Bei dem Entwerfen einer Compound-Maschine für Personen- und Schnellzüge wird man immer nach dieser Regel zu verfahren haben, da hier genaue Rechnungen, wegen der nicht genügend bekannten Zugwiderstände, unmöglich sind. Uebrigens wird man die Dampfspannung stets zu 12 Atm. festsetzen, da bei der Compound-Maschine dieser Dampfdruck eine angemessene Ausnutzung findet, ohne dass die sonst damit zusammenhängenden Uebelstände eintreten. Man gelangt hiernach für Personenzug-Maschinen zu angemessenen Dimensionen, wenn man den kleinen Cylinder gleich demjenigen der Maschine gewöhnlichen Systems, den grossen aber mit dem 1,9 fachen Querschnitt des kleinen ausführt. Bei den üblichen Dimensionen ergeben sich hiernach folgende Cylinderdurchmesser:

| | | | |
|------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| kleiner Cylinder . . . | 380 ^{mm} | 400 ^{mm} | 420 ^{mm} |
| grosser „ . . . | 520 ^{mm} | 550 ^{mm} | 580 ^{mm} |

Bei Güterzug-Locomotiven findet man für die gleichen Adhäsionsgewichte auf verschiedenen Bahnen Cylinder von recht verschiedener Grösse angewandt, so dass es doch erforderlich scheint, in diesem Fall die Dimensionen der Compound-Cylinder durch Rechnung zu ermitteln.

Der grösste Gesamtfüllungsgrad, welcher während der Fahrt bei der Compound-Maschine zur Anwendung kommen darf, ist 0,25—0,3, bei einem Querschnittsverhältniss der Kolben von 1:1,9 einer Füllung von 0,48—0,57 im kleinen Cylinder entsprechend, damit immer noch eine angemessene Reserve verbleibt. Man kann hiernach für die Rechnung den mittleren Dampfdruck p_n hinter dem grossen Kolben für die Ausübung der Maximalzugkraft zu 0,55 des Kesselüberdruckes annehmen, wonach sich der Durchmesser d des grossen Cylinders aus der Formel:

$$d^2 = 2 \cdot \frac{Z_m \cdot D}{p_n \cdot l}$$

ergibt; in derselben bezeichnet: Z_m die (indicirte) Maximalzugkraft während der Fahrt, D den Triebbraddurchmesser, l den Kolbenhub, und es ist in der Regel $p_n = 0,55$ des Kesselüberdruckes zu setzen. Die Maximalzugkraft Z_m ist bei dieser Rechnung passend zu 0,15—0,16 des Adhäsionsgewichtes anzunehmen.

Obleich nun die Kraft, welche zum Anziehen der Güterzüge erforderlich ist, meistens deshalb erheblich unter der Maximalzugkraft liegt, weil das Anziehen auf horizontalen Strecken erfolgt, während die Maximalzugkraft erst auf der stärksten Steigung erfordert wird, so muss die Maschine doch auch im Stande sein, bei der ungünstigsten Kurbelstellung einen voll belasteten Zug auf dieser stärksten Steigung anzuziehen. Die ungünstigste Kurbelstellung ist diejenige, wenn der kleine Kolben allein arbeitet; bezeichnet also d , den Durchmesser des kleinen Cylinders, so ist die erforderliche Dampfdruckdifferenz p , auf den kleinen Kolben aus der Gleichung:

$$p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{1}{D} = Z_m$$

zu berechnen. Vergleicht man diese Gleichung mit der ersten Formel, welche sich schreiben lässt:

$$p_n \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \frac{1}{D} = Z_m,$$

so ergibt sich

$$\frac{p}{p_n} = \frac{d^2}{d^2} \cdot \frac{2}{\pi}$$

oder für

$$\frac{d^2}{d^2} = 1,9$$

$$\frac{p}{p_n} = 1,2,$$

es muss also die Druckdifferenz auf den kleinen Kolben gleich $0,55 \cdot 1,2 = 0,66$ der Kesselspannung sein. Dieser Druck auf den kleinen Kolben, welcher übrigens wie gesagt nur in Ausnahmefällen erforderlich ist, kann nun mit dem oben beschriebenen Regulator schon bei der gewöhnlichen Handhabung desselben hergestellt werden; sollte der Zug sich alsdann doch noch nicht in Bewegung setzen, so kann der Führer ja durch Oeffnen des grossen Regulatorschiebers und der Cylinderhähne stets den vollen Kesselüberdruck auf den kleinen Kolben bringen, wodurch auch bei trockenem Wetter die Adhäsionsgrenze stets überschritten, also das Mögliche geleistet wird.

Die nach der obigen Formel ermittelten Cylinder-Dimensionen genügen demnach für alle vorkommenden Fälle.

Bei solchen Locomotiven, welche viel mit der Maximalzugkraft zu fahren haben, d. h. welche Strecken mit langen constanten Steigungen zu befahren haben, wird man zweckmässig für diese Maximalzugkraft einen geringeren Füllungsgrad als oben angenommen wählen, also bei der Berechnung der Cylinderdimensionen einen mittleren Druck von circa 0,5 des Kesselüberdruckes einführen. Dieselbe Annahme empfiehlt sich auch bei allen kleineren Locomotiven, bei welchen man mit den Dimensionen der Cylinder nicht beschränkt ist.

Um auch für Güterzug-Locomotiven ein Beispiel anzuführen, bemerke ich noch, dass die Normal-Güterzug-Locomotive der Preussischen Staatsbahnen, welche jetzt bei 10 Atm. Dampfüberdruck 450^{mm} Cylinderdurchmesser und 630^{mm} Kolbenhub besitzt, für das Compound-System passend:

Bei Beibehaltung von 10 Atm. Dampfdruck 480^{mm} Durchmesser des kleinen, 660^{mm} des grossen Cylinders und 660^{mm} Hub, bei 12 Atm. Dampfspannung aber 450^{mm} Durchmesser des kleinen, 620^{mm} des grossen Cylinders und 660^{mm} Kolbenhub erhalten würde.

Ueber 500^{mm} Durchmesser des kleinen und 700^{mm} des grossen Cylinders wird man bei dreifach gekuppelten Güterzug-Maschinen nicht anwenden, da dies nicht nöthig ist und mit diesen Dimensionen die Grenze des Zweckmässigen erreicht sein dürfte.

Eine horizontale Lage der Cylinder wird bei Compound-Güterzug-Maschinen, wenn das Normalprofil innegehalten werden soll, überhaupt nicht zu erreichen sein, doch wird in der Regel eine Neigung der Cylinderachse gegen die Horizontale $\frac{1}{50}$ — $\frac{1}{25}$ genügen.

Bei vierfach gekuppelten Locomotiven von den in Süddeutschland und Oesterreich üblichen Dimensionen dürfte wohl das Compound-System mit 2 Cylindern kaum mehr anwendbar sein.

Die Dampfschieber der Compound-Locomotiven können für beide Cylinder nach demselben Modell angefertigt

werden, da nur die innere Deckung für jeden Cylinder verschieden angenommen werden muss; denn die oben beschriebene Steuerung giebt im grossen Cylinder, den grösseren Füllungsgraden entsprechend, auch weitere Kanalöffnungen als im kleinen, so dass der Dampf, auch bei gleichen Schiebern, während seines Durchganges durch die beiden Cylinder überall Kanalquerschnitte vorfindet, welche dem jeweiligen Volumen desselben annähernd entsprechen. Da die Schieberreibung bei dem Compound-System sehr verringert ist, so wird man hier passend etwas grössere Schieber, als sonst zur Anwendung bringen; je nach Umständen wird $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{12}$ der Fläche des kleinen Kolbens der angemessene Querschnitt für die Einströmungskanäle sein.

Uebrigens würden auch Schieber von verschiedener Grösse ein Hinderniss für die Einführung des Compound-Systemes nicht sein, da der Verbrauch an Schiebern bei demselben nur halb so gross, als bei gewöhnlichen Maschinen sein wird.

Die Grösse des Receivers ist bei grossen Maschinen dadurch beschränkt, dass man dem, in der Rauchkammer liegenden Zwischenrohre nur einen gewissen Querschnitt geben kann; man wird indess die Gesamtgrösse aller zum Receiver gehörigen Räume nicht geringer als gleich dem 1,5 fachen Volumen des kleinen Cylinders annehmen, da sonst die Dampfwirkung in den Cylindern ungleichmässig wird. Besser erscheint es immer, wenn das Volumen des Receivers gleich demjenigen des grossen Cylinders, bei kleinen Maschinen eventuell noch grösser angenommen werden kann.

Uebrigens steht die Grösse des Receivers mit der Steuerung derart in Beziehung, dass bei der oben beschriebenen Steuerung mit getheilter Welle ein kleinerer Receiverraum zulässig, bei der Steuerung mit ungetheilter Welle für kleine Maschinen aber ein grösserer Receiverraum erforderlich ist.

Anfachung des Feuers. Es ist zu bemerken, dass bei Compound-Locomotiven während einer Triebrod-Umdrehung nur 2 Dampfschläge, gegen 4 bei dem gewöhnlichen System, erfolgen. Da indess wegen der stärkeren Expansion der Dampf überhaupt mit geringerer Spannung austritt und in den Mittelstellungen des grossen Kolbens der fehlende Dampfstoss durch die, dem Maximum der Kolbengeschwindigkeit entsprechende stärkere Ausströmung, einigermaassen ersetzt wird, so wird hierdurch ein Nachtheil für die Dampferzeugung nicht hervorgerufen, wie die Erfahrung an den Mallet'schen Maschinen bereits gezeigt hat.

Nach der von Zeuner zuerst entwickelten Theorie des Blasrohres war dies Resultat übrigens mit Sicherheit voraussehen. Indess erscheint es doch zweckmässig, in die Ausströmungsleitung einen Windkessel einzuschalten, um die Stärke der Dampfstösse zu verringern, da dieselben namentlich bei geringer Geschwindigkeit und stärkster Kraftleistung der Maschine doch störend auf den guten Zustand des Feuers einwirken würden. Bei grossen Güterzug-Compound-Locomotiven

dürfte sich ein solcher Windkessel als unbedingt notwendig erweisen.

Nachdem hiermit diejenigen Fragen erledigt sind, welche sich auf die praktische Ausführung von Compound-Maschinen nach diesem System beziehen, bleibe nunmehr noch zu erörtern, welche Brennmaterial-Ersparnisse durch die Anwendung dieses Systems, dem gewöhnlichen gegenüber, zu erzielen sein werden. Leider entziehen sich die hier maassgebenden Factoren fast sämmtlich einer genauen Rechnung, so dass man vorläufig zur Abschätzung derselben wird greifen müssen. Nimmt man die Ersparniss durch Verbesserung des Expansionsprocesses, Erwärmung des Dampfes im Receiver und Verminderung der Maschinenreibung zu mindestens 10%, die Ersparniss durch Anwendung geringerer Füllungsgrade zu weiteren 10% an, so ergeben sich im Ganzen 20%, auf welche man wohl immer wird rechnen können. Weit günstiger stellt sich die Rechnung noch, wenn man die Mehrleistung der Compound-Maschine in Betracht zieht.

Da die Compound-Maschine auch bei stärkster Kraftleistung circa 10% weniger Dampf, als eine Maschine gewöhnlichen Systems gebrauchen wird, so können Heizfläche und Rostfläche entsprechend kleiner angenommen werden, wodurch sich nicht nur das Gewicht der Compound-Maschine um 4—5%, sondern auch der Preis derselben um 3—4% niedriger, als der einer gewöhnlichen Maschine von gleicher Leistung stellen wird.

Die Eingangs dieser Arbeit erwähnten 2 Compound-Locomotiven, welche für die Hannoversche Staatsbahn im Bau begriffen sind, werden gleichzeitig mit 2 anderen Maschinen gewöhnlichen Systems von genau denselben Dimensionen erbaut. Es sind dies kleine Maschinen für Local-Personen-Verkehr mit 2 Achsen, von denen die hintere Treibachse, die vordere Laufachse ist: ein Gepäckraum befindet sich auf der Maschine, so dass dieselbe der Elbel'schen Construction ähnlich ist. Die Hauptverhältnisse der Maschinen sind:

| | |
|--|--------------|
| Heizfläche des Kessels ca. | 22□m |
| Dampfüberdruck | 12 Atm. |
| Cylinderdurchmesser | 200mm |
| Cylinderdurchmesser für die zwei Compound- | |
| Maschinen rechts | 300mm |
| Kolbenhub | 400mm |
| Raddurchmesser | 1130mm |
| Adhäsionsgewicht ca. | 9000 Kilogr. |

Die Steuerwelle ist nicht getheilt, so dass beide Cylinder stets gleiche Füllungen erhalten.

Wie in Frankreich die Verwaltung der Bayonne-Biarritzer Eisenbahn, so ist es in Deutschland die Königliche Eisenbahn-Direction in Hannover, welche in richtiger Erkenntniss der Wichtigkeit des Gegenstandes zuerst Locomotiven nach dem Compound-System in Bestellung gegeben und dadurch die beste Gelegenheit zur Erprobung dieses Systems geschaffen hat.

Hannover im März 1880.

Intercommunications - Nothsignal der Kaiser - Franz - Josef - Bahn.

Vom Central-Inspector Emil Tilp.

(Hierzu Fig. 1—5 auf Taf. XXV.)

Dass sich bis heute noch kein System eines Intercommunications-Signales allgemein eingebürgert hat, dass die meisten Versuche das Stadium des Experimentes nie verlassen haben, spricht für die Schwierigkeit der gestellten Aufgabe, vielleicht auch für die Höhe der Ansprüche und für die Hindernisse, welche sich in der dauernden praktischen Anwendung ergeben.

Ohne auf weitere Details eingehen zu wollen, lassen sich die Nothsignal-Systeme in mehrere Gruppen theilen, nämlich in electriche, mechanische und solche mit Wasser- oder Luftdruck.

Wenn bei den electricen Systemen nicht der fatale Umstand wäre, dass die Verlässlichkeit mit der Betriebszeit rapid abnimmt und solche Signale gewöhnlich gerade dann versagen, wenn man sie braucht, wäre die Kostspieligkeit noch hinzunehmen. Jedoch sind die Mängel, welche in den Leitungen und Kupplungen vorkommen, schwer aufzufinden, auch ist es nicht gut möglich, jeden einzelnen Contact beliebig zu erproben.

Die rein akustischen Signale, grosse Glocken, Geschütze, Sprachrohre etc. auf dem Wagen, dürften in der Praxis kaum Eingang finden, und Systeme mit einem andern Leitungsgagens (Wasser oder Luft) sind noch zu wenig angewandt. Dagegen scheinen jene Constructionen, welche als eine Vervollkommnung der gewöhnlichen Zugleine erscheinen, dem praktischen Bedürfnisse entsprechender und dürften eher die Möglichkeit einer sicheren Function bieten.

Die jetzige Zugleine ist selbst als ein, bloß den Schaffnern zugängiges Signal fast unbrauchbar, weil Reibung und Weg grosse Hindernisse bieten.

Bei Einführung der seit 15. Mai 1880 zwischen Wien und Prag verkehrenden Courierzüge der Kaiser-Franz-Josef-Bahn wurde auch die Bedingung gestellt, diese Züge mit einem Nothsignal auszurüsten.

In dem gegebenen Falle handelte es sich allerdings um einen Zug mit nicht mehr als 10 Wagen, welcher unter normalen Verhältnissen keinen Rangirungen unterliegt. Dadurch wurde das Programm wesentlich vereinfacht und führte zur Wahl einer mechanischen Signalleitung.

Indessen ist das System, wie ersichtlich werden wird, auch bei längeren Zügen, welche Rangirungen unterliegen und Uebergangswagen führen, gleich gut anwendbar.

Die zur Ausführung gelangte, vom Oberwerkführer der genannten Bahn, Herrn C. Wildburger construirte Vorrichtung besteht in einer unter den Wagen in einer Holzrinne geführten Drahtleitung, welche mit der Dampfpeife in Verbindung gebracht wird, und Abzweigungen in die einzelnen Coupé's erhält.

Jeder Wagen ist für sich mit dem entsprechenden Stücke des Drahtzuges versehen; dieses besteht in einer Drahtstange Fig. 1 a a Taf. XXV, in der Länge von Brust zu Brust des Wagens, an deren Enden Kuppelkettchen aus Draht mit Häkchen angebracht sind (Fig. 2 Taf. XXV). Die Länge von

Haken zu Haken ist gleich der Entfernung von Bufferfläche zu Bufferfläche desselben Wagens, weniger 30^{mm}.

Letztere Dimension entspricht der Pressung der Buffer durch die Schraubenkuppeln.

Die Drahtstange ist in einer einfachen Holzrinne 10^{cm} seitlich der Mittellinie des Wagens unterhalb des Traggerippes geführt.

Die Abzweigung in die Coupé's ist in folgender Weise hergestellt.

An den Stellen wo die Abzweigung in ein Coupé führt, ist eine Kugelmotte oder geklöppelte Wollschmure an der Drahtstange befestigt Fig. 2 bei b b. Diese Kette, unmittelbar über der Drahtleitung durch ein am Fussboden befestigtes fixes Rollenpaar Fig. 3 Taf. XXV geführt, läuft in der Verkleidung der Coupé-Scheidewand bis unter die Gepäcksnetze, wo dieselbe ein zweites fixes Rollenpaar Fig. 4 c Taf. XXV passirt. Die Kette ist um 550^{mm} länger als die Entfernung des oberen Rollenpaares vom Drahtzuge, und trägt am Ende einen messingenen Handgriff Fig. 4 d. Sie läuft also auf diese 550^{mm} parallel mit der Drahtleitung. Wenn der Messinggriff auf dem oberen Rollenpaar aufliegt, so ist die Leitung unten auf 550^{mm} Länge frei, und es kann der Drahtzug sowohl bei dem einen als anderen Ende des Wagens oder Zuges um 550^{mm} verschoben werden. Ebenso ist die Abzweigung auch bis in die Bremskammern geführt.

Zieht man daher den Drahtzug auf einer Stirnseite des Wagens an, so werden die Ketten der einzelnen Coupé's nach derselben Richtung gespannt und die Messinggriffe liegen auf den Rollenpaaren fest an.

Dies ist die für den Verkehr erforderliche Stellung.

Beim Zusammenstellen des Zuges wird in folgender Weise vorgegangen:

Zuerst werden die Schraubenkuppeln in gewöhnlicher Weise gekuppelt und gespannt; ist der Zug sodann vollständig zusammengestellt, so wird die Signalleitung des ersten Wagens gegen die Locomotive zu gespannt, d. h. um die zulässige Länge von 550^{mm} vorgezogen, und in dieser Lage fixirt, indem die Drahtkette in einem zu diesem Zweck am Brustbaum angebrachten kleinen Haken eingehängt wird.

Es kann dadurch der Drahtzug vorläufig nicht mehr nach rückwärts gezogen werden.

Nun wird der zweite Wagen mit dem ersten gekuppelt, indem gleichfalls der Drahtzug des zweiten Wagens nach vorne so weit als es geht, d. i. 550^{mm} vorgezogen und sodann in die hintere Drahtkette des ersten Wagens stramm eingehängt wird. Dasselbe findet nun zwischen den folgenden Wagen statt, so dass schliesslich die Drahtleitung, parallel mit der Zugvorrichtung durch den ganzen Zug gespannt ist.

Von der Dampfpeife der Locomotive führt die gewöhnliche Leine über den Tender und reicht bis zu den Tenderbuffern; das Ende dieser Leine besteht in einer Drahtkette.

Fährt nun die Maschine an den Zug, so werden zuerst der Tender und erste Wagen mit der Schraubenkuppel gekuppelt und gespannt, sodann wird die bisher fixirte Signalleitung aus dem kleinen Haken ausgehängt und in ziemlich gespanntem Zustand in die Kettenglieder der Tenderleine eingehängt (Fig. 5 Taf. XXV). Dadurch ist die Leitung zwischen der Dampfpeife und einzelnen Coupé's hergestellt.

Zur Controle wird vor Abfahrt jeden Zuges, und zwar noch vor dem Einsteigen der Passagiere, im letzten Bremsbüttel des Zuges der Handgriff gezogen, worauf die Pfeife so wie beim Anziehen einer gewöhnlichen Zugleine sofort ertönen muss.

Der Heizer hat sodann durch einen Zug an der Tenderleine die Drahtleitung des ganzen Zuges wieder gegen die Locomotive zu, so weit zu spannen, bis die Pfeife nicht mehr fort tönt.

Das Wichtigste beim Kuppeln der Signalleitung ist, dass die Verbindung zwischen Tender und Büttelwagen nicht schlaff eingehängt wird, da sonst die ganze Leitung zu viel todtten Gang erhielte. Die Einrichtung in den Coupé's ist folgende:

Das obere Rollenpaar sitzt in einem Rahmen hinter einem Papierblatt, welches mit »Nothsignal« bezeichnet ist (Fig. 4).

Durch Zerreißen dieses Blattes gelangt man zu dem Handgriffe, dieser wird herausgezogen und dadurch mittelst der daran befestigten Kette oder Schnur der Drahtzug in der Richtung von der Locomotive angezogen, wodurch der Zug direct auf die Dampfpeife ausgeübt wird.

Der Wagen, in welchem das Signal gegeben wurde, ist daran erkenntlich, dass die Kupplung der Drahtleitung hinter dem betreffenden Wagen schlaff herabhängt, während sie von demselben an bis zum Ende des Zuges zwischen den übrigen Wagen gespannt bleibt.

Im Coupé muss das Papierblatt durchgerissen sein, da sonst der Handgriff nicht angezogen werden kann. Es ist also, falls nicht der Signalgeber sich selbst meldet, leicht zu finden in welchem Coupé das Signal gegeben wurde.

Mit den aus den Coupé's führenden Ketten lassen sich leicht Signalscheibchen an den Seitenwänden der Wagen in Verbindung bringen, um das Coupé sofort auch aussen zu markiren.

Vor Abgang jedes Zuges, also auch vor dem Wiederabgange von offener Strecke, hat sich das Zugbegleitungspersonal die Ueberzeugung zu verschaffen, dass die die Handgriffe deckenden Papierblätter unverletzt oder ersetzt sind, und dass das Signal fungirt.

Für den Fall, als den Zügen Wagen beigegeben werden müssen, welche mit der Signalleitung nicht versehen sind, bleibt der mit Leitung versehene Stockzug ununterbrochen, und die weiteren Wagen werden rückwärts angehängt.

Zur Signalverbindung solcher angehängter Wagen wird eine gewöhnliche Zugleine verwendet, welche über die Dächer der letzteren Wagen bis zum Leitungsdraht des letzten Wagens führt, dort wird sie über ein Rollenpaar, welches mit einer Klemmschraube an der Dachkante befestigt ist, geleitet und mit dem Ende der Drahtzugleitung des letzten Leitungswagens verbunden.

Das Rollenpaar sowie die Leine führt jeder Zug als Reserve mit.

Die Manipulation des Zusammenhängens ist höchst einfach und erfordert weniger Zeit als das Auflegen der gewöhnlichen Zugleine, ist auch deshalb bequemer, weil die Verbindung unter und nicht auf den Wagendächern hergestellt wird. Es entfällt also das lästige Rasseln der Leine auf den Dächern bei Wagenwechsel.

Nachdem der Zug selbst auf Gefällsstrecken, bei der geringen Wagenzahl und den angezogenen Schraubenkuppeln immer gespannt bleibt, so tritt eine Verkürzung des ganzen Zuges durch Bufferpressung unter allen Umständen nur in sehr geringem Maasse ein, eine Verlängerung findet selbstverständlich nicht statt.

Es kommen daher nur jene variablen Längenausdehnungen in Betracht, welche der einzelne Wagen durch die Pressung seiner Zugvorrichtungsfeder gestattet, ferner die Durchbiegung der Tenderleine durch ihr eigenes Gewicht, weil dieselbe nicht mehr gespannt werden darf, als die Feder des Pfeifengestänges verträgt, endlich die Elasticität des Drahtzuges und der in das Coupé führenden Ketten. Die Curven haben bei der geringen Abweichung des Drahtzuges vom Zugmittel keinen Einfluss. Die Praxis hat ergeben, dass alle diese Ausdehnungen zusammen bis zum letzten Wagen nicht mehr als 250^{mm} betragen, so dass also im letzten Coupé der Handgriff höchstens 300^{mm} aus dem Rahmen gezogen werden muss, bis die Dampfpeife ertönt.

Es ist also der vorgesehene Weg von 550^{mm} selbst bei einer etwas nachlässigen Verkuppelung der Leitung noch sicher ausreichend.

Auch zeigte sich, dass der zu überwindende Reibungswiderstand sehr geringe ist und das Signal im letzten Wagen selbst bei completem Zuge von einem Kinde gezogen werden kann.

Dadurch, dass die Leitung vom Coupé nach unten geführt ist, entfallen alle Umstände, welche die Abdichtung in Stirnwänden oder Dächern stets mit sich bringt, und erhält die Anordnung im Coupé eine elegante Form, indem man nichts sieht als das in einem kleinen Messingrahmen gefasste Plakat.

Das Signal wurde mehrmals versuchsweise in Anwendung gebracht, und functionirte stets leicht und verlässlich: bei einem Zuge von 10 Wagen mit 5 Vacuumbremsen, wurde ohne vorherige Avisirung des Maschinenpersonals das Signal gegeben; der Zug hatte eine Fahrgeschwindigkeit von 60 Kilom.

Von dem Moment der angenommenen Wahrnehmung einer Gefahr, d. i. dem Durchreißen des Papierblattes an, wurde der Zug in 23 Secunden zum Stehen gebracht, und legte einen Weg von 270^m zurück. Alle Versuche ergaben, dass der Zug mit diesem Signal mit Sicherheit binnen 25 Secunden auf eine Entfernung von 300^m zum Stehen gebracht werden kann, und dass vom Zerreißen des Papiers und Ziehen des Handgriffes bis zum Ertönen der Pfeife nicht 5 Secunden verstreichen. Ein Versagen kann fast nicht vorkommen.

Abgesehen von der verlässlichen Function hat diese Signalleitung den Vorzug der möglichsten Einfachheit und Billigkeit. Die vollständige Ausstattung eines Personenwagens mit

4 Coupé's kostet circa 30 Mark und unterliegt keinen Abnutzungen, da die Bestandtheile, besonders die Ketten, den Witterungseinflüssen nicht ausgesetzt sind.

Da ferner die gewöhnliche Zugleine entbehrlich wird, welche einer entschieden grösseren Abnutzung unterliegt, so kostet diese Signalleitung dem Betriebe nicht mehr, könnte sogar noch als eine Ersparniss erscheinen. Berücksichtigt man, dass ein Nothsignal überhaupt selten gebraucht wird, so sind

hier die Erhaltungs- und Betriebskosten unbedeutend. Nicht zu unterschätzen ist es hierbei, dass das gewöhnliche Wagenverschiebpersonal, welches die Züge zusammenstellt, auch das so einfache Signal leicht handhabt, d. h. zusammensetzt und kein speciell Sachverständiger erforderlich ist.

Das vorbeschriebene Signal, welches dem Betrieb nichts kostet, und doch jederzeit sicher functionirt, dürfte daher geeignet sein zu allgemeiner Einführung zu gelangen.

Neue patentirte Biegevorrichtung für Eisenbahn-Schienen.

Von Emil Schrabetz, Civil-Ingenieur in Wien.

Seit allgemeiner Einführung der Stahlschienen in Eisenbahngleisen ist man wohl ausnahmslos zur Erkenntniss gelangt, dass die in früherer Zeit noch häufig geübten Manipulationen, um Schienen eine dem Bahnradius entsprechende Krümmung zu geben — wie Schlagen mit schweren Hämmern, Aufwerfen etc. — für Stahlschienen absolut unstatthaft sind.

Die alten schweren Walzenbiegemaschinen sind des grossen Gewichtes halber ziemlich an den Ort gebunden, und hat man dieselben auch mit einem Bahnwagen in Combination gebracht, so war damit für die currente Bahn doch nichts gewonnen. Der weit grössere Nachtheil besteht aber darin, dass, wenn schon das Biegen der Eisenbahnschienen mühselig, kostspielig und zeitraubend war — so dass die Benutzung dieser Maschine, wo nur möglich, umgangen wurde — sich diese Maschine für Stahlschienen als unzureichend erwies.

Diesen Umständen verdankten der auf der Wiener Weltausstellung 1873 prämiirte Schienenbiegeapparat,* namentlich aber der Schienenkrümmer,** ausgezeichnet bei der Weltausstellung in Paris 1878, eine weite Verbreitung.

Die letztere Vorrichtung zeichnete sich durch sehr geringes Gewicht, bequeme Handhabung, verbunden mit grosser Leistungsfähigkeit, aus, so dass der Widerstand der Arbeiter gegen das Biegen behoben erschien.

Bei beiden Systemen war aber das Vorhandensein von mindestens 5 Stück Hülfschienen, welche als Basis für die Ausübung der biegender Kräfte dienten, erforderlich, ferner war das vollkommen gleichmässige Zusammenwirken zweier Arbeiter Bedingung.

Dem Bestreben, diese Uebelstände zu beseitigen, entsprang die neue Biegevorrichtung.

Bevor an die Beschreibung derselben geschritten wird, sollen auf Grund mehrjähriger Erfahrungen die Bedingungen, welche an eine rationelle Biegevorrichtung gestellt werden müssen, aufgeführt werden.

Es sollen die einzelnen Theile handsam und leicht sein, so dass die Manipulation bequem und auch der Transport zur Arbeitsstelle ohne jeden Anstand vollzogen werden kann. Viele und kleine Bestandtheile sind zu vermeiden.

Zur Operation sollen keine besonderen Vorkehrungen noth-

wendig sein, so dass Schienen von jeder Länge, ohne erst Veränderungen an den Werkzeugen vorzunehmen, und an jedem Orte gleich auf ihre Unterlage gebogen werden können, ohne erst gehoben werden zu müssen.

Abmessungen oder Ablesungen an Scalen, namentlich Ablesungen, sind auszuschliessen, da selbst bei grösserer Intelligenz der Arbeiter dabei ausserordentlich leicht Fehler gemacht werden, insbesondere, wenn an zwei Stellen während der Arbeit gleichzeitig abgelesen werden muss.

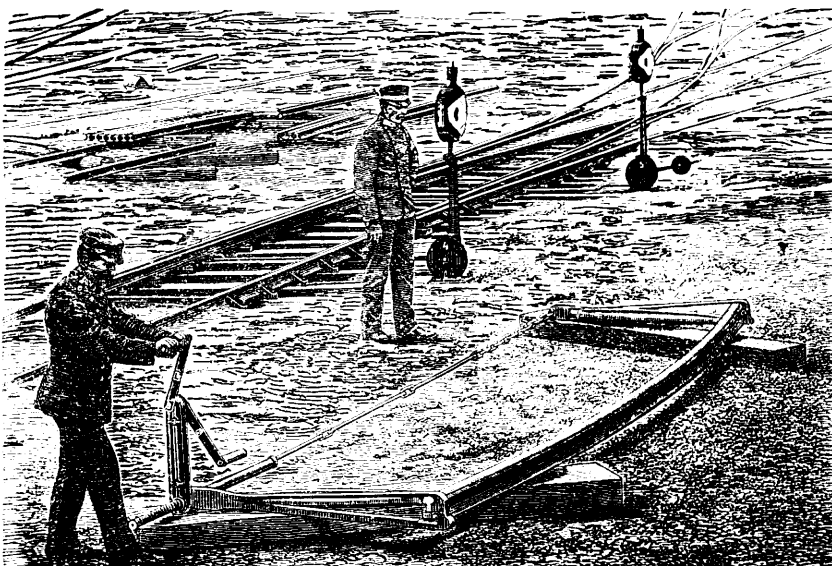
Das Gelingen der Operation soll nicht von mehreren Arbeitern abhängen, welche harmonisch arbeiten müssen, sondern in die Hand eines ganz gewöhnlichen Arbeiters gelegt werden können.

Endlich muss das Biegen bequem, sicher und mit möglichst geringen Kosten durchzuführen sein.

Diese Bedingungen leiteten bei Construction der neuen Biege-Vorrichtung, deren Princip sich mit wenigen Worten erläutern lässt:

Jedes Schienenende wird durch ein Zugband a b (Fig. 62) umfasst, welches im Punkte b mit der stumpf an die Schienen

Fig. 61.



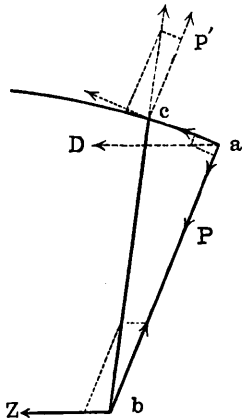
*) Abgebildet und beschrieben im Organ 1874 S. 172.

***) " " " " " 1877 S. 165.

stossenden Druckstütze $b c$ verbunden ist. Diese Stütze ist mit dem Zugband durch den Theil $c a$ verbunden, welcher ein Abgleiten der Stütze verhindert, indem er den Schienensteg bei a umfasst.

Die so gebildeten Dreiecke — Zugstützen — werden an den Spitzen b durch eine Kette mit Windevorrichtung vereinigt, welche Letztere eine Verkürzung des Abstandes $b b$ ermöglicht, wodurch die Schiene ausgespannt wird.

Fig. 62.



Selbstverständlich muss die Ausspannung weit über das Maass der bleibenden Biegung getrieben werden.

Durch eine mit der Kraft Z erfolgte Verkürzung, treten an jedem Schienenende die parallel, aber in entgegengesetzter Richtung wirkenden gleich grossen Kräfte P und P' und die Kraft $D = Z$ auf.

In Folge Art des Angriffes der vier Kräfte $P P'$ und $P P'$ würde der Schienentheil $c c$ genau nach der Kreislinie gebogen werden.

Die Kraft D modificirt aber etwas die Biegungcurve.

Das Verhältniss der Kräfte $P P'$ zur Kraft D wird aber um so günstiger, je länger $a b$ gewählt wird.

Die nach bekannten Principien entwickelte Näherungsgleichung der Biegungcurve ergibt für die stark ausgespannte Schiene eine geringe, jedoch noch immer irrelevante Abweichung von der Kreislinie, da die solchen Entwicklungen zu Grunde gelegten Annahmen für solch extreme Fälle nicht mehr zutreffen.

Angestellte praktische Versuche haben nun ergeben, dass bei der angewandten Dimensionirung der Zugstützen die Verhältnisse der Biegungslinie sich weit günstiger gestalten als die Näherungsgleichung ergibt, indem die Biegungslinie von Schienen mittlerer Länge, auf 20^m Radius ausgespannt, in den Ordinaten nur um wenige Millimeter abweicht, dass die Curve der bleibenden Biegung aber vollständig dem Kreisbogen entspreche.

Der Umstand, dass die Biegungslinie der ausgespannten Schiene nahezu dem Kreisbogen entspricht, erweist zur Genüge, dass mit Rücksicht auf den constanten Schienenquerschnitt auch der ganzen Schienenlänge nach dieselbe Materialspannung besteht, dass demnach nur jene Materialspannung hervorgerufen wird, welche absolut nothwendig ist, um die gewünschte bleibende Biegung zu erzielen.

Die Biegevorrichtung ist derart construirt, dass in Schienen schwersten Calibers Materialspannungen bis 80 Kilogr. per Quadrat-Millimeter hervorgerufen werden können, so dass wohl den weitgehendsten Anforderungen genügt wird.

Das Arrangement der einzelnen Theile ist aus dem Uebersichtsbilde (Fig. 61) und den Details in nachstehender Figur 63 und 64 zu entnehmen.

An der rechten Zugstütze wird die Winde eingesetzt, wobei die zwei vertikalen Druckzapfen und die horizontale Nase in entsprechende Ausschnitte der Zugstütze sich legen.

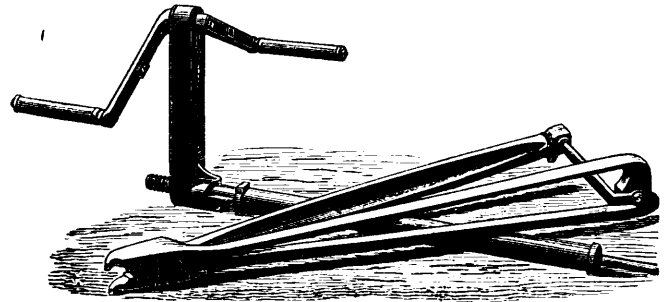
Die Winde wird hierdurch in der aufrechten Stellung festgehalten.

In passende Ausschnitte der anderen Zugstütze wird, der Schienenlänge entsprechend, ein Glied der Kette eingeschoben.

Die Verkürzung erfolgt nun durch Kurbelumdrehungen der Winde.

Die Winde selbst besteht aus einer Schraubenspindel, welche, der Länge nach genuthet, durch einen Keil an der Drehung verhindert wird.

Fig. 63.



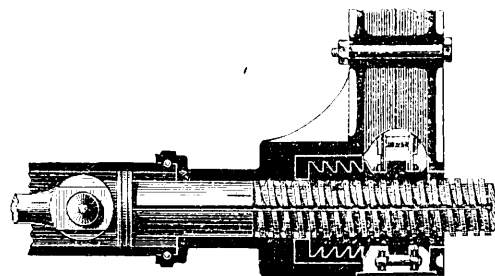
Die zugehörige Mutter (Phosphorbronze) trägt einerseits einen Kammzapfen, andererseits ein Kettenrad.

Der Kammzapfen sitzt in einer zweitheiligen, entsprechend geformten Lagerschale (Stahl), welche in dem Gehäuse eingepasst — durch die vertikalen Druckzapfen die Kraft auf die Zugstütze überträgt. Vermittelt Gall'scher Kette wird die Bewegung von einem zweiten auf der Kurbelachse sitzenden Kettenrade auf die Mutter übertragen.

Der ganze Mechanismus ist vollständig in dem Gehäuse geborgen und trägt auch die Spindel am Ende einen Kolben mit Lederscheibe, welcher das Eindringen von Schmutz in das Spindelrohr verhindert.

Das Uebersetzungsverhältniss wurde so gewählt, dass zur Bewegung nur ein mässiger Kraftaufwand erforderlich ist.

Fig. 64.



(Vertical-Schnitt durch den Windenkopf.)

Je nach dem Grade der gewünschten Krümmung wird auch das Maass der Verkürzung verschieden sein. Dasselbe ist auch von dem Material und der Dimension der Schiene abhängig.

Zur Ermittlung dieses Maasses eignet sich am besten der empirische Weg.

Von Schienen gewisser Gattung wird eine Anzahl auf verschiedenes Maass ausgebogen und aus der bleibenden Biegung der Krümmungsradius erhoben.

Das Maass der Ausbiegung selbst wird durch die Anzahl der Kurbelumdrehungen ausgedrückt.

Werden die Kurbelumdrehungen als Abscissen, die erreichten Biegungen (Radien) als Ordinaten aufgetragen und durch die erhaltenen Punkte eine continuirliche Curve gezogen, so kann daraus die beliebiger Krümmung entsprechende Anzahl von Kurbelumdrehungen entnommen werden.

Der Arbeiter erhält demnach blos eine Tabelle, welche für die verschiedenen Schienenlängen und Bogen die entsprechende Anzahl der Kurbelumdrehungen (volle und Viertel), nebst Biegungspfeil enthält.

Zu diesen Biegungsversuchen sind vollkommen gerade tadellose Schienen zu wählen, damit die Beurtheilung der Resultate nicht gestört und die Uebertragung von Fehlern in die Tabelle vermieden werde.

Das Maass der Ausspannung soll man anfangs rasch, dann langsamer zunehmen lassen, bis bleibende Biegungen, wie solche für Weichencurven nothwendig sind, erreicht werden. Die Schiene kann selbst bis auf 13^m Radius ausgedehnt werden für den seltenen Fall, als die Elasticitätsgrenze des Stahles über 50 Kilogr. per Quadratmillimeter liegt.

Bei den Versuchsbiegungen ist auch behufs Untersuchung der Elasticitätsverhältnisse des Materials, der Biegungspfeil der ausgespannten Schiene zu ermitteln.

Da eine Kurbelumdrehung eine Spindelvorrückung von 9,6^{mm}, daher eine Vierteldrehung eine solche von 2,4^{mm} bewirkt, so giebt die Vorrichtung selbst in den Händen eines gemeinen Arbeiters sehr präzise Resultate.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass nur sehr selten, wenn das Material einer Schiene besonders abweicht, ein nochmaliges stärkeres Biegen erforderlich wird. Diese eventuelle nochmalige Behandlung der Schiene ist bei keiner wie immer gearteten Biegevorrichtung ausgeschlossen, da die Ursache eben in der Schiene liegt.

Schienen mancher Stahlsorten zeigen die Eigenschaft, nach längerer Zeit von ihrer Biegung etwas einzubüssen. Dieser Umstand hängt natürlich mit der Biegevorrichtung nicht zusammen, deutet aber darauf hin, dass es bei currenter Arbeit nicht zweckmässig sei, zu ängstlich den verlangten Biegungspfeil einzuhalten, was für die Praxis ohnehin nicht von so grossem Werthe ist, sondern dass es vielmehr angezeigt erscheint, die Schiene etwas stärker auszubiegen.

Die ganze Vorrichtung, bestehend aus:

| | |
|------------------------------------|------------|
| 2 Zugstützen, à 45 Kilogr. | 90 Kilogr. |
| Winde | 31 < |
| Kette (variirend) | 22 < |

Zusammen 143 Kilogr.

ist sehr gut transportabel, daher je nach den Bedürfnissen leicht von einem zum andern Lagerplatze zu bringen.

Namentlich ist aber der Vortheil für Zwecke der Bahnerhaltung in die Augen springend. Die Schienen können an jeder Bahnstelle von der Arbeitergruppe sofort gebogen werden, ohne erst nach ermitteltem Bedarfe eine gekrümmte Schiene mit Kosten und Zeitverlust aus einer grösseren Station, wo sich eine Biegemaschine befindet, holen zu müssen.

Was die Leistungsfähigkeit der Vorrichtung anbelangt, so sind zwei ungeübte Arbeiter im Stande, in dem kurzen Zeit-

raume von 4 Minuten eine Stahlschiene (inclusive aller Vorbereitungen) auf einen kleinen Radius zu biegen.

Bei genügender Berücksichtigung sonstiger Arbeitsunterbrechungen ergiebt dies gegenüber der Walzenmaschine, deren Bedienung 6 Mann bedarf, einen fünf- bis sechsfachen ökonomischen Effect.

Aus dem eben angeführten erhellt, dass die Eingangs aufgestellten Bedingungen für eine rationelle Schienenbiegevorrichtung, nach allen Richtungen erfüllt sind.

Instruction für den Gebrauch.

Wie aus dem Uebersichtsbilde zu entnehmen, werden zwei Schwellen, am besten mit der breiteren Seite nach oben in einer Ebene so gelegt, dass die Schiene ungefähr auf $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{7}$ Länge vom Schienenende unterstützt wird — gleichzeitig aber auch noch die Zugstützen so aufliegen, dass im Verlaufe der Ausspannung diese noch auf den Schwellen eine Stütze finden.

Bei sehr langen Schienen muss die Verkürzung grösser werden, weshalb es in solchen Fällen praktischer ist, unter die Zugstützenköpfe (Spitzen b) in der Richtung der Kette zwei Schwellen zu legen, die Schienen aber durch zwei besondere Unterlagen zu stützen.

Diese Letzteren können zweckmässig um 2 bis 3^{cm} höher gelegt werden.

Die beiden Arbeiter A und B schieben nun die eine Zugstütze nach der anderen an, so tief als es der Theil a c zulässt.

Dann legt A die Winde, B die Kette ein und macht A langsam einige Kurbelumdrehungen, während B den Beginn der Biegung der Schiene beobachtet.

Mit dem Beginn der Biegung muss A mit dem Zählen der Kurbelumdrehungen beginnen.

B controlirt nun, ob die Zugstützen, insbesondere ob die Kette gut sitzt — begiebt sich dann an die zweite Kurbel, um A, nachdem der Widerstand unterdessen gewachsen ist, zu unterstützen.

Wenn die Schiene genügend ausgebogen ist, wird die Schraube nachgelassen, wobei man die Kurbeln umstellen, d. h. mit einem kleineren Hebelarme arbeiten kann.

Die Schraube muss wieder vollständig in das Gehäuse zurückgezogen werden, damit sie während Beiseitelegung der Winde nicht beschmutzt wird.

Vor Beurtheilung der Biegung ist es angezeigt, die Köpfe der Zugstützen etwas zu heben, um der Schiene die volle Beweglichkeit zu geben.

Die Arbeiter haben sich während des Anspannens der Schiene stets hinter der Kette zu halten — da doch der Fall möglich wäre, dass eine mit einem Sprunge behaftete Schiene noch einige Spannung aushält.

Gebogene Schienen können durch verkehrtes Einlegen wieder gerade gerichtet werden.

Zu beachten wäre nur, dass die Verbindung der Winde mit der Kette nicht durch zu hohes Hin- und Herwerfen leide.

Nach Beendigung der Arbeit wird die Schraube so weit aus dem Rohre herausgeschoben, dass das gabelartige Glied der Kette frei wird, der Bolzen herausgenommen und die Ver-

bindung gelöst werden kann. Der Bolzen wird wieder eingesteckt und die Schraube in das Rohr zurückgezogen.

Bei dieser Operation, als auch bei Vereinigung der Winde mit der Kette, muss der Kolben immer im Rohre bleiben.

Was die Instandhaltung der Winde anbelangt, so sind die gleitenden Theile rein zu halten. Durch Lösen der zwei die Schilder verbindenden Schrauben können alle Theile leicht auseinander genommen werden.

Die reibenden Theile, wie Schraube und Lager, sind fleissig zu schmieren, zeitweise auch die Gall'sche Kette.

Zur Schraube wird an der Stirnseite durch die Keilnuhte Oel eingeführt, während die Mutter gedreht wird.

Die kleine Flügelschraube am Gehäuse schliesst das Oelloch zum Lager ab.

Der Preis einer completen Schienenbieg-Vorrichtung incl. Emballage, franco Bahnhof Wien, beträgt netto compt. ö. W. fl. 185. Grössere Lieferungen nach besonderer Vereinbarung.

Das Verhalten der Eisenbahnfahrzeuge beim Durchlaufen von Curven.

Vom Obermaschinenmeister Franz Hoffmann in Chemnitz.

(Hierzu Taf. XXIV.)

(Schluss von Seite 203.)

Wir wollen nun die gefundenen Resultate auf die in der Praxis auftretenden Verhältnisse anwenden und untersuchen zuerst, welche Zusammengehörigkeiten von Curvenhalbmessern und Radständen auftreten.

Für die vorgeschriebenen Maximal-Radstände werden die nach Gleichung 10 berechneten Abstände der Hinterachsen bei Wagen constant 39 bis 40^{mm}, während die Locomotiven von 3,5^m Radstand auf ihren Curven von 250^m Radius einen Abstand von 24^{mm}, die der beiden Radstände von 4,7 und 5,8^m übereinstimmend 28^{mm} Hinterachsenabstand aufweisen würden.

Da es nun weiter nach den bestehenden Vorschriften heisst (§. 36 der Normen für die Construction und Ausrüstung etc.): »Der Spielraum für die Spurkränze darf bei normaler Spurweite nicht unter 10^{mm} betragen« und §. 5: »In stärker als nach 1000^m Halbmesser gekrümmten Bahngleisen soll diese Spurweite im Verhältniss zur Abnahme der Länge der Halbmesser angemessen vergrössert werden. Diese Vergrösserung darf jedoch das Maass von 30^{mm} nicht überschreiten«, so ergibt sich, dass bei den nach diesen Vorschriften gewählten Radstand-, Curvenhalbmessern- und Gleiserweiterungsverhältnissen alle Fahrzeuge mit der Hinterachse innen ganz oder nahezu an-, also spiesskantig laufen müssen, wenn die für σ_h berechneten Werthe richtig sind, und gilt daher auch für die meisten Fälle der Praxis die Gleichung 13 zur Berechnung des Curvenwiderstandes.

Nach den oben angegebenen Spiegelversuchen lief der Wagen von 2,5^m Radstand auf den Curven von 170^m Radius nahe mit der Hinterachse an die Aussenschiene heran, während die Berechnung immer noch $\sigma_h = 18^{\text{mm}}$ ergibt. Die Ursache dieser Differenz lässt sich leicht dadurch erklären, dass die Achsen nicht ganz steif rechtwinklig zur Fahrzeugmittellinie liegen, sondern sich gegen dieselbe theils wegen des elastischen Zusammenhanges des Wagenbaues, theils durch den Spielraum zwischen Achsbüchsen und Achshalter verdrehen können. Die Hinterachse wird sich alsdann infolge der durch den Abstand σ_h bedingten Thatsache $\frac{r_1}{r_2} > \frac{R}{R+s}$ und infolge

des bei Lenkachsen auftretenden und später zu erklärenden Bestrebens, sich radial zu drehen, so weit in radialem Sinne verdrehen, als es die Nachgiebigkeit ihres geometrischen Zusammenhangs mit dem Fahrzeuge erlaubt und daher so weit nach der Aussenschiene hinlaufen, bis sie wieder in eine radiale Richtung kommt. Ist die auf die Radentfernung reducirte ganze Nachgiebigkeit einer Achse δ , also der um das Achsenmittel mögliche Drehungswinkel $= \frac{\delta}{s}$, so reducirt sich der

Abstand σ_h um $\delta \frac{L}{s}$. Bei den Locomotiven wird wohl kaum

eine Verminderung der Abstandsgrösse σ_h durch Nachgiebigkeit der Hinterachsen eintreten, da die Achsbüchsen geschlossen in den Achshaltern gehen und der Wagenbau starr construirt ist. Ausserdem aber wirkt auch noch, wie wir gesehen haben, die an dem unteren Zughaken angreifende Kraft, sowie ferner die Differenz des vorderen und hinteren Bufferzangs im Sinne des Entfernens der Hinterachse von der Innenschiene.

Die Ueberhöhung (h) der Aussenschiene wird gewöhnlich so gewählt, dass der durch die Tangentialkraft entstehende Seitendruck (C) durch die aus der Ueberhöhung und der vom Spielraume im Gleise und der Reifconicität herrührenden horizontal nach innen wirkende Seitencomponente wieder aufgehoben wird. Man hat daher folgende Bedingung für die anlauende Vorderachse:

$$C = \frac{G}{g} \frac{V^2}{R} = \left(\frac{h}{s} + \frac{\sigma}{s} \operatorname{tg} \alpha \right) G$$

$$\text{Daraus wird } h = \frac{V^2}{gR} - \sigma \operatorname{tg} \alpha$$

Die Ueberhöhung übt eine Entlastung der Aussenräder aus, welche sich, wenn man die Höhe des Schwerpunktes über den Schienen (H) nennt, zu $G \frac{hH}{s^2}$ für jedes Aussenrad berechnet. Glücklicher Weise wird andererseits durch die diagonale Stellung des Fahrzeuges für den Fall, dass auf die Radschenkel einzelne Tragfedern drücken und nicht Querfederanordnung vorhanden ist, im Verein mit der Spurerwei-

terung und der Radconicität an der äusseren Vordertragfeder (und der hinteren inneren) eine Compression hervorgerufen, welche eine Mehrbelastung des zugehörigen Rades bewirkt. Diese Mehrbelastung ist, wenn man die Federkraft, welche einer Compression = der Längeneinheit entspricht, e nennt, $\frac{e \times \sigma \operatorname{tg} \alpha}{2}$. Die durch diese beiden Ursachen hervorgebrachte

Entlastung (E) des äusseren Vorderrades ist also

$$E = \frac{h \Pi}{s^2} \times G - \frac{e \times \sigma \operatorname{tg} \alpha}{2}.$$

Die Elasticität der Tragfedern ist gewöhnlich der Art, dass man für Locomotiven $e = 15 G$, für Güterwagen $e = 7,5 G$ und für Personenwagen $e = 3 G$ setzen kann, wobei σ in m auszudrücken ist und G wieder die ganze Achsenbelastung (in Kilogr.) bedeutet. Es ist von grossem Werthe, dass diese Entlastung (E) für Locomotiven wenigstens sehr klein, unter Umständen sogar negativ ausfällt: bei Wagen dagegen ist sie leider nicht unbedeutend.

Die Spurerweiterung würde, wenn man nur darauf Rück-

sicht zu nehmen hätte, den Drehungswiderstand der Vorderachse möglichst klein, also = 0 zu haben, so gewählt werden müssen, dass beim äusseren Anlaufen $a = \frac{R}{R + s}$ wird. Es ergibt sich dann als ganzer Spielraum annähernd

$$16) \quad \sigma = \frac{r s}{R \operatorname{tg} \alpha}$$

oder für die Normalspur ($s = \text{rot. } 1,5^m$, nämlich lichtet Spurmaass + Kopfbreite) und 1^m Raddurchmesser:

$$17) \quad \sigma = \frac{0,75}{R \operatorname{tg} \alpha}.$$

Die Reifconicität soll nach §. 34 der »Normen« mindestens $\frac{1}{20}$ sein und ist in Wirklichkeit bei den Wagenrädern der verschiedenen Bahnen etwa $\frac{1}{13}$ bis $\frac{1}{17}$, bei Locomotivvorderrädern $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{15}$. Wählt man die auf den sächsischen Staatseisenbahnen eingeführten Conicitäten, nämlich $\frac{1}{13}$ für Wagen und $\frac{1}{10}$ für Locomotivvorderräder, so liefern die obige Formel und die für Spurerweiterung auf den sächsischen Bahnen gegebenen Vorschriften folgende Vergleichstabelle.

| R | $s = \text{Spurerweiterung} + 10^{\text{mm}}$ (darf nicht grösser als $30 + 10 = 40^{\text{mm}}$ werden) berechnet nach $r = 0,5^m$ und nach | | | | Z u g e h ö r i g e | | | |
|----------|--|---|---|-------------------------|---------------------|-------|-------------|---------------|
| | | | | | L | | σ_h | |
| | $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{10}$ | $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{13}$ | $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{20}$ | sächsische Vorschriften | Locomotiven | Wagen | Locomotiven | Wagen |
| m | mm | mm | mm | mm | m | m | mm | mm |
| (170) | 40 (44) | 40 (57) | 40 (88) | 34 | 2,8 | 3,7 | 24 | 40 — δ |
| 250 | 30 | 39 | 40 (60) | 34 | 3,5 | 4,5 | 24 | 40 — δ |
| 300 | 25 | 32 | 40 (50) | 31 | 3,9 | 5,0 | 25 | 40 — δ |
| 400 | 19 | 24 | 37 | 28 | 4,7 | 5,6 | 28 | 40 — δ |
| 500 | 15 | 20 | 30 | 25 | 5,3 | 6,2 | 28 | 40 — δ |
| 600 | 13 | 16 | 25 | 20 | 5,8 | 6,8 | 28 | 40 — δ |
| über 600 | 10 | 10 | 10 | 10 | 6,0 | 7,0 | — | — |

Man sieht also, dass die eingeführten Spurerweiterungen bei den schärfsten Curven und vollen (neuen) Spurkränzen dem Verhältniss $a = \frac{R}{R + s}$ nicht, dagegen für die schlankeren Curven und vollen Spurkränzen bei den Wagen annähernd richtig und bei den Locomotiven übermässig genügen. Da aber bei ausgelaufenen Spurkränzen auch die Conicität abnimmt, so gelten diese Verhältnisse annähernd auch für ausgelaufene Reife.

Untersuchen wir nun die auf die Hinterachse ausgeübte Wirkung der Spurerweiterung und berücksichtigen die für σ_h gefundenen Werthe, so zeigt sich, dass die Hinterachse, selbst wenn man bei den Wagen eine Nachgiebigkeit bis zu 5^{mm} annimmt, innen anläuft und gilt für diesen Fall Gl. 4 selbst dann, wenn man den Spielraum beliebig verkleinert und sogar ganz verschwinden lässt. Der Anlaufwinkel der Vorderachse

würde dabei von $\sin \beta = \frac{L}{2R} + \frac{\sigma}{L}$ bis $\sin \beta = \frac{L}{2R}$ fallen und dadurch dem Lauf des Fahrzeuges grössere Sicherheit geben, wenn nur der Minimalspielraum von 10^{mm} bestehen bleibt. Der Druck gegen die Innenschiene wird zwar dadurch den Werth der Gleichung 10a annehmen, allein die Zunahme von β_1 wird durch die Abnahme von β ausgeglichen.

Man ist nun zu folgenden Schlussfolgerungen berechtigt:

1. Vierrädrige steifachsige Eisenbahn-Fahrzeuge laufen

mit grösserer Sicherheit durch die Curven, wenn keine Spurerweiterung vorhanden ist und die Räder volle Spurkränze besitzen, da dann der Anlaufwinkel unter Umständen bis zur Hälfte verschwindet.

2. Solche Fahrzeuge laufen (bei vollen Spurkränzen) auf Curven von den für ihre Radstände vorgeschriebenen Minimalhalbmessern bei der üblichen Spurerweiterung meist mit der Hinterachse innen an und in diesem Falle mit nicht weniger Zwang, als auf den gleichen Curven ohne Spurerweiterung.

Die Zusammengehörigkeit der Radstände und Curveuradien, welche durch die Vorschriften gegeben ist, zeigt, wie schon erwähnt, für die Wagen eine fast vollständig constante Entfernung (σ_h) der Hinterachse von der Aussenschiene und zwar stellt sich dieselbe zu 39 bis 40^{mm} heraus. Hallbauer hat schon früher (*Organ* Jahrg. 1876 S. 115) dieses Gesetz gefunden und dasselbe zum Aufstellen von Interpolationsformeln benutzt. Es fragt sich aber sehr, ob man berechtigt ist, die Radstände und Curveuradien nach diesem Gesetze zusammen zu passen, wodurch nur eine gewisse Gleichmässigkeit für den Lauf der Hinterachse und dies sogar nur dann herbeigeführt wird, wenn genügender Spielraum im Gleise vorhanden ist. Viel wichtiger ist gewiss die Herbeiführung gleichmässiger Verhältnisse bezüglich der Sicherheit und

des Curvenwiderstandes nebst der mit ihm zusammenhängenden Abnutzung des Materials.

Die Sicherheit wird vertreten durch die am äusseren Vorderrade stattfindenden Verhältnisse und zwar wird sie um so grösser, je stärker der verticale Druck, je schwächer der Seitendruck, je kleiner der Anlaufwinkel und je schärfer abgerundet und verticaler die Berührungsstellen zwischen Spurkranz und Schiene sind. Der Curvenwiderstand und die Abnutzung wird (nach Gleichung 10 und 13) um so kleiner, je kleiner der verticale und der seitliche Druck und je kleiner die Anlaufwinkel der Achsen und je näher die Berührungsstellen zwischen Schiene und Spurkranz nach der Schienenkrone gelegt sind bei möglichst sanfter Abrundung dieser Stellen.

Die Veränderungen der angeführten Verhältnisse bringen also leider nicht alle gleichartige Wirkung auf diese beiden Hauptfactoren Sicherheit und Oekonomie hervor und kommt es daher darauf an, bei der Bestimmung der verschiedenen Verhältnisse jedem dieser Factoren mit der ihm zukommenden Wichtigkeit Geltung zu verschaffen. Die Form der Schiene und der Spurkränze hat sich mit der Zeit so herausgebildet, dass bei genügender Sicherheit gegen Entgleisung ein möglichst geringer Widerstand und möglichst geringe Abnutzung stattfindet. Sonderbarer Weise findet man die Ansicht verbreitet, dass sogenannte scharfgelaufene Spurkränze das Entgleisen befördern, während es doch gerade (wenn nur die untere Abrundung genügend bestehen bleibt) dadurch erschwert wird. Der Spurkranz verlangt seine Gestaltbewahrung nur aus ökonomischen, nicht aber aus Sicherheitsrücksichten und noch Niemand wird eine Entgleisung in Curven durch scharfgelaufene Spurkränze bewiesen haben. Die Verdünnung der Spurkränze fördert allerdings durch Vergrösserung des Zwischenraumes im Gleise bei gerader Strecke (wie wir gesehen haben) die schlingende Bewegung der Fahrzeuge. Ebenso wirken auf Sicherheit und Oekonomie die Veränderungen der Belastung des äusseren Vorderrades in entgegengesetztem Sinne und ist es nur der seitliche Druck und der Anlaufwinkel, welche durch ihre Verkleinerung die Sicherheit erhöhen und zugleich die Oekonomie begünstigen. In Fällen, wo ein hoher Seitendruck in der Natur der Verhältnisse liegt, aber nur zeitweise übermässig auftritt, wie bei den Pferdeisenbahnen durch das Hereinziehen der Wagen in die Ausweichen, und die Oekonomie sehr energisch ihre Rechte verlangt, hilft man sich, da hier der Anlaufwinkel als unabänderliche Grösse anzusehen ist, durch möglichst leichte Wagen und ganz verticale Schienen- und Spurkranzflächen. Versuche haben bewiesen, dass Pferdeisenbahnwagen mit abgerundeten Spurkränzen sofort bei den Ausweichen entgleisen.

Der seitliche Schienendruck ist für die vorkommenden Anlaufwinkel hauptsächlich nur von dem Reibungscoefficienten und dem verticalen Druck abhängig, so dass man, bezüglich des seitlichen Schienendruckes, aus Sicherheits-, wie aus ökonomischen Rücksichten auf eine möglichste Verringerung der Achsenbelastung angewiesen wäre, wenn nicht auch bezüglich der Sicherheit auf die zufälligen seitlichen Stösse und plötzlichen Entlastungen des Vorderrades Rücksicht zu nehmen wäre. Diese Erscheinungen fehlen leider nicht, sondern treten, aus

den verschiedensten Ursachen hervorgehend, namentlich beim raschen Fahren, wie aber auch bei geringeren Geschwindigkeiten auf, und wenn man sich auch dagegen in hohem Grade durch rationelle Construction und solide Ausführung der Fahrzeuge, sowie gute Beschaffenheit der Bahn schützen kann, so ist doch bezüglich der Vorderachse die Anwendung des sichersten Hilfsmittels, nämlich einer möglichst hohen Belastung, nicht zu umgehen. Bei den im Zuge laufenden Wagen tritt, wie wir gesehen haben, noch die Zugkraft der Kuppel in beachtenswerthem Grade diesen Gefahren entgegen, so dass es bezüglich der Sicherheit in erster Linie darauf ankommt, die Vorderachse der Locomotive gehörig zu belasten und bezüglich der Oekonomie eine möglichste Entlastung des Uebrigen zu erstreben, wie dies ja auch in der Praxis geschieht.

Der Anlaufwinkel der Vorderachse ist nach unseren angeführten Untersuchungen von dem Verhältniss des Radstandes zum Curvenhalbmesser und ausserdem von dem Verhältniss des Spielraumes zum Radstande abhängig, und würde es daher darauf ankommen, wenn wir auf verschiedenen Curven möglichst gleichartige Verhältnisse bezüglich der Sicherheit und Oekonomie schaffen wollen, die Grössen R , L und σ nach dieser Bedingung zu wählen. Wie wir schon früher (Gleichung 7) gefunden haben, verkleinert ein geringer Spielraum den Anlaufwinkel und somit die Gefahr der Entgleisung bei steifachsigen Fahrzeugen. Für einen Spielraum nach Gleichung 16 und $\text{tg } \alpha = \frac{1}{13}$, resultiren die in Column 6 der

hier beigefügten Tabelle angegebenen Anlaufwinkel. Die Winkel steigen, um ungefähr den doppelten Betrag von dem Fahren durch 600^m Curven bis zu dem durch 170^m Curven bei Anwendung der für die einzelnen Curvenhalbmesser vorgeschriebenen Radstände und auch der Curvenwiderstand wächst um ca. das Doppelte.

Gleichmässigkeit bezüglich Sicherheit der Oekonomie ist also in der Scala, welche uns die Praxis für die Curvenhalbmesser und Radstände geschaffen hat, nicht vorhanden, sondern im Gegentheil ist die Gefahr des Entgleisens und die Abnutzung nebst Widerstand auf den schärfsten Curven ungefähr doppelt so gross, als auf den schlanken. Wollten wir Gleichmässigkeit hineinbringen, so würden wir unter Zugrundelegung der auf den schärfsten Curven stattfindenden Verhältnisse für die schwachen Curven viel grössere und umgekehrt für die scharfen viel kleinere Radstände als in den Vorschriften angegeben erhalten. Dies würde allerdings im ersteren Falle für die schwachen Curven grösseren Curvenwiderstand und geringere Sicherheit, als jetzt vorhanden, erzeugen und im letzteren den Betrieb auf den scharfeurvigigen Bahnen sehr unangenehm einschränken, und ist deshalb nicht besonders anzurathen, nur darf man sich nicht vorstellen, selbst wenn man die auf den schärferen Curven eingeführten geringeren Geschwindigkeiten berücksichtigt, man habe in der eingeführten Scala, deren Grenzen ebenso willkürlich wie ihre Abstufungen angenommen sind, für Radien und Radstände eine den eigentlichen Bedingungen entsprechende Vorschrift. Man kann sich deshalb ohne Anstand erlauben, wenn sonstige Vortheile damit erreicht werden,

| 1. | | 2. | | 3. | 4. | 5. | | | | 6. | | | | 7. | | | | 8. | |
|------------------------------|-------------------|--------|--|--|---|---------------------------------------|-----------------------|-----------------|-----------------------|---|------------|--|---|--|----------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------|--------|
| Curven- Radius. R in m | Radstand. | | Fahrge- schwin- digkeit per Sec. n. sächs. Vorschr. V in m | Ueber- höhung der Aussen- schiene n. sächs. Vorschr. h in m | Spielraum im Gleis $\sigma = \frac{0,75}{R \times \frac{1}{13}}$ σ in m | Anlaufwinkel β der Vorderachse. | | | | Seitendruck der Vorderachse gegen die Aussenschiene bei 1000 Kilogr. Achsenbelastung. Kilogr. | | | | Gesamt- Curvenwiderstand des ganzen 4räd. steifachsigen Fahr- zeuges pro 1000 Kg. Achsenbelastung = 2000 Kg. Fahr- zeuggewicht. | | | | | |
| | Loco- motiven. | Wagen. | | | | Locomotiven. | | Wagen. | | Durch Zwangsbe- wegung der Achse | | Durch die Tangen- tialkraft $D = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$ | Durch Höherlegen der Aussenschiene $p = G \left\{ \frac{h}{s} + \frac{\sigma}{s} \operatorname{tg} \alpha \right\}$ Negativ. | Summa $= P\beta + C - p$ | | Locom. | Wagen. | Locom. | Wagen. |
| | | | | | | sinus β . | β in Graden. | sinus β . | β in Graden. | $P\beta$ nach Gleich. 8 Locom. | Wagen. | | | Locom. | Wagen. | | | | |
| (170) | (2,8) | (3,7) | 10,5 | 0,100 | 0,040 | 0,0140 | 0° 57' | 0,0218 | 1° 57' | 1239,6 × f | 1202,4 × f | 66,068 | 68,60 | 1239,6 × f - 2,53 | 1202,4 × f - 2,53 | 25,3 × f + 6,18 × f ₂ | 29,4 × f + 6,6 × f ₂ | | |
| 250 | 3,5 | 4,5 | 11,5 | 0,090 | 0,039 | 0,0140 | 0° 48' | 0,0177 | 1° 1' | 1213,8 × f | 1166,4 × f | 53,90 | 62,00 | 1213,8 × f - 17,1 | 1166,4 × f - 17,1 | 20,0 × f + 5,1 × f ₂ | 24,0 × f + 6,3 × f ₂ | | |
| 300 | 3,9 | 5,0 | 12,5 | 0,085 | 0,032 | 0,0130 | 0° 45' | 0,0147 | 0° 51' | 1191,6 × f | 1149,6 × f | 53,01 | 58,20 | 1191,6 × f - 5,2 | 1149,6 × f - 5,2 | 18,0 × f + 4,6 × f ₂ | 22,0 × f + 5,2 × f ₂ | | |
| 400 | 4,7 | 5,6 | 14,5 | 0,080 | 0,024 | 0,0110 | 0° 38' | 0,0113 | 0° 39' | 1159,2 × f | 1133,4 × f | 53,52 | 54,50 | 1159,2 × f - 1,0 | 1133,4 × f - 1,0 | 17,1 × f + 3,8 × f ₂ | 17,8 × f + 3,8 × f ₂ | | |
| 500 | 5,3 | 6,2 | 16,5 | 0,075 | 0,019 | 0,00890 | 0° 31' | 0,00920 | 0° 32' | 1141,2 × f | 1120,8 × f | 55,46 | 50,90 | 1141,2 × f + 4,5 | 1120,8 × f + 4,5 | 13,5 × f + 3,1 × f ₂ | 15,42 × f + 3,0 × f ₂ | | |
| 600 | 5,8 | 6,8 | 16,5 | 0,075 | 0,016 | 0,00760 | 0° 26' | 0,0080 | 0° 28' | 1128,1 × f | 1110,0 × f | 46,28 | 50,77 | 1128,1 × f - 4,5 | 1110,0 × f - 4,5 | 12,1 × f + 2,6 × f ₂ | 13,8 - f 2,6 × f ₂ | | |

In Columne 7 und 8 bezeichnet f den Reibungscoefficienten für die Reibung zwischen Radlauffläche und Schiene, f₂ für die Reibung zwischen Spurkranz und Schiene. Letzterer ist, da die Schienenstösse mit zur Wirkung kommen, jedenfalls grösser als ersterer. Nach dem Vergleich der Gl. 13 mit verschiedenen Versuchsergebnissen scheint für trockene Schienen f nicht kleiner als 1/5 und f₂ nicht kleiner als 1/3 zu sein. Die Resultate der Columnen 7 und 8 beziehen sich auf 1000 Kilogr. Achsenbelastung, nicht Wagenbelastung; es ist $G = \frac{Q}{2}$. In Columne 8 sind zweiachsige Locomotiven von gleicher Lastvertheilung zu Grunde gelegt und die Resultate nach Gl. 13 berechnet.

Fahrzeuge auch über Curven von kleineren als die angegebenen Radien laufen zu lassen, wenn nur die Sicherheits- und Abnutzungsverhältnisse nicht ungünstiger sind, als die ungünstigsten der Scala, d. h. man kann sich für solche Fälle der folgenden, unter Zugrundelegung der schärfsten Curven gebildeten Scala bedienen, nämlich

- R = 250^m, L = 3,5^m (Locomotiven), 4,5^m Wagen,
- R = 300^m, L = 4,2^m „ „ „ 5,4^m „ „ „
- R = 400^m, L = 5,6^m „ „ „ 7,2^m „ „ „
- R = 500^m, L = 7,0^m „ „ „ 8,2^m „ „ „
- R = 600^m, L = 8,4^m „ „ „ 10,8^m „ „ „

Die sämmtlichen Vorschriften empfehlen die eingeführte Scala auch nur zur »Schonung des Materiales«, nicht aber aus Sicherheitsgründen, doch haben wir gesehen, dass auch zu jener Empfehlung wenig Berechtigung vorliegt.

Die Höherlegung der Aussenschiene wird, wie schon erwähnt, gewöhnlich bis zum Aufheben des durch die Tangentialkraft erzeugten Seitendruckes getrieben und aus den betreffenden Columnen der Tabelle ersieht man auch, dass nach

den sächsischen Vorschriften dieser Betrag des Seitendruckes bei allen Curven nahezu verschwindet, allein es zeigt sich ferner, dass bei sämmtlichen Curven dennoch der Haupttheil des Seitendruckes als fast constanter, sehr hoher Betrag übrig bleibt und es dadurch nicht gerechtfertigt erschiene, die Höherlegung der Aussenschiene nur auf die Tilgung des durch die Tangentialkraft erzeugten Betrages zu beschränken, wenn nicht, wie erklärt wurde, diese Höherlegung zugleich eine Entlastung des äusseren Vorderrades mit sich führte. Nach unserer Berechnung wird bei Locomotiven diese Entlastung bei etwa 0,1^m Ueberhöhung gerade noch durch die besprochene Federcompression aufgehoben und empfiehlt es sich daher nicht, eine Ueberhöhung von 0,1^m viel zu überschreiten. Dagegen würde es zweckmässig sein, das Mittel der Höherlegung mit diesem vollen Grenzwerte auch bei den schwächeren Curven zu benutzen, um den Seitendruck, der bei den schwächsten Curven, wo überhaupt noch ein Anlauf der Vorderachse besteht, den hohen Betrag von 1,12-G-f aufweist und fast dreimal so gross ist, als die durch die Höherlegung entstehende, nach innen schiebende Seitenkraft, wenigstens nach Kräften zu reduciren. Da die Schienenüberhöhung ca. 0,25^m

betragen müsste, um selbst bei ganz langsam fahrendem Zuge den Seitendruck gegen die Aussenschiene aufzuheben, so hat man ein Anlaufen an die Innenschiene noch lange nicht zu befürchten, und wenn bei sehr grossen Schienenüberhöhungen dennoch manchmal kleine Abnutzungen an der Innenschiene gefunden wurden, so rührten dieselben wahrscheinlich von Hinterachsen her.

Für die steifachsigen Fahrzeuge mit den gewöhnlich üblichen Eisenbahnwägen auf den gewöhnlichen Eisenbahngleisen, wie beide unseren Betrachtungen zu Grunde gelegt wurden, sind die Wagenstellung im Gleise und der Anlaufwinkel gegebene Grössen, und da also von diesen der Curvenwiderstand und die Sicherheit wesentlich abhängt, sogar durch eine richtige Achs- und Wagenstellung in Verbindung mit geeigneter Radconicität und Spurerweiterung der Anlaufwinkel sammt Curvenwiderstand theoretisch vollständig aufgehoben werden kann, so erscheint es von eminenter Wichtigkeit, die Bestrebungen hiernach zu richten.

Redtenbacher machte, wie schon erwähnt, darauf aufmerksam, dass der Widerstandsbetrag $\frac{s}{R} G f$ (Gleichung 4) — wenn es sonst zugänglich wäre — durch Umkehrung der Reifconicität der Hinterachse aufgehoben werden könne und wir weisen hierdurch darauf hin, dass auch (wie wir in analoger Weise bei der Mittelachse eines sechsrädrigen Fahrzeuges gesehen haben) ein Mittel, welches die Endachse nöthigte, in Gegenwart des richtig berechneten Spielraumes an der äusseren Schiene anzulaufen, ebenfalls den Betrag $\frac{s}{R} G f$ verschwinden lassen würde. Ein solches Mittel wäre denkbar in der Herstellung einer Spurrille an der Innenseite der Aussenschiene. Zur Herabdrückung des durch den cycloidischen Angriff der inneren Reifseite entstehenden Widerstandes könnte diese Seite nach Art der äusseren profilirt werden und würde auf diese Weise eine Ersparniss bis zu etwa 30% im Curvenwiderstand auftreten können.

Wir wenden uns nun zu den Anordnungen, welche an den Laufwerken selbst bereits zum Zwecke der Verwendbarkeit längerer Fahrzeuge auf den Curven, oder mit anderen Worten, der Verminderung des Curvenwiderstandes zur Benutzung kamen und heben von der grossen Anzahl solcher Einrichtungen die wichtigsten hervor:

Schon bald nach dem Entstehen der Eisenbahnen trat das amerikanische Schemelssystem auf, d. h. eine Anordnung, bei welcher ein langer Kastenbau mit den Endpunkten auf zwei kurzradständigen steifen Fahrzeugen (Drehschemeln) so gelagert ist, dass jeder Schemel sich horizontal um einen verticalen Mittelzapfen gegen den aufgelegten Kastenbau verdrehen kann (Fig. 14 Taf. XXIV). Lässt man ein solches Doppelschemel-fahrzeug auf einer Curve laufen, so ist ganz klar, dass wegen des gelenkigen Zusammenhanges zwischen den kleinen Schemelwagen und dem sie verbindenden steifen Kastenbau jeder Schemel seiner tangentialen Richtung folgen wird, bis er an der Aussenschiene anläuft und dann diejenige Stellung annimmt, welche er als steifachsiger Wagen für sich wählen würde. Die Mittellinie des achträdrigen Schemelwagens stellt sich also als

Sehne des zur Curve concentrischen Kreises, welcher durch die Mittelpunkte der Schemel geht, ein, und da jeder Schemel für sich mit dem Winkel $\beta = \frac{l}{R}$ (wobei l den kleinen Schemelradstand bedeutet) an der Aussenschiene anläuft, so bleibt die Stellung der Vorderschemelachsen (um $\angle \beta = \frac{l}{R}$) zurück, während die der Hinterschemelachsen die radiale Richtung um den gleichen Betrag überschreitet. Diese Thatsache musste sich durch sorgfältig angestellte Versuche als vollständig richtig erweisen, da ja auch in der Praxis hinlänglich deutlich bekannt ist, dass die Hinterachse eines Schemels von noch so kleinem Radstande sich viel weniger als die Vorderachse abnutzt, also weniger dicht an die Aussenschiene anlegt. Wir sehen also hieraus, dass die Richtigkeit der radialen Achseneinstellung beim amerikanischen Systeme wesentlich von dem Schemelradstande abhängt und dass also auch die jetzt in England auftretenden langen Wagen mit dreiachsigen Schemeln in dieser Beziehung eine falsche Richtung einschlagen. Einen ruhigeren Gang werden langradständige Schemel allerdings aufweisen, da ja überhaupt beim steifachsigen, wie auch beim lenkachsigen Wagen ein langer Radstand nächst möglichst grossem Wagen-gewicht das erfolgreichste Mittel zur Erzielung eines ruhigen Ganges ist. Man bringt bei dem amerikanischen Systeme in einfachster Weise nach unseren früheren Betrachtungen den Curvenwiderstand eines jeden dieser Schemel durch die Kleinheit ihrer hinteren Achsenabstände $\left(\frac{l^2}{2R}\right)$ bis nahe an den aus Gleichung 3 zu berechnenden Werth, welcher für steifachsige Fahrzeuge mit aussen anlaufenden Rädern gilt. Dieser Werth ist dem Radstande direct proportional und der ganze von der Zwangsstellung herrührende Curvenwiderstand ist annähernd

$$18) \quad 2 G_1 f \frac{l}{R}$$

worin G_1 die Belastung einer Schemelachse bedeutet und l der Radstand eines einzelnen Schemelgestelles ist.

Bei Locomotiven verschaffte sich dieses System, wenn auch nur auf die Vorderachse beschränkt, ebenfalls bald Eingang (Fig. 10 Taf. XXIV) und später wurde es in England, trotzdem, dass man dort im Allgemeinen noch bis auf den heutigen Tag dem amerikanischen System entschieden abgeneigt ist, bei schmalspurigen Bahnen sogar in seiner vollständigen Gestalt, also auch auf das Hintertheil angewendet (Fairly-System). Bleibt die Hinterachse der Locomotive steifachsig, dann behält die Widerstandsgleichung neben dem Glied $\left(\frac{l}{R}\right) G_1 f$ des Schemelwiderstandes den ganzen von der Hinterachse herrührenden Betrag, wird daher

$$19) \quad K = f \left\{ G \left(\frac{L}{2} + s - \frac{c_h}{L} \right) + G_1 \frac{l}{R} \right\}$$

Wenn auch dieser Betrag schon bedeutend gegen den Werth $K = \frac{L+s}{R} G f$ für ein steifachsiges Fahrzeug vom Rad-

stande L reducirt ist. so hat er doch noch eine bemerkenswerthe Grösse im Vergleich mit Werth (18). Die Systeme der mehrachsigen Drehschemel haben den Nachtheil der Complication und Gewichtsvermehrung, und bei Locomotiven tritt dabei noch die durch die Lastvertheilung (auf eine grössere Anzahl von Rädern) erzeugte Minderbelastung des Vorderrades als Nachtheil auf. Es erscheint daher sehr berechtigt, Anordnungen zu schaffen, welche durch die nöthige Gelenkigkeit der einzelnen Achsen den Zweck erreichen lassen und ist denn auch in der That schon eine grössere Menge von Lenkachsensystemen aufgetaucht. Da man von den Schemelgestellen ausging und dort, wie bei jedem anderen steifachsigen Wagen, das Wenden des Fahrzeuges dem seitlichen Druck gegen die Vorderachse zu danken hatte, so war es natürlich, auch bei dem Erfinden von gelenkigen Einzelachsen sein Augenmerk auf diesen seitlichen Druck zu richten. So entstand die Adam'sche Lenkachse (Fig. 12 Taf. XXIV), welche durch die seitliche Verschiebung der Achse sammt Achsbüchsen und in geeignetem Winkel gegeneinander gestellten Achsbüchsenführungen gezwungen wird, eine horizontale Drehung nach der Richtung des Curvenradius zu machen, so auch das System Byssel (Fig. 11 Taf. XXIV), welche Anordnung als die Endachsenhälfte eines Drehschemels angesehen werden kann. Die Adam'sche Einrichtung wurde schon als Vorder- wie Hinterachse sowohl an Wagen wie auch an Locomotiven ausgeführt, während die Byssel'sche Anordnung ausschliesslich für die Locomotiv-Vorderachse erfunden und angewendet worden ist. Beide Systeme leiden, abgesehen von dem Genauigkeitsgrade der radialen Einstellung, an dem Fehler genügender Fähigkeit, das Fahrzeug sicher in gehöriger Richtung zu halten und es auf dem vorgeschriebenen Kreise als Sehne herum zu führen. Das Fahrzeug fährt hier mehr als Tangente am Kreisbogen her und muss sich bezüglich der anzunehmenden Richtung allein auf seine steifen Achsen verlassen. Diese beiden Lenkachsensysteme verlangen daher, wenn ein sicherer Gang des Fahrzeuges auftreten soll, die Gegenwart zweier steifer Achsen von recht grossem Radstande, eine Forderung, welche die Anwendbarkeit erschwert, und sind daher auch beide Systeme wieder aufgegeben.

Bei Gelegenheit des Bahnbetriebes über den Mont-Cenis führte man dort dreiachsige Wagen ein, deren Achsbüchsen durch geeigneten Mechanismus so verbunden waren, dass die seitliche Verschiebung der Mittelachse und deren Büchsen durch den Kreisbogen des Gleises um die Pfeilhöhe der Radstandsehne eine radiale Stellung der Endachsen erzeugte. Die Construction rührt von John Clark der North-London Ry her, ist im »Organ« Jahrg. 1867 S. 50 beschrieben und soll sich gut bewährt haben. Theoretisch ist die Anordnung richtig, wenn man die Längenunterschiede zwischen dem Radstande als Sehne und dem zugehörigen Bogenstücke der Curve unschädlich macht und durch den Mechanismus die zwischen der Seitenverschiebung der Mittelachse und der Winkelveränderung der Endachse bestehende geometrische Relation für alle Curvenradien erfüllen kann. Nennt man (Fig. 9 Taf. XXIV) λ die Verschiebung der Mittelachse und φ die Drehung der Endachsen von ihren Mittelstellungen aus und bedenkt, dass die

Verschiebung gleich der Bogenpfeilhöhe ist und φ zur Herbeiführung der radialen Stellung stets dem Anlaufwinkel gleich sein muss, so müssen folgende Bedingungen gleichzeitig erfüllt werden: $\lambda = \frac{L^2}{8R}$ und $\sin \varphi = \frac{L}{2R}$, woraus die für den Bewegungsmechanismus geltende Bedingung

$$20) \quad \sin \varphi = \frac{4\lambda}{L}$$

hervorgeht. Diese Bedingung ist unabhängig vom Curvenradius, wodurch die Möglichkeit ausgesprochen ist, dass der nach ihr angeordnete Mechanismus eine für alle Curven richtige Achseneinstellung erzeugt. Sowohl bei der Clark'schen wie auch bei der durch Fig. 17 Taf. XXIV veranschaulichten Anordnung lässt sich Bedingung 20 durch passende Wahl der Verhältnisse leicht erfüllen. Besonders glücklich, weil einfach, fällt die Clark'sche Anordnung aus, welche einfach darin besteht, dass die einzelachsigen Drehschemel der Endachsen mittelst steifen Deichseln D und Charnierlaschen C mit den Deichseln der quer verschiebbaren (aber nicht drehbaren) Mittelachsenschemel charnierartig verbunden sind. Wählt man hierbei die Deichsellängen der Endachsen so, dass ihre Angriffspunkte die Entfernung zwischen Mittel- und Endachse halbiren, also $= \frac{L}{4}$, so wird $\sin \varphi = \frac{\lambda}{L/4}$, wodurch fragliche Bedingung erfüllt ist. Dieses der Clark'schen nachgebildete Anordnung ist als Cleminson'sches Lenkachsensystem für sechsrädrige Wagen patentirt und erfreut sich gegenwärtig besonders in England mit Recht einer günstigen Aufnahme. Mit solchen sechsrädrigen Constructionen ist man im Stande, den Curvenwiderstand (K) und den davon herrührenden hohen Seitendruck fast gänzlich aufzuheben.

Vor etwa zwölf Jahren machte man auf der vormaligen Sächsisch-westlichen Staatsbahn eine Entdeckung, welche von besonderer Tragweite für die Entwicklung der gelenkigen Achsen werden sollte. Man fand nämlich auf experimentellem Wege, dass ein einzelachsiges Schemelgestell beim Durchlaufen der Curven unter seinem Fahrzeuge sowohl als Vorderachse, wie als Hinterachse nicht allein das Bestreben hat, sich radial einzustellen, sondern auch die Fähigkeit besitzt, eine annähernd radiale Stellung für Curven von jeglichem Halbmesser zu behaupten. Diese Entdeckung führte bald zur Construction der Nowotny'schen Locomotiv-Vorderachse (Fig. 13, näher beschrieben im »Organ« Jahrg. 1874 S. 214), welche Anordnung seitdem an einer grösseren Anzahl Locomotiven hauptsächlich der Sächsischen Staatsbahnen mit bestem Erfolge zur Ausführung kam. Die Erfahrung hat gelehrt, dass die Dauer der Vorderreife, also demgemäss auch der Schienen, bei dieser Anordnung viermal grösser ist, als bei steifachsigen Locomotiven von gleichem Radstande. Der Curvenwiderstand solcher Fahrzeuge mit gelenkiger Vorder- und steifer Hinterachse ist, da auch hier wieder bei grösserem Radstande die Hinterachse innen läuft, also der ganze Zwangswiderstand aus Drehung und Verschiebung (Gleichung 1) der Hinterachse übrig bleibt, unter Voraussetzung vollständiger Radialstellung der Vorderachse und der seither angenommenen

Radkreis- und Bahnkreisverhältnisse (bei Vernachlässigung der Mittelachse analog Gleichung 18:

$$21) \quad K = G f \left(\frac{\frac{L}{2} + s - \frac{\sigma}{L}}{R} \right)$$

Vergleicht man diesen Werth mit dem (Gleichung 4) eines steifachsigen Fahrzeuges, so zeigt sich, dass der Curvenwiderstand (K) beispielsweise für eine Curve von 200^m und einem Radstand von 4^m durch die gelenkige Vorderachse um circa 80% reducirt wurde. Die gleichzeitige Anbringung einer radial verstellbaren Hinterachse würde demnach für diesen Fall nur noch ca. 20% nützen können.

Um die Ursache des radialen Einstellens zweier gelenkigen Einzelachsen zu finden, denken wir uns ein solches zweiachsiges Fahrzeug aus einer Geraden in eine Curve einlaufen. Die Vorderachse wird sich gleich am Anfange der Curve aussen anlegen und bei entsprechender Reifconicität und Spurerweiterung einen Laufkegel bilden, dessen Spitze im Curvenmittelpunkt liegt. Die Hinterachse wird, da sie nun drehbar gegen die Wagenmittellinie ist, — mag die Vorderachse laufen wie sie will — in ihrer tangentialen Richtung fortgehen und so die äussere Schiene berühren, also ihre Laufkegelspitze ebenfalls in den Curvenmittelpunkt verlegen. Die Achsrichtung beider Achsen wird also radial bleiben und da sich das Fahrzeug bei Ankunft der Hinterachse am Anfangspunkt der Curve um den Schmenwinkel $\beta = \frac{L}{2R}$ gegen die Tangente des Anfangspunktes gedreht hat, der Radius der Vorderachsenstelle aber den doppelten Winkel seit Beginn der Curve beschrieben hat, so wird in dieser Position die Hinterachse den $\angle \beta$ und die Vorderachse den $\angle (2\beta - \beta) = \beta$ gegen die frühere (Mittelstellung) bilden, und werden also beide Achsen radial convergirend gegen einander stehen. Die zahlreichen, mit Bewegungsindicatorsorgfältigst angestellten Versuche ergeben nun auch, dass die Achsen beim Weiterlauf in radialer Stellung verbleiben, selbst für den Fall, dass das Verhältniss $\frac{r_1}{r_2} = \frac{R}{R+s}$ nicht ganz genau berücksichtigt erscheint, wie dies ja auch in der Praxis meist der Fall ist. Uebertriebene Conicität hat nach den Versuchen ergeben, dass, wie es auch theoretisch vorauszusehen war, die Achsen in Folge der Laufkegelverkürzung schwingend von den Aussenbahnen ab- und wieder an sie heranliefen. Nur bei zu schwacher Conicität zeigt sich keine besondere Aenderung, obwohl man doch annehmen sollte, es würden beide Aussenräder mehr und mehr zurückbleiben. Selbst cylindrische Reife zeigen noch Bestreben zur radialen Einstellung. Die Regulierungsursache bei untermässiger Conicität, wie sie wenigstens bei Wagen meist in der Praxis vorkommt, ist noch nicht völlig erklärt, doch liegt sie wahrscheinlich in der Fähigkeit des Aussenrades, den Laufkreis durch Benutzung der Spurrandhohlkehle momentan vergrössern zu können. Vielleicht wirkt auch in geringem Grade das Kraftmoment des seitlichen Angriffes mit.

Eine merkwürdige Erscheinung bei gelenkigen Einzelachsen ist die unverkennbare Uebertriebung des Ausschlagswinkels der Hinterachse und Unterschreitung des der Vorderachse. Wir

haben diese Erscheinung auch bei den Schmelgestellen gesehen und erklärt, doch lässt sich jene Erklärung auf die Einzelachsen nicht anwenden, da hier $l=0$ ist. Die Erscheinung stimmt mit dem Zurückbleiben der Aussenräder gegen die Innenräder überein und kann daher vielleicht theils durch untermässige Conicität, theils durch die äussere Schienenreibung (welche letztere zwar sehr klein im Vergleich mit dem zu überwältigenden Reibungswiderstand zwischen Schienenkrone und Radlaufkreis ist) hervorgerufen werden.

Jedenfalls dürfen wir aus den angestellten Betrachtungen folgende Behauptungen aufrecht erhalten:

1. Eine gelenkige Hinterachse läuft bei vollständiger Gelenkigkeit aussen an, daher laufen Lenkachsenfahrzeuge mit sämtlichen Achsen aussen an;
2. die Hauptursache der radialen Einstellung gelenkiger Einzelachsen liegt in dem Verhältniss der Radlaufkreis-halbmesser beider Räder zu dem der Bahnkreishalbmesser beider Schienen, daher ist
3. für gelenkige Achse richtige Reifconicität nebst Spurerweiterung eine Existenzbedingung und ist
4. eine geringe Untermässigkeit der Conicität bezüglich des ruhigen Ganges mehr zu empfehlen, als eine übermässige.

Nachdem die Nowotny-Vorderachse auf den Sächsischen Staatsbahnen immer mehr die Vorzüge, namentlich bezüglich der günstigen Widerstands- und Abnutzungsverhältnisse, zu erkennen gegeben hatte, so dass infolge dessen sämtliche Locomotiven mit Byssel-Achsen nach diesem Princip umgeändert wurden, sowie bei Neubeschaffungen vielfältig diese Lenkachse zur Anwendung kam, suchte man hierorts auch für Wagen nach einer möglichst einfachen Lenkachsenconstruction. So entstand eine Einrichtung (Fig. 16 Taf. XXIV), bei welcher das Schmelgestell sammt Drehzapfen weggelassen ist und die Achse einfach durch eine hinlängliche Verschiebbarkeit der Lagerschalen in den Achsbüchsen nach Art der Fig. 20 oder auch 21 um ihren geometrischen Mittelpunkt schwingen kann, wobei als Notharretirung gegen Stösse ein Mittelachshalter angebracht ist. Eine Bestrebung nach der rechtwinkligen Achsstellung wird durch schiefe Deckflächen der Lager hervorgebracht und zwar befindet sich bei der Construction das Lager für die Normalstellung in der Büchsenmitte, bei der anderen liegt es an derjenigen Seite an, welche nach dem Wagenende gerichtet ist. Der Neigungswinkel der Deckflächen ist so gewählt, dass der Reibungswiderstand des Rades auf den Schienen noch etwas die Kraft, welche zur Verschiebung der Lagerschale nöthig ist, übertrifft. Es laufen nach diesem System eine Anzahl Personenwagen und zwar mit beiden Lageranordnungen seit Jahr und Tag auf Gebirgsstrecken der Sächsischen Staatsbahnen mit dem besten Erfolg. Die mit solchen Wagen vorgenommenen Indicatorversuche ergeben zufriedenstellende Diagramme der Achseinstellung und zwar in gleich guter Weise für beide Lagerverschiebungsarten. Die Bewegungsart der Achsen ist jedoch bei beiden Anordnungen eine verschiedene, denn während sich die Achsen bei Anordnung Fig. 20 um ihren geometrischen Mittelpunkt drehen, schwingt bei Anordnung 21 das jedesmalige Innenrad um das Aussenrad gegen die andere Achse zu, so dass also bei jedesmaligem Ver-

legen des Curvenmittelpunktes nach der anderen Gleisseite, auch der Achsendrehpunkt nach der anderen Seite wandert. Die Lager- resp. Radverschiebung ist bei solcher seitlichen Drehpunkt-lage natürlich doppelt so gross, als bei der Mittellage. Anstatt der Verschiebung der Lager in den Büchsen kann man auch die Nachgiebigkeit durch einen entsprechenden Spielraum zwischen Achsbüchse und Achshalter neben der nöthigen Drehbarkeit zwischen Tragfeder und Achsbüchse bilden, wodurch die Achs-gelenkigkeit in der denkbar einfachsten Weise geschaffen ist. Die Normalstellungsbestrebung wird dabei durch die Verschiebung in ihren Gehängen erzeugt. Ein Nothachshalter ist hierbei überflüssig. Solche Wagen geben Resultate, welche durchaus nicht denjenigen der erstgenannten Anordnungen nachstehen, und ist dieses einfache Lenkachssystem ebenfalls seit längerer Zeit an einem Postbureauwagen anstandslos im Betriebe der Sächsischen Staatsbahnen.

Wir sind nun an dem Punkte angekommen, einen jeden Eisenbahnwagen mit mehr oder weniger zufälliger Nachgiebigkeit der Achsen, sei es durch Spielraum zwischen Achsbüchse und Achshalter, oder zwischen Lager und Achsbüchse, sei es durch Mangel an Starrheit des ganzen Wagenbaues, als einen mit Lenkachsen von mehr oder weniger Gelenkigkeit ausgestatteten Wagen anzusehen. In der That haben Versuche diese Annahme vollständig bestätigt. Die durch Fig. 22 Taf. XXIV dargestellte Linie ist die Copie eines Diagrammes, welches von einem ohne Weiteres aus dem Dienst genommenen 4rädri-gen steifachsigen IV. Classe-Wagen von 5^m Radstand auf der Gebirgsstrecke Flöha-Annaberg herrührt. Die Abweichungen von der Mittellinie x geben in natürlicher Grösse die Abweichungen der Achsbüchsen von ihrer Mittelstellung. Die Curven von etwa 250^m Radius hätten bei genügendem Spiel der Achsbüchsen einen Ausschlag der letzteren von $x = \frac{s}{2} \times \frac{L}{2R}$, also ca. 7¹/₂^{mm} gegeben, da aber die ganze Nachgiebigkeits-schwingung der Achse dieses Wagens nur etwa 7^{mm} betrug, so kann das Diagramm auch nur einen Maximalausschlag von ca. 3¹/₂^{mm} selbst für die schärfsten Curven ergeben. Von der Ansicht ausgehend, dass bei solchen freien Lenkachsen nicht leicht eine Bremse ohne merkliche Beeinträchtigung der Gelenkigkeit angebracht werden könne, suchte man auf den Sächsischen Staatsbahnen nach einer Anordnung, bei welcher die Tragfedern in gewöhnlicher Weise zwischen Achsbüchsen und Langschwelen sitzen bleiben konnten, aber doch ein mit den Achsen schwingender Rahmen zur Anbringung der Bremsgehänge vorhanden sei. Man hing zu diesem Zwecke einen um die Räder innerhalb der Federn greifenden Rahmen, drehbar um einen über dem Achsmittel befindlichen Zapfen, am Kastenbau auf und liess diesen Rahmen vermittelst Achsgabeln, welche die Achsbüchsen fassen, mit den Achsen identische Drehungen machen. Die früher an den Langschwelen angebrachten Achsgabeln fielen dabei weg. Solche hängende Drehrahmen sind ebenfalls seit Jahresfrist an einem Personenwagen der Sächsischen Staatsbahnen angebracht und bewähren sich gut.

Wir wollen nun noch der Einrichtungen gedenken, welche zur Verkuppelung zweier Wagenlenkachsen erfunden wurden. Etwa vor 7 Jahren trat die Klose'sche Patentverkuppelung

auf, welche in Fig. 15 Taf. XXIV angegeben und im »Organ« Jahrg. 1874 S. 21 näher beschrieben ist. Sie ist an solchen Lenkachsen angebracht, welche durch Spielraum zwischen Achsbüchsen und Achshalter hergestellt sind, und besteht im Wesentlichen aus zwei horizontal schwingenden Queralanciers, welche mit ihren Enden die Tragfedern fassen, dabei aber untereinander durch Diagonalgestänge so verbunden sind, dass zwei auf einer Seite liegende Balancierendpunkte, welche die Bewegung durch die Tragfedern auf die Achsbüchsen und Achsen übertragen, stets nach entgegengesetzter Richtung, also im Sinne der radialen Einstellung der Achsen, schwingen. Die Balancierdrehpunkte vertreten die Stelle von Schemeldrehpunkten und das Bestreben zur Normalstellung der Achsen ist durch das Federgehänge erzeugt. Diese Einrichtung, so theoretisch richtig sie auch scheint, zeigte sich in der Ausführung als viel zu nachgiebig, so dass in den damit gewonnenen Diagrammen kaum eine Wirkung der Verkuppelung gefunden werden konnte. In neuerer Zeit hat Herr Klose durch directen Angriff der nach dem Systeme der Sächsischen Staatsbahnen in der Achsbüchse verschiebbaren Lagerschale und wesentliche Vereinfachung der Kuppelungsvorrichtung, unter Aufgeben der Mitteldrehzapfen, sein System bedeutend verbessert und weisen die nach demselben eingerichteten Wagen sehr gute Resultate auf. Die Verkuppelung der Lenkachsen hat für Wagen, welche bei grosser Geschwindigkeit noch sehr ruhig laufen sollen, ihre entschiedene Berechtigung, indem sie die gegen ein einzelnes Rad oder eine einzelne Achse gerichteten störenden Stösse wirkungslos macht und ausserdem die aus unrichtiger Reifconicität hervorgehenden Kräfte aufhebt.

Fig. 18 Taf. XXIV zeigt eine Deichselverkuppelung in Verbindung mit einzelachsigen Drehschemeln, welche Anordnung nach den hierorts angestellten Versuchen ebenfalls sehr gute Resultate liefert, wenn auch ein Bestreben nach der Mittelstellung die Vorrichtung nicht besitzt.

Fig. 19 Taf. XXIV ist eine Verkuppelung, wie sie an dem Sächsischen Staatsbahn-System der hängenden Drehrahmen zur Anwendung kam.

Für Güterwagen halten wir eine Achsenverkuppelung nicht für nothwendig, sondern empfehlen vielmehr die angeführte einfache Methode der in den Achshaltern spielenden Achsbüchsen ohne Mittelnachshalter, aber mit entsprechenden Federgehängen. Die Verschiebbarkeit der Achsbüchsen dürfte eine gewisse Grenze nicht überschreiten, so dass man sich bei scharfen Curven mit einer annähernden Gelenkigkeit begnügen würde. Selbst die Bremse könnte bei diesem System ohne nennenswerthe Störung Anwendung finden, wenn sie zweiseitig angeordnet ist und durch richtige Wahl der Hebelverhältnisse Gleichheit des Druckes auf beiden Radseiten ergibt.

Nachdem wir nun gesehen haben, mit welchen Missständen die seither fast ausschliesslich zur Anwendung gekommenen steifachsigen Fahrzeuge, namentlich in ökonomischer Beziehung verbunden sind, und gezeigt haben, welchen hohen Grad die Entwicklung der Lenkachsensysteme, durch welche Letzteren die gedachten Missstände fast ganz beseitigt werden können,

bereits erreicht hat, dürfen wir wohl annehmen, dass die Zeit gekommen sei, von solchen Hilfsmitteln nicht bloß auf Secundär-, sondern auch auf Normalbahnen ausgedehnteren Gebrauch zu machen. Der Preis dieses Strebens ist hauptsächlich eine namhafte Geldersparung entweder in Form der Verwendbarkeit langer, einfacher Fahrzeuge auf scharfen Curven oder in Form

von Reduction des Curvenwiderstandes bei unseren seitherigen Fahrzeugen und Bahnen, welcher Widerstand ja nach den vielfach angestellten Versuchen meist für sich allein schon den Betrag des Gesamtwiderstandes auf der geraden Linie übersteigt.

Wiedermann'sche Metallichtung für Kolbenstangen.

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

Fig. 7 und 8 Taf. XXV zeigt eine dem Werkmeister an der Oberschl. Eisenbahn Wiedermann patentirte Metallichtung für Kolbenstangen.

Demselben ist es gelungen eine Dichtung zu construiren, welche nicht nur vollständig dampfdicht ist, sondern auch die Reibung der Kolbenstange bedeutend vermindert.

Dieselbe besteht dem Wesen nach aus den getheilten Compositions-Ringen c. Zwei derselben umschliessen die Kolbenstange, während die andern Beiden nach Oben hin abdichten. Durch das Ziehband f mit der Scheere m werden dieselben an die Kolbenstange gepresst. Der seitliche Verschluss wird durch die beiden Flantschen g und h mit den getheilten Büchsen d und n, und der Linse i bewirkt, welche ein schräges Anziehen des Flantsches h ausgleicht. Der frühere Raum in welchem der Hanf untergebracht war, wird durch die verlängerte Grundbüchse e und der Büchse d ausgefüllt. Bei Kolbenstangen mit verschwächtem Conus p, fallen die getheilten Büchsen d und n fort, weil dadurch ein directes Aufbringen der Flantsche gestattet ist.

Die Königl. Direction der Oberschl. Eisenbahn hat diese Dichtung an zwei Locomotiven verschiedener Gattung behufs Anstellung von Versuchen anbringen lassen und haben dieselben bis jetzt ergeben, dass die Abnutzung der, aus einer Mischung von Blei, Zinn und Antimon bestehenden Ringe nach viermonatlicher ununterbrochener Dienstzeit der beiden Locomotiven ungefähr einen Millimeter beträgt, also ungefähr noch acht Monate benutzt werden können. Die Unterhaltungskosten sind sehr gering, da die abgenutzten Ringe wieder eingeschmolzen werden können, und stellen sich jährlich auf ungefähr 2,50 Mark pro Locomotive.

Bei stationären Maschinen stellen sich in Folge längerer Ausnutzung die Unterhaltungskosten noch bedeutend geringer.

Die Kolbenstangen werden durch diese Dichtung sehr geschont und scheinen nach längerem Gebrauch wie poliert.

Den Alleinvertrieb dieser Metalliederung hat die Maschinen-Fabrik von Sukow in Breslau übernommen und ertheilt dieselbe auf gefällige Anfragen bereitwilligst Auskunft.

U. B.

Funkenfänger für Locomotiven von Gustav Hohlfeld in Dresden,

patentirt im deutschen Reiche vom 18. Juli 1878 ab, No. 3839.

Mitgetheilt vom Ingenieur M. Friedrich, Kgl. Maschinen-Inspector der Sächs. Staats-Eisenbahn.

(Hierzu Fig. 10—14 auf Taf. XXVI.)

Das deutsche Eisenbahnpolizei-Reglement enthält die Bestimmung, dass jede Locomotive mit einer Vorrichtung versehen sein muss, durch welche der Auswurf glühender Kohlen aus dem Schornstein wirksam verhütet wird.

Dieser Vorschrift wird durch die Anwendung verschiedener Funkenfänger entsprochen, welche jedoch ohne Ausnahme den freien Abzug der Feuergase mehr oder minder einschränken; die also in demselben Maasse die Dampfentwicklung erschweren, oder den Verbrauch an Brennmaterial vergrößern. Insoweit es sich um Steinkohlenfeuerung handelt, wird der genannten Bestimmung des Bahnpolizei-Reglements bisher gewöhnlich dadurch entsprochen, dass man die Rauchkammer der Locomotiven unmittelbar über der obersten Siederrohr-Reihe durch eine horizontale Stabsiebdecke abschliesst, welche aus 3 bis 4^{mm} starken Eisendrähten besteht, zwischen denen sich Längsfugen befinden, deren Breite ungefähr der Dicke der

Drahtstäbe gleich ist. Bei Verwendung der leichteren Braunkohle zur Locomotivheizung genügen jedoch diese Siebe nicht um den Funkenauswurf aus dem Schornstein wirksam zu verhüten. Es sind daher, um das letztgenannte Brennmaterial trotzdem in Verwendung bringen zu können, Funkenfänger construirt worden, die sich zumeist von den vorerwähnten Sieben wesentlich unterscheiden, und welche bewirken, dass die Feuerluft vor dem Austritt aus dem Schornstein mit dem verbrauchten Betriebsdampf hinreichend vermischt wird, um die mit fortgerissene glühende Flugasche zu löschen. Diese Braunkohlenfunkenfänger sind im Schornstein angebracht und hindern die freie Ausströmung des Dampfes aus dem Letzteren, beziehungsweise aus dem Blasrohr, und zwar um so mehr, je wirksamer dieselben ihrem Zweck entsprechen, d. h. je inniger dieselben den Abdampf mit der Feuerluft vermischen.

Der bezeichnete Uebelstand, durch welchen der schädliche

Gegendruck auf die Kolben nur vergrößert wird, tritt bei der Beförderung schwerer Züge, bei welcher die Maschine in der Regel mit geringer Expansion und starken Schlägen arbeitet, weniger hervor. Bei leichten Zügen jedoch verursacht derselbe eine höchst lästige Rauchentwicklung, durch welche, ganz abgesehen von sonstigen Nachtheilen, dem Führer die freie Aussicht über die Strecke benommen wird. Dieser letztere Uebelstand trat auf der nur sehr wenig geneigten Linie »Bodenbach-Dresden«, als auf derselben die Braunkohlenfeuerung auch im Personenzugdienst eingeführt werden sollte, in so hohem Maasse hervor, dass man sich veranlasst sah die mit Funkenfang-Hauben versehenen Schornsteine wieder zu beseitigen und dafür normale Locomotivessen, unter gleichzeitiger Benutzung der dem Heizhaus-Vorstand Hohlfeld in Dresden patentirten Funkenfänger, welche nebenher auch eine sehr nennenswerthe Rauchverbrennung bewirken, in Verwendung zu nehmen.

Der Hohlfeld'sche Funkenfänger, welcher wie die gewöhnlichen Steinkohlensiebe in die Rauchkammer eingeschoben wird, unterscheidet sich von den Letzteren nur durch die besondere Form und Anordnung der einzelnen Stäbe, und je nachdem dieselben enger oder weiter gestellt sind, lässt sich derselbe daher auch für Steinkohlen, sowie überhaupt für jedes Brennmaterial mit gutem Erfolg verwenden.

Die Construction dieses Funkenfängers ist eine höchst einfache und dauerhafte, so dass Reparaturen an demselben nahezu als ausgeschlossen zu betrachten sind, während auch in dieser Beziehung die Haubenschornsteine viel zu wünschen übrig lassen.

Hohlfeld's Funkenfänger besteht aus drei übereinander liegenden Stabreihen, welche in einem eisernen Rahmen festgeklemmt sind, der vorne und hinten aus je 3 Flacheisenschienen und an den beiden Seiten aus je einer eben solchen Schiene besteht (Siehe Fig. 10—14 auf Taf. XXVI). Letztere passt in diejenige Führung, die in den meisten Locomotiven zur Aufnahme des gewöhnlichen Drahtsiebes bereits vorhanden ist. Hierbei mag noch bemerkt werden, dass der rechts und links neben dem Funkenfänger befindliche Raum, in welchem die Dampf- und ausströmungs-Rohre untergebracht sind, durch eine horizontale Decke dicht verschlossen werden muss.

Die einzelnen Stäbe des Siebes sind Winkelisen von 20 resp. 14^{mm} Schenkellänge und die gegenseitige Anordnung derselben ist (vergl. Fig. 12—14) dergestalt bewirkt, dass die Feuer-gase stets in die inneren Ecken der Winkel getrieben werden, woselbst sich die glühenden Kohletheilchen fangen. Die heisse Luft kann dabei um so mehr in ausreichendem Maasse entweichen, als der unmittelbar oberhalb des Siebes aus dem Blasrohr ausgestossene Dampf, dessen Austritt aus dem Schornstein in diesem Falle durch Nichts gehindert wird, auf der Oberfläche stets fort eine Luftverdünnung erzeugt, während dagegen gleichzeitig die durch die Siederohre dringende Stichflamme den unter dem Sieb befindlichen und dort wirbelnden Rauch verbrennt.

Das steife Profil der Winkelstäbe und der Umstand, dass dieselben im Rahmen nur festgeklemmt, nicht aber einzeln festgenietet sind, gestattet bei eintretendem Temperaturwechsel innerhalb gewisser Grenzen eine Ausdehnung bzw. Zusammenziehung dieser Funkenfänger, ohne dass sich dabei die einzelnen Stäbe werfen oder verbiegen, was insofern wichtig ist, als sich andernfalls die Fugen theils verengen, theils übermässig erweitern würden, wie dies bekanntlich bei den gewöhnlichen Drahtsieben älterer Construction in der Regel der Fall war. Auch das Reinigen der Hohlfeld'schen Siebe, welche sich übrigens nur sehr ausnahmsweise verstopfen, ist mit keinerlei Schwierigkeiten verbunden und kann am besten mit einem Drahtpinsel in kürzester Zeit leicht und vollständig bewirkt werden.

Die Hohlfeld'schen Funkenfänger gestatten einen etwas stärkeren Funkenflug als die Essenhauben, in welchen die Funkenluft mit dem löschenden Dampf ein inniges Gemenge bildet; indessen hat die nun mehrjährige Erfahrung auf den Sächsischen Bahnlinien erwiesen, dass eine Feuersgefahr auch bei Anwendung des Hohlfeld'schen Siebes als ausgeschlossen zu betrachten ist, da die entweichenden staubartigen Funken eine Zündfähigkeit nicht besitzen. Hiergegen ist im letzteren Falle die Dampfentwicklung leichter und sicherer als bei der Anwendung von Funkenfanghauben. Die Benutzung des Hohlfeld'schen Siebes bewirkt daher, im Vergleich mit den Haubenschornsteinen, eine Kohlenersparniss, die, nach den diesbezüglich angestellten längeren und sehr sorgfältig ausgeführten Versuchen, bei welchen das Brennmaterial zu $\frac{3}{4}$ aus böhm. Braunkohlen und zu $\frac{1}{4}$ aus schles. resp. Dresdener Schwarzkohlen bestand, 3 bis 4% im Güterzugdienst und 8 bis 9% im Personenzugdienst beträgt.

Die leichte Handhabung der Funkenfänger ermöglicht ein leichtes Herausnehmen und Wiedereinsetzen aus der, bzw. in die Rauchkammer, was besonders beim Anheizen der Locomotiven nach vorhergegangener Reinigung und Auswaschung der Kessel im Interesse schneller Dampferzeugung von Wichtigkeit ist. Der Minderverbrauch an Kohlen beim Anheizen einer Locomotive mit normalem Schornstein und herausgenommenem Sieb beträgt ca. 50 Kilogr., gegenüber einer mit Haubenschornstein versehenen Maschine.

Zur genauen Feststellung der Kohlenersparniss, welche sich durch die Verwendung der Hohlfeld'schen Funkenfänger, gegen diejenige der Haubenschornsteine, erzielen lässt, werden zur Zeit im Güterzugdienst der Königl. Sächsischen Staatseisenbahnen noch weitere, umfänglichere Versuche angestellt und es dürften die Funkenfänger wohl im Stande sein die übrigen, meist älteren Funkenfänger, zu verdrängen.

Der Preis eines Hohlfeld'schen Siebes, welches circa 50 Kilogr. wiegt, beträgt nur 25 bis 30 Mark.

Dresden, im Juni 1880.

F. Essig und J. Carmine's patentirte combinirte Schrauben- und Hebelsteuerung für Locomotiven.

(Hierzu Fig. 1—6 auf Taf. XXVII.)

Bei der Construction der vorliegenden combinirten Schrauben- und Hebelsteuerung für Locomotiven ist von dem Grundsatz ausgegangen worden, dass erfahrungsgemäss nur jene auf den gewöhnlichen Steuerungshebel mittelst einer Schraube übertragene Bewegung die zweckmässigste ist, welche dem Steuerungshebel seine volle Selbstständigkeit wahrt, resp. welche dessen von anderen Theilen unabhängige Bewegung (Verlegung) mit der Hand gestattet, — so dass einerseits das Reversiren momentan durch den gewöhnlichen Hebel, andererseits das Expandiren sehr elastisch und genau mittelst unabhängiger Schraube geschieht. — Diesen Bedingungen wurde durch einen beweglichen Steuerungsbogen (Quadranten), welcher gemeinschaftlich mit dem Steuerungshebel sich um seinen Mittelpunkt drehen kann, nicht allein entsprochen, sondern dadurch auch der ganze Mechanismus vereinfacht.

Die vorliegende combinirte Schrauben- und Hebelsteuerung hat den Zweck, die Vortheile jeder Schraubensteuerung, d. i. Ausnutzung des Dampfes durch leicht zu bewerkstellende Expansion jeden Grades, mit der Zweckmässigkeit der schnelleren Verlegbarkeit des gewöhnlichen Steuerungshebels (Händels) bei grösstmöglicher Einfachheit und Billigkeit des Mechanismus in Verbindung zu bringen.

Der Steuerungsbogen B und der Steuerungshebel H bewegen sich um einen und denselben, im Mittelpunkte des Bogens liegenden Bolzen E, welcher in dem Lager L liegt, und wird die Bewegung des Steuerungsbogens durch eine an der rechten Seite der äusseren Feuerkiste gelagerte Schraube S bewerkstelligt, deren Mutter M in einem mit dem Steuerungsbogen fest verbundenen Schlitten F und F' durch 2 Backen C und C' geführt wird. — Schraubenmutter und Steuerungsbogen befinden sich somit in unverrückbarem Contact. In Folge Drehung der Schraube nach rechts oder links, rückt der Steuerungsbogen nach vor- oder rückwärts und nimmt, bei eingefallenem Riegel R, den Steuerungshebel ebenfalls nach vor- oder rückwärts mit; — bei mit der Hand ausgelöster Falle R kann der Hebel in jeder Stellung des Bogens wie gewöhnlich mit der Hand auf vor- oder rückwärts in einen der Zähne des Steuerungsbogens gestellt werden.

Den gewöhnlichen feststehenden Steuerungsbogen kann man sich, vom Mittel aus gerechnet, aus 2 Theilen bestehend denken, wovon der eine Theil a b (Fig. 65) zum Vorwärtsfahren, der zweite Theil a c (Fig. 65) zum Rückwärtsfahren dient.

Bei dem beweglichen Steuerungsbogen musste noch so ein Theil zugegeben werden, damit, wenn der Bogen ganz nach vorne oder rückwärts geschraubt ist, Punkt b oder c also nach a (Fig. 65) zu liegen kommt, man den Steuerungshebel mit der Hand nach vor- oder rückwärts stellen kann. Es entspricht somit für den einen Fall (Fig. 66) Punkt a für vorwärts, Punkt d für rückwärts; in dem zweiten Falle (Fig. 67) Punkt a für rückwärts, Punkt f für vorwärts. Da es aber bei der grö-

seren Länge des beweglichen Steuerungsbogens, namentlich bei einer raschem Umsteuerung vorkommen könnte, dass der Hebel zu weit nach vor- oder rückwärts bewegt würde, wodurch ein

Fig. 65.

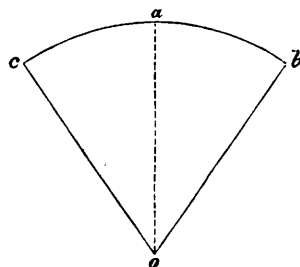


Fig. 66.

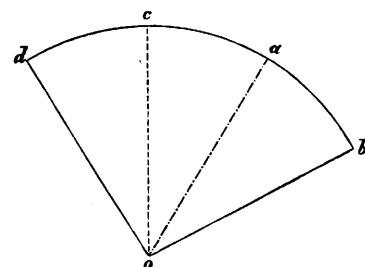
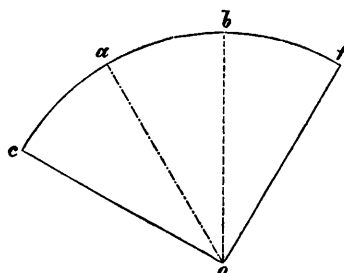


Fig. 67.



schädliches Aufstossen des Coullissenbackens auf die Coullisse entstände, so ist zur Begrenzung dieser Bewegung der Hebel etwas nach unten verlängert (auf Taf. XXVII Fig. 1 bei H'), welche Verlängerung sich innerhalb zweier Backen N und N' des Bolzenlagers L bewegt, und somit die Vor- und Rück-

wärtslage des Hebels nur in der gegebenen Grenze gestattet.

Bei allen Schraubensteuerungen hindert die Schraube allein das schnelle Reversiren.

Während einerseits zur Erzielung möglichst weniger Umdrehungen die Schraube mit grober Steigung construirt werden musste, welche aber wieder zum Expandiren nicht fein genug wirkt, andererseits ein rasches Umsteuern für die Fälle der Noth ein halbwegs geübter Locomotivführer mit der Hand ebenso rasch oder noch rascher ausgeführt als mit jeder der bisherigen Schraubensteuerungen, konnte durch die vorliegende Construction den diesbezüglichen Anforderungen nach beiden Richtungen hin vollkommen entsprochen werden, indem die dem Steuerungshebel gewährte vollste Selbstständigkeit gestattet, da zu einer raschen Umsteuerung die Schraube nicht nöthig ist, dem einfachen Gewinde der 52^{mm} starken Schraubenspindel eine sanfte Ganghöhe von 13^{mm} zu geben, was neben der grössern Stabilität des ganzen Mechanismus und somit geringerer Abnutzung der Schraube und deren Mutter, noch den hauptsächlichsten Vortheil bietet, die feinsten Nuancirungen der Dampfvertheilung bewerkstelligen zu können.

Die den Schraubenumdrehungen resp. den Stellungen des Steuerungshebels entsprechenden Füllungsgrade werden auf dem fixen Bogen K mittelst Scala dem Locomotivführer ersichtlich gemacht.

Wie aus den nachstehenden Schieberaufnahmen einer Lastzugslocomotive mit der in Rede stehenden combinirten Schrauben- und Hebelsteuerung ersichtlich ist, entspricht im Mittel die Wirkung von 4 Umdrehungen der Steuerungsschraube der-

jenigen eines Zahnes des Bogens, so dass, während von Zahn zu Zahn des Bogens die Füllung (Admission) im Mittel um 6,9%, diese von Umdrehung zu Umdrehung der Steuerungsschraube bloss um 1,5% zu- oder abnimmt.

Mit der Hebelsteuerung.

| Zahn | Des Schiebers | | Vor dem Kolben | | | Hinter d. Kolben | |
|------|---------------|------------------|--------------------------------|-----------|----------|------------------|-------------|
| | Voreilen | Grösste Oeffnung | Füllung | Expansion | Austritt | Com-pression | Gegen-dampf |
| | in Millimeter | | In Procenten % des Kolbenweges | | | | |
| 1 | 1.1 | 23.1 | 64,00 | 27,50 | 8,38 | 12,84 | 0,12 |
| 2 | 2.2 | 19,2 | 57,38 | 31,86 | 10,40 | 15,84 | 0,36 |
| 3 | 2.8 | 16,8 | 50,44 | 35,66 | 13,36 | 19,84 | 0,54 |
| 4 | 3.3 | 13,7 | 43,44 | 40,48 | 15,36 | 22,84 | 0,72 |
| 5 | 3.9 | 11,3 | 36,80 | 43,24 | 19,06 | 27,78 | 0,90 |
| 6 | 4.4 | 8,8 | 29,60 | 45,16 | 24,12 | 33,72 | 1,12 |
| 7 | 4.7 | 7,2 | 22,00 | 47,34 | 29,36 | 39,42 | 1,30 |
| 8 | 5.0 | 5,5 | 15,00 | 49,38 | 34,14 | 46,00 | 1,48 |

Mit der Schraubensteuerung.

| Zahl der Umdrehungen | Des Schiebers | | Vor dem Kolben | | | Hinter d. Kolben | |
|----------------------|---------------|------------------|--------------------------------|-----------|----------|------------------|-------------|
| | Voreilen | Grösste Oeffnung | Füllung | Expansion | Austritt | Com-pression | Gegen-dampf |
| | in Millimeter | | In Procenten % des Kolbenweges | | | | |
| 0 | 1,1 | 23,1 | 64,00 | 27,50 | 8,38 | 12,84 | 0,12 |
| 2 | 1,1 | 22,0 | 63,48 | 27,88 | 8,46 | 12,90 | 0,18 |
| 4 | 1,4 | 20,9 | 60,84 | 30,40 | 8,46 | 13,90 | 0,30 |
| 6 | 1,6 | 19,8 | 58,24 | 31,76 | 9,64 | 15,30 | 0,36 |
| 8 | 2,2 | 18,2 | 55,36 | 33,64 | 10,52 | 16,48 | 0,48 |
| 10 | 2,5 | 16,2 | 52,24 | 35,58 | 11,64 | 17,66 | 0,54 |
| 12 | 2,7 | 15,9 | 49,00 | 37,40 | 13,00 | 19,36 | 0,60 |
| 14 | 3,0 | 14,3 | 45,48 | 39,34 | 14,52 | 21,48 | 0,66 |
| 16 | 3,3 | 13,2 | 42,12 | 41,16 | 16,00 | 23,72 | 0,72 |
| 18 | 3,6 | 12,1 | 39,00 | 42,22 | 18,00 | 26,18 | 0,78 |
| 20 | 3,8 | 11,0 | 36,24 | 43,52 | 19,40 | 28,12 | 0,84 |
| 22 | 4,1 | 9,9 | 33,20 | 44,40 | 21,50 | 30,78 | 0,90 |
| 24 | 4,2 | 8,8 | 29,84 | 45,08 | 24,02 | 33,06 | 1,06 |

| Zahl der Umdrehungen | Des Schiebers | | Vor dem Kolben | | | Hinter d. Kolben | |
|----------------------|---------------|------------------|--------------------------------|-----------|----------|------------------|-------------|
| | Voreilen | Grösste Oeffnung | Füllung | Expansion | Austritt | Com-pression | Gegen-dampf |
| | in Millimeter | | In Procenten % des Kolbenweges | | | | |
| 26 | 4,4 | 8,2 | 25,24 | 46,40 | 27,18 | 37,30 | 1,18 |
| 28 | 4,5 | 7,1 | 22,00 | 47,38 | 29,38 | 39,60 | 1,24 |
| 30 | 4,7 | 6,6 | 18,84 | 48,58 | 31,28 | 41,54 | 1,30 |
| 32 | 5,5 | 5,5 | 15,24 | 49,40 | 34,00 | 45,00 | 1,36 |

Die Detail der Construction sind so gewählt, dass deren Ausführung nicht die mindeste Schwierigkeit bietet, und die geringste Abnutzung rasch und billig ausgeglichen werden kann. Der Steuerungsbogen, der unten vom Bolzen gehalten und oben von der Schraube gut geführt wird, ist so ruhig wie der gewöhnliche »feststehende«, und ist nie ein Lockerwerden und dadurch bedingtes Zittern, wie überhaupt keine nennenswerthe Abnutzung zu befürchten, wie einige mit dieser combinirten Umsteuerung versehene Locomotiven beweisen, welche schon mehrere Jahre im Betriebe sind, ohne dass ein Zittern des Steuerungsbogens eingetreten wäre, oder der Bewegungsmechanismus hätte einer nennenswerthen Reparatur unterzogen werden müssen.

F. Essig und J. Carmine's combinirte Schrauben- und Hebelsteuerung kann mit Benutzung des bestehenden Hebels bei jeder Gattung von Locomotiven leicht und billig angebracht werden, und kam dieselbe in letzterer Zeit in vorliegender Ausführung ausschliesslich bei den neuen Eilzugslocomotiven der Kaiser-Franz-Josef-Bahn zur Anwendung (siehe Organ 1880 2. Heft), und wird dieselbe vom Central-Inspector Herrn E. Tilp als die radicalste, beste und einfachste Lösung des Problems der Reversirbewegung bezeichnet.

Pilsen, im Mai 1880.

F. Essig, Oberwerkmeister und Werkstätten-Vorstand der böhmischen Westbahn in Pilsen.
J. Carmine, Ingenieur und Heizhaus-Vorstand der Kaiser-Franz-Josef-Bahn in Pilsen.

Neue Blattfeder-Befestigung der Hagerer Gusstahlwerke, (System Correns).

(Hierzu Fig. 10—15 auf Taf. XXVII.)

Die bisher bekannten Befestigungen von Blattfedern (meistens Tragfedern von Eisenbahn- und anderen Fahrzeugen), deren Zweck es ist, die einzelnen Blätter der Feder zusammenzuhalten, dieselben an einer Verschiebung in der Längsrichtung zu verhindern und der Feder einen zweckmässigen Stützpunkt zu geben, leiden durchweg an erheblichen Mängeln, deren grösster unstreitig derjenige ist, dass der Mittelquerschnitt mehr oder minder stark geschwächt wird. Auch die sehr viel in Anwendung kommenden geschweissten Federbunde haben bei aller Solidität den grossen Nachtheil, dass sie warm aufgezo-gen werden müssen, wobei sie sich leicht deformiren und daher selten genau sitzen und haben ausserdem den Fehler, dass sie sich

bei vorkommenden Reparaturen nur schwer wieder lösen lassen. Auch wird, wenn der geschweisste Bund die genügende Stärke besitzt, die Feder um die volle Breite desselben verkürzt, also entsprechend weniger elastisch, indem der vom Bunde umschlossene Theil der Federlagen nicht als beweglicher Theil der Feder anzusehen ist.

Die unter Patentschutz stehende

neue Blattfeder-Befestigung

soll vorstehenden Mängeln abhelfen und wurde dies erreicht:
a) durch die Anbringung von seitlichen Warzen an den Federblättern und

b) durch Verwendung eines leicht aufzuziehenden und ebenso leicht lösbaren dabei soliden Federbundes ohne jede Schweissung.

Die seitlichen Warzen bestehen in einer Verbreiterung der Federlagen und werden hervorgebracht durch Eindrücken von zwei genau gegenüberstehenden Stempeln. Die Form derselben ist dargestellt im Grundriss in Fig. 15 bei a a und im Querschnitt in Fig. 11 und 12 bei a a. Sie sind zu je zwei an nur einer Seite der Federlage und gleich weit von der Mitte derselben so angebracht, dass der Bund ziemlich genau zwischen dieselben passt.

Der Federbund besteht aus einer U-förmig gebogenen Eisen- oder Stahlplatte Fig. 13 c (woran der übliche Zapfen etc.) und einem Deckel.

Die Seitenwände greifen nach oben in zwei Rinnen e e des Deckels, um ein Ausbiegen zu verhindern und sind mit ausgestanzten Schlitzten f versehen, die zur Aufnahme von Schraubenbolzen mit widerhakenförmigem Kopfe dienen.

Die wesentlichen Vortheile dieser Befestigung bestehen nun darin, dass der Mittelquerschnitt der Feder gar nicht geschwächt ist, die Feder ihre volle Beweglichkeit behält, jede Lage dennoch vollkommen gehalten ist und der Bund die Möglichkeit gewährt, die Feder leicht behufs Revision auseinander nehmen zu können.

Diese Vorzüge sind so wesentlich, dass ohne Zweifel die neue Federbefestigung die bisher üblichen Constructionen nach und nach gänzlich verdrängen wird.

Schauwerker's pat. selbstthätiger Oeltropfapparat für Locomotiv-Schieber und Kolben. Neueste Verbesserung.

(Hierzu Fig. 24 auf Taf. XXVIII.)

Diese neueste Apparatverbesserung besteht darin, dass die Füllvorrichtung zugleich als Absperr- und Regulirvorrichtung functionirt, sowie dass es jetzt beim Füllen gestattet ist, die Füllschraube J ganz herauszunehmen. Der grosse praktische Werth der letzteren Eigenschaft ist nachstehend nachgewiesen.

Es würde sich sehr empfehlen, die bisherigen Apparate mit dieser Verbesserung zu versehen und hierbei mit jenen Apparaten zu beginnen, welche ohnehin der Reparatur bedürfen.

Zur Vermeidung von Irrthum werden die jetzigen verbesserten Apparate mit olivenförmigen Kurbelheften versehen.

Die Wirkungsweise des Apparates darf als bekannt vorausgesetzt werden. *) Es geschah häufiger als man glaubt, dass dem in den Behandlungsvorschriften stark betonten Verbot — oft aus Unkenntniss — zuwidergehandelt und beim Füllen die Füllschraube J ganz herausgenommen wurde. Hierbei fällt das Oel direct in den Schieberkasten oder Cylinder und der Apparat bleibt leer. Man goss sogar mit der grossen Oelkanne das Oel ein und erwartete vergeblich das Sichtbarwerden des Oelspiegels im Füllloch, als Zeichen vollständiger Füllung. — Massenhaft Oel verbrauchen und nicht das Geringste von der gerühmten Wirkung erhalten, muss Unzufriedenheit erzeugen, welche sich oft — statt gegen die irrige Behandlungsweise — gegen den Apparat richtet. Diesem Umstand ist jetzt bestens abgeholfen.

Beim Herausdrehen der Füllschraube J schiebt die Feder F den Körper A in die Höhe und presst ihn, vereint mit dem Dampfdruck, auf die Dichtungsfläche, wodurch der Dampf abgesperrt ist; es ist dies nöthig bei Locomotiven mit undichtem, oder kurz vor dem Füllen abgestellten, Regulator. Auch während arbeitender Maschine lässt sich die Oelfüllung besorgen; denn wenn der Apparat noch $\frac{1}{4}$ Füllung enthält, so sprudelt bei geöffneter Füllschraube kein Oel hervor, sondern etwas Dampf, welcher die Füllung nicht behindert.

Beim Herausdrehen der Schraube J sperrt sich also der Dampf selbst ab; schon nach $1 - 1\frac{1}{4}$ Umdrehung befindet sich A abschliessend auf der ringförmigen Messerschneide. Oeffnet man $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ oder $\frac{3}{4}$, so ist auch die Quantität der Oelung $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$ oder $\frac{1}{4}$. Die Füllschraube J ist also zugleich Absperr- und Regulirvorrichtung (welche Einrichtungen bisher drei dicht zu haltende Oeffnungen am Apparat erforderlich machten). Da es jedoch bei der Locomotive nicht gut ist, die Oelung zu sehr von der Bedienung abhängig zu machen und da mit der Schraube g im Zapfenende ohnehin auf die Dauer regulirt werden kann, so habe mit der punktirten Zeichnung der zur Regulirung nöthigen Stellschraube D angedeutet, dass ich nur auf besonderes Verlangen die Apparate zur Regulirung einrichten werde.

Diese vorzüglich bewährten Apparate sind allein zu beziehen von Fr. Schauwecker, Maschinenfabrik in Weiden (bayer. Oberpfalz).

*) Vergl. Organ 1868 S. 192, 1869 S. 148 und 1871 S. 192.

Condensationswasser - Ableiter

(D. R. Patent No. 7418)

von Fr. Schnitzlein, Kais. Eisenbahn-Maschinenmeister in Luxemburg.

(Hierzu Fig. 12 15 auf Taf. XXVIII.)

Werkstättenbureau-Räume, welche in Nähe der Werkstätten-Dampfkessel liegen, lassen sich auf einfache Weise mittelst Kesseldampf heizen. Bei derartigen Einrichtungen, wie auch bei Dampfheizungs-Anlagen für Wohnräume bietet jedoch die bequeme Abführung der Condensations-Wasser aus den Dampfföfen Schwierigkeiten, da die, bis lang bekannten Condensationswasser-Ableiter, auch wenn sie verlässlich functioniren, nicht nur compendiös, und daher in den betreffenden Räumen unbequem unterzubringen sind, sondern auch ihrer hohen Preise wegen, die Kosten derartiger Anlagen wesentlich erhöhen.

Der durch nachstehende Beschreibung sowie durch Zeichnung (Taf. XXVIII Fig. 12 und 13) erläuterte Condensationswasser-Ableiter bietet nun, abgesehen von dem billigen Preise desselben, den Vortheil, dass er einen sehr geringen Raum einnimmt, leicht und bequem, besonders an Dampfföfen mit horizontalen Rohren angebracht werden kann, und bei der grossen Einfachheit der Construction Reparaturen fast nie ausgesetzt ist.

Der Apparat besteht aus einem kleinen Gehäuse mit Ventil Sitz und Stopfbüchse, das an dem einen Ende des untersten Rohres eines horizontalen Dampfföfens angebracht ist. Ein, durch die kleinen Stangen d d sowie das Querstück f mit dem, am Boden oder an der Wand unverrückbar befestigten Tragwinkel t verbundenes Ventil in Gestalt eines Stiftes wird nun durch Drehen der Schraubenmutter s so gestellt, dass es das

Ventil am unteren Rohre des Dampfföfens abschliesst, wenn letzteres nur Dampf enthält.

Sammelt sich nun in diesem Rohre Condensationswasser an, so kühlt sich dasselbe etwas ab, verkürzt sich hierdurch, und muss, da dessen anderes Ende in gleicher Weise wie das Ventil durch den Winkel a fixirt ist, die Ventilöffnung bei h frei werden, so dass das Condensationswasser entweichen, und durch den nachdrückenden Dampf ausgetrieben werden kann. Ist das Condensationswasser aus dem Dampfföhre entfernt, und an dessen Stelle Dampf getreten, so wird es auch seine ursprüngliche Temperatur und Dimension wieder erlangen, wodurch sich die Ventilöffnung so lange schliesst, bis wiederholte Abkühlung desselben eintritt.

Die kleine Feder bei c verhindert eine Beschädigung des Apparates, falls die Temperatur des Dampfföhres, für welche derselbe eingestellt ist, überschritten werden sollte.

Die Art und Weise der Einschaltung des Apparates, welchen die Firma Schäffer und Budenberg in Magdeburg anfertigt, in Dampfleitungen geht aus Zeichnung Taf. XXVIII Fig. 14 und 15 hervor, und ist Vorstehendem nur noch anzufügen, dass die, an den, aus alten Siederöhren hergestellten Dampfföfen mehrerer Bureaux der Werkstätte Luxemburg angebrachten derartigen Condensationswasser-Ableiter seit geraumer Zeit exact und gut arbeiten.

Ueber Verwendung Krauss'scher Tenderlocomotiven auf der Werrabahn.

Von Horn, Maschinenmeister in Meiningen.

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

Die Werrabahn wurde bei Eröffnung des Betriebes im Jahre 1858 mit zwei verschiedenen Locomotiv-Typen ausgerüstet; für die Personenzüge der 152 Kilom. langen Hauptstrecke Eisenach-Lichtenfels, für die gemischten Züge der 20 Kilom. langen Zweigbahn Coburg-Sonneberg und für den umfangreichen Vorspanndienst nahm man die Borsig'sche gekuppelte Personenzugmaschine mit überhöhtem Feuerkasten, dahinter liegender Kuppelachse und vorn liegender Laufachse (Nr. 1 der nachstehenden Tabelle I.); für die Güterzüge der oben bezeichneten Hauptstrecke wählte man die damals beliebte dreigekuppelte Güterzugmaschine von Borsig mit überhängender Feuerbüchse (Nr. 2 der nachst. Tabelle II.). Mit diesen Locomotiven, deren allmähliche Anschaffung sich bis in das Jahr 1865 ausdehnte, wurde der gesammte Betrieb ausschliesslich versehen bis zum Jahre 1874.

Als um diese Zeit sich eine Vergrösserung des Maschinenbestandes nöthig machte, führte man Güterzugmaschinen

von Henschel & Sohn ein, die ebenfalls dreigekuppelt und unter Nr. 3 der nachstehenden Tab. I. näher beschrieben sind.

Im folgenden Jahre, 1875, wurde das Bedürfniss fühlbar, auch die Anzahl der Personenzugmaschinen auf der Strecke Eisenach-Lichtenfels zu vergrössern, und zwar sollte dies in der Weise geschehen, dass man die auf der Zweigbahn Coburg-Sonneberg stationirten Maschinen dieser Gattung in den Personenzugdienst der Hauptbahn versetzte, für die gemischten Züge jener Zweigbahn dagegen Tenderlocomotiven einfuhrte.

Von Haus aus hatte man dazu vierräderige Tenderlocomotiven nach dem Krauss'schen System in's Auge gefasst; da indess die bisherigen Erfahrungen über den Wasser- und Kohlenverbrauch auf dieser Zweigbahn und im Vorspanndienst auf der Steigung Coburg-Eisfeld, welcher denselben Maschinen obliegt, bei der Verwaltung Zweifel darüber erregten, ob vierräderige Tendermaschinen im Stande sein würden, die erforderlichen Vorräthe für Hin- und Rückfahrt zugleich mit sich

zu führen, so entschied man sich zur Wahl sechsräderiger Tendermaschinen (Nr. 4a der nachst. Tab. I.).

Hiernach lieferten Krauss & Comp. im Jahre 1876 zunächst zwei Stück solcher Locomotiven und diese wurden auf der Zweigbahn Coburg-Sonneberg in Betrieb genommen. Die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen erwies sich sehr bald als eine ganz vorzügliche, der Wasser- und Kohlenverbrauch war so gering, dass man dazu überging, sie von dieser Zweigbahn, wo die durchschnittliche Zuglänge nur 25 Achsen beträgt, weg zu nehmen und sie auf der Hauptbahn Eisenach-Lichtenfels, wo die durchschnittliche Zuglänge der Güterzüge ca. 55 Achsen beträgt, als Güterzugmaschinen zu verwenden, um sie hier vortheilhafter ausnutzen zu können.

Nachdem ihre Brauchbarkeit zu diesem Dienst durch gründliche Probefahrten mit genau ermitteltem Zuggewicht und unter sorgfältiger Controlle der Fahrgeschwindigkeit, des Wasser- und Kohlenverbrauches festgestellt war, wurden die zuerst gelieferten zwei, sowie zwei weitere nachgelieferte Maschinen gleicher Construction (Nr. 4b der nachst. Tab. I.) auf die Hauptbahn versetzt, und zwar kam eine von ihnen nach Eisenach, wo sie den Stationsdienst und den Vorspanndienst auf den starken Steigungen zwischen diesem Endpunkt der Bahn und Salzungen zu leisten hat; die drei anderen Tendermaschinen aber wurden in Meiningen stationirt und hier in den Güterzugdienst eingereiht, welcher bis dahin durch die Borsig'schen und Henschel'schen Güterzuglocomotiven allein versehen worden war.

Auf diese Weise haben sich über die Leistungen der drei verschiedenen Locomotiv-Typen vergleichbare Resultate gewinnen lassen, wie sie nicht häufig in gleicher Vollständigkeit und Zuverlässigkeit geboten sein dürften; es mag deshalb gestattet sein, dieselben in folgender Zusammenstellung mit-zuthellen.

Von den nachstehenden Tabellen I. und II. giebt zunächst Nr. I. eine Uebersicht über die Principal-Verhältnisse der im Vorstehenden bereits genannten und der noch zu erwähnenden Locomotiv-Typen der Werrabahn, Nr. II. enthält die Resultate über die Leistungen und den Kohlenverbrauch der drei verschiedenen Güterzugmaschinen-Typen.

Aus dieser Zusammenstellung in Tabelle II., die einen Zeitraum von zwei Jahren umfasst, ist zu ersehen, dass die drei Locomotivgattungen in Bezug auf Nebenleistungen an Reserve- und Rangirdienst ganz genau gleich in Anspruch genommen worden sind (Col. 6 u. 7); dass ferner

die Zugkraft verhältnissmässig am günstigsten ausgenutzt worden ist bei den Borsig'schen Maschinen (Col. 5), dagegen am ungünstigsten bei den Krauss'schen Maschinen, deren speciße Belastung die gleiche war, wie die der Henschel'schen.

Da nämlich die Zugkraft $\left(\frac{0,5 p d^2 h}{D}\right)$ der Borsig'schen Maschine 3650 Kilogr., der Henschel'schen 4360 Kilogr. und der Krauss'schen 4980 resp. 5200 Kilogr. ist, so hätte die speciße Belastung, wenn sie für die Henschel'schen Maschinen 56,6 Wagenachsen betrug, für die Borsig'schen nur 47,

Tabelle I.
Principal-Verhältnisse der Locomotiven der Werrabahn.

| Laufende Nr. | Maschinengattung | | Anzahl der Maschinen | Name des Lieferanten | Lieferungsjahr | Cylinder | | Radstand | Heizfläche | | | Rostfläche | Gewichte | | | Dampfdruck | Tender | | | | | | |
|--------------|----------------------------|-------------------|----------------------|-------------------------|----------------------------------|-------------|-----|----------|------------|-----------------|-------------|------------|----------|-------|-------|------------|-----------|----------|-------------|-------------|------------|------------|-----|
| | Dienst | System | | | | Durchmesser | Hub | | Anzahl | Rad-durchmesser | Feuerbüchse | | Röhren | Total | leer | | im Dienst | Adhäsion | Leergewicht | Vollgewicht | Kohlenraum | Wasserraum | |
| 1 | Personenzugmasch. | mit Schlepptender | 16 | Borsig, Berlin | 18 ⁵⁸ / ₆₄ | 418 | 628 | 2 | 1800 | 4310 | 6,97 | 74,23 | 81,20 | 1,19 | 29500 | 32500 | 21500 | 7 | 2100 | 11300 | 23100 | 5,0 | 6,8 |
| 2 | Güterzugmaschine | dto. | 12 | dto. | 18 ⁵⁸ / ₆₄ | 470 | 628 | 3 | 1330 | 3300 | 6,80 | 109,00 | 115,80 | 1,22 | 34500 | 38500 | 38500 | 7 | 3650 | 11700 | 23500 | 5,0 | 6,8 |
| 3 | dto. | dto. | 4 | Henschel & Sohn, Cassel | 1874 | 470 | 610 | 3 | 1390 | 4040 | 7,75 | 82,25 | 90,00 | 1,80 | 34000 | 38000 | 38000 | 9 | 4360 | 13100 | 26600 | 4,0 | 9,5 |
| 4a | dto. | Tenderlocomot. | 2 | Krauss & Co., München | 1876 | 406 | 610 | 3 | 1210 | 3160 | 6,30 | 94,00 | 100,30 | 1,50 | 28000 | 38000 | 38000 | 12 | 4980 | — | — | 2,5 | 5,7 |
| 4b | dto. | dto. | 2 | dto. | 1877 | 415 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| 5 | Gemischte Maschine | dto. | 3 | dto. | 18 ⁷⁹ / ₈₀ | 320 | 540 | 2 | 970 | 2450 | 5,30 | 80,50 | 85,80 | 1,00 | 18700 | 26400 | 26400 | 12 | 3420 | — | — | 1,5 | 4,0 |
| 6 | Personenzugmasch. (im Bau) | dto. | 2 | dto. | 1880 | 400 | 600 | 2 | 1500 | 4300 | 6,00 | 89,70 | 95,70 | 1,50 | 24800 | 36000 | 25000 | 12 | 3840 | — | — | 2,0 | 6,0 |

Tabelle II.
Leistungen und Kohlenverbrauch der Güterzug-Locomotiven.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|--|----------------------------------|--|------------------------|--------------------------------|---------------------------|-------------------------|---|--------------------------|
| Zug-Gattung | Zeitraum | Maschinen-Gattung | Durchlaufene Kilometer | Geförderte Wagenachs-Kilometer | Reservendienst in Stunden | Rangirdienst in Stunden | Verbrauch an sächsischen Steinkohlen in Kilogr. | Bemerkungen. |
| Güterzüge auf der Strecke Eisenach-Lichtenfels | 1. April 1878 bis 31. März 1880. | Güterzugmaschine Borsig Nr. 2 der Tabelle I. | 150863 | 8203237 | 1398 | 3240 | 3115250 | im Ganzen. |
| | | dto. | — | 54,3 | 0,009 | 0,021 | 20,6 | pr. Locomotiv-Kilometer. |
| | | dto. | — | — | — | — | 0,379 | pr. Wagenachs-Kilometer. |
| | | Güterzugmaschine Henschel Nr. 3 der Tabelle I. | 230187 | 13047971 | 2054 | 5144 | 4955420 | im Ganzen. |
| | | dto. | — | 56,6 | 0,009 | 0,022 | 21,5 | pr. Locomotiv-Kilometer. |
| | | dto. | — | — | — | — | 0,379 | pr. Wagenachs-Kilometer. |
| | | Güterzugmaschine Krauss Nr. 4 der Tabelle I. | 186436 | 10546032 | 1694 | 4072 | 3281540 | im Ganzen. |
| | | dto. | — | 56,6 | 0,009 | 0,022 | 17,6 | pr. Locomotiv-Kilometer. |
| | | dto. | — | — | — | — | 0,311 | pr. Wagenachs-Kilometer. |

für die Krauss'schen dagegen 65 Wagenachsen stark sein müssen. um die Zugkraft der drei verschiedenen Locomotiv-Gattungen gleichmässig in Anspruch zu nehmen; die Krauss'schen Maschinen sind im vorliegenden Fall also den beiden anderen Typen gegenüber im Nachtheil gewesen, die Borsig'schen dagegen im Vortheil.

Trotz dieses für sie keineswegs günstigen Verhältnisses haben, wie Col. 8 zeigt,

die Krauss'schen Tendermaschinen 17,9 % weniger Kohlen gebraucht, als die mit ihnen concurrirenden Borsig'schen und Henschel'schen Locomotiven.

Es muss hier ausdrücklich bemerkt werden, dass auch in Bezug auf das bedienende Personal zwischen den drei in Rede stehenden Locomotivgattungen ein Unterschied nicht bestanden hat; man hat namentlich auf den Krauss'schen Maschinen, als den neuern, öfter mit den Führern und Feuerleuten gewechselt, um möglichst bald das gesammte Personal mit der bisher ungewohnten Construction vertraut zu machen.

Der Brennmaterialverbrauch, wie ihn die vorstehende Uebersicht in Tab. II. angiebt, ist an sich ein ziemlich hoher gegenüber demjenigen anderer Bahnen; um dies erklärlich zu finden, ist es nöthig, sich das Längenprofil der Werrabahn anzusehen, welches auf Taf. XXVI in Fig. 15 und 16 im Maassstab von 1:1,000,000 für die Längen und 1:10,000 für die Höhen dargestellt ist.

Von den 171,74 Kilom. der Werrabahn liegen 19,9 Kilom. oder gegen 10 % in Neigungen bis zu 3,3 ‰, 59,4 Kilom. oder 34 % in solchen von mehr als 3,3 ‰ bis 10 ‰ und endlich 60,2 Kilom. oder 35 % in solchen über 10 ‰; nur 34,2 Kilom. oder 20 % sind horizontal.

Auf der Hauptstrecke Eisenach-Lichtenfels sind die Neigungen nach beiden Richtungen hin beinahe gleich vertheilt.

Nicht minder reich ist die Werrabahn an Curven; es liegen in solchen mit

| | | | | | |
|----------|-----|------|------|------|-----------|
| r \geq | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | Meter |
| | 2,1 | 60,3 | 8,5 | 3,7 | Kilometer |

und nur 96,6 Kilom. in geraden Strecken.

Am ungünstigsten für den Kohlenverbrauch ist die 27,23 Kilometer lange Strecke Eisenach-Salzungen; hier muss von Eisenach herauf jeder Güterzug von etwa 90 Achsen durch drei Güterzugmaschinen geschleppt werden, von denen die eine bis zum Gipfel der 20 ‰ starken Steigung, 7,5 Kilom. weit, schiebt, die zweite bis zur nächsten Station, 13,58 Kilom. weit, vorhängt, und die dritte den Zug bis Meiningen behält, während die beiden anderen leer nach Eisenach zurück fahren. In umgekehrter Richtung muss fast jedem Güterzug auf dieser Strecke von Salzungen bis Eisenach vorgespannt werden und zwar ebenfalls durch eine Güterzugmaschine, welche ihm von Eisenach aus leer entgegen kommt.

Diese schwierigen Verhältnisse, welche gegen den anderen Endpunkt der Bahn hin sich, wenn auch in geringerem Grade, wiederholen, machen es zur gebieterischen Nothwendigkeit, dass man zum Betrieb Motoren wählt, die ihnen ganz speciell angepasst sind; in der oben beschriebenen Krauss'schen Tenderlocomotive dürfte für die hiesigen Bedürfnisse das Richtige gefunden sein.

Es sei hier besonders hervorgehoben, dass die oft als Einwurf gegen Tenderlocomotiven überhaupt betonte Eigenthümlichkeit derselben, die Abnahme ihres Adhäsionsgewichtes mit dem fortschreitenden Verbrauch der Wasser- und Kohlenvorräthe, nicht die geringste Schwierigkeit verursacht hat. Die besprochenen Krauss'schen Tendermaschinen erhalten ihre Kohlen, wie alle anderen Maschinen, an den beiden Endpunkten der Bahn, Eisenach und Lichtenfels, und in Meiningen, wo unter allen Umständen Maschinenwechsel stattfindet; Wasser fassen sie bei der Fahrt Eisenach-Meiningen in Marksuhl und Wasungen, auf der Fahrt Meiningen-Eisenach in Salzungen, auf der Fahrt Meiningen-Lichtenfels in Themar, Hildburgshausen und Eisfeld, auf der Fahrt Lichtenfels-Meiningen in Coburg und Eisfeld, — genau ebenda, wo die anderen Güterzugmaschinen ihre Schlepptender ebenfalls füllen müssen.

Die Tendermaschinen betreten also alle bedeutenderen Steigungen mit vollem Wasservorrath, von Lichtenfels, Meiningen und Eisenach aus auch mit vollem Kohlenvorrath, auf

die Steigungen von Salzungen und Coburg aus bringen sie diesen aber wenigstens zur Hälfte mit.

Es hat sich übrigens ausserdem gezeigt, dass diese Tenderlocomotiven eben so gut, wie die Maschinen mit Schlepptender, eine Wasserstation überfahren können, falls eine oder die andere etwa einmal den Dienst versagt. Der Wasservorrath ist dem Verbrauch gegenüber keineswegs knapp, sondern selbst für aussergewöhnlich ungünstige Verhältnisse, wie sie z. B. der letzte Winter bot, reichlich bemessen. —

Waren diese Resultate im Güterzugdienst der Hauptbahn erfreuliche, so sind es nicht minder diejenigen, welche man mit der vierten Krauss'schen Tendermaschine erzielt hat, die, wie oben berichtet, in Eisenach stationirt und ausschliesslich dazu bestimmt ist, hier den Rangirdienst und den oben beschriebenen Hilfsdienst für die Güterzüge zwischen Eisenach und Salzungen zu leisten. Da sie allein diesen Dienst versieht, so kann ihr Brennmaterialverbrauch nicht mit dem einer anderen neben ihr arbeitenden Maschine verglichen werden; es bleibt nur übrig, die Ergebnisse der Jahre 1878 und 1879 mit denen zusammenzustellen, welche in den vorhergehenden Jahren mit Borsig'schen Güterzugmaschinen der in Tab. I. unter Nr. 2 beschriebenen Construction in derselben Dienstleistung erzielt worden sind; auch hier fällt das Resultat ganz entschieden zu Gunsten der Krauss'schen Tenderlocomotive aus. Es sind nämlich in den Jahren 1875, 1876 und 1877 von der zu diesem Dienst verwendeten Borsig'schen Güterzugmaschine durchschnittlich

206441 Kilogr. Kohlen vierteljährlich

verbraucht worden, während seit dem 1. April 1878 in denjenigen Vierteljahre, wo eine Krauss'sche Tendermaschine allein diesen Dienst versehen hat, im Durchschnitt nur 129500 Kilogr. Kohlen vierteljährlich erforderlich waren, d. h. 36% weniger. —

Schon im Jahre 1878 wurde auf Grund der günstigen Resultate, welche mit den sechsräderigen Krauss'schen Tendermaschinen gewonnen worden waren und welche im Vorstehenden dargestellt sind, der frühere Plan wieder aufgenommen, die Zweigbahn Coburg-Sonneberg mit vierräderigen Tendermaschinen desselben Systems auszurüsten. Es genügt ein Blick auf das oben mitgetheilte Längenprofil dieser 19,7 Kilom. langen Seitenstrecke, um zu erkennen, dass die Eingangs beschriebenen Borsig'schen Personenzuglocomotiven (Nr. 1 der Tab. I.) mit ihren hohen Triebrädern zum vortheilhaften Betrieb dieser Linie nicht geeignet sind.

Das frühere Bedenken, vierräderige Tendermaschinen würden nicht ausreichend sein, musste nach den inzwischen gewonnenen Erfahrungen schwinden, und so wurde ein von Krauss & Comp. schon vielfach ausgeführter Typus gewählt, die unter Nr. 5 der obigen Tabelle I. näher beschriebene vierräderige Tendermaschine.

Diese Maschinen sind nunmehr über ein Jahr hindurch, seit dem Monat Mai 1879, auf der bezeichneten Strecke in Betrieb und haben sich in jeder Beziehung bewährt; welche erheblichen Ersparnisse an Brennmaterial durch ihre Einführung erzielt worden, mag die nachfolgende Zusammenstellung zeigen:

Tabelle III.

Leistungen und Kohlenverbrauch der Personenzuglocomotiven.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|--------------------------------|---|------------------------|--------------------------------|--------------------------|-------------------------|---|--------------------------|
| Zug-Gattung | Zeitraum | Maschinen-Gattung | Durchlaufene Kilometer | Geförderte Wagenachs-Kilometer | Reservedienst in Stunden | Rangirdienst in Stunden | Verbrauch an sächsischen Steinkohlen in Kilogr. | Bemerkungen. |
| Gemischte Züge auf der Strecke Coburg-Sonneberg | 1. Jan. 1878 bis 31. März 1880 | Personenzugmaschine Borsig Nr. 1 der Tabelle I. | 98907 | 1985192 | 13373 | 3975 | 1592900 | im Ganzen. |
| | | dto. | — | 20,1 | 0,135 | 0,040 | 16,1 | pr. Locomotiv-Kilometer. |
| | | dto. | — | — | — | — | 0,802 | pr. Wagenachs-Kilometer. |
| | 1. Juli 1879 bis 31. März 1880 | Gemische Maschine Krauss Nr. 5 der Tabelle I. | 38902 | 965319 | 5118 | 1771 | 446830 | im Ganzen. |
| | | dto. | — | 24,8 | 0,132 | 0,045 | 11,48 | pr. Locomotiv-Kilometer. |
| | | dto. | — | — | — | — | 0,463 | pr. Wagenachs-Kilometer. |

aus welcher sich ergibt, dass die vierräderigen Tendermaschinen von Krauss 42% weniger an Kohlen gebraucht haben, als die Borsig'schen Maschinen, an deren Stelle sie getreten sind.

Es war nach diesen Erfahrungen zu erwarten, dass auch in der noch übrigen Zuggattung, dem Personenzugdienst zwischen Eisenach und Lichtenfels, mit Krauss'schen Tenderlocomotiven ebenfalls günstige Resultate, insbesondere erhebliche Kohlenersparnisse zu erzielen sein würden. Probefahrten mit den sechsräderigen Tendermaschinen, wie sie in Tabelle I. unter Nr. 4 a und 4 b beschrieben sind, und mit den vier-

räderigen Zweigbahnmaschinen (Nr. 5 der Tabelle I.) hatten durchaus ermutigende Ergebnisse geliefert; als dann endlich den Erfahrungen, welche die Niederschlesisch-Märkische Bahn mit 15 Stück Krauss'schen sechsräderigen Tendermaschinen in einer längeren Reihe von Jahren beim Betrieb der Berliner Ringbahn gemacht hat, eingehende Aufmerksamkeit geschenkt wurde, schwanden die Bedenken, die man gegen Verwendung von Tendermaschinen für Personenzüge gehegt hatte, soweit, dass man sich entschloss, versuchsweise zwei solche Maschinen einzuführen und dieselben der genannten Firma in Bestellung zu geben.

Diese im Bau begriffenen Personenzug-Tenderlocomotiven (unter Nr. 6 der Tabelle I. beschrieben) werden zwar nicht eine so enorme Kohlenersparnis (42%) ergeben, wie die vierräderigen gemischten Tendermaschinen auf der Zweigbahn Coburg-Sonneberg, immerhin aber eine weit höhere, als die sechsräderigen Tenderlocomotiven im Güterzugdienst (17,9%); denn die Reduction des todtten Gewichtes wird selbstverständlich bei den leichteren Personenzügen eine relativ viel grössere und daher viel wirksamere sein, als dort bei den Güterzügen; nach den angestellten Versuchen ist im Personenzugdienst ein Minderverbrauch von 30—35% an Kohlen zu erwarten.

Zum Schlusse dieser Mittheilung sei noch erwähnt, dass für die nur 172 Kilom. lange Werrabahn die durchgängige Einführung Krauss'scher Tendermaschinen, wie die vorherbeschriebenen drei Typen, eine Kohlenersparnis im Werth von 40—45000 Mark jährlich zur Folge haben würde; dabei sind alle übrigen Vortheile, welche man durch Verminderung der rollenden Last gewinnt, Ersparnis an Reparaturkosten und Schmiermaterial, geringere Abnutzung des Oberbaues u. s. w. ausser Ansatz gelassen und nur die sicher nachweisbare Kohlenersparnis in Rechnung gezogen.

Beitrag zu Radreifenbefestigungen

vom Obermaschinenmeister **Finckbein** in Saarbrücken.

(Hierzu Fig. 16—23 auf Taf. XXVIII.)

Das viele Zerspringen von Wagenradreifen bei strengen Wintern, welches besonders in dem vergangenen Winter bei fast allen Bahnen in mehr oder weniger grossem Maasse vorgekommen ist, brachte eine grössere Anzahl von Sicherheitsbefestigungen hervor, welche verhüten sollen, dass die Radreifen nach dem Springen von dem Unterreifen abfliegen und so Ursache zu weiteren Unglücksfällen werden können. Es sind eine stattliche Zahl recht guter Befestigungsmethoden theils patentirt, theils nicht patentirt angegeben worden, von denen die modificirte Befestigung nach Kasselowsky und diejenige mit Sprengring wohl oben stehen dürften. Diese Befestigungen sind jedoch alle nur bei neu aufzuziehenden Radreifen auszuführen. Zur Zeit laufen aber unter den Fahrzeugen aller Bahnen noch sehr viele Räder, deren Reifen mit Schrauben oder Nieten befestigt sind und ist diese Befestigung eine unvollkommene, da beim Springen der Radreifen regelmässig die Schrauben oder Nieten abgesehen werden und in der Regel die Reifen von den Rädern sich lösen.

Um nun solche älteren bereits aufgezogenen Radreifen mit Schraubenbefestigung etc. beim Springen gegen Herunterfliegen zu sichern, wurden hier zweierlei Constructions ausgeführt, welche das Abspringen verhüten werden.

Die erste Construction ist in der Weise ausgeführt, dass nach Ausweis von Fig. 16 auf Taf. XXVIII rechts und links neben dem Unterreif in den Radreif eine schwalbenschwanzförmige Nuth eingedreht wird. An den Stellen a b

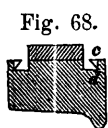


Fig. 23 wird der Ansatz a d auf die Breite einer später einzuziehenden Klammer nach c d nebenstehenden Holzschnittes Fig. 68 weggemeisselt und

lässt man die Abmeisselung etwas verlaufen, um keine schar-

fen Ansätze an dem Reifen zu haben. Alsdann wird, nachdem die Reifenschraube entfernt ist, eine Klammer nach Fig. 16 an der Stelle über den Unterreif in den Reif eingelassen und diese Klammer seitwärts mit einem Hammer bis an die Stelle getrieben, wo früher die Schraube sass. Die Schraube, welche in der Regel eine genügende Länge noch hat, wird nachher durch die Klammer in den Radreif wieder eingeschraubt und dient nunmehr dazu die Klammer an ihrer Stelle festzuhalten und den Reif vor Drehen, bei etwaigem Losewerden, zu schützen. Die Befestigungen mit Sprengringen müssen auch eine derartige Construction noch haben, weil bereits öfter Drehen der Reifen bei Bremswagen constatirt ist.

Eine zweite Construction wurde in der Weise der Fig. 19 ausgeführt. Statt der schwalbenschwanzförmigen Nuth in dem Radreif werden zu beiden Seiten desselben Ansätze eingedreht und eine Klammer Fig. 20, welche vorher mit zwei divergirenden Winkeln bearbeitet, wird rothwarm gemacht und dann um den Unterreif mit ihren beiden Ansätzen in die Nuthen an dem Radreif getrieben. Nach dem Abkühlen sitzt dieselbe durchaus fest und sichert den Reif beim Springen ebenfalls gegen Abfliegen. Auch hier können einzelne Klammern durchbohrt und die Reifenschrauben durch die Klammer wieder eingeschraubt werden, um den Radreif gegen Drehung zu sichern. Die Klammern sind zwischen je zwei Speichen anzuordnen. Bei Anwendung solcher nachträglichen Befestigungen zunächst an allen unter Personenzügen laufenden Rädern mit Schraubenbefestigung und später bei allen Rädern der Güterwagen, wird die Sicherheit des Reifens in kalten Jahreszeiten in bedeutendem Maasse erhöht werden.

Control-Schloss für Eisenbahnwagen

von W. M. Majorkiewicz in Wloclawek (Gouv. Warschau).

(D. R. P. No. 1350.)

(Hierzu Fig. 1—11 auf Taf. XXVIII.)

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf Verschluss-Vorrichtungen in Form von Hängeschlossern und Blattschlossern, bei denen durch eine specielle Einrichtung beim Auf- und Zuschliessen des Schlosses ein Control-Apparat in Bewegung gesetzt wird, mittelst dessen die, auf der Stirn- oder auf den Seitenflächen von im Schlosse angebrachten Scheiben eingravirten, aufgemalten oder erhabenen Buchstaben, Monogramme oder sonstige Schriftzeichen in veränderter Stellung zu einander durch Löcher sichtbar werden, welche zu diesem Zweck in der Aussenwand des Schlosses angebracht sind. Die Scheiben, welche an ihrer Stirn- oder Seitenfläche diese Schriftzeichen in unregelmässiger Folge tragen, werden durch den Mechanismus, welcher diese Scheiben bewegt, nicht gleichmässig um ihre Achse weitergeschoben, sondern sie werden durch die ungleiche Zahl der Zähne an den Triebrädern in ungleicher Weise fortbewegt, so dass nur durch fast endloses Auf- und Zuschliessen des Schlosses, wie dies weiter unten genauer beschrieben werden wird, die gewünschte Combination von zwei Schriftzeichen vor den Controllöchern erscheint. Durch Anbringung von drei Scheiben und demnach die Combination von drei Zeichen, kann die Arbeit, welche das Erscheinenlassen dieser Combination von drei bestimmten Schriftzeichen macht, wiederum vergrössert werden, doch genügen bereits zwei Scheiben mit ihrer unregelmässigen Folge von Schriftzeichen, um eine genaue Controle bezüglich des Verschlusses abzugeben.

Die Erfindung bezieht sich ferner auf die Anbringung eines Schiebers an der Aussenseite des Controllhängeschlosses, welcher so eingerichtet ist, dass er durch Federdruck in solcher Position gehalten wird, dass er gewöhnlich die Löcher, welche die Controlzeichen zeigen, nicht verdeckt, dass er aber in dieser Lage das Schlüsselloch zudeckt und welcher Schieber, wenn er behufs Einführung des Schlüssels in das Schlüsselloch, heruntergeschoben wird, dann die Controllöcher zudeckt. Es werden dann die Controllöcher nicht eher sichtbar werden, als bis das Schloss wieder geschlossen ist, da sich beim Aufschliessen des Schlosses die Welle, auf welcher der Schlüssel steckt, durch das Schlüsselloch und mithin auch durch den Schieber hinauschiebt und dadurch diesen verhindert, in seine alte Stellung, in welcher er die Controllöcher sehen lässt, zurückzugehen.

Der Zweck der Erfindung ist, ein Schloss zu schaffen, welches namentlich zum Verschiessen der Thüren von Güter- und Gepäckwagen dienen soll, wenn diese von einer Station zur anderen, bei oft tagelangen Reisen, gehen, ohne geöffnet zu werden und bei welcher die Endstation, welcher die Stellung der Schlosscontrole, d. h. der Schriftzeichen, beim Abgang des Wagens von der Abgangsstation bekannt gegeben wurde, nach Ankunft des Wagens an diesen Controlzeichen sehen kann, ob das Schloss unterwegs geöffnet worden ist und ob der Versuch des Oeffnens während der Reise des Wagens an dem Schloss vorgenommen worden ist.

Es eignet sich deshalb dieses Schloss ganz besonders für die Verwendung von Zollbehörden, unter deren Verschluss die Wagen gehen, wobei die Verwendung von Wachs, Siegelack, Bleiplomben oder dergleichen Controlmittel überflüssig wird.

Wenn nun auch die Erfindung mit Hinblick darauf gemacht worden ist, ein Controlschloss für den Eisenbahn- und speciell für den Zoll- und Güterbeförderungsdienst zu schaffen, so versteht es sich von selbst, dass die hier unten beschriebenen und auf Taf. XXVIII Fig. 1—11 dargestellten Schlösser überall da zur Anwendung kommen können, wo es sich darum handelt, den Versuch des Oeffnens controliren zu können.

Ich gebe nun in dem Nachstehenden eine genaue Beschreibung meiner Erfindung unter Bezugnahme auf Taf. XXVIII Fig. 1—11 und werden zwei Systeme meines Controlschlusses erklärt und illustriert.

Beschreibung des Vorlegeschlosses, System A.

Das Schloss, Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 und 8 besteht aus einem Kasten A, Fig. 1, an dessen oberem Seitenrand (»Umschweif« von den Schlossern genannt) ein zweiarmliges Stück $a a^1$, Fig. 1, unbeweglich befestigt ist. In dem Arme a ist ein Gewinde, in welches die Schraube b der Welle $B B^1$, Fig. 2, hineinpasst und in dem Arme a^1 eine runde Oeffnung, durch welche das linke Ende der Welle willig hindurchgeht.

Das rechte Ende dieser Welle ist für den Schlüssel und das linke für das Zuschliessen des Schlosses bestimmt.

Der Kürze wegen werde ich das rechte Ende der Welle das »Schlüsselende« und das linke das »Schliessende« nennen.

Auf der Mitte dieser Welle bewegt sich der Ring C, Fig. 1 (dessen Seitenansicht C neben Fig. 3 gezeichnet ist), der mit seiner rechten Seite an dem Schraubengewinde b anliegt und zur linken durch einen Stift gesperrt ist, damit er von der Welle weder rechts, noch links heruntergleiten kann.

Auf einem durch diesen Ring hindurchgehenden Stift d , Fig. 1, und d (neben Fig. 3), ist auf jedem Ende desselben eine Klinke $e e^1$, Fig. 1, angebracht, welche beide von den Enden der um diesen Stift gewundenen Feder t (neben Fig. 3) abwärts gedrückt werden, damit sie in die Zähne je eines der beiden Rädchen $F F$, Fig. 1 und 4, eingreifen. Die horizontale Bewegung dieses Ringes mit den beiden Klinken hängt von der Bewegung der Welle ab.

An einem jeden der gezahnten Rädchen ist ein Kranz von einem weissen Metall befestigt, $g g^1$, Fig. 1 und 5, welcher Buchstaben in nicht alphabetischer Ordnung enthält, Fig. 4. Beide bewegen sich um ihren Mittelpunkt auf der Achse K , Fig. 1 und 5.

Die stählernen Sperrhaken $h h^1$, Fig. 1, sind dazu bestimmt, die mit den Buchstaben vereinten gezahnten Rädchen in ihrer Lage zu erhalten und ein Rückwärtsdrehen derselben zu verhindern.

Die Elasticität dieser Sperrhaken gestattet den Stosshaken *e* jedoch, die gezahnten Rädchen vorwärts bewegen zu können.

Der Winkel *i*, Fig. 1 und 6, bewegt sich in einem länglichen Ausschnitte auf dem Stifte *k* auf und ab, Fig. 1 und 6, und wird von der Drahtfeder *l*, welche um den Stift *f*, Fig. 1, gewunden ist, stets aufwärts gedrückt.

Der Riegel *u*, Fig. 1, bewegt sich in einem länglichen Ausschnitt an der hinteren Seitenwand im Innern des Schlosses mit dem Stift *z*, der durch jenen Ausschnitt hindurchgeht und ist mit seinem anderen Ende an dem ausserhalb auf der hinteren Wand beweglich angebrachten Schildchen *H*, Fig. 8, befestigt.

Die Feder *w*, Fig. 1, ist an der linken inneren Seitenwand des Schlosses befestigt und drückt stets auf das linke Ende des Riegels, dessen rechtes Ende durch die rechte Seitenwand hindurchgeht. Die Bewegung dieses Riegels hängt von der Bewegung des Schildchens ab.

Der Schieber *m*, Fig. 1 und 7, schiebt sich auf der Aussenseite des Schlosses in einem länglichen Ausschnitte in der Seitenwand mit dem Stifte *n*, Fig. 1, auf und ab und wird von der, um den Stift *p* gewundenen Drahtfeder *o*, Fig. 1, und *o* (neben Fig. 3) stets aufwärts gedrückt.

In einem kleinen Einschnitt in der rechten Seite dieses Schiebers *c*, Fig. 7, greift das rechte Ende des Riegels *u* ein und verhindert so die Bewegung des Schiebers nach aufwärts.

In der rechten Seitenwand des Schlosses hinter dem Schieber ist eine runde Oeffnung, gerade gegenüber dem Schlüsselende der Welle *G*, Fig. 7, welche zur Aufnahme des Schlüssels bestimmt ist.

Diese Oeffnung unter dem Schieber ist nicht sichtbar; sie ist in Fig. 7 punktiert, wo *G* das Schlüsselende der Welle andeutet.

In dem linken inneren Winkel des Schlosses, unterhalb der Buchstabenrädchen, liegt ein Stückchen porösen Schwammes *q*, Fig. 1, mit Baumöl getränkt, um das Rosten der Buchstaben zu verhindern.

Der Schlüssel *D* (neben Fig. 2), dessen Querschnitt *x* anzeigt, hat im Innern seiner Röhre drei Rinnen der Länge nach, welche ein unregelmässiges Dreieck bilden und welche den auf dem Schlüsselende der Welle hervorragenden kleinen drei Stiften *y*, Fig. 3, genau entsprechen.

Verfahren beim Oeffnen des Schlosses.

Man fasse das Schloss mit der linken Hand so, dass der Daumen von oben und die übrigen vier Finger von unten kommen.

Nun fasse man den Schlüssel mit der rechten Hand und stelle ihn mit seinem unteren Ende auf die Seitenwand des Schlosses oberhalb des Schiebers, dessen obere Kante ein wenig vorsteht, wie aus der Zeichnung zu ersehen ist, und versuche so mit Hülfe des Schlüssels den Schieber abwärts zu schieben.

Dieses wird jetzt nicht gelingen, weil das rechte Ende des Riegels den Schieber gesperrt hat.

Schiebt man aber mit einem der vier Finger der linken Hand (am bequemsten mit dem Mittelfinger) das hintere bewegliche Schildchen von rechts nach links und drückt gleich-

zeitig mittelst des Schlüssels mit der rechten Hand den Schieber abwärts, so gleitet jetzt der Schieber abwärts so weit, bis der Schlüssel in die für ihn bestimmte Oeffnung und von hier auf das Schlüsselende der Welle trifft. Jetzt dreht man den Schlüssel ein wenig (gleichviel, ob rechts oder links), bis die drei Rinnen der Schlüsselröhre auf die ihnen entsprechenden drei Stifte der Welle passen. Ist dieses geschehen, so drehe man den Schlüssel nach links um, worauf sich die Welle in der Richtung des Schlüsselendes derselben drehen wird und zwar so lange, bis der Ring *C* an den Arm *a*, Fig. 2, anstösst, wodurch die Möglichkeit aufhört, den Schlüssel drehen zu können.

Infolge des Herauswindens der Welle gleitet ihr Schliessende aus der Oeffnung des Schnabels *r* am Bügel *F*.

Die Feder *l* drückt nun den Winkel *i*, folglich auch den auf ihm bisher ruhenden Bügel in die Höhe, wie in Fig. 2, welche zeigt, dass das Schloss geöffnet ist.

Da die steilen Seiten der gezahnten Rädchen, sowie die beiden auf diese wirkenden Stosshaken, in entgegengesetzter Richtung gehen, wie die punktierten Zähne in Fig. 1 anzeigen, so ist bei Verschiebung des Riegels von links nach rechts der vordere Stosshaken über einen Zahn seines Rades hinübergeglitten (vergl. Fig. 1 und 2), ohne die bisherige Lage dieses Rades verändert zu haben; der hintere Stosshaken aber verschob sein Rad (das hintere) um einen Zahn.

Wir haben gesehen, dass beim Aufschliessen des Schlosses sich die Welle in der Richtung des Schliessendes durch die rechte Seitenwand hindurchwindet, so dass deren Schlüsselende ausserhalb des Schlosses hervorragt, Fig. 2; in dieser Lage bleibt sie so lange, bis das Schloss wieder zugeschlossen wird.

Es ist ferner bekannt, dass zum Hineinbringen des Schlüssels in das Schlüsselloch der Schieber *m* abwärts geschoben werden muss; infolge dessen verdeckt dieser die Buchstaben so lange, bis das Schloss wieder zugeschlossen wird.

Will man daher das Controlzeichen sehen, so muss man zuerst das Schloss zuschliessen.

Zu diesem Zweck drücke man erst den Bügel vollständig in das Schloss hinein, damit der Winkel, der jetzt vor dem Schliessende der Welle steht, diesem weiche (da sich sonst dieses Ende der Welle gegen den Winkelarm *i* stemmen und das Umdrehen des Schlüssels hemmen würde); alsdann drehe man den Schlüssel rechts, was so lange möglich sein wird, bis das Schliessende der Welle sich gegen den Umschweifstift *s*, Fig. 1, stemmen wird. Ist dieses geschehen, so lässt sich der Schlüssel nicht mehr umdrehen, was andeutet, dass das Schloss geschlossen ist.

Beim Zuschliessen hat im Innern des Schlosses derselbe Vorgang stattgefunden, als vorhin beim Aufschliessen desselben. nur mit dem Unterschied, dass sich jetzt die Welle sammt dem Ringe von rechts nach links bewegt hat; der hintere Stosshaken gleitet jetzt über einen Zahn wirkungslos hinweg und lässt das hintere Alphabetrad in völliger Ruhe, während der vordere Stosshaken das vordere Rad um einen Zahn verschoben hat.

Sehen wir jetzt nach dem Controlzeichen, ob eine Veränderung desselben vorgegangen sei, so bemerken wir, dass die

Oeffnung, durch welche das Controlzeichen gesehen werden soll, verdeckt ist. Erst wenn der Schlüssel herausgenommen wurde, nimmt der Schieber, durch die auf ihn wirkende Federkraft, dieselbe Stellung ein, die er bis zum Aufschliessen des Schlosses hatte, infolge dessen die für die Besichtigung des Controlzeichens bestimmte Oeffnung wieder aufgedeckt und die Buchstaben wieder sichtbar wurden. Wir sehen nun jetzt aber nicht mehr dieselben zwei Buchstaben, die wir vor diesem Auf- und Zuschliessen des Schlosses bemerkt haben, sondern eine ganz andere Combination derselben und dieses ist die Controle des Vorlegeschlosses.

Ferner sehen wir, dass, wenn wir das Controlzeichen sehen wollen, der Schlüssel herausgenommen werden muss, nachdem das Schloss vollständig zugeschlossen worden ist.

Beschreibung des Blattschlosses, System B, Fig. 9, 10, 11.

Dieses Schloss beruht auf denselben Principien, wie System A und ist ausschliesslich zum Verschliessen der Güterwaggons bestimmt. Es besteht aus folgenden Theilen:

Auf der Metallplatte A, Fig. 9, sind zwei gezahnte Rädchen $a a^1$, Fig. 9 und 10, in horizontaler Ebene angebracht, so dass die Zähne des einen in die des anderen eingreifen. Diese Rädchen drehen sich um ihren Mittelpunkt auf den Stiften $b b^1$, Fig. 9 und 10, welche an jener Platte befestigt sind und werden von dem Stosshaken c, Fig. 10, in Bewegung gesetzt.

Der Riegel B, Fig. 9 und 10, liegt zwischen dem Rade a^1 , Fig. 10, und der Decke des Schlosses und bewegt sich ebenfalls auf dem Stifte b^1 auf und ab.

Auf dem Kopfe dieses Riegels liegt beweglich der Stosshaken c, Fig. 10, auf dem unbeweglichen Stift d, und wird von der ebenfalls am Riegel befestigten Feder e, in die Zähne des Rades gedrückt.

Riegel, Stosshaken und Feder bewegen sich demnach gleichzeitig.

Ausser dem Stosshaken hat der Riegel einen länglichen Ausschnitt f, welcher zur Aufnahme des Stiftes g bestimmt ist.

Der dreiseitige Stift h, Fig. 9 und 11, dessen vorderes Ende für den Schlüssel bestimmt ist, sitzt mit seinem entgegengesetzten Ende in der Deckplatte drehbar.

An diesem Ende, welches durch die Decke hindurchgeht, ist das eine Ende der Platte i, Fig. 9 und 10, mit Vierkant befestigt: die Platte liegt der hinteren Seite der Decke dicht an und das andere Ende derselben trägt den Stift g, Fig. 10, welcher in den Ausschnitt des Riegels passt.

Der bewegliche Sperrhaken k, Fig. 10, hemmt die Bewegung der gezahnten Räder nach rückwärts.

Die Feder p, Fig. 10, drückt diesen Sperrhaken stets abwärts.

l, Fig. 9, ist ein Blechscheibchen zwischen dem Rade a, Fig. 1, und der Decke, von der Stärke des Riegels, damit dieses Rädchen mit seinem communicirenden Rädchen a^1 in einer Ebene liege.

Um dieses Schloss aufzuschliessen, bringe man den Schlüssel auf den hervorstehenden dreikantigen Stift h, Fig. 9 und 11,

und drehe ihn links. Mit der Drehung dieses Stiftes dreht sich gleichzeitig die an diesem befestigte Platte i, sammt dem Stifte g in dem länglichen Ausschnitt des Riegels.

Durch Umdrehung also des Schlüssels machte der Stift g eine Kreisbewegung und wirkte demnach auf den Riegel, der hierdurch die Lage des in Fig. 10 punktirten Riegels angenommen hat.

Während dieses Vorganges bewegte sich der Haken m, Fig. 9, in die Höhe und aus dem Schliesshaken n, Fig. 1, hinaus und das Schloss ist geöffnet. Mit der Verschiebung des Riegels machte gleichzeitig auch der Stosshaken c, Fig. 10, dieselbe Bewegung, wirkte also stossend auf das Rad a^1 und schob dasselbe um einen Zahn vorwärts.

Da nun die Zähne der beiden Rädchen communiciren, ist selbstverständlich auch das zweite Rädchen um einen Zahn verschoben worden.

Was mit den Zähnen dieser Rädchen vorgeht, geschieht auch mit den Buchstaben, welche jenen genau genug entsprechen, folglich müssen sich auch hier jedesmal andere zwei Buchstaben in der hierfür bestimmten Oeffnung zeigen.

Die Zahl der Zähne differirt hier ebenfalls um einen Zahn (34×35) und so erhalten wir auch hier eine gleiche Anzahl von Combinationen.

Mit der Verschiebung des einen Riegelendes änderte auch das andere Ende desselben seine vorige Lage und da die beiden kleinen \square Oeffnungen, in welchen das Controlzeichen zu sehen ist, in diesem Ende sich befinden, so sind auch diese aus ihrer früheren Lage gekommen, wodurch der Ausschnitt in der Deckplatte des Schlosses (welche wie jene zum Besehen des Controlzeichens dient) verdeckt wurde, so dass das Controlzeichen im aufgeschlossenen Zustande des Schlosses nicht sichtbar ist.

Will man daher das Controlzeichen sehen, so muss das Schloss zugeschlossen werden.

Diese Einrichtung hat den grossen Vortheil, dass man nicht vergessen kann, den Wagen, nachdem er beladen worden, zuzuschliessen, da man sonst die Controle (das Controlzeichen) in den zum Transport dienenden Documenten nicht würde verzeichnen können.

Dieses Schloss ist auf der Aussenseite des Waggons zu befestigen.

Beim Zuschliessen ändern die gezahnten Rädchen ihre Stellung nicht; nur der Riegel nimmt seine ursprüngliche Lage und somit auch die beiden \square Oeffnungen wieder an und das Controlzeichen wird sichtbar.

Für das Aufschliessen bilden folglich die veränderten Buchstaben und für das Zuschliessen das offene Fenster die Controle.

Besagtes Fensterchen ist mit einem Glasscheibchen auf der Aussenseite der Schlossdecke zu versehen, damit die Buchstaben durch den Einfluss schlechter Witterung nicht verunreinigt werden.

Die Vertretung des vorstehend beschriebenen Controlschlosses für Deutschland hat die Firma S. J. Auerbach in Posen übernommen; der Preis für ein solches Schloss stellt sich je nach der Art der Anbringung von 10 Mark pro Wagen an.

Steding's verbesserte Metallstopfbüchse.

(Hierzu Fig. 26 und 27 auf Taf. XXVIII.)

Die Packung der Stopfbüchse besteht aus zwei oder mehreren zweitheiligen Metallringen a a und aus einem dieselben umgebenden elastischen Dichtungsmaterial (Segeltuch, Gummi etc., für hohe Temperaturen Asbest), welches die Metallringe an die Stange presst und die Fugen derselben verschliesst. Die Metallringe a a sind zwischen zwei unverrückbar befestigten Flantschen b und c genau eingepasst und um 90° gegeneinander versetzt.

Das umgebende Dichtungsmaterial greift nach beiden Seiten über vorspringende, mit ringförmigen Nuthen versehene

Theile der Flantschen und wird durch ein Schellenpaar zusammengedrückt, wobei eingelegte Blechstücke ein Herauspressen des Dichtungsmaterials an den Fugen verhindern.

Bei Neuerungen tritt der Cylinderdeckel an Stelle des Flantsches b.

Die vorliegende bereits mit Erfolg ausgeführte Construction kann der grossen Einfachheit und Zugänglichkeit wegen bestens empfohlen werden.

Göttingen, den 20. Mai 1880.

W. Steding, Ingenieur.

Die Herbstversammlung des Iron- und Steel-Instituts am 25—28. August zu Düsseldorf.

Der Beschluss des englischen »Iron- und Steel-Institute« in diesem Jahre der Einladung der rheinischen und westfälischen Werke zu folgen und seine Herbstversammlung bei Gelegenheit der Gewerbeausstellung zu Düsseldorf abzuhalten, bezeichnet eine sehr bedeutungsvolle Anerkennung für die Entwicklung und die Leistungsfähigkeit der deutschen Eisen- und Stahl-Industrie. Nachfolgend theilen wir zunächst das Verzeichniss derjenigen deutschen Werke mit, von welchen diese Einladung ausgegangen ist.

Aachener Hütten-Actien-Verein Rothe Erde,
Bochumer Verein für Bergbau und Gussstahlfabrikation —
Bochum.

Eisen- und Stahlwerk Osnabrück,
Hörder Bergwerks- und Hütten-Verein — Hörde,
Eisen- und Stahlwerk Hoesch in Dortmund,
Gutehoffnungshütte — Oberhausen,
Phönix, Actiengesellschaft für Bergbau und Hüttenbetrieb —
Laar bei Ruhrort,

Rheinische Stahlwerke — Meiderich,
Union, Actiengesellschaft für Bergbau, Eisen- und Stahl-
Industrie — Dortmund,

Luxemburger Bergwerks- und Saarbrücker Eisenhütten-Actien-
gesellschaft — Burbach bei Saarbrücken,

Maxhütte — bei Regensburg,
Metz & Cie. — Eich bei Luxemburg,
Vereinigte Königs- und Laurahütte — Berlin,
Berg. Gruben- und Hütten-Verein — Hochdahl,

Felten & Guillaume — Köln,
Grillo. Funke & Cie. — Schalke,

Heinrichshütte — Au a. d. Sieg,
Iseder Hütte — bei Peine,
Schulz, Knaut & Cie. — Essen a. d. Ruhr,
Aplerbecker Hütte — Siegen,

Böcker & Cie. — Schalke.
Friedrich-Wilhelms-Hütte — Mülheim a. d. Ruhr,

Jacob Kreutz, Kommerzienrath — Siegen,
Lothringer Eisenwerke — Ars a. d. Mosel,
Wm. H. Müller & Cie. — Düsseldorf,

Niederrheinische Hütte — Duisburg,

Dr. C. Otto & Cie. — Dahlhausen a. d. Ruhr,
Piedboeuf, Dawans & Cie. — Düsseldorf,
Carl Spacter — Coblenz,
Funcke & Elbers — Hagen i. W.,
Haniel & Lueg — Düsseldorf,
Th. Moeller — Brackwede.

•Das Comité dieser Werke, welches durch die würdige Aufnahme der englischen Gäste, die zweckmässige Anordnung der Versammlungen und der grossartigen Festlichkeiten die grössten Verdienste sich erworben, und allgemeine Anerkennung gefunden hat, war in folgender Weise zusammengesetzt:

Die Herren A. Thielen vom Phönix in Laar bei Ruhrort als Vorsitzender, Wm. H. Müller in Düsseldorf als Schatzmeister, H. A. Bueck in Düsseldorf Ehren-Secretair des Meetings, B. Baare vom Bochumer Verein in Bochum, C. Lueg von der Gutehoffnungshütte in Oberhausen, Brauns von der Dortmunder Union in Dortmund, Massenez vom Hölder Verein in Hörde, Ingenieur Osann in Düsseldorf und Schlinck von der Friedrich-Wilhelmshütte in Mülheim a. d. Ruhr.

Nachdem die bereits am 24. August in Düsseldorf angelangten Gäste in dem glänzend beleuchteten Garten der Tonhalle sich Abends zur Begrüssung beim Concert zusammengefunden, wurde die erste Versammlung am 25. August Morgens 10 Uhr in dem reich mit Guirlanden und Flaggen geschmückten grossen Saale der Tonhalle durch den seitherigen Präsidenten Edw. Williams eröffnet, nachdem Herr Regier.-Präsident von Hagemeister seitens der Kgl. Regierung und Herr Beigeordnete Feistel seitens der Stadt Düsseldorf, treffliche Begrüssungsreden gesprochen, die von Herrn B. Samuelson (M. P. Banbury) in's Englische übertragen wurden. An dem Comité-Tische hatten ausserdem die rühmlichst bekannten Industriellen Englands die Herren Isaac Lowthian Bell, M. C. Wm. Siemens (London), Jas. Jun. Kitson (Leeds), John Lancaster (Rugby), Jos. Smith (Barrow-in-Furness), Dan. Adamson (Manchester), William Evans (Bradford), G. J. Barker (Wolverhampton), Charles Bagnal (Whitby), W. Boden (London), E. P. Martin (Blaenavon), W. Richardson (Oldham), E. W. Richards (Middlesbrough),

E. Smith-Fisher (Dudley), Will. Whitwell (Stockton) und der General-Secretair J. S. Jeans (London), sowie Herr Geh. Bergrath Wedding aus Berlin und verschiedene Mitglieder des deutschen Comités Platz genommen.

Zunächst wurden, nachdem der Präsident auf die verschiedenen Ansprachen der Behörden seinen Dank ausgesprochen, auf Vorschlag des Herrn Williams Herr Josiah Smith zu Barrow-in-Furness als nächstjähriger Präsident gewählt und hierauf mit dem technischen Theil der Sitzung begonnen, indem Herr Williams hervorhob, dass unser jetziges Zeitalter das des Stahls genannt werden könnte, dass zu seinem Bedauern noch zu viel von dem vorzüglichen Metall zu Kriegszwecken verwandt würde und dass die sämmtlichen Anwesenden wohl damit einverstanden sein würden, wenn die bedeutende Stahlproduction nur für friedliche Zwecke verwendet werden könnte. Als die Hauptzwecke der jetzigen Eisen- und Stahlfabrikation könnten die Eisenbahn-Bedarfs-Artikel, der Schiffbau und die Dampfkesselfabrikation bezeichnet werden. Deutschland sei bis jetzt im Eisenbahnbau namentlich in Fabrikation und Anwendung der Schwellen in Flusseisen allen andern Ländern voraus, dagegen werde in England das Flusseisen vorzugsweise für den Schiffbau verwandt und die Behauptung des Herrn Siemens in der letzten Versammlung des »Iron- und Steel-Institute« in Barrow, dass keine Dampfkesselexplosionen mit ihren schrecklichen Folgen mehr stattfinden würden, wenn zu der Kesselfabrikation an Stelle der Eisen- und Stahlbleche das s. g. Mild-Steel-Material genommen würde, scheine sich zu bestätigen. Die wichtigste Frage der Eisen- und Stahlfabrikation bleibe aber noch die Entphosphorungsfrage, weil sie die Qualität des fertigen Materials von der bevorzugten Qualität der vorkommenden Erze unabhängig mache; wenn gleich der chemische Theil der Entphosphorung durch die eingehenden theoretischen Arbeiten vollständig gelöst zu sein scheine, so hingen dem Verfahren noch sehr viele praktische Schwierigkeiten an, doch scheine deren Ueberwindung nur eine Frage der Zeit zu sein. Erfreulicher Weise könnte bestätigt werden, dass gerade in Rheinland und Westfalen in den letzten Jahren Ausserordentliches geleistet worden ist, und werde man bei dem Besuche der Ausstellung und der einzelnen Werke noch Gelegenheit haben, sich von den grossartigen Fortschritten, fern von jeglichem Neid und Eifersucht, zu überzeugen. Mit dem Dank für den freundlichen Empfang, dem alle anwesenden Engländer lebhaft beistimmten, schloss Herr Williams und ertheilte Herrn Professor Akermann aus Stockholm das Wort zu einem bereits früher gehaltenen Vortrag über die »Härtung des Eisens und Stahls, ihre Ursachen und ihre Wirkung.« Bei der interessanten Discussion hierüber betonte zunächst Herr C. W. Siemens die grosse Wichtigkeit der von Herrn Akermann gegebenen völlig neuen Erklärungen über die Erscheinungen beim Härten des Stahls. Es würden jetzt 3 Verbindungen von Kohlenstoff und Eisen vorausgesetzt, die erste sei eine chemische von Kohlenstoff und Eisen, die zweite eine Legirung von Kohlenstoff und Eisen (s. g. Graphitverbindung), die dritte aber eine Verbindung des Kohlenstoffs mit dem Eisen, die lediglich entweder von der Erwärmung oder von den Druckverhältnissen abhängig sei; letztere nennt Akermann här-

tenden Kohlenstoff. Bei den Stahlfestigkeitsproben, welche gewöhnlich in England mit Stäben von 2 Zoll Länge, bei der Marine aber von 8 Zoll genommen würden, habe es sich herausgestellt, dass die Veränderung des Kohlenstoffgehaltes nur in den mechanisch verlängerten Theilen stattfindet, während an den Befestigungspunkten in den constant bleibenden Enden der Kohlenstoffgehalt ganz unverändert bleibe; man dürfe daher von der Beschaffenheit der Bruchfläche durchaus nicht auf den ganzen Stab schliessen. Von Interesse war ferner die Bemerkung, dass die im Jahre 1876 von den deutschen, österreichischen und französischen Werken in Philadelphia festgesetzte Nomenclatur für Eisen und Stahl von den Engländern nicht angenommen wurde, weil die Feststellung der Grenze zwischen dem Material des Flusseisens und Flusstahl eine fast willkürliche sei. Der Härtegrad sei schon eine bessere Charakteristik und würde man als Eisen bezeichnen können, was sich durch Feldspath ritzen lässt. Ebenso mache man beim Stahl beispielsweise bei Eisenbahnschienen, je nach der individuellen Ansicht der Eisenbahn-Ingenieure, Unterschiede zwischen harten und weichen Schienen; sehr schwer seien aber die Grenzen zwischen Eisen und Stahl zu ziehen, weil der überwiegende Gehalt von Kohlenstoff oder von Phosphor den Härtegrad beeinflusst.

Herr Adamson konnte die Ansichten des Herrn Siemens im Allgemeinen nur bestätigen und behauptete, dass die Proben kein zuverlässiges Material mehr ergeben können, wenn die Ausdehnung bei Rundeisen das vierfache des Durchmesser überschreite; bei den angegebenen Festigkeiten von Flusseisen und Stahl müsse immer die Art der zu untersuchenden Proben angegeben werden.

Nach den von Herrn Spencer mitgetheilten Analysen behauptet derselbe, dass der Kohlenstoffgehalt beim Erwärmen und Walzen vollständig verändert, und ein gewisser, aus der Analyse verschwindender Theil, gewissermassen latent würde. Die mitgetheilten Analysen bestätigten dies, sowie auch, dass beim Härten des Stahls ein gewisser Theil des Kohlenstoffgehaltes fest an das Material gebunden würde, und beim Wiedererwärmen erscheine wieder ein höherer Kohlenstoffgehalt, der die Ursache der räthselhaften Erscheinungen beim Ausglühen geben dürfte.

Herr Snellus theilt mit, dass er bei Gelegenheit der letzten Versammlung des Institute in Barrow-in-Furness, bei Discussion über den mittelst directen Dampfdrucks comprimierten Stahl-Ingots, darauf aufmerksam gemacht habe, dass das in den Stahlzellen eingeschlossene permanente Kohlenoxydgas ein so erhebliches Volumen einnehme, wonach dessen Wirkung als an den Stahl gebundener Kohlenstoff eine ganz beträchtliche sein müsse. Mit der Erhitzung oder Zunahme des Druckes würde der von der Analyse angegebene Kohlenstoff durchaus verändert und man müsse durch fortgesetzte Untersuchungen auf diesem Wege ermitteln, welches der Einfluss dieser mechanischen Verhältnisse auf die chemische Zusammensetzung des Stahls sei.

Herr Riley bemerkte, dass der Vorredner einen Gegenstand berührt habe, von dem wir wenig wissen. Je nach dem verschiedenen Zustande des Stahls bestehe der Kohlenstoff, her-

vorgerufen durch Druck im flüssigen Zustande oder durch Erwärmung in sehr verschiedenen Verhältnissen, welche zwischen 31 und 47 % variiren, selbst wenn die chemische Analyse des ursprünglichen Stahls dieselbe sei. Eine solche Verschiedenheit lasse allerdings auf einen latenten Zustand des Kohlenstoffs schliessen und eine eingehende Forschung in dieser Richtung wäre dringend erwünscht.

Nachdem noch Herr Pary behauptete, dass der Kohlenstoff, welcher durch die Methode der Herstellung zufällig im Stahl eingeschlossen sei, nichts mit der chemischen Beschaffenheit des Stahls zu thun habe, ohne weitere Gründe dafür anzugeben, dankte Herr Aker mann für die Aufmerksamkeit, welche man durch die eingehende Discussion seines Vortrages bewiesen habe.

Die Mitglieder der Versammlung begaben sich nach eingenommenem Frühstück zur Gewerbe-Ausstellung, deren Gruppen III und V (Hüttenwesen und Metall-Industrie) insbesondere unter allseitiger Anerkennung auf das Eingehendste besichtigt wurden. Bei dem Abends um 7 Uhr stattfindenden Festessen des Institute nahmen über 400 Personen Theil und verlief dasselbe in heiterster, durch zahlreiche Toaste belebten Weise, zur allgemeinen Zufriedenheit. Dem hiernach bei herrlichem Wetter im brillant beleuchteten Garten der Tonhalle stattfindenden Concert wohnten ein grosser Theil der Versammlung noch bis Mitternacht bei.

Am 26. August Morgens 10 Uhr wurden die Verhandlungen im Rittersaale der Tonhalle wieder fortgesetzt und zunächst die Versammlung durch den anwesenden Oberpräsidenten der Rheinprovinz Herrn von Bardeleben in herzlicher Weise begrüsst, worauf Herr Geheimer Bergrath Dr. Wedding aus Berlin seinen höchst interessanten Vortrag über die »Deutsche Eisen- und Stahl-Industrie«, wobei er an verschiedenen graphischen Darstellungen und zwei Karten die einzelnen Theile des Vortrags sehr anschaulich erläuterte und zum Schluss die Bemerkung beifügte, dass der Minister für öffentliche Arbeiten, Herr Maybach, ihm die Erlaubniss gegeben, die Karten durch Ueberdruck vervielfältigen zu lassen, und dem Institute eine Anzahl zur Verfügung zu stellen. Dieses bereitwillige Entgegenkommen der Herrn Ministers wurde sehr beifällig aufgenommen und ihm dafür der Dank der Versammlung ausgesprochen.

Hierauf kamen die Vorträge des Herrn Director Massenez zu Hörde »über den Entphosphorungsprocess im Converter« und des Herrn Geheime Bauraths Grütefien aus Berlin »über die Erfolge, welche mit verschiedenen Systemen des eisernen Oberbaues bei den preussischen Staatsbahnen und den vom preussischen Staate verwalteten Privatbahnen erzielt worden sind« zur Kenntniss der Versammlung, welche allgemein mit grossem Interesse aufgenommen wurden und die wir in einem der nächsten Hefte vollständig mittheilen werden. An der lebhaften Discussion, welche sich an den letzteren Vortrag anschloss, beteiligten sich namentlich Herr Director Haarmann von Osnabrück, welcher insbesondere auf die grosse Wichtigkeit des eisernen Oberbaues hinwies und die verschiedenen Systeme der von ihm ausgearbeiteten Constructionen an Modellen erläuterte, sowie die Herren Wood, Martin, Marsh und Head. Zum Schluss kam noch die Abhandlung des Herrn

Director Schlink aus Mülheim a. d. Ruhr »über die Roh-eisen-Industrie Deutschlands« zum Vortrag, in welcher die Entwicklung dieser Industrie sehr anschaulich und fesselnd dargestellt wurde.

Am 26. August Nachmittags fanden Excursionen nach den »Rheinischen Stahlwerken in Meiderich« und nach der Hütte »Phönix in Ruhrort« sowie nach den Werken »Gutehoffnungshütte in Oberhausen« statt, bei welchen namentlich die Btheiligung nach den Rheinischen Stahlwerken eine sehr zahlreiche war, da hier gleichzeitig eine Bessemer-Retorte nach dem alten Verfahren und eine andere nach dem Entphosphorungs-Verfahren der Herren Thomas und Gilchrist im Betrieb waren, welche zu höchst interessanten Vergleichen Veranlassung gaben. Den Schluss dieses Tages bildete das herrliche Gartenfest in dem mit der Ausstellung verbundenen Zoologischen Garten, unter Mitwirkung von Mitgliedern der Künstlergesellschaft »Malkasten« veranstaltet, an welchem auch die Mitglieder der in Köln tagenden Versammlung deutscher Ingenieure Theil nahmen.

Am 17. August wurde die Sitzung bereits gegen 9 Uhr Morgens eröffnet und alsbald in die Discussion über den Tags zuvor von Herrn Massenez gehaltenen Vortrag über den »Entphosphorungsprocess im Converter« eingetreten, an welcher sich die hervorragendsten Mitglieder des Institutes beteiligten und welcher die Versammlung in spannendster Aufmerksamkeit folgte.

Herr Lürmann aus Osnabrück hielt hierauf den letzten Vortrag über »Gasgeneratoren«, wodurch noch eine lebhafte Discussion veranlasst wurde, während ein noch eingereicherter Vortrag des Herrn Dr. Natorp aus Essen »über den Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlen-Bergbau« wegen vorgerückter Zeit nicht mehr zur Verhandlung gelangen konnte und auf Vorschlag des Herrn Präsidenten zu den Acten genommen wurde. Gegen Mittag wurde die Sitzung und somit die Verhandlungen des Meetings geschlossen, um nach eingenommenem Frühstück am Nachmittag Excursionen in 3 Gruppen zu unternehmen und die grossartigen Werke des Bochumer und Hörder Vereins, sowie der Dortmunder Union in Augenschein zu nehmen.

Am 28. August Morgens 7 Uhr 18 Min. führte ein langer Extrazug der Bergisch-Märkischen und Rheinischen Eisenbahn von etlichen 30 Wagen die Festgesellschaft zunächst nach Rolandseck, wo auf der herrlichen Terasse des Bahnhofes ein Frühstück eingenommen und darauf die Fahrt nach Bingen per Bahn fortgesetzt wurde. Hier wurden alsbald die bereit liegenden beiden schönen Salonboote »Deutscher Kaiser« und »Wilhelm Kaiser und König« bestiegen und unter Musikbegleitung und vom heitersten Wetter begünstigt die herrliche Rheinstrecke bis Coblenz zurückgefahren, woselbst nach Besichtigung der grossartigen Weinkellereien von Deinhard & Comp. und des Kaiserlichen Schlosses ein jeder Besucher eine schöne Photographie als Andenken im Auftrage Ihrer Majestät der Kaiserin erhielt und durch ein Festessen in dem Schützenhofe zu Coblenz in heiterster Stimmung die grossartigen Festlichkeiten des Meetings geschlossen wurden, und werden gewiss die englischen Gäste sowohl, sowie alle Besucher der Versammlung noch oft an diese schönen und anregenden Tage gerne zurückdenken und dieselben ihnen unvergesslich bleiben. H. v. W.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Oberbau.

Das Montiren und Verlegen des eisernen Oberbaues (System Hillf) für die Bahnstrecke Hausach-Wolfach.

Auf dieser Strecke von 5 Kilom. Länge ist das Verlegen des eisernen Oberbaues, ohne Benutzung eines Verlegekrahn's, aus freier Hand erfolgt und hat sich gut bewährt.

Von 12 Arbeitern (2 Schlosser, 10 Tagelöhner) sind täglich durchschnittlich 232^m Gleis vorgestreckt und glaubt der Verf. (A. Wasmer), dass mit eingübten Leuten täglich durchschnittlich 320^m Gleis verlegt werden können, während auf der Rheinischen Eisenbahn, wo schon über 100 Kilom. Langschwelen-Oberbau ebenfalls aus freier Hand verlegt worden sind, pro Tag 700—1000^m hergestellt werden.

Die vollständige Herrichtung des eisernen Oberbaues berechnet sich für die Bahnstrecke Hausach-Wolfach bei 9^m Entfernung der Schienenstösse pro Meter Gleis folgendermaassen: Materiallieferung franco Station Mannheim . 18 Mrk. 43 Pf. Transport der Materialien von dort bis Hausach 1 < 18 < Arbeit des Montirens, Verlegens und Regulirens 2 < 15 < zusammen 21 Mrk. 76 Pf.

Auf den Stationen berechnete sich das Meter Gleis bei 6^m Entfernung der Schienenstösse (19,26 + 1,23 + 2,35) = 22,48 Mark.

Franco Mannheim haben gekostet:

| | | | |
|--------------------|-----------------|-------|------|
| Stahlschienen | pro 100 Kilogr. | 17,80 | Mrk. |
| Eiserne Schwellen | < < < | 11,20 | < |
| Laschen | < < < | 14,50 | < |
| Befestigungstheile | < < < | 18—25 | < |

(Zeitschr. f. Bauk. 1879 S. 619.)

Stahlguss-Weichen für Tramway-Bahnen.

Die Gussstahlfabrik von Georg Fischer in Schaffhausen hat um dem Uebelstande der starken Abnutzung der Hartguss-Weichen zu begegnen, Weichen für Tramway-Schienen des Systems Démerbe, aus getempertem Stahlguss hergestellt. Dieselben sind dem Material entsprechend viel leichter gehalten und deren Herstellungskosten sind annähernd die der Hartgussweichen, bis auf eine geringe Differenz, welche durch die äusserst langsame Abnutzung reichlich ausgeglichen wird.

(Eisenbahn 1880 v. 1. Mai S. 107.)

Apparat zum Heben der Eisenbahngleise

von Clément Ader (Route 17 de Vitry) in Ivry.

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

Bei dieser gleichfalls in Paris bei der letzten Weltausstellung ausgestellten Maschine wird die zu hebende Schiene mit der Zange z gepackt, deren Ende mittelst zweier Querzapfen x in den zwei Haken y aufgehängt ist. Diese Haken bilden das gebogene Ende der Querstücke w und sind mit je einem aus dem Ganzen; die zwei einen Winkel bildenden Schenkel a und b sind gleichfalls aus einem Stücke. Die an den Enden c und d befestigten Rollen dienen als Führung der Zahnstange v und die Winkelspitze e dient zur Lagerung und Aufnahme des Triebbrädchens f, das in das grössere Rad g eingreift; an der Welle desselben ist noch das kleine Triebrad h mit befestigt und dieses greift in die Zähne der Zahnstange v ein. Die Kurbel k setzt das Räderwerk in Bewegung.

Die Zahnstange v stemmt sich mit dem Fusse t gegen das Erdreich oder den Schotter, und es wird sonach die Schiene durch Drehung der Kurbel k sammt den Schwellen in die Höhe gehoben.

An den beiden Haken y sind kleine Winkel s befestigt, an denen das Querstück r angenietet ist. An den Enden des letzteren sind die beiden Rädchen o, o angesteckt; diese Anordnung dient zur Fortschaffung des Apparates auf den Schienen.

Soll der Apparat auf dem Gleise weiter geführt werden, so löst man durch Herablassen des Rädermechanismus die Zange z und schlägt sie um, damit sie beim Transport des Apparates nicht hinderlich ist. Die Zahnstange v wird dann in die Höhe gehoben und festgehalten, und es findet nun der Apparat seinen Halt in den Rädchen o und kann auf diese Weise mit Leichtigkeit auf dem Gleise fortbewegt werden.

Aus dem Gesagten geht hervor, dass der ganze Apparat aus zwei solchen Räderwerken besteht. Dies ist nöthig, um denselben leicht fortbewegen und um beide Schienenstränge gleichzeitig oder bald den linken bald den rechten heben zu können, ohne den Apparat versetzen zu müssen. Derselbe ist daher viel vollkommener als der im Heft V beschriebene Apparat. (Uhland's Maschinen-Constructeur 1880 S. 150.)

Bahnhofseinrichtungen.

Pulsometer und Ejector in Wasserstationen.

Die Erfahrungen, welche auf einzelnen Localbahnen in Hinsicht der Wasserbeschaffung sowohl mit Pulsometern als auch mit Ejectoren gemacht wurden, sind derart zufriedenstellend, dass auch in jüngster Zeit für die im Baue befindliche österreichische Staatsbahn Erbersdorf-Würbenthal diese billige und einfache Art der Wasserbeschaffung gewählt wurde. Bei der Neuheit dieser Wasserstations-Anlagen dürfte es nicht uninteressant sein, hierüber einige auf Erfahrung basirende

Data anzuführen. Bekanntlich erfolgt bei solchen Anlagen die Wasserhebung mittelst des Dampfes der Locomotive.

Bei Ejectoren ist der Dampfverbrauch ein bedeutend grösserer als bei den Pulsometern. Für den Betrieb ist also der Pulsometer vorthellhafter, doch genügt auch bei dem Ejectorenbetrieb die bei Ankunft der letzten Maschine vorhandene Dampfspannung noch vollkommen, um den Tagesbedarf an Wasser in das Reservoir zu heben. Obwohl nun bei etwas gesteigertem Bedarfe eine Pulsometer-Anlage vorzuziehen ist, so hat doch

andererseits der Ejector den Vortheil, dass er weniger kostet, äusserst einfach in der Behandlung ist und bei seiner Stellung auf der Brunnensohle nicht dem Einfrieren unterliegt, gegen welche Eventualität beim Pulsometer besonders Vorsorge getroffen werden muss. Die genannte Station Würbenthal erhält einen Pulsometer, dessen Stellung in einem Schachte in der Remise projectirt ist, wodurch noch der Vortheil erreicht wird, dass der Locomotivführer, während des Pumpens den Apparat vor Augen hat, und — was beim Pulsometer wünschenswerth ist — die Saughöhe vermindert wird. Im Uebrigen ist die Wasserstations-Einrichtung mit einem Reservoir von 25 cbkm., einem Krahn und einem Hydranten projectirt.

Bei Wasserstationen, welche seltener zur Benutzung kommen, sind Ejectoren zu empfehlen. Wird das Wasser direct in den Tender gehoben, so ist die mit dem grösseren Dampfverbrauche im Zusammenhange stehende stärkere Vorwärmung des Wassers, die beim Ejectorenbetrieb gegenüber dem Pulsometerbetriebe eintritt, kaum als Wärmeverlust anzusehen, da die Vorwärmung des Wassers sofort wieder in der Speisung der Locomotive zum Vortheil gereicht. Die Erfahrungen sprechen dafür, dass Wasserstationen, welche eines Reservoirs bedürfen, zweckmässig mit Pulsometern, Zwischenstationen hingegen, wo die Reservoirs entbehrt werden können, zweckmässiger mit Ejectoren betrieben werden. Die Billigkeit dieser Anlagen spricht deutlich aus dem Umstande, dass die Kosten für die Einrichtung zweier Wasserstationen bloss ca. 6500 Mark betragen.

Schliesslich sei noch bemerkt, dass die geschilderten Vortheile der besprochenen Wasserbeschaffungsart, welche nur für Locallinien mit geringerem Verkehr praktische Bedeutung haben; bei Hauptbahnen, wo der Wasserbedarf ein bedeutender ist, wären die Pulsometer- und Ejector-Anlagen nicht zu empfehlen. (Nach österr. Centralbl. f. Eisenb. u. Dampfsch.)

Eiserner Prellbock der französischen Südbahn-Gesellschaft.

Die in Fig. 16 auf Taf. XXVII dargestellte aus alten doppelköpfigen Schienen hergestellte Stossvorrichtung von Bahnhofgleisen ist auf der französischen Südbahn in allgemeiner Verwendung. Dieselbe verspricht eine grössere Dauer als die bisher üblichen Holzconstruktionen der Art, bedingt aber ausser einer guten Verlaschung des Fahrgleises noch eine solide Verbindung der hölzernen Querschwellen in der Nähe des Prellbocks, welche durch zwei längs der Fahrschienen unterhalb der Querschwellen angeschraubte 4,45^m lange Schienen von Winkelleisen a hergestellt ist; eine auf diese Winkelschienen quer über genietete Barlowschienen b ist mittelst eiserner Winkel mit der Strebe c verbunden und nimmt neben der Verbindung mit den Fahrschienen den Stoss des Prellbocks auf.

Diese Construction erfordert 2080 Kilogr. Eisen (meist alte Schienen) und soll sich deren Kosten mit der Aufstellung auf 325 Franken pro Stück berechnen.

(Nach Eisenbahn XIII. Bd. S. 6.)

Maschinen- und Wagenwesen.

Tramway-Locomotive (Patent Brown).

Von dieser Maschine sind bereits ca. 80 Stück durch die Schweizerische Locomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur ausgeführt, die zum Theil im Elsass (15 Stück), in Hamburg (5 Stück), in Paris (17 Stück) und die übrigen meist auf italienischen Tramway's im Betriebe sind und die günstigsten Erfolge anzuführen sind.

Der Kessel dieser Maschine, welcher aus Martin-Stahlblech und für 15 Atm. Arbeitsdruck gebaut ist, ist derart theils aus einem horizontalen, theils verticalen Cylinder combinirt, dass fast alle Verankerungen entbehrlich werden, sowie Dampfraum und zulässige Wasserstandsgrenzen gegenüber den sonst üblichen Constructionen sehr gross sind, und dass, weil die Niveaudifferenz des Wassers unbeschadet des richtigen Betriebes eine ausserordentlich grosse sein kann, die Aufmerksamkeit des Führers auf diesen Punkt nicht zu sehr absorbiert wird. Damit der letztere Zweck auch in Bezug auf die Feuerung erreicht wird, ist der Feuerraum ebenfalls ein verhältnissmässig sehr grosser, sodass die Speisung des Kessels sowie das Einbringen von Brennmaterial nur in grossen Zwischenräumen zu geschehen hat, ein Vortheil, der für die leichte und sichere Führung des Fahrzeugs von ganz besonderer Wichtigkeit ist.

Die Maschine ruht auf drei Punkten auf dem unteren Wagengestell, wodurch eine äusserst ruhige und gesicherte Lage auch bei raschem Gange erzielt wird. Sie ist eine Balancier-Maschine nach dem System Belpaire; durch diese Balancier-Anordnung ist es ermöglicht, fast sämmtliche wichtigeren Theile

(Cylinder und Steuermechanismus) oberhalb der Plattform, also gegen Strassenschmutz geschützt und für den Maschinisten un- gemein leicht zugänglich, anzubringen. Die Pumpe wird direct vom Balancier angetrieben.

Die Steuerung nach dem Patent Brown arbeitet ohne Excenter und Gegenkurbeln und ist genau die gleiche wie bei der bekannten Brown'schen Ventilmaschine, nur dass bei den Locomotiven die Hand des Führers an einem Hebel das bewirkt, was bei der stationären Maschine der auf- und absteigende Regulator. Diese Brown'sche Steuerung ergiebt eine fast mathematisch genaue Dampfvertheilung für jeden Einschnitt des Sectors beim Vorwärts- und Rückwärtsgang und gestattet eine sofortige Umsteuerung mit sehr geringem Kraftaufwand.

Als Vortheil der Brown'schen Balancierconstruction wird hervorgehoben: 1) Vermeidung des Gegengewichtes in den Rädern. 2) Fortfall des Gleitlineals und der damit verbundenen Flächenreibung. 3) Hohe Lage der Cylinder mit darunterliegendem Schieberkasten gegen Verunreinigung durch Strassenschmutz. 4) Geringer Radstand. Bei normalem Betrieb und normalen Verhältnissen (5—6% Steigung und Curven von 20^m Radius) ist der Cokeverbrauch 8—10 Kilogr. pro Stunde; die totalen Unterhaltungskosten waren in Strassburg in den Monaten August bis November 19,91 Mark pro Tag und Maschine.

Versuche über Brennmaterialverbrauch ergaben in Köln zwischen Maschine Brown und Maschine Vaessen das Verhältniss 10 : 18; in Berlin Maschine Brown und Maschine Krauss 10 : 18,5; in Strassburg Maschine Brown und Maschine Krauss 10 : 18. (Maschinen-Constructeur 1879 S. 425.)

Ueber die Siederrohr-Werkstätte der Grossherz. Badischen Staats-Eisenbahn zu Karlsruhe.

Aus einem in dem 4. Hefte des laufenden Jahrganges des »Organs« enthaltenen Aufsätze über die Siederrohr-Werkstätte der Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn-Gesellschaft zu Stendal muss ich erkennen, dass meine im Hefte III und IV des Jahrganges 1879 enthaltene Mittheilung über die Siederrohrwerkstätte der Eisenbahn-Hauptwerkstätte zu Karlsruhe noch einer Ergänzung bezüglich der Leistungsfähigkeit und der Betriebskosten bedarf.

In dem zuerst angeführten Aufsätze werden die Kosten für das Löthen von 100 Siederöhrren (Summa der Löhne) zu 52 M. 50, die des Schweissens zu 39,00 M. angegeben; die tägliche Leistung des Feuers beträgt bei 3 Mann Bedienung 33 Rohre. Dem gegenüber habe ich, lediglich als Ergänzung meiner früheren Mittheilung, noch folgende Daten zu geben:

In der Eisenbahnhauptwerkstätte zu Karlsruhe wird für sämtliche Arbeiten, als: Beschneiden und Fraisen eines Siederrohres, Abschneiden und Fraisen eines Stutzens, Löthen, Druckprobe etc. etc., einschliesslich aller Nebenarbeiten, wie Transport etc. ein Accordpreis von 23 Pfg. per Rohr

bezahlt, gleichviel ob der Ansatzstutzen von Kupfer oder von Eisen ist.

An einem Löthofen, der von zwei Mann bedient wird, können in 10 stündiger Arbeitszeit 140—150 Siederrohrstutzen angelöthet werden. Esser.

Brown's Bördelpresse.

Die in Fig. 25 auf Taf. XXVIII dargestellte hydraulische Presse zum Bördeln der Stirnplatten an den Locomotivfeurbüchsen wurde von Gebrüder Brown in Edinburg. ausgeführt und lieferte vorzügliche Resultate. Die hauptsächlichliche Eigenthümlichkeit besteht darin, dass zwei hydraulische Kolben A und B vorhanden sind, welche das zu bördelnde Blech ab gleichzeitig fassen, sobald der Wasserdruck aufgegeben wird. Der Kolben A hat einen grössern Durchmesser als B, und es erfolgt das Niederdrücken und Bördeln in die Form ef mit einem der Differenz in den Querschnitten entsprechenden Drucke. Der Cylinder D mit Kolben dient zum Heben des Kolben A, und es wird das fertige Blech gehoben, indem der Wasserdruck allein unter den Kolben B geleitet wird.

(Engineering vom 5. März 1880.)

Allgemeines und Betrieb.

Strassen-Eisenbahnen mit Dampftrieb des nördlichen Italiens.

Die vom Civil-Ingenieur R. Gervase Elwes in »The Engineer« vom 5. December 1879 ausführlich beschriebenen Tramways des nördlichen Italiens umfassen die folgenden Linien: die Mailand-Saronno-Tradate-Eisenbahn, die Mailand-Vapriobahn, die Vercelli-Trinobahn und die Mailand-Monza-Eisenbahn; die erst genannten drei Bahnen werden mit Dampf betrieben, die letztere dagegen mit Pferden. Nachfolgende bezügliche Mittheilungen sind jener Beschreibung entnommen.

Die Mailand-Saronno-Tradatebahn besitzt eine Gesamtlänge von 24 engl. Meil. (38.6 Km.) und wurde bis Saronno im Juni 1877 und bis Tradate im August 1878 eröffnet. Dieselbe beginnt im Inneren der Stadt auf der sehr verkehrreichen Strasse Foro Bonaparte und hat im inneren Stadtgebiete eine Länge von etwa 1940 Yards (1765,4^m). Auf der letzteren Bahnstrecke geht, während des Sommers, halbstündlich ein Zug in jeder Richtung, im Winter dagegen nur 5 derartige Züge und ausser diesen 6 an Sonn- und Festtagen. Trotz dieser häufigen Züge und der grossen Strassen-Frequenz Mailands hat der Verfasser ein Scheuen der Pferde nicht gesehen und auch Klagen darüber nicht gehört.

Der Oberbau dieser Bahn in Mailand und auch in allen Stätten und Dörfern, welche die Bahn ausserdem passirt, ist durch gewöhnliche auf Langschwelen ruhenden mit Spur versehenen Tramway-Schienen hergestellt; letztere wiegen etwa 50 Pfd. pr. Yard. Der bis Saronno freies Feld passirende Theil der Bahn dagegen ist mit Vignoles-Schienen versehen und jene bis Tradate führende Strecke mit alt gekauften gewöhnlichen doppelköpfigen Eisenbahn-Schienen; letztere wiegen 72 Pfd. pr. Yard und sind behuf ihrer jetzigen Verwendung umgedreht in Schienenstühlen befestigt, welche auf 1,50^m von einander entfernt liegenden Querschwelen ruhen. Die Vignoles-Schienen

wiegen 24 Pfd. pr. Yard; dieselben ruhen gleichfalls auf Querschwelen, welche indess nur 0,55^m von einander entfernt gelagert sind.

Zum Betrieb der Bahn dienen 9 Locomotiven, von denen 8 dem System Brown (in Winterthur) und 1 dem System Krauss (in München) angehören. Die letztere Maschine hat von allen das beste Resultat ergeben, nachdem sie mit einigen Constructions-Veränderungen versehen wurde, jedoch genügt auch diese wie alle übrigen Locomotiven noch nicht den an sie zu stellenden Ansprüchen. Keine dieser Locomotiven besitzt besondere Vorrichtungen für Condensation des Dampfes und für Verhütung von Geräusch, doch genügen sie alle in dieser Hinsicht und werden nur störend für einige Augenblicke beim Abfahren, durch das Blasen des Dampfes durch die Cylinder. Die Locomotiven haben nur geringe Dimensionen, sind mit Dach und ringsum mit Blechbekleidung versehen, wodurch sie das äussere Ansehen eines Eisenbahnwagens erhalten; indem jene Blechbekleidung bis nahe auf den Boden geht und auch die Räder umschliesst, so erfüllt dieselbe den 3fachen Zweck, nämlich die Maschinerie zu verbergen, sie vor Staub und Schmutz zu schützen und endlich zu verhindern, dass zufällig von der Locomotive fallende Personen unter die Räder gelangen können. Zum Heizen der Maschinen verwendete man anfangs Coke; indem hierdurch aber (wahrscheinlich durch ungeschickte Leitung des Feuers) die Dampfkessel zu stark angegriffen wurden, so wird gegenwärtig mit Steinkohlen geheizt, und wird die Anwendung dieses Brennmaterials weder von den Behörden noch vom Publikum beanstandet, obgleich dabei die zeitweilige Bildung von etwas Rauch unvermeidlich ist.

Der Betrieb der Bahn durch Locomotiven geschieht seit October 1877, und ist, wie schon erwähnt, bis jetzt keinerlei

Unglücksfall durch scheuende Pferde erfolgt, auch sind durch diesen Betrieb nur solche Personen beschädigt, welche unvorsichtiger Weise auf in Bewegung befindliche Wagen stiegen oder dieselben in solcher Weise verliessen.

Das Strassenpflaster von Mailand und der andern von der Bahn berührten Städte besteht aus in Sand gelegten runden Kieselsteinen, manche der Strassen sind indess auch nur chausirt und entbehren die durch letztere geführten Bahnstrecken selbst noch jener mangelhaften Pflasterung. Die zwischen den einzelnen Städten befindlichen Bahnstrecken sind sämtlich auf die Landstrasse gelegt, und zwar direct in die Chausseebettung; die Köpfe der hier verwandten Vignoles- und doppelköpfigen Schienen liegen seitlich so weit frei, um den Radflantschen freie Passage zu gestatten. Behuf Abfluss des Wassers sind stellenweise Kanäle unter den Schienen angebracht.

Das Schienengleis ist an die eine Seite der Chaussee gelegt und ist auf jenen Chausseestrecken, welche genügende Breite besitzen, von dem Fahrweg durch dazwischen gestellte Grenzsteine getrennt. Aber auch bei schmälern Chausseen, welche solche Trennung nicht zulassen, befindet sich der Fahrweg neben dem Schienenstrang und wird letzterer von den Fuhrwerken nur beim Ausweichen berührt.

Der Betrieb der Bahn wird auf einfachste Weise gehandhabt; auch besitzt die Bahn, mit Ausnahme von Mailand, keinerlei Stationsgebäude, und halten die Eisenbahnzüge in den Städten und Dörfern vor dort befindlichen Restaurationen, welche bei ungünstigem Wetter zugleich als Wartezimmer für die Passagiere dienen. Die Fahrbillets werden während der Fahrt ausgegeben und wieder gesammelt. Die Preise für die eingerichteten zwei Fahrclassen betragen resp. $\frac{3}{4}$ und $\frac{1}{8}$ d. pr. engl. Meile, und fahren etwa 25% aller Passagiere erster Classe. Die Gesamtzahl der Passagiere in 1878 betrug 1734626. Die Einwohnerzahl der von der Bahn berührten Gemeinden beträgt — mit Ausnahme von Mailand, welches 300000 Einwohner hat — etwa 75000. Hieraus ergeben sich 23 Einzelfahrten pro Jahr und jeden Einwohner der Gemeinden, ohne Mailand, und 5 dergl. Einzelfahrten incl. Mailand.

Die im Winter gebräuchlichen Personenwagen gleichen gewöhnlichen Omnibussen mit Längssitzen, sind aber vorn und hinten mit bedeckten, 8 Stelplätze haltenden Plattformen versehen. Die Sommerwagen haben Querbänke und sind an den Seiten offen und hier mit Vorhängen versehen zum Schutz gegen Sonne und Staub.

Zum Aufnehmen und Absetzen von Passagieren halten die Züge an jeder beliebigen Stelle an. Uebrigens ist die Bahn in 5 gleichen Fahrpreis besitzende Sectionen getheilt und müssen die Passagiere für das Befahren einer jeden Section ein besonderes Billet lösen, so dass also für das Befahren der ganzen Bahn 5 Billette zu lösen sind. Hierdurch ist es ermöglicht, dass der Verkehr mit nur 2 Sorten Billets (für jede Classe eine) bewerkstelligt wird, welches die Abrechnungen und Controle ausserordentlich vereinfacht.

Nach Angaben des Bahndirectors beträgt die Einnahme pro Zug-Meile 40 d. und belaufen sich die Betriebskosten der Bahn incl. Verwaltung etc. auf 40% der Brutto-Einnahme. R. G. Elwes berechnet hiernach die tägliche Einnahme, unter

Annahme von 5 Bahnzügen, zu £ 1. 13 s. 4 d. oder die wöchentliche zu £ 11. 13 s. 4 d. pro Meile und ergibt sich daraus, nach Abzug von 40% Betriebskosten, eine Netto-Einnahme von £ 1 (20 Mark) täglich oder £ 365 (7300 Mark) jährlich pro Meile. Elwes schätzt gleichzeitig die Baukosten der Bahn einschliesslich der Kosten für Betriebsmaterial und sonstige Unkosten auf £ 3500 pro Meile (43500 Mark pro Kilometer). Dieses Anlage-Capital würde sich bei Annahme obiger Netto-Einnahme mit 10% verzinsen.

Diese Bahn gehört einer belgischen Gesellschaft.

Die Mailand-Gorgonzola-Vapriobahn ist 18 (engl.) Meilen (28,96 Kilom.) lang, dieselbe wurde im Juni 1878 für Passagierverkehr und im November desselben Jahres auch für Güterverkehr eröffnet. Die Bahn mündet in Mailand auf einem lebhaften vor der Porta Venezia belegenen Platz und führt von hier auf einer etwa $1\frac{1}{2}$ Meilen (2,41 Kilom.) langen Landstrasse nach Monza. Diese Chaussee ist die frequenteste bei Mailand und besitzt eine doppelgleisige Pferdebahn. Die Vaprio-Züge benutzen nun für diese Strecke die Pferdebahngleise, und ist die Einrichtung getroffen, dass das eine Gleis sämtliche Züge (die mit Dampf und mit Pferden bewegten) in einer Richtung führt und das zweite Gleis die Züge in der anderen Richtung. Bei Loreto verlässt die Vaprio-Bahn die Monza-Landstrasse und ist von hier auf der Provinzial-Landstrasse nach Gorgonzola und Vaprio geführt. Das Gleise in der Nähe bei Mailand und bis nach Loreto hin ist nach System Marsillon angelegt; dieses System besteht aus zwei nebeneinander gestellten Vignoles-Schienen mit schmalen Fuss, und dient der zwischen den Schienen befindliche Zwischenraum zur Aufnahme des Radflantsches. Beide Schienen wiegen zusammen 50 Pfd. pr. Yard. Auf den anderen Strecken der Vaprio-Bahn werden einfache, 36 Pfd. pr. Yard wiegende Vignoles-Schienen verwandt. In beiden Fällen ruhen die Schienen auf Querschwellen.

Auf dieser Bahn sind die folgenden verschiedenen Systeme von Locomotiven versuchsweise angewandt: a) die Winterthur-Maschine; b) diejenige von Bamat (Elm-Liga) in Mailand; c) die Henschel-Maschine (Cassel); d) die Maschine von Fox Walker in Bristol; e) die Krauss'sche Maschine (München); f) die Baldwin-Maschine (Philadelphia).

Die Versuche sollen ergeben haben, dass die Winterthur-Maschine am ökonomischsten arbeitet und 40% Brennmaterial weniger consumirt als jede der übrigen Locomotiven. Die mit verticalem Kessel construirte Baldwin-Locomotive erforderte mehr Wartung als die anderen Maschinen. Die Henschel- und Bamat-Locomotiven sind mit Dampf-Condensations-Vorrichtungen versehen. Die anderen Locomotiven lassen den Dampf frei entweichen, mit Ausnahme der Winterthur-Maschine, in welcher doppelte und dreifache conische Röhren im Schornstein angebracht sind, und wird hierdurch das gewöhnliche stossende Geräusch des entweichenden Dampfes nahezu vollkommen beseitigt.

Die Baukosten dieser 18 (engl.) Meilen Eisenbahn haben £ 40000 oder pro Meile £ 2222 (pro Kilom. 27624 Mark) betragen. Von letzterer Summe fallen auf

| | |
|--|---------------|
| Herstellung des Oberbaues | £ 1184 |
| Betriebsmaterial | < 595 |
| Stationsgebäude etc. | < 366 |
| Reparaturwerkstätte und Bureau-Einrichtung | < 77 |
| | <u>£ 2222</u> |

Die längs der Bahn wohnende Bevölkerung beträgt mit Ausnahme von Mailand etwa 95000 Seelen, also 5277 pr. Meile oder 3270 pr. Kilometer.

Auch diese Bahn hat 2 Classen und ist, behuf Berechnung der Fahrpreise, in Sectionen getheilt. Die Geschwindigkeit der Züge ist auf 15 Kilom. oder $9\frac{1}{2}$ Meilen pr. Stunde normirt, ist mitunter aber viel grösser und betrug in einem Falle sogar mehr als 18 Meilen pro Stunde.

Die Vercelli-Trinobahn ist ungefähr 12 (engl.) Meilen (19,3 Kilom.) lang und auf der gewöhnlichen Landstrasse, ohne besondere Trennung des Gleises von der Fahrstrasse, verlegt. Die für die Bahn verwandten Viguoles-Stahlschienen wiegen 36 Pfd. pr. Yard und sind auf eichenen Querschwellen befestigt. Bei Strassen-Uebergängen ist eine zweite Schiene desselben Querschnitts als Schutzschiene neben die Gleisschiene gelegt. Als Betriebsmaschine werden Locomotiven von Henschel in Cassel und solche von Baldwin in Philadelphia verwandt; eine der ersteren kostet £ 680 (13600 Mark) und eine Baldwin-Locomotive einige £ weniger. Die Betriebsleiter dieser Bahn, welche bereits früher Erfahrungen über die Henschel-Locomotiven auf der Casseler Bahn gesammelt hatten, lobten diese Maschinen ausserordentlich und hatten gefunden, dass dieselben grössere Kraft bei geringerem Brennmaterial-Verbrauch besitzen, als die Baldwin- oder andere Locomotiven. Die Anordnung der arbeitenden Theile dieser Maschinen ist gut, indem dieselben von unten dicht eingeschlossen sind und auf diese Weise vor Staub und Schmutz bewahrt sind, während dem Locomotivführer die betreffenden Theile zum Reinigen und Schmieren zugänglich bleiben.

Zwischen Vercelli und Trino hat die Bahn 5 feste Anhaltspunkte, und ist dieselbe ebensowohl für Güter- als für Personentransport bestimmt. Trino ist der Markt und Depot für einen sehr bedeutenden Reismarkt. Eine Ausdehnung der Linie von Vercelli bis Gattinara (etwa 24 Meilen) (38,61 Kilom.) ist ferner im Bau begriffen und nahezu vollendet.

Die Spurweite der Bahn beträgt $4' 8\frac{1}{2}''$ ($1,435^m$) und haben einzelne Curven der Bahn nur 30^m Radius, durch welche eine Henschel'sche, 7 Tonnen wiegende Locomotive einen aus 5 besetzten Personenwagen und 1 Güterwagen bestehenden Zug ohne Schwierigkeit beförderte. Es ist jedoch beabsichtigt, den Minimal-Radius der Curven auf 40^m zu erhöhen, mit Ausnahme bei Kreuzungen, in denen ein Minimal-Radius von 25^m gestattet sein soll. Die Maximalsteigung der Bahn beträgt 2,7% oder 1 : 37.

Dr. R.

Eisenbahnunfall auf der Midland-Eisenbahn in England.

Nachmittags am 19. Aug. d. Js. ereignete sich ein Eisenbahn-Unglücksfall auf der Midland-Eisenbahn, 25 Meilen nördlich von Settle. Der Expresszug von Manchester, Leeds und Bradford war im Begriffe durch den Blea-Moor-Tunnel zu fahren, als die Westinghouse-Bremse versagte (vermuth-

lich wegen plötzlich eintretender Undichtigkeit der Rohrleitung, oder wegen plötzlich Versagens der Pumpe) und der Zug mitten im Tunnel dadurch zum Stillstand kam. Während er dort stand, rannte der Pulman-Expresszug von London darauf, welch' Letzterer, dem Fahrplan nach, den Tunnel 12 Minuten nach dem von Manchester kommenden Zuge erreichen sollte. Es ist noch nicht aufgeklärt, wie der zweite Zug in den Tunnel gelangen konnte, ehe der erste denselben verlassen hatte.

Als der erste Zug, in Folge des Unfalles mit der Westinghouse-Bremse, etwa $\frac{1}{4}$ Stunde im Tunnel fest lag, hörte man, zum grössten Schrecken der Passagiere, da die Thüren der Wagen verschlossen waren, den Pulmanzug ankommen. Der Schaffner lief zurück, um Signale auf die Schienen zu placiren: aber unglücklicher Weise fiel er, ehe er genügend weit hatte kommen können und so hatte der Führer des Pulmanzuges nicht genügend Zeit, um vollständig stoppen zu können. Glücklicher Weise konnte er aber dennoch die Geschwindigkeit ziemlich bedeutend ermässigen; trotzdem aber wurde der Gepäckwagen des ersten Zuges vollständig zerquetscht, die Maschine des Pulman-Zuges aus den Schienen geworfen und einige der Passagiere heftig gegen einander geworfen. Der Führer des ersten Zuges dampfte aus dem Tunnel und es musste ein zweiter Zug requirirt werden, welcher die Passagiere aufnahm, und welcher Carlisle etwa um $\frac{1}{4}$ 9 Uhr erreichte. (Auszug aus der »Times« vom 20. Aug. 1880.)

Die Localbahn von Arad nach Borosjenö (Ungarn).

Diese normalspurige Bahn ist 62,8 Kilom. lang, hat ein Schienengewicht von 23,6 Kilogr. pro Meter, Querschwellen von $2,2^m$ Länge, von verschiedener Form und Holzgattung, die durchschnittlich nur 1 Mark am Bauplatz kosteten. Das Legen des Oberbaues wurde für den lauf. Meter mit 0,5—0,7 Mark bezahlt, so dass der Bau bei möglichst ökonomischer Einrichtung incl. Fahrbetriebsmittel zu 1754873 Mark oder rund 28000 Mark pro Kilometer hergestellt werden konnte. An Locomotiven sind 4 Stück mit besonderem Tender und an Güterwagen 68 Stück vorhanden, weitere Personen- und Güterwagen werden leihweise von den benachbarten Bahnen bezogen. Die Locomotiven haben 6 gekuppelte Räder von $1,18^m$ Durchmesser, 3^m Radstand, $0,345^m$ Cylinderdurchmesser, $0,580^m$ Kolbenhub, $60,65^m$ Heizfläche, $0,79^m$ Rostfläche, 8,5 Atmosph. Dampfdruck, Gewicht leer 20000 Kilogr., im Dienst 22000 Kilogr. Die vierrädrigen Tender haben 1^m Raddurchmesser, $1,8^m$ Radstand, Raum für Wasser 6 Cbkm., Raum für Kohle 4,5 Cbkm., Gewicht leer 8500 Kilogr., im Dienst 18000 Kilogr.

Die Betriebsausgaben vertheilen sich in Procenten ausgedrückt, wie folgt: Allgemeine Leitung 15,42%, Bahnerhaltung 14,48%, Verkehrsdienst 13,84%, Kosten des gemeinsamen Bahnhofes in Arad 17,03%, Zugförderung 20,23%, Miete für Wagen fremder Bahnen 7,55%, Materialverwaltung 1,45%. Aus den Angaben über den Bau, sowie über den Betrieb dieser Bahn erhellt deutlich die Lebensfähigkeit der verfolgten Principien.

(Zeitschr. d. Hannov. Archit.- u. Ingen.-Vereins 1880 S. 171.)

Technische Literatur.

Die Eigenschaften von Eisen und Stahl. Mittheilungen über die auf Veranlassung der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen angestellten Versuche nebst Entwürfen zu den Bedingungen für die Lieferung von Schienen, Achsen und Radreifen. Mit 10 lithographirten Tafeln. Zugleich Supplementband VII des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag, 1880. 16 Mark.

Das vorliegende höchst wichtige Werk enthält in der I. Abtheilung die Denkschrift der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen über die Einführung einer staatlich anerkannten Classification von Eisen und Stahl, sowie den Bericht der hierfür gewählten Subcommission an die VIII. Versammlung der dem Verein D. E.-V. angehörenden Techniker nebst den Entwürfen zu Lieferungs-Bedingungen von Achsen, Radreifen und Schienen aus Flusseisen resp. Flussstahl, während in der II. Abtheilung Auszüge und Schlüsse aus den Ergebnissen der von der Subcommission für Classification von Eisen und Stahl angestellten, sowie der anderweit ihr mitgetheilten Versuche enthalten sind und in der III. Abtheilung die Resultate der zahlreichen Festigkeits-Versuche, angestellt von Herrn Professor Bauschinger im mechanisch-technischen Laboratorium der technischen Hochschule in München, sowie vom kk. Bergrathe, Professor Jenny im kk. polytechnischen Institute in Wien und von verschiedenen Eisenbahn-Directionen,

mitgetheilt werden, denen sich noch eine Tabelle über die Festigkeit von gezogenem Eisendraht und sehr schätzbare Notizen vom Hüttenwerke Creusot über Classification und Marken seiner Eisen- und Stahlsorten, sowie die auf Kosten der Hüttenverwaltung (Jernkonteret) in Stockholm angestellten Festigkeits- und Zerreiß-Versuche mit schwedischen Blechen nebst Erläuterungen dazu anschliessen.

Dieses reichhaltige und werthvolle Material ist in dem vorliegenden Werke tabellarisch geordnet und mit deutscher Gründlichkeit bearbeitet, sowie nebenbei in dem in der II. Abtheilung mitgetheilten Auszug aus den von der Subcommission aufgestellten Schlüssen das Wesentlichste des Inhalts übersichtlich zusammengestellt ist, damit denjenigen Eisenbahn- und Hütten-Technikern, welchen es an Zeit mangelt, um die ganze Sammlung durch zu studiren, Genüge geleistet und zugleich das Auffinden des für specielle Fälle Gesuchten erleichtert werde.

Ohne Zweifel wird dieses Werk bahnbrechend für die bestimmte staatlich anerkannte Classification für Eisen und Stahl eintreten, wie auch alle Behörden und Techniker, welche Massen von Eisen und Stahl verwenden, und ebenso die fabricirenden Hüttenwerke und deren Techniker die Eigenschaften dieser Materialien aus demselben am besten studiren können.

H. v. W.

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.

Durch jede Buchhandlung zu beziehen.

Die

Eigenschaften

von

EISEN UND STAHL

Mittheilungen

über die auf Veranlassung der technischen Commission des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

angestellten

Versuche

nebst Entwürfen zu den Bedingungen für die Lieferung von Schienen, Achsen und Bandlagen.

Mit 10 lithographirten Tafeln. Preis 16 Mark.

Zugleich Supplementband VII des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.

Soeben erschienen:



General-Karte

der

Gotthard-Bahn

nebst

Längenprofilen.

 **Zweite Auflage.** 

Project von 1879

7 Blatt.

Maassstab der Generalkarte 1:100,000.

Maassstab der Längenprofile:

für die Längen 1:100,000. für die Höhen 1:5000.

≡ Preis 8 Mark. ≡

Durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

Verlag von Orell, Füssli & Co.

Technische Buchhandlung in Zürich.

Die

Polytechnische Buchhandlung

A. Seydel in Berlin W

Wilhelmstrasse No. 57/58 (Eckhaus der Leipziger Strasse)

gegründet im Jahre 1873,

prämiirt auf der Berliner Gewerbe-Ausstellung im Jahre 1879,

empfiehlt hiermit

ihr grosses Bücher-Lager der gesammten technischen Literatur und bittet zu beachten, dass sämtliche Haupt- und Special-Werke aus dem Gesamtgebiete des Strassen-, Brücken- und Wasserbaues stets vorrätzig sind, solche mithin sofort geliefert werden können.

Im eigenen Verlage sind erschienen:

Fischer-Dick, über die Entwicklung des Oberbaues bei Strassen-Eisenbahnen. 31 Seiten Text in 8^o mit 67 Abb. auf 10 gr. lith. Taf. 1880. 3 Mark.

Gerhard, W. P., Anlagen von Hausentwässerungen nach Studien amerikanischer Verhältnisse. M. 28 Abb. auf 5 sauber lith. Taf. 1880. 2 Mark.

Haescke, E., theoretisch praktische Abhandlung über Ventilation in Verbindung mit Heizung. M. 22 Abb. im Text u. 3 autogr. Taf. 1877. 2 Mark 50 Pf.

Müller, H., elementares Handbuch der Festigkeitslehre mit besonderer Anwendung auf die statische Berechnung der Eisen-Constructionen des Hochbaues. M. 278 Abb. im Text u. 4 lith. Taf. 1875. Geh. 6 Mark, eleg. in Halbfranz gebd. 7 Mark 50 Pf.



— **Vorlesungen über Brückenbau.** Bd. I. Theorie und Berechnung eiserner Bogenbrücken. Theil I: Die stabförmigen elastischen Bögen. M. 1 Atl., enth. 29 lith. Taf. 1880. 9 Mark.

(Jeder Theil bildet ein für sich abgeschlossenes Ganze!)

zur **Nieden, Dr. Jul.**, der Bau der Strassen u. Eisenbahnen einschliesslich der für den Betrieb der Eisenbahnen erforderlichen Einrichtungen mit besonderer Berücksichtigung der bestehenden Gesetze, Reglements, Instruktionen etc. M. 540 Abb. im Text u. 4 lith. Taf. 1877. Geh. 10 Mark, eleg. in Halbfranz gebd. 11 Mark 75 Pf.

Reiche, C., die grösseren Brücken der Muldenthalbahn, insbesondere deren Fundirung. 23 Seiten in Fol. mit 45 Abb. und 2 lith. Taf. 1880. 2 Mark.

Woas, Fr., der Asphalt, seine Geschichte, Gewinnung und Verwendung. 1880. 60 Pf.

  Bei Franco-Einsendung des Betrages durch Post-Anweisung oder in Briefmarken an die Unterzeichnete wird Gewünschtes nach allen Orten des Weltpostvereins franco gesandt.

Polytechnische Buchhandlung **A. Seydel**,
Berlin W., Wilhelmstrasse 57/58.