

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXI. Band.

5. Heft. 1884.

Rangirbahnhof in Mailand (Porta Sempione).

Mittheilung des Herrn Eisenbahn-Bauinspectors H. Clauss in Berlin.

(Hierzu Fig. 6 und 7 auf Taf. XXIV.)

Im Anschluss an den in Heft 2 u. 3 Jahrg. 1884 dieser Zeitschrift enthaltenen Aufsatz über das Rangiren mit Ablaufgleisen erscheint die Mittheilung von Interesse, dass auch die italienische Staatseisenbahn-Verwaltung sich von den Vortheilen des Rangirens mit Ablaufgleisen überzeugt hat und zur Zeit eine erste derartige Anlage in Mailand (Porta Sempione) zur Ausführung bringen lässt. Eine Beschreibung und schematische Darstellung der Anordnung dieses Rangirbahnhofs ist im »Giornale del Genio Civile« vom December 1883 veröffentlicht. Wie aus der, dieser Veröffentlichung entnommenen in Fig. 6 und 7 Taf. XXIV dargestellten Skizze ersichtlich, sind 3 Ablaufgleise (I, II und III) angeordnet. Dieselben steigen mit 1:100 und haben eine Gegensteigung, ebenfalls 1:100, mittelst deren sie wieder bis zum Planum der Hauptgleise herabgehen. Das Ablaufgleis III steht in directer Verbindung mit den für das Rangiren nach Stationen oder Transitgruppen bestimmten Gleisen 20 bis 32; Ablaufgleis I steht in directer Verbindung mit den für das Rangiren nach Richtungen bestimmten Gleisen 2 bis 10 und dem für das Ausrangiren beschädigter Wagen bestimmten Gleise 1; das Ablaufgleis II ist mit sämmtlichen Gleisen 1 bis 32 direct verbunden. Ebenso steht auch das für den Verkehr der Maschinen etc. bestimmte Gleis 33 mit den Gleisen 1 bis 32 in directer Verbindung.

Der Vorgang beim Rangirgeschäft ist in folgender Weise gedacht.

Die ankommenden Züge werden in die Gleise 33 bis 42 oder 46 und 47 aufgenommen. Nachdem auf jedem Fahrzeuge eines Zuges die Linie und Station, für welche dasselbe bestimmt ist, notirt worden, zieht eine Maschine den Zug auf das Rangirgleis E G und drückt ihn von hier auf eines der Ablaufgleise I oder II so weit, bis der ganze Zug sich auf dem gegen die Gleise 1 bis 32 geneigten Theile des betreffenden Ablaufgleises befindet. Es werden hiernach die Bremsen festgezogen, die Maschine wird abgekuppelt und fährt ab. Da 2 Gleisgruppen für das Rangiren nach Richtungen angeordnet sind, so kann gleichzeitig von den beiden Ablaufgleisen I und II je ein Zug nach Richtungen rangirt werden. Jede der beiden Gleisgruppen hat 9 Gleise für die von Mailand ausgehenden Linien und für Local- und Zoll-Wagen.

Um die nach Richtungen rangirten Wagen nach Stationen zu rangiren, holt eine Maschine die Wagen aus dem betreffenden Gleise (2 bis 19), zieht dieselben durch das Gleis 33 auf das Rangirgleis F E G und stösst sie hiernach durch das Gleis E D auf das mit der Gleisgruppe 20 bis 32 in Verbindung stehende und gegen dieselbe geneigte Ablaufgleis III. Nachdem von hier aus die Wagen in die gehörigen Gruppen getheilt sind, stellt eine durch Gleis 33 zu den Gleisen 20 bis 32 gelangende Maschine die einzelnen Wagengruppen in geeigneter Weise zu einem Zuge zusammen, welcher sodann in einem der Gleise 34 bis 42 oder 46 bis 47 Aufstellung findet.

Instrument zur graphischen Aufnahme der Abnutzung der Eisenbahnschienen. System Brüggemann.

(Hierzu Fig. 2—5 auf Taf. XXIV.)

Die Construction des Instrumentes und seine Anwendung beruht darauf, dass die Endpunkte einer Graden, welche sich in der Richtung der Centralen zweier Kreise von gleich grossem Durchmesser, von denen einer auf dem andern rollt, bewegt, bei einer Länge gleich dem Durchmesser dieser Kreise congruente Figuren beschreiben.

Führt man also das eine Ende vorerwähnter Graden in einer bestimmten Curve, so verzeichnet das andere Ende die congruente Curve auf dem rollenden Kreise.

Wie auf Taf. XXIV in Fig. 2—5 dargestellt, repräsentiren die Zahnräder Z und Z' die Kreise, der Stift S S die betreffende Grade. Das Zahnrad Z ist fest mit dem Gestell A

verbunden, während das Umlaufrad Z' mit seinem Mittelpunkt um das Rad Z in einem Kreisbogen, dessen Radius gleich dem Theilkreisdurchmesser der Zahnräder ist, geführt wird. Diese Führung erfolgt durch den im Gestell beweglichen Coulissenstein C, auf welchem das Umlaufrad Z' drehbar befestigt ist.

Mit dem Coulissenstein fest verbunden ist die Gradführung des in der Richtung der Centralen beider Kreise gleitenden Stiftes S S, der durch eine schwache Spiralfeder mit dem einen, in einer gehärteten Stahlspitze auslaufenden Ende gegen den Schienenkopf gedrückt wird. Die von der Spitze S beschriebene Figur überträgt der mit einer feinen Stahlspitze versehene Stift S' auf eine Platte aus $\frac{1}{2}$ mm starkem Zinkblech, welche auf dem Umlaufrade mittelst feiner Körner und Klemmplättchen befestigt ist. Die Entfernung der beiden vorgenannten Stahlspitzen muss dem Theilkreisdurchmesser eines Zahnrades gleich sein.

Durch die Construction der Stifte S und S' wird es er-

möglicht, dieselben bei Nichtbenutzung des Instrumentes in ausgerückter Stellung festzustellen.

Die Aufstellung des Instrumentes erfolgt mit Körnerspitzen auf dem Fusse der Schiene und wird durch Vermittelung der Stellschraube D und der Libelle L in eine zur Schiene fixirte Lage gebracht. Durch den Bügel B und die Stellschraube E wird das Instrument auf der Schiene befestigt.

Vor der Aufnahme werden im Fuss der Schiene Körnerpunkte eingeschlagen, in welche dann in gewissen Zeitabschnitten das Instrument horizontal eingestellt wird. Die Zinkscheibe, auf welcher sich das erst aufgenommene Profil befindet, wird wieder benutzt, und erhält man durch die wiederholte Aufnahme auf der Scheibe eine directe Darstellung der abgenutzten Fläche des Schienenkopfes, deren Inhalt mit Hilfe des Planometers leicht ermittelt werden kann.

Die Handhabung des Instrumentes ist eine äusserst einfache und beansprucht eine Aufnahme im ungünstigsten Falle einen Zeitaufwand von 5 Minuten.

Lasche mit Aussparungen an den Anschlussflächen. D. R. P. No. 27988,

von Fr. Jebens, Ingenieur in Ratzeburg.

(Hierzu Fig. 1 auf Taf. XXIV.)

Die Lasche ist auf Taf. XXIV in Fig. 1 dargestellt und unterscheidet sich von gewöhnlichen Laschen nur dadurch, dass auf jeder Hälfte in den Anschlussflächen an die Schienen geringe Vertiefungen hergestellt sind, so dass die Schienenenden durch die Verlaschung nur neben dem Stoss und den Laschenenden festgehalten werden und auf einem Theil (ungefähr $\frac{1}{3}$ der Hälfte) dazwischen gar keine Berührung stattfindet.

Durch diese Lasche sollen die Nachtheile, die bei den bisher gebräuchlichen Laschen durch Abnutzungen an den Anschlussflächen in Folge der Beanspruchung der Festigkeit des Stosses durch die Wagenräder entstehen, gehoben werden. Namentlich an den Laschenenden und neben der Mitte finden Pressungen der Anschlussflächen statt, wenn die Räder den Stoss passiren, so dass die Abnutzung weniger in der Mitte der Laschenhälfte vorkommt als hin nach den Enden derselben. Die Anschlussflächen nehmen daher nach langem Functioniren der Lasche eine geringe Krümmung an, und wenn letztere auch sehr gering und kaum wahrnehmbar ist, so genügt sie doch, um Nachtheile hervorzubringen, als: Die Schienenenden verschieben sich beim Uebergang der Räder um ein wenig in der Höhenlage und es entsteht daher das sogenannte Schlagen der Räder; die Schienenköpfe werden am Stoss stärker abgenutzt als auf der übrigen Länge der Schiene; die Verticalkräfte, die bei der Belastung des Stosses von den Laschen auf die Schienenenden übergehen, sind grösser als wenn die Lasche gar nicht abgenutzt wäre und daher wird der Schienensteg stärker auf absolute Festigkeit beansprucht; auch wird die abgenutzte Lasche, wenn die Muttern der Bolzen fest angezogen werden, durch Biegung in horizontalem Sinne beansprucht.

Alle diese Nachtheile können bei der in Fig. 1 dargestellten Lasche nicht oder doch nur in geringerem Grade vorkommen, denn jede Anschlussfläche berührt, wenn nur die

Muttern der Schraubenbolzen fest angezogen sind, immer in zwei Punkten die zugehörige Fläche der Schiene und daher ist die Lasche immer unverrückbar fest mit der Schiene verbunden. Auch bei neuen Schienen und Laschen ist der Anschluss immer exact, was bei den gewöhnlichen Laschen dann nicht der Fall ist, wenn eine Anschlussebene des einen oder anderen Theiles die geringste Erhabenheit besitzt. Die patentierte Lasche dürfte auch deshalb einen festeren Anschluss als die gewöhnliche gewähren, weil der durch die Wirkung der Laschenbolzen auf die Anschlussflächen ausgeübte Druck näher an der Laschenmitte und deren Enden liegt und grösser ist als bei gewöhnlichen Laschen, wo sich der Druck auf eine grössere Fläche vertheilt. Ein wichtiger Vorzug der neuen Laschen ist endlich, dass ihre Dauer (wenigstens voraussichtlich) grösser als die gewöhnlicher Laschen ist; bei diesen kann nämlich die Abnutzung die Stossverbindung so beeinträchtigen, dass sie ausgewechselt werden müssen; bei jenen bringt aber die Abnutzung fast gar keinen Nachtheil, es sei denn, dass dieselbe so gross wird, dass die Innenflächen der Laschen den Schienensteg berühren.

Alle diese Vortheile dürften wohl günstig sein für die Einführung der neuen Lasche, namentlich dürfte sie wegen der voraussichtlich langen Brauchbarkeit für Stahlschienen, die für lange Dauer bestimmt sind, zu empfehlen sein und dann ebenfalls aus Stahl, nicht kürzer als 0,6 m, herzustellen sein. Die Aussparungen, 2—3 mm tief, werden billig hergestellt durch Pressen der warmen Lasche mit einer geeigneten Maschine; Einarbeitung im kalten Zustande könnte die Festigkeit des Stahls vermindern. Ausführliche Begründung der in Anspruch genommenen Vortheile befindet sich auf S. 219 dieses Jahrganges des Wochenblattes für Architecten und Ingenieure.

Ueber Schmiermaterial für Locomotiven.

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

Im VI. Hefte dieser Zeitschrift vom Jahre 1883 S. 219 haben wir uns damit beschäftigt, den Einfluss der Schmieröle von verschiedener reibungsvermindernder Kraft auf die Zugswiderstände durch Rechnung zu ermitteln und sind zu dem Resultate gekommen, dass die aus dem Gebrauche eines besseren und kostspieligeren Schmieröles zu erhoffende Verminderung des Widerstandes bei Zügen mit grösserer Fahrgeschwindigkeit und bei Bahnen mit wechselnden Steigungsverhältnissen eine so geringfügige ist, dass es sich empfiehlt, sich den ökonomischen Vortheil vorweg durch die Wahl eines möglichst billigen Oeles für die Schmierung der Waggonachsen zu sichern. Der Vollständigkeit wegen wollen wir uns nun auch mit den Verhältnissen, welche bei der Schmierung der Locomotiven zu Tage treten, beschäftigen, was uns um so nothwendiger erscheint, als auch hier die Meinungen sehr auseinander gehen. Während man auf der einen Seite glaubt, an ein Schmieröl für Locomotiven die weitestgehenden Anforderungen stellen zu sollen, ist man anderenorts zu der Annahme geneigt, dass die billigen mineralischen Schmieröle auch für Locomotiven gut genug sind und dass nur zur Schmierung der Kolben und Schieber ein besseres recte widerstandsfähigeres Oel erforderlich sei. In dem ersteren Falle hat man wohl meistens den technischen Erfolg für sich und glaubt durch diesen die höheren Zugförderungsanlagen rechtfertigen zu können. Im letzteren Falle zwingt der ungenügende Erfolg gewöhnlich zur Wahl anderer Schmieröle oder anderer Bezugsquellen und man kommt auf diese Weise in den Zustand des Versuchens. Genährt wird dieses Experimentiren durch die Erzeuger und Verschleisser von Schmierölen, welche ihre Waaren unter dem Titel: »Maschinenöl« oder unter anderen mehr oder minder verlockenden Vignetten besser an den Mann zu bringen trachten. Unter diesen Umständen scheint uns die Beantwortung der Frage »Womit sollen die Locomotiven geschmiert werden?« ein dankbares Thema zu sein und wir wollen in dem Folgenden die auf diese Frage Bezug habenden Momente in Erörterung ziehen.

Wie in unseren früheren Untersuchungen über die Schmierung der Eisenbahnwagen werden wir uns zunächst die Frage vorlegen müssen, ob durch ein besseres, wenn auch kostspieligeres Schmieröl ausser dem Vortheile des anstandslosen Betriebes und der guten Erhaltung auch Vortheile hinsichtlich der Verminderung des Eigenwiderstandes der Locomotive zu gewärtigen sind und wie gross die zu erzielende Verminderung ist. Wir werden uns daher mit dem Eigenwiderstande der Locomotive zu beschäftigen haben und mit diesem den aus der Reibung der geschmierten Theile der Locomotive resultirenden Antheil des Gesamtwiderstandes in Vergleich bringen müssen.

Wir wollen diesfalls nun sogleich hervorheben, dass bei den Locomotiven wesentlich andere Verhältnisse obwalten als bei den Wagen, indem daselbst der Antheil des Widerstandes, welcher auf die geschmierten Theile des Vehikels entfällt, ein weit grösserer ist als bei den Wagen. Bei den Locomotiven kommen zu den Reibungswiderständen in den Achslagern noch

die Widerstände der Kolben, der Schieber, des Bewegungs- und Steuerungsmechanismus und die Widerstände, welche die Reibung dieser Bestandtheile der Bewegung entgegensetzen, sind weit grösser als die Widerstände in den Achslagern selbst. Wir werden daher zu ermitteln haben, wie gross der Gesamtwiderstand der Locomotiven ist und wie gross der Antheil an dem Gesamtwiderstande ist, welcher auf die geschmierten Theile der Locomotive entfällt.

Da die Locomotiven hinsichtlich ihrer Stärke, der Anzahl, Anordnung und Belastung der Achsen, der Construction des Bewegungs- und Steuerungsmechanismus unendliche Verschiedenheiten zeigen und jede Abweichung in der Construction auf den Eigenwiderstand der Locomotive von Einfluss ist, so wird sich für die Ermittlung des Eigenwiderstandes der Locomotive wohl niemals eine allgemein gültige Formel aufstellen lassen und wir nehmen daher Anstand, von den hierher gehörigen bekannten Relationen Gebrauch zu machen. Nur diejenigen Versuchsergebnisse verdienen Beachtung, welche mit Maschinen verschiedenen Systems auf experimentellem Wege erhalten wurden und diese dürfen, wenn sie auf Maschinen gleichen Systems und ähnlicher Ausführung wie für die den Versuchen zu Grunde gelegten Geschwindigkeiten bezogen werden, als der Wirklichkeit nahe kommend betrachtet werden; insbesondere reichen die diesfalls vorliegenden Resultate für den uns gestellten Zweck, ein Urtheil zu gewinnen über die Grösse der Reibungsarbeit, welche durch den Gebrauch eines Schmieröles von grösserer reibungsvermindernder Kraft in's Ersparen gebracht wird, vollkommen aus. Die Resultate, deren wir uns zu diesem Zwecke bedienen, sind die von den Herren Vuillemin, Guebard und Dieudonné gefundenen. Nach diesen beträgt:

	bei ungekuppelten Personenzugs- Locomotiven	bei Maschinen mit 2 gekuppelten Achsen	bei Maschinen mit 3 gekuppelten Achsen
Der Gesamtwiderstand pr. Tonne Locomotivgewicht in kg	8,0	12,6	15,22
Der Widerstand kalter Maschinen bei abgenommenen Pleuelstangen in kg	3,0	5,22	6,15
dto. in Procenten des Gesamtwiderstandes	37,5 %	41,5 %	40,5 %

Diese Ziffern verstehen sich für Geschwindigkeiten von 28 bis 35 km pro Stunde. Von dem Widerstande kalter Maschinen entfällt ein Theil auf die Achslager und die Steuerung, ein anderer Theil auf die rollende Reibung; wenn die Maschine gekuppelt ist, haben überdies die Kuppelstangenlager ihren Antheil an dem Widerstande. Die Differenz zwischen dem Widerstande kalter geschleppter Maschinen und der Reibung der Achs- und Kuppelstangenlager sowie jener der Steuerung,

repräsentirt den Widerstand der rollenden Reibung der Maschine. Der auf diese Weise gefundene Werth der rollenden Reibung gilt indessen nur für den geschleppten Zustand der Maschine und kann nicht ohne Weiteres als für die arbeitende Maschine geltend angesehen werden. Bei der arbeitenden Maschine werden die einzelnen Achsen durch den Druck der Leitstange alternirend mehr belastet und partiell entlastet, was auf die rollende Reibung nicht ohne Einfluss ist. Da sich indessen die durch das Arbeiten der Maschine bewirkte Aenderung in der Grösse der rollenden Reibung nicht in schärferer Weise bemerkbar macht, so wollen wir den auf die erwähnte Weise zu ermittelnden Betrag der rollenden Reibung auch für den arbeitenden Zustand der Maschine gelten lassen. Die Richtigkeit der Rechnung wird bei dieser Annahme nicht in nennenswerther Weise alterirt werden.

Wird zunächst für die Achsschenkelreibung der Reibungscoëfficient $= 0,009$ und das Verhältniss zwischen Zapfen und Raddurchmesser $= \frac{1}{12}$ angenommen, so ergibt sich pro Tonne Locomotivgewicht der Widerstand der Achsenreibung mit 0,75 kg. Die Reibung der Steuerung ist verschieden je nach ihrer Anordnung, dürfte aber mit 0,5 kg pro Tonne Locomotivgewicht für die meisten Fälle nicht zu hoch veranschlagt sein. Die Reibung der Kuppelstangenlager ist bei den dreifach gekuppelten Maschinen grösser als bei den zweifach gekuppelten Maschinen. Auf das Locomotivgewicht bezogen, kann die Reibung der Kuppelstangenlager im geschleppten Zustande bei den zweifach gekuppelten Maschinen mit 0,1 kg, bei den dreifach gekuppelten mit 0,2 kg pro Tonne beziffert werden.

Werden diese Reibungswiderstände von den obverzeichneten Widerständen kalter Maschinen bei abgenommenen Pleuelstangen in Abzug gebracht, so ergeben sich für die Widerstände der rollenden Reibung einerseits und die Widerstände der geschmierten Theile der Maschinen andererseits die folgenden Werthe:

	bei ungekuppelten Personenzugs- Locomotiven	bei Maschinen mit 2 gekuppelten Achsen	bei Maschinen mit 3 gekuppelten Achsen
Gesamtwiderstand pro Tonne Locomotivgewicht in kg	8,0	12,6	15,22
Widerstand der rollenden Reibung pro Tonne Locomotivgewicht in kg	1,75	3,87	4,70
Widerstand der rollenden Reibung in Procenten des Gesamtwiderstandes	21,87 %	30,71	30,88
Widerstand der geschmierten Theile pro Tonne Locomotivgewicht in kg	6,25	8,73	10,52
Widerstand der geschmierten Theile in Procenten des Gesamtwiderstandes	78,13 %	69,29 %	69,12 %

Diese Ziffern zeigen, dass der Antheil, welchen die geschmierten Theile an dem Gesamtwiderstande der Locomotive

haben, ein sehr bedeutender ist, indem derselbe bei den in Betracht gezogenen Maschinensystemen zwischen 69,12 und 78 $\frac{1}{3}$ % des Gesamtwiderstandes schwankt. Dass dieser Antheil bei ungekuppelten Maschinen grösser ist als bei gekuppelten, ist ganz in der Natur der Sache begründet. Da sich nämlich die Räder vermöge der Kuppelung zwangsweise bewegen und wegen kleiner Ausführungs- und Abnutzungsdifferenzen auf der Schiene nicht in vollkommener Weise abrollen, sondern zum Theile gleiten, ist bei den gekuppelten Maschinen der Widerstand der rollenden Reibung grösser und es tritt dementsprechend der Widerstand der geschmierten Theile — in Procenten des Gesamtwiderstandes ausgedrückt — zurück.

Bei grösseren Geschwindigkeiten wird der Gesamtwiderstand grösser und da der Widerstand der geschmierten Theile der Locomotive nennenswerthen Aenderungen nicht unterworfen ist, vermindert sich der Antheil derselben an dem Gesamtwiderstande. Da sich indessen die obigen Werthe für Geschwindigkeiten von 28—35 km verstehen, also für den grössten Theil der auf unseren Bahnen verkehrenden Last- und Personenzüge Gültigkeit haben, wollen wir in unseren weiteren Betrachtungen an den gefundenen Ziffern festhalten.

Mit Hülfe derselben lässt sich der Effect, den ein Schmieröl von grösserer reibungsvermindernder Kraft auf den Eigenwiderstand der Locomotive ausübt, leicht berechnen, wenn die Reibungscoëfficienten der in Vergleich zu ziehenden Schmieröle bekannt sind. In unserer früheren Abhandlung, welche die einschlägigen Widerstandsverhältnisse bei den Eisenbahnwagen zum Gegenstande hatte, haben wir die Reibungscoëfficienten der in Vergleich gezogenen Schmieröle mit 0,009 und 0,006 angenommen, so dass sich eine Differenz von 33 $\frac{1}{3}$ % ergab. Um zu richtigen Schlussfolgerungen zu gelangen, müssen die für unsere Rechnung zu machenden Annahmen in Einklang gebracht werden mit den früher gewählten Ziffern und es fragt sich nun, ob die Reibungscoëfficienten von 0,009 und 0,006 den Verhältnissen entsprechen, wie sie bei den geschmierten Theilen der Maschinen im Vergleiche mit den geschmierten Theilen der Wagen vorkommen. Diesfalls muss nun darauf aufmerksam gemacht werden, dass bei der Schmierung der Locomotive ein wesentlich anderer Vorgang Platz greift als bei der Schmierung der Wagen. Die Lager der Eisenbahnwagen werden bei der periodischen Revision, welche je nach der Wagengattung in Zeitabschnitten von 9 bis 15 Monaten vorgenommen wird, mit frischem Oele gefüllt und bei dieser Gelegenheit auch die sonstige Einrichtung der Lager revidirt und in guten Zustand versetzt, wenn nöthig erneuert. Während der Zeit von einer Revision bis zur anderen wird in die Lager der Wagen von Zeit zu Zeit frisches Oel nachgefüllt, welches sich mit dem vorhandenen bereits unreinen Oele mischt. Es ist also in den Wagenlagern nur unmittelbar nach der periodischen Revision reines Oel enthalten, während in der übrigen Zeit mehr oder minder verunreinigtes Oel vorhanden ist. Es ist nun einleuchtend dass, sobald zur Schmierung irgend eines Maschinentheiles unreine Oele gebraucht werden, die Qualitäten derselben nicht in der Weise zur Wirkung kommen können, wie dies bei reinen Oelen der Fall ist. Die Verschiedenheiten in der Wirkung zweier Schmieröle werden geringer, wenn sie

verunreinigt sind, oder mit anderen Worten: Verunreinigte gute Schmieröle sind in ihrer Wirkung kaum besser als verunreinigte minder gute Oele. Bei den Locomotiven treten diesfalls nun andere Umstände zu Tage als bei den Wagen. Wohl werden wesentlich auch bei den Locomotiven die Achslager nur in gewissen Zeitabschnitten der Revision unterzogen und mit frischem Oele gefüllt. Ist hier die Verunreinigung des Oeles nicht ausgeschlossen, so stehen sie doch wie die übrigen Bestandtheile unter der beständigen Aufsicht des Führers; die Schmierung der wichtigsten Maschinentheile wie der Kolben, der Schieber, des Bewegungs- und Steuerungsmechanismus erfolgt stets mit frischem Oele und zwar vom Führer oder Heizer, also von Personen, welche von dem guten Gange der Maschine direct interessirt sind. Indem nun die zu schmierenden Theile der Locomotive unter die wachsamen Augen sachkundiger Personen gestellt sind und die Schmierung zum weitaus grössten Theile nur mit reinem Oele erfolgt, wird auch die Verschiedenheit in der Qualität zweier Schmieröle bei den Locomotiven in schärferer Weise zur Wirkung kommen müssen als bei den Wagen.

Diese wesentlich verschiedenen Umstände müssen in unserer Rechnung zum Ausdrucke gebracht werden, wenn wir dieselbe in Einklang bringen wollen mit den thatsächlichen Verhältnissen d. h. wir werden bei Locomotiven die Differenz in der Qualität zweier Schmieröle grösser annehmen müssen als wir dies bei den Wagen gethan haben. Wenn wir daher an dem Coëfficienten von 0,009 für das eine Oel festhalten und für das andere den Coëfficienten = 0,0045 annehmen, was einer Differenz von 50% — gegen $33\frac{1}{3}\%$ bei den Wagen — entspricht, so dürften wir den Vortheil der Verwendung verunreinigten Oeles bei den Wagen nicht zu hoch in Anschlag gebracht haben. Auch sind die Coëfficienten von 0,009 und 0,0045, sowohl was ihre absolute Höhe als was ihre Verschiedenheit anbelangt, durchaus den Verhältnissen angemessen, wie sie bei den Schmierölen für Maschinen vorzukommen pflegen.

Mit Benutzung dieser Coëfficienten berechnet sich die Verminderung des Gesamtwiderstandes bei dem Gebrauche des besseren Schmieröles

- 1) bei der ungekuppelten Personen-
zugsmaschine mit $0,5 \times 78,13 = 39,06\%$
- 2) bei der Maschine mit zwei ge-
kuppelten Achsen mit $0,5 \times 69,29 = 34,64\%$
- 3) bei der Maschine mit drei ge-
kuppelten Achsen mit $0,5 \times 69,12 = 34,56\%$

Die Verminderung des Eigenwiderstandes durch die Wahl eines in dem angedeuteten Verhältnisse besseren Schmieröles berechnet sich daher bei den in Betracht gezogenen Locomotivsystemen mit 34,56 bis 39,06%. Diese Ziffern gelten für Geschwindigkeiten von 28—35 km und für die horizontale gerade Bahn. Bei der Fahrt auf Steigungen wird der auf die geschmierten Theile der Locomotive entfallende Antheil des Gesamtwiderstandes etwas kleiner, doch ist diese Verringerung viel unbedeutender als jene, welche unter den gleichen Verhältnissen bei den Wagen zu Tage tritt, weil der Gesamtwiderstand an sich viel grösser ist als jener der Wagen, die Vergrösserung desselben durch die Schwerkraftscomponente also nicht in dem Maasse in's Gewicht fällt wie bei den Wagen.

Bei einer Steigung von 2‰ würde sich die Verminderung des Eigenwiderstandes unter sonst gleichen Verhältnissen berechnen

- 1) bei der ungekuppelten Personenzugslocomotive mit $31,25\%$,
- 2) bei der Maschine mit zwei gekuppelten Achsen mit $29,9\%$,
- 3) bei der Maschine mit drei gekuppelten Achsen mit $30,54\%$.

Obwohl nun die berechnete Verminderung des Eigenwiderstandes der Locomotive an sich als eine ansehnliche bezeichnet werden muss, so wäre doch noch zu untersuchen, in welcher Weise diese Verminderung die Oeconomie des Betriebes beeinflusst. Diese Frage wird sich am besten an einem Beispiele erörtern lassen und wir wählen hierzu eine Maschine mit drei gekuppelten Achsen und dem Dienstgewichte von 34 Tonnen. Diese Maschine sei im Stande, auf der horizontalen Bahn einen constanten Zugswiderstand von 2000 kg mit der Geschwindigkeit von 30 km zu überwinden. Der Eigenwiderstand einer Maschine dieses Systems ist nach Vuillemin's Experimenten $15,22\text{ kg pro Tonne}$, sonach im Ganzen $15,22 \times 34 = 517,48\text{ kg}$. Die von der Locomotive auszuübende Zugkraft beträgt sonach $2517,48\text{ kg}$. Nach dem Vorausgeschickten ergibt sich bei der Differenz von 50% in den Reibungscoëfficienten zweier Schmier-

öle die Verminderung des Eigenwiderstandes mit $\frac{34,56}{100} \times 517,48 = 178,84\text{ kg}$, die nothwendige Zugkraft beim Gebrauche des besseren Schmieröles vermindert sich daher auf $2338,64\text{ kg}$ d. i. um $7,1\%$. Bei einer Geschwindigkeit von 35 km pro Stunde würde dieselbe Locomotive nur einen Zugswiderstand von 1650 kg zu überwinden vermögen; mit Hinzurechnung des Eigenwiderstandes würde daher die Zugkraft der Maschine $2167,48\text{ kg}$ betragen und diese würde sich beim Gebrauche des besseren Schmieröles auf $1988,64\text{ kg}$ d. i. um $8,25\%$ vermindern. Diese Rechnungsergebnisse zeigen, dass durch den Gebrauch eines in dem angedeuteten Verhältnisse besseren Schmieröles der Eigenwiderstand der Locomotive in hohem Grade herabgemindert werden kann und dass durch diese Verminderung des Eigenwiderstandes die Zugkraft der Locomotive in nicht zu unterschätzender Weise erhöht wird. Die Verminderung der bei sonst gleicher Leistung auszuübenden Zugkraft um $7,1$ bis $8,25\%$ aber muss eine annähernd gleich grosse Ersparniss im Brennmaterial im Gefolge haben, eine Ersparniss, welche sich bei dem hohen Betrage, mit welchem die Kosten des Brennmaterialies in dem Ausgaben-Etat einer Bahnverwaltung figuriren, in sehr beachtenswerthen Ziffern präsentirt. Diese Ersparniss kann nun wohl durch die Mehrkosten des besseren Schmiermaterialies wieder etwas herabgemindert werden; eine einfache Rechnung aus den Ziffern über die Kosten des Brenn- und Schmiermaterialies wird indessen Jedermann leicht überzeugen, dass bei der Wahl eines guten Schmieröles für Maschinen schon weit über die Grenzen des Nützlichen und Nothwendigen hinausgegangen werden müsste, wenn die Vorthelle des besseren Schmiermittels durch die höheren Kosten desselben illusorisch gemacht werden sollten. Die Wahl eines möglichst guten Schmieröles für Locomotiven muss daher als eine ökonomische Maassregel bezeichnet werden.

Die Rechnungsergebnisse zeigen aber auch ferner, dass der Vortheil des besseren Schmieröles für Locomotiven bei grösseren

Geschwindigkeiten schärfer zum Ausdruck kommt als bei geringeren Geschwindigkeiten; zum mindesten ist dies der Fall bei den in Betracht gezogenen Geschwindigkeiten bis zu 35 km, welche Geschwindigkeiten ja doch für unsere sämtlichen Lastzüge und den grössten Theil unserer Personenzüge gilt. Für noch grössere Geschwindigkeiten liegen keine brauchbaren Ziffern über den Eigenwiderstand der Locomotive vor, aus denen der zu erzielende Einfluss auf die Zugkraft abgeleitet werden könnte und wir müssen daher Abstand nehmen, dem gesetzmässigen Zusammenhange dieses Vortheiles mit der Geschwindigkeit des Zuges eine allgemeine Gültigkeit zuzusprechen. Immerhin aber kann hervorgehoben werden, dass die Wirkung des besseren Schmieröles bei den Locomotiven im Gegensatz steht zu der Wirkung desselben bei den Wagen, indem bei den letzteren die Wirkung mit zunehmender Geschwindigkeit geringer wird, während sich bei den Locomotiven bei grösserer Geschwindigkeit ein schärferes Hervortreten dieser Wirkung bemerkbar macht.

Zum Schmieren der Locomotivbestandtheile wurden bis vor wenigen Jahren fast ausschliesslich animalische und vegetabilische Fette — wohl auch Gemische derselben — verwendet, welche sich hier den anderwärts und insbesondere auch bei den Eisenbahnwagen allgemein üblich gewordenen Oelen mineralischen Ursprunges gegenüber um so erfolgreicher behaupten konnten, als an das Maschinenöl schon mit Rücksicht auf den Umstand, dass man es hier mit durch den Dampf erhitzten Bestandtheilen zu thun hatte, Anforderungen gestellt werden mussten, welchen die billigeren mineralischen Schmieröle nicht entsprachen. In der That würden derartige Oele des grossen Verschleisses wegen selbst bei noch billigeren Preisen keinerlei ökonomische Vortheile bieten. Da nämlich die Temperatur des Dampfes bei 10 Atmosphären Spannung 180° C. beträgt, die Cylinderwände also eine zum mindesten gleich hohe Temperatur annehmen, so würde eine zureichende Schmierung mit diesen Mineralölen, welche schon bei 100—150° C. brennbare Dämpfe entwickeln und hierbei in vehementer Weise in Dampfform aufgehen, nur bei Zuführung grösserer Mengen an Schmieröl zu erzielen sein und der ökonomische Vortheil dadurch verloren gehen. Nun giebt es zwar mineralische Schmiermittel, welche den Temperaturen, wie sie bei den Kolben und Schiebern der Locomotiven zu Tage treten, Widerstand leisten; allein diese Schmiermittel sind bei gewöhnlicher Temperatur entweder ausserordentlich dickflüssig oder gar von salbenartiger Consistenz, ihr Gebrauch ist daher mit Unbequemlichkeiten verbunden, oder gar nur bei vollständiger Umänderung der bestehenden Schmier-einrichtungen möglich.

Diesen Umständen ist es denn auch zuzuschreiben, dass man sich zur Schmierung der Kolben und Schieber mit wenigen Ausnahmen noch der vegetabilischen und animalischen Fette bedient und nur für die nicht durch den Dampf erhitzten Maschinentheile Schmieröle mineralischen Ursprungs verwendet; so dass man es also bei den Locomotiven mit zwei Schmierölen von wesentlich verschiedener Beschaffenheit zu thun hat. Da die Verwendung zweierlei Oeles im Interesse der Oeconomie gelegen und vorläufig keine Aussicht vorhanden ist, ein Schmieröl zu erhalten, welches bei entsprechender Billigkeit den hohen

Temperaturen der Cylinderwände widersteht, andererseits aber auch den Anforderungen für die kalten Theile der Maschine entspricht, so wird man wohl mit der Verwendung zweierlei Oeles für Locomotiven auf längere Zeit hinaus als einer Sache von zwingender Nothwendigkeit rechnen müssen und wir wollen deshalb jedes dieser Schmieröle separat behandeln.

Was zunächst die Schmieröle für die kalten Theile der Maschine anbelangt, so müssen dieselben, wenn sie den früher besprochenen Wirkungen auf den Eigenwiderstand der Locomotive gerecht werden sollen, gute Reibungsverminderer sein; sie müssen also bis zu gewissen Grenzen dünnflüssig und schlüpfrig sein. Die gewöhnlichen billigen Mineralöle, welche bei Temperaturen unter 10° C. schon dickflüssig werden und in der Nähe des Gefrierpunktes stocken, können daher nicht als geeignete Maschinenöle angesehen werden; zumal dieselben in der Regel auch hinsichtlich ihrer Schlüpfrigkeit vieles zu wünschen übrig lassen. Ist der Brauchbarkeit dieser Oele durch ihren Flüssigkeitszustand bei tiefen Temperaturen eine Grenze gesetzt, so erscheinen andererseits manche Mineralöle, welche bei Temperaturen von Null bis 10° C. noch vollkommen flüssig sind, wegen ihres Flüssigkeitszustandes bei höheren Temperaturen zum Schmieren der Maschinen wenig geeignet. Es giebt Oele, welche bei 30—40° C., also unter Umständen, wie sie im Sommer schon durch die blosse Sonnenhitze herbeigeführt werden, in so hohem Grade dünnflüssig werden, dass die zureichende Schmierung der Maschinentheile schwierig wird. Auch besitzen derartige Oele in der Regel nicht die genügende Widerstandsfähigkeit gegen hohe Temperaturen. Das Nachölen eines aus irgend einer Ursache heiss gewordenen Maschinentheiles ist dann erfolglos, weil das Oel, auf die heisse Fläche gebracht, rasch verdampft, eine abkühlende Wirkung auf die heissen Theile also nicht zu üben vermag. Nur die gut raffinierten paraffinfreien und weniger kohlenstoffhaltigen mineralischen Oele sind, wenn sie hinreichend schlüpfrig sind, zum Gebrauche als Maschinenöle geeignet. Einige dieser Oele besitzen schon von Hause aus einen hinreichenden Grad von Schlüpfrigkeit, so dass sie ohne jedweden Zusatz von vegetabilischen Oelen zum Schmieren der Locomotivbestandtheile verwendet werden können. Oelen dagegen, welche bei sonst entsprechenden Eigenschaften den erforderlichen Grad von Schlüpfrigkeit nicht besitzen, muss dieser beigebracht werden durch Versetzen mit grösseren oder geringeren Mengen vegetabilischer oder animalischer Fette, wenn sie zum Maschinenschmieren vollkommen geeignet sein sollen.

Neben der Schlüpfrigkeit ist der wenig veränderliche Flüssigkeitszustand bei verschiedenen Temperaturen das wichtigste Erforderniss eines guten Schmieröles für Maschinen. Die gute Schmierung einerseits und die ökonomische Gebahrung mit den Schmierölen andererseits bedingt die continuirliche aber sparsame Zuführung zu den zu schmierenden Flächen mittelst Dochten, durch welche letztere der Oelzufluss geregelt werden kann. Ist nun der Flüssigkeitszustand des Oeles bei Temperaturänderungen stärkeren Veränderungen unterworfen, so ist es bei höheren Temperaturen in der Regel sehr dünnflüssig, wird in Folge dessen von den Dochten sehr rasch aufgesaugt und der Verbrauch ist grösser als nöthig ist.

Wird dann beim Fallen der Temperatur, welches bei Eisenbahnfahrten sehr häufig und in kurzen Zeitintervallen eintritt, das Oel dickflüssiger, so vermindert sich wegen der geringeren Saugfähigkeit der Dochte die den zu schmierenden Flächen zuzuführende Oelmenge, die Schmierung kann dann eine ungenügende werden. Diesen Unregelmässigkeiten aber kann der Führer selbst bei der sorgsamsten Aufmerksamkeit nicht begegnen, da ihm entweder die Zeit oder die Voraussicht abgeht, den Oelzufluss dem Bedürfnisse entsprechend zu reguliren. Schmieröle, deren Flüssigkeitszustand bei Temperaturänderungen rasch wechselt, können daher nicht als geeignete Maschinenöle angesehen werden.

Von geringerem Belange für die Eignung eines Oeles zum Maschinenschmieren ist dessen specifische Schwere. Die Grenzen hierfür sind durch andere mit dem specifischen Gewichte im Zusammenhange stehende Eigenschaften der Mineralöle gezogen und es kann nach den vorliegenden Erfahrungen das specifische Gewicht von 0,880 als die unterste, jenes von 0,930 als die oberste zulässige Grenze angesehen werden. — Dass die mineralischen Maschinenöle säurefrei und keine harzenden Bestandtheile enthalten sollen, möge hier nicht unerwähnt bleiben.

Entspricht ein mineralisches Schmieröl den besprochenen Eigenschaften, dann darf es nicht nur an sich als ein vollkommen entsprechendes Maschinenöl angesehen werden, sondern es ist den gebräuchlichen vegetabilischen und animalischen Oelen sogar vorzuziehen. Als sauerstofffreies Oel neigt es nicht wie jene zum Sauerwerden, es verdickt sich nicht wie jene und ist weder zur Beleuchtung noch zu anderen Zwecken verwendbar, daher vor Entwendung gesichert, eine Eigenschaft, welche bei den vielen Händen, denen die Verwendung und Verausgabung des Schmieröles anvertraut ist, nicht ausser Acht zu lassen ist.

Die mineralischen Schmieröle von der geschilderten Beschaffenheit eignen sich indessen nur für die kalten Theile der Locomotive, sie würden zum Schmieren der Kolben und Schieber benutzt, den hohen Temperaturen der Gleitflächen nicht widerstehen können, die Schmierung würde bei sparsamer Zuführung des Oeles eine ungenügende, bei reichlicher Oelung aber eine unökonomische sein.

Mit der reichlichen Schmierung hat es überdies bei den Kolben und Schiebern eine eigene Bewandniss; sie ist immer mit einer gleichzeitigen Vergeudung des Schmiermaterials verbunden. Wird nämlich das Schmiermaterial in reichlicher Menge in den Cylinder gebracht, wie dies bei den früher allgemein und jetzt noch theilweise im Gebrauche stehenden Schmierhähnen unvermeidlich ist, so sammelt es sich in den unteren Theilen des Cylinders in grösserer Menge an und der Kolben schiebt beim Leergange der Maschine die vorhandene Oelmenge vor sich hin und her. Diese Oelmenge kann jedoch niemals zum Schmieren der Kolben aufgebraucht werden, denn sobald der Regulator geöffnet wird und Dampf in den Cylinder einströmt, wird das überschüssige Oel mit dem sich bildenden Condensationswasser vom Dampfe durch die Ausströmungsröhre und den Kamin oder bei geöffneten Ablasshähnen durch diese hinausgeschleudert und auf der Gleitfläche bleibt nur so viel Oel zurück als dieselbe trotz der Einwirkung des Dampfes festhalten kann. Ganz derselbe Vorgang findet beim Schieber statt,

nur wird hier das überschüssige Oel zunächst in den Cylinder und vom Cylinder erst in's Freie geschleudert und es mag auf diesem Wege immer ein Theil des überschüssigen Oeles an den Cylinderwänden haften bleiben. Der Führer, welcher auf eine reichliche Schmierung der Kolben und Schieber bedacht ist und dem keine anderen Mittel zu Gebote stehen als derartige Schmierhähne, vergeudet unbewusst den grösseren Theil des zum Schmieren der Kolben und Schieber aufgewendeten Schmieröles.

Günstiger gestaltet sich die Sache, wenn das Schmieröl nur tropfenweise aber continuirlich zugeführt wird. Der Tropfen Oeles auf die Gleitfläche gebracht, wird entweder vom Kolben über die Fläche des Cylinders vertheilt oder vom einströmenden Dampfe über die Cylinderfläche ausgebreitet, haftet der sehr dünnen Schichte wegen an derselben fest und es kann von derselben gar nichts oder doch nur ein sehr kleiner Theil hinausgeschleudert werden. Es ist auf diese Weise nie ein Ueberschuss an Schmieröl vorhanden aber auch nie ein Mangel, wenigstens dann nicht, wenn der Oelzufluss d. i. die Grösse des Tropfens dem Bedürfnisse entsprechend regulirt werden kann. Diese Umstände verweisen auf die Wahl von Schmierapparaten für Kolben und Schieber, welche, automatisch wirkend, den Gleitflächen das Schmiermaterial continuirlich aber in möglichst kleinen Mengen (Tropfen) zuführen, welch' letztere dem Bedürfnisse entsprechend regulirt werden können.

Die Construction der hierher gehörigen Schmierapparate, ihre Wirkungsweise, sowie ihre praktischen Erfolge zu besprechen, liegt ausserhalb des Rahmens unserer Abhandlung; die principielle Verschiedenheit hinsichtlich ihrer Wirkungsweise, insofern sie nämlich nur beim Leergange der Maschine oder continuirlich d. i. bei geöffnetem wie bei geschlossenem Regulator functioniren, soll jedoch nicht unerwähnt bleiben. Wir stehen diesfalls auf dem Standpunkte, dass die Schmierapparate der letzteren Construction vorzuziehen sind, wie wir dies im Jahrgange 1883 Seite 66 dieser Zeitschrift nachzuweisen versucht haben, und wie es die Erfahrung denn auch bestätigt. Dem gegenüber begegnet man nicht selten der Ansicht, dass das Schmieren von Kolben und Schieber beim Leergange der Maschine genügt und man findet denn auch bei vielen Maschinen noch Schmier-einrichtungen, welchen dieser Gedanke zu Grunde liegt. Wenn derartige Schmierapparate das Oel tropfenweise zuführen, dann wird das Oel wenigstens seinem Zwecke zugeführt, indem es auf der Gleitfläche vertheilt und zum Schmieren verwendet wird und diese Apparate erfüllen ihren Zweck, wenn auch nicht vollkommen so doch zum Theile. Einrichtungen dagegen, welche das Schmieröl in reichlicher Menge auf einmal zuführen, erfüllen ihren Zweck in sehr unvollkommener Weise, indem nur ein geringer Theil des aufgewendeten Oeles wirklich zum Schmieren verbraucht wird, der grössere Theil aber durch den Dampf in's Freie geschleudert wird.

Unserer früheren Aufstellung entsprechend sollen auch die Schmieröle für Kolben und Schieber gute Reibungsverminderer sein. Die zumeist im Gebrauche stehenden vegetabilischen Fette als Baumöl, entsäuertes Rübschmieröl, entsprechen in der Regel diesen Bedingungen; aber auch jene Schmiermittel, welche bei

gewöhnlicher Temperatur eine salbenartige Consistenz haben, wie Unschlitt oder die in neuerer Zeit hier und da im Gebrauche stehenden consistenten mineralischen Schmieren, lassen sich für die Kolben und Schieber gut verwenden, wenn sie in den Schmierapparaten vor ihrem Eintritte in den Cylinder oder Schieberkasten in flüssigen Zustand — durch die Wärme des Dampfes — versetzt werden. Dort, wo Schmiereinrichtungen dieser Art nicht vorhanden sind und die Zuführung des Schmiermittels mittelst Dochten erfolgt, sind indessen die sogenannten fetten Oele noch am Platze. Nicht unbegründet scheint der Vorwurf zu sein, dass sich die vegetabilischen und animalischen Fette bei höheren Temperaturen zerlegen und dass die sich bildenden Fettsäuren das Eisen angreifen. Die Erfahrung hat indessen gezeigt, dass diese Zersetzung nur in sehr wenigen Fällen von den gefürchteten zerstörenden Einflüssen begleitet ist. Es ist nicht unwahrscheinlich, dass die chemische Zusammensetzung der Metalle, mit denen das durch hochgespannte Wasserdämpfe erlitzte Oel in Berührung kommt, hierbei eine Rolle spielt.

Aus dem Gesagten geht nun hervor, dass die richtige Wahl der Schmiermittel für Locomotiven im Vereine mit der Anwendung geeigneter Schmiervorrichtungen für Kolben und Schieber Factors sind, welche die Oeconomie des Betriebes

nach mehr als einer Richtung beeinflussen und der praktische Betriebsmann wird hieraus die Folgerung ziehen, dass die Wahl der Schmiermittel nur auf Grund einer strengen Prüfung vorgenommen werden sollte. Grösser als der directe Vortheil des billigeren Preises eines Schmiermittels sind die indirecten Vortheile, bestehend in der guten Erhaltung der Maschinentheile, insbesondere der Metallschieber, deren längere Dauer bei guter Schmierung sich auf dem Reparatur-Conto grösserer Bahnen in sehr berechneten Ziffern bemerkbar macht. Es wirft sich unter diesen Umständen unwillkürlich die Frage auf: Wie bestimmt man die Qualität der Schmiermittel und insbesondere jener mineralischen Ursprunges? Kann der Chemiker aus der Kenntniss der chemischen Zusammensetzung ein Urtheil fällen über die Eignung eines mineralischen Oeles zum Maschinenschmieren? Welcher Werth ist den auf die Bestimmung der Reibungscoefficienten gerichteten mechanischen Methoden der Oeluntersuchung beizumessen? So einladend es wäre, alle diese Fragen im Zusammenhange mit dem Vorausgeschickten zu erörtern, so müssen doch von einem Eingehen auf dieses Thema schon mit Rücksicht auf den Umfang, den die Behandlung desselben annehmen würde, Abstand nehmen, wir hoffen jedoch auf diesen Gegenstand bei anderer Gelegenheit zurückkommen zu können.

Locomotiven für die Thylands-Eisenbahn der dänischen Staatsbahnen.

Mitgetheilt von **Otto Busse**, Obermaschinenmeister in Aarhus.

(Hierzu Fig. 1—11 auf Taf. XXV.)

Für die im nördlichen Jütland belegene ca. 70 km lange Thylands-Eisenbahn, welche als Secundärbahn gebaut wurde, sollte eine Locomotivgattung construirt werden.

Aus Rücksicht für die nur 17,5 kg pro Meter wiegenden Schienen musste der grösste Raddruck zu 3 Tonnen begrenzt werden. Die Maximalgeschwindigkeit auf der Bahn wurde zu 45 km pro Stunde bemessen, der Wasservorrath sollte für 40 km und der Kohlenvorrath für 140 km ausreichen, während den Maschinen wegen der vielen und langen Curven möglichst grosse Lenkbarkeit zu geben war.

Da auf den vorhandenen stärksten Steigungen von 1:80 ein Zuggewicht von 100 Tonnen excl. Maschine und Tender als genügend angesehen wurde, so reichte die Adhäsion von zwei gekuppelten Achsen aus, um aber der Maschine einen verhältnissmässig grossen Kessel geben zu können und um nicht die Zukommlichkeit für Reparatur zu beschränken, entschloss ich mich, die Vorräthe nebst einem Theil des Kesselgewichts auf zwei Laufachsen zu vertheilen.

Auf manchen, namentlich schwedischen, Secundärbahnen hat man ähnliche Bedingungen mit 8rädriigen Tendermaschinen, welche vorn ein Drehgestell haben und hinten zwei gekuppelte Achsen, also den sogenannten amerikanischen Typus, erfüllt, die Maschinen sind aber durch die Tenderkasten sehr verbaut und schwer zugänglich. Nachdem dies System mir ausgeschlossen erschien, versuchte ich das System Engerth und auch Behne-Kohl für den Zweck anzupassen, jedoch schienen beide wenig

geeignet bei den kleinen Dimensionen, weshalb ich mich an die weitere Ausarbeitung eines amerikanischen Systems von Forney gab. Forney's Locomotive hat innen über die Feuerkiste hinaus verlängerten Rahmen, welcher von einem Drehgestell getragen wird und auf welchem der Tenderkasten ruht. Wenn man in diesem Falle ein gewöhnliches Drehgestell verwendet, so bekommt man eine ganz falsche Einstellung der Treib- und Kuppelräder, welches zu Abnutzungen und Kraftverlust führt, ich griff deshalb gleich zu seitlich verschiebbaren Gestellen, welches aber dazu führen musste, dass die Maschine gar keine andere Führung in den Curven hatte, als der 1600^{mm} grosse Radstand der Treib- und Kuppelräder. Ich kam dann auf den Gedanken, die Seitenverschiebung von der Winkelverdrehung des Drehgestells abhängig zu machen, indem ich davon ausging, dass ein Schlingern des Obertheils der Maschine unmöglich gemacht würde, wenn das Drehgestell so mit dem Obertheil verbunden würde, dass keine Seitenverschiebung des Obertheils eintreten könnte ohne eine Winkelverschiebung des Drehgestells mit sich zu führen. Diese Zwangsläufigkeit des Drehgestells ist einfach dadurch erreicht, dass dasselbe von zwei schräg gestellten Stangen gezogen wird, die mit einem Ende am Oberrahmen, mit dem anderen Ende am Drehgestellrahmen befestigt sind.

Das Gewicht wird auf vier Stützapfen in horizontalen Pfannen überführt und mit Balancierfedern ausgeglichen.

Um nicht das Kuppelrad zum Leiten zu benutzen, wodurch

es immerhin anders als das Triebrad abgenutzt wird, welches zerstörend auf die Kuppelstangen wirkt, liess ich die Maschine mit dem Tender voranlaufen und diesen mit einem Kuhfänger versehen, was dadurch geboten schien, dass die Bahn ohne Einfriedung ist und durch ein stark viehzüchtendes Land läuft.

Die Maschinen, welche nach Fig. 1—11 Taf. XXV ausgeführt sind, haben jetzt*) je 40 000 und 45 000 km zurückgelegt und den Erwartungen völlig entsprochen, sie zeichnen sich durch einen ganz besonders ruhigen Gang aus, verschleissen die Bandagen in ganz regelmässiger Weise ohne scharf zu laufen und haben die genannte Kilometerzahl ohne Bandagenabdrehen durchlaufen, was bei den kleinen Raddurchmessern und den nur 44^{mm} breiten Stahlschienenköpfen eine gute Leistung genannt werden muss.

Das vorgeführte Locomotivsystem ist auch einer Anwendung in grösseren Dimensionen fähig, da es die leidliche Schlingerfrage ganz gründlich löst, während gleichzeitig ein Nicken völlig

*) Im December 1883.

ausgeschlossen ist, es scheint mir deshalb auch einer Beachtung für solche Betriebe zu verdienen, bei denen man grosse Zugkräfte mit gelegentlich grossen Fahrgeschwindigkeiten verbinden muss, also zu Personenzugverkehr auf Bergstrecken. Die Maschine kann ja sehr gut mit drei gekuppelten Achsen arrangiert werden und eine beliebig grosse Feuerkiste erhalten, indem man deren Gewicht zum Theil auf das Tendergestell überführt, also gerade die Bedingungen erfüllen, die man für den ange deuteten Zweck verfolgen muss.

Eine solche Maschine würde vor den sonst auf Bergbahnen üblichen Tendermaschinen den Vorzug der grössten Stabilität haben, wie auch den, dass die Reparaturen und das Reinhalten nicht von den Tendertheilen erschwert wird, was man sonst bei Maschinen genannter Gattung zu beklagen hat.

Endlich ist hervorzuheben, dass das Adhäsionsgewicht unabhängig von dem Gewicht der Wasser- und Kohlenvorräthe ist und die grösste von den Schienen zulässige Belastung daher als Adhäsion ausgenutzt werden kann.

Grösse der Laternenscheiben der Bahnhofs-Abschlusstelegraphen.

Von Dr. Mecklenburg, Eisenbahn-Bauinspector in Frankfurt a/M.

Unter den letzten, von den Verbands-Verwaltungen der deutschen Eisenbahnen gestellten technischen Fragen befinden sich manche, die der inhärenten Wichtigkeit, andere, die der Erörterungen wegen Interesse erwecken, zu welchen ihre Lösung Veranlassung giebt.

Zu den letztgenannten Fragen gehört auch diejenige, deren Schwerpunkt in der Ueberschrift angedeutet worden ist.

Die wichtigeren Factoren bei Bemessung der Grösse dieser Laternenscheiben bilden die Neigungs- und Krümmungsverhältnisse der in Betracht ziehenden Bahnstrecke, die Sehlinie, die Sehkraft des Auges, die Fahrgeschwindigkeit, Grösse und Schwere der ankommenden Züge, die Verkehrsverhältnisse der Stationen, die Witterung und der Locomotivführer.

Um die Frage einer allgemeinen Lösung zuzuführen, sollen die einzelnen Factoren kurz erörtert und bezüglich derselben, unter Berücksichtigung der vorwaltenden, einschlägigen Verhältnisse die nachstehenden Annahmen gemacht, die im Betriebe vorkommenden Fälle untersucht und nach den aufgestellten allgemeinen Gleichungen Beispiele ausgerechnet werden, so dass abweichende, concrete Fälle mittelst Benutzung dieser Untersuchung mit Leichtigkeit behandelt werden können.

Hinsichtlich der Neigungs- und Krümmungsverhältnisse werde der oft genug vorkommende Fall angenommen, dass das Abschlussignal in einem Gefälle und zwar von 1:200 nach dem Bahnhofs zu mit Curve mässigen Halbmessers stehe. Das Einlegen einer Curve geringen Halbmessers würde oftmals die Sehlinie versperren und eine Verschiebung des Signals oder die Errichtung eines Vorsignals, die Annahme einer stärkeren Neigung als 1:200 nach § 26 des B. P. R. für die hier in erster Linie zu berücksichtigenden Schnell- und Personenzüge eine »angemessene« Ermässigung der Fahrgeschwindigkeit erfordern. Im Uebrigen werden über die Neigungs- und Krüm-

mungsverhältnisse der von den kommenden Zügen zu passirenden Bahnstrecken bei den einzelnen, der späteren Untersuchung zu Grunde gelegten Fällen an geeigneter Stelle besondere Festsetzungen getroffen werden.

Die Sehlinie sei in genügender Entfernung frei.

Die äusserste Grenze, innerhalb deren ein Gegenstand bei mässiger Beleuchtung noch sichtbar ist, wird durch einen Sehinkel von $\frac{1}{2}$ bis 1 Minute gebildet. Diese Bestimmung hängt jedoch nicht nur von der Sehkraft des Auges, sondern auch von der Beleuchtung und Farbe des Gegenstandes und namentlich von der Farbe desselben gegen die des Hintergrundes ab. Für weisse Gegenstände im Sonnenlichte auf schwarzem Hintergrunde soll ein Sehinkel von 2 Secunden ein Bild auf der Retina zu erzeugen ausreichend sein. Die Fortpflanzung des Lichts*) hängt in erster Linie von der Beschaffenheit, besonders der Durchsichtigkeit und Dichte des Mediums ab, durch welches dasselbe geleitet werden soll. Die Dunkelheit der Nacht entsteht bekanntlich durch die doppelte Bewegung der Erde, vorzugsweise diejenige um die eigene Achse. Dass durch diese Bewegung die Beschaffenheit der sie umgebenden atmosphärischen Luft eine die Fortpflanzung des Lichtes in nennenswerther Weise hindernde Aenderung nicht erfährt, dürfte zur Genüge aus der Thatsache hervorgehen, dass die oft in nahezu unendlicher Ferne sich befindenden Himmelskörper von den Astronomen besonders während der Nacht beobachtet werden. Es ist deshalb gestattet, den oben für das Tageslicht ausgesprochenen Satz, mut. mut., auch für die Dunkelheit anzuwenden, und soll für die Zwecke dieser Untersuchung der Sehinkel gleich 45 Secunden gesetzt werden.

Die Fahrgeschwindigkeit der ankommenden Züge auf dem

*) erfolgt bekanntlich nach der Undulationstheorie durch die Schwingungen des Aethers.

Gefälle 1:200 soll so bemessen werden, dass dieselben auf einer Länge zum Halten gebracht werden können, welche der normalen Wirkung des angewandten Bremssystems entspricht.

Die Grösse und Schwere dieser Züge wird bei der späteren Untersuchung die dem concreten Falle gebührende Berücksichtigung finden.

Wegen beschränkter Bahnhofsgleise werde auf dem zu schützenden Gleise resp. Gleisen rangirt, so dass beim Stande auf Halt das Signal unter keinen Umständen passirt werden dürfe, um ausser den §§ 36, 46 etc. des Bahnpolizei-Reglements und den übrigen bekannten Sicherheitsvorkehrungen bei den mannigfachen, hier nicht zu erörternden Vorkommnissen im Betriebe diese nothwendige Maassnahme in stetiger Anwendung zu wissen.

Bei starkem Sturm in der Fahrtrichtung der ankommenden Züge oder bei schlüpfrigen Schienen ist zum Bremsen derselben eine um ein Erhebliches grössere Gleisstrecke als bei windstillem Wetter und trocknen Schienen erforderlich; bei dichtem Nebel oder Schneefall wird die Scheibe in beträchtlich geringerer Entfernung als bei klarem Wetter sichtbar.

Endlich ist nicht ausser Acht zu lassen, dass der Locomotivführer ausser der Strecke seine Aufmerksamkeit vorzugsweise der Wartung und Handhabung der Maschine zuzuwenden hat, weshalb der Fall möglich ist, dass er bei Näherung des Signals dasselbe etwas spät bemerkt.

Um allen diesen Factoren in genügendem Maasse Rechnung zu tragen, empfiehlt es sich umsomehr die Grösse der Scheiben ein Geringes über das für den ungünstigsten Fall ermittelte Bedürfniss hinaus anzunehmen, als die Wirkung einzelner derselben genauer Beurtheilung sich entzieht und die durch diese geringe Vergrösserung erwachsenden unerheblichen Mehrkosten der erzielten grösseren Betriebssicherheit gegenüber nicht in Betracht kommen können.

Mehrfache, während der letzten Jahre vorgekommene Unfälle haben der Frage der Beschaffung von Schnellbremsen näher zu treten, in nicht wenig Fällen dieselben einzuführen Veranlassung gegeben. Eingedenk dieser Thatsache sollen die folgenden im Betriebe vorkommenden Verkehrsarten erörtert werden.

- 1) Lediglich Personen-Verkehr,
- 2) voller-,
- 3) gemischter- und
- 4) nur Güter-Verkehr.

Für den ersten Fall werde angenommen, dass sämtliche, für den zweiten, dass lediglich die Schnellzüge Carpenter-, Westinghouse- oder eine der sonstigen Schnellbremsen haben. Der erste Fall findet sich allerdings etwas seltener, darf der Vollständigkeit wegen jedoch nicht übergangen werden.

Beim dritten Fall ist zu berücksichtigen, dass manche gemischte Züge nahezu mit der Geschwindigkeit der Personenzüge fahren, nicht selten dieselbe erreichen. Selbst wenn eine Trennung des Verkehrs in nächster Zukunft nicht zu erwarten steht, kann für den vorliegenden Zweck diese Verkehrsart derjenigen unter 2) gleichgestellt werden.

Der Strecken endlich, wo lediglich Güter befördert werden, giebt es selbst bei grösseren Verwaltungen in der Regel nur eine beschränkte Anzahl und von geringer Länge. Aber

auch wenn Letztere nicht unerheblich sein sollte, ist zu beachten, dass manche Güterzüge sowie leere Maschinen mit beträchtlicher Geschwindigkeit verkehren, so dass diese Züge der dadurch zu erzielenden grösseren Betriebssicherheit wegen hier ebenfalls gleich denjenigen unter 2) behandelt werden können. Sollten Ausnahmen eine besondere Behandlung nothwendig machen, so wird es bei Benutzung der folgenden Untersuchungen geringe Mühe verursachen.

Es genügt demnach für den in der Ueberschrift vorgezeichneten Zweck, die Fälle unter 1) und 2) zu erörtern.

1. Lediglich Personen-Verkehr.

(Sämmtliche Züge haben Schnellbremsen.)

Diejenigen Strecken, auf welchen lediglich Personenbeförderung stattfindet, haben in der Regel eine relativ geringe und nur dann eine grössere Länge, wenn Art und Grösse des Verkehrs zur Anlage eines besonderen Gleises für die Personenfrequenz geführt hat. Derartige Fälle von einiger Bedeutung kommen meines Wissens in Deutschland nicht vor; von den vorhandenen, mehr oder weniger kurzen, ausschliesslich dem Personenverkehr dienenden Strecken bedürfen besonders diejenigen der Erwähnung, welche durch die Verlegung der Güter von den Personenbahnhöfen entstanden sind, weil auf denselben Schnellzüge verkehren, und möge für die Zwecke dieser Untersuchung angenommen werden, dass angesichts der dadurch zu erzielenden grösseren Betriebssicherheit und wegen zu passirender erheblicher Steigungen und Gefälle auch die Personenzüge mit Schnellbremsen versehen seien,*) wenn dies auch des Kostenpunktes wegen vorläufig nur noch ideelle Bedeutung haben sollte.

Die solche Strecken passirenden Schnellzüge haben im Allgemeinen lange Course und bedürfen deshalb unter Berücksichtigung der Verkehrs-, der bereits erwähnten Neigungs- und derjenigen der Krümmungsverhältnisse besonders kräftiger Maschinen mit geräumigem Tender, theils damit die vorkommenden Steigungen, wenn angängig, noch mit einer Maschine in einer mit der Grundgeschwindigkeit in geeignetem Verhältniss stehenden virtuellen Geschwindigkeit erstiegen, also Vorspann

*) Herr Jules Morandière sagt bereits am 1. Juli 1881 in seinem Bericht über die Westinghouse-Bremse:

„Diese Gesellschaft (die französische Westbahn) hatte bereits für die Weltausstellung in 1878 900 Wagen und 90 Locomotiven mit der Westinghouse-Bremse versehen lassen und durch die neuen Bestellungen während der folgenden Jahre wurde die Zahl der mit dieser Bremse ausgerüsteten Fahrzeuge auf 2000 Personen- und Güterwagen und 200 Locomotiven gesteigert.“

Ferner weiterhin:

„Auch für die übrigen Personenzüge soll diese Bremse eingeführt werden und die vom Verwaltungsrath hierzu bewilligten Beträge gestatten die Ausführung der betreffenden Arbeiten in den nächsten 2 Jahren.“

Siehe Bericht über die bei der französischen Westbahn in Anwendung befindliche Westinghouse-Bremse. Vorgetragen in der Versammlung der Société des Ingenieurs civils am 1. Juli 1881 von Jules Morandière, Ober-Ingenieur, Chef des Betriebs-Materials und der Zugförderung der französischen Westbahn in Paris. Organ 1882 S. 37, 105 und 147.

Im Organ 1882 sind Mittheilungen über Beschaffungen von Schnellbremsen auch der übrigen französischen Bahnen enthalten.

vermieden, theils damit unnöthiges Kohlen- und Wassernehmen erspart werden.

Nach diesen, durch die Erfahrung bestätigten Gesichtspunkten *) ist die Maschine construirt worden, deren Daten, soweit für die durchgeführte Berechnung erforderlich, weiterhin angegeben worden sind; sie vermag den Durchschnitts-Schnellzug der deutschen Bahnen von 18 Achsen bei normalem Arbeiten auf eine Steigung ohne Curve von 1:80 beinahe mit einer Grundgeschwindigkeit von 77,3 km pro Stunde entsprechenden virtuellen Geschwindigkeit und, wenn die Leistungsfähigkeit durch vermehrte Feuerung bis auf 50 kg Dampfentwicklung pro qm Heizfläche und Stunde erhöht wird,**) eine Rampe von 1:80, enthaltend Curve von 575,4^m Halbmesser, noch mit einer völlig ausreichenden virtuellen Geschwindigkeit zu ersteigen.

Behufs Ermittlung der Entfernung, auf welcher die Laternenscheibe des Abschlusssignals dem Führer der Locomotive sichtbar sein muss, bedarf es der Bestimmung der Länge, auf welcher die verkehrenden Schnellzüge mittelst der im Gebrauch befindlichen Schnellbremsen auf dem Gleise vor dem Abschlusssignal zum Halten zu bringen sind.

Es werde zu dem Zwecke angenommen, dass die Wirkung dieser Bremsen eine momentane sei. Dies trifft allerdings in der Wirklichkeit nicht genau zu, das zur Erzielung des Enddruckes auf die Bremsbacken des letzten Wagens des Zuges und besonders bei den hier in Rechnung zu ziehenden kurzen Schnellzügen verstreichende Zeitintervall ist indess ein so minimales, dass dasselbe um so mehr ausser Acht gelassen werden kann, als es durch die Vervollkommnungen in Construction und Handhabung der Bremsen stetig abnehmen wird.

Bezeichnen

s die Strecke, welche der Zug nach dem Stellen des Bremsahnes bis zum Halten durchläuft, in Metern,

K die zum Bremsen desselben erforderliche Kraft in Kilogrammen,

W_z den Zugwiderstand in Kilogr.,

$\frac{M}{2} v^2 = \left\{ \frac{Q}{g} + \Sigma \left(\frac{T}{r^2} \right) \right\} \frac{v^2}{2}$ die dem Zuge innewohnende lebendige Kraft, in welchen Ausdrücken

v = der Fahrgeschwindigkeit desselben in Metern pro Secunde,

Q = dem Gewicht des Zuges in Kilogr.,

g = der Erdbacceleration,

$\Sigma \left(\frac{T}{r^2} \right)$ = der Summe der Trägheitsmomente der rotirenden

*) Siehe R. Koch, Eisenbahn-Maschinenwesen, I, S. 25 u., woselbst die Heizfläche der Schnellzugmaschinen der früheren Cöln-Mindener Bahn zu 124,5 qm angegeben wird.

Ferner bezüglich derselben Maschinen, „Statistik der deutschen Eisenbahnen pro 1880/81“, Tab. über Constructions-Verhältnisse der Locomotiven.

**) Siehe hierüber u. A. die vorstehend citirte Quelle, R. Koch, E.-M., an derselben Stelle, woselbst die Leistungsfähigkeit der q. Schnellzugmaschinen um so viel erhöht wird.

Bei der gewählten Rampe von 1:80 mit Curve von 575,4^m H. ist eine der stärksten Steigungen des diesseitigen Bezirks, die Strecke Bebra-Cornberg ins Auge gefasst.

Theile, dividirt durch die Halbmesser der Räder an der Laufstelle,

so findet die Gleichung statt:

$$1. \quad K s = \frac{M}{2} v^2 - W_z s.$$

K ist nach ausgeführten Bremsversuchen in Procenten des Zuggewichts bekannt, während s und die beiden Glieder der rechten Seite zu ermitteln bleiben.

Herr Professor Frank von der technischen Hochschule zu Hannover hat durch eine Reihe sorgfältiger Versuche die Widerstände der Maschinen, Wagen und Züge berechnet*) und für den Widerstand eines ohne Dampf fahrenden Personenzuges gefunden, wenn derselbe auf einer unter einem Winkel α zur Horizontalen geneigten, in einer Curve vom Halbmesser R liegenden Bahnstrecke mit der Geschwindigkeit v fährt:

$$W = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + \lambda (F_1 + F_2) v^2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \pm \sin \alpha \right).$$

In dieser Gleichung sind R und s in Metern, v , wie oben, in Metern pro Secunde zu nehmen, während Q_1 und Q_2 das Gewicht von Maschine resp. Park in Kilogr., F_1 und F_2 die Stirnfläche von Maschine resp. Park in qm, μ_1 , μ_2 und λ Coefficienten für den Widerstand resp. der Maschine nebst Tender, der Wagen und der Luft in Kilogr. bedeuten.

Es findet demnach für die Arbeit des ohne Dampf fahrenden Zuges auf der unendlich kleinen Bahnstrecke ds die Beziehung Statt:

$$2. \quad W_z ds = \left\{ \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + \lambda (F_1 + F_2) v^2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \pm \sin \alpha \right) \right\} ds.$$

Es ist 3a. $ds = v dt = \frac{v dv}{p}$, für die Verzögerung $p = \frac{dv}{dt}$,

$$\text{daher} \quad 3b. \quad s = \int \frac{v dv}{p} = \frac{v^2}{2p},$$

wenn die Bewegung als eine gleichförmig verzögerte, sonach p als constant angenommen wird.

Wird für ds der Werth 3a in Gleichung 2 gesetzt, so entsteht:

$$4. \quad W_z ds = \frac{1}{p} \left\{ \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \pm \sin \alpha \right) v dv + \lambda (F_1 + F_2) v^3 dv \right\}.$$

Diese Gleichung kann dazu benutzt werden, diejenige Arbeit zu ermitteln, welche von dem Zuge während des Bremsens verrichtet wird, dadurch nämlich, dass man sich die Geschwindigkeit desselben nach dem Anziehen der Bremsen von $v = v$ bis $v = 0$, den während dieser Zeit von dem Zuge durchlaufenen Weg von $s = s$ bis $s = 0$ abnehmend denkt, d. i. wenn innerhalb dieser Grenzen integrirt wird. Dies ergibt

$$5. \quad W_z s = \frac{v^2}{2p} \left\{ \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \pm \sin \alpha \right) + \lambda (F_1 + F_2) \frac{v^2}{2} \right\},$$

und hieraus den gesuchten Werth

$$6. \quad W_z = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \pm \sin \alpha \right) + \lambda (F_1 + F_2) \frac{v^2}{2}.$$

*) Organ 1883, Heft 1—3.

Durch Einsetzung desselben in Gl. 1 und Reduction auf s wird:

$$7. \quad s = \frac{M v^2}{2 \left\{ K + \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + Q \left(\frac{0,6504}{R-55} \pm \sin \alpha \right) + \lambda (F_1 + F_2) \frac{v^2}{2} \right\}},$$

wenn $Q = Q_1 + Q_2$.

Für die zum Bremsen des Zuges erforderliche Zeit entsteht, weil

$$dt = \frac{dv}{p},$$

$$8. \quad t = \int \frac{dv}{p} = \frac{v}{p} = \frac{2s}{v}, \text{ nach Gl. 3 b,}$$

worin, wie früher, v in Metern pro Secunde, s in Metern und t in Secunden ausgedrückt sind. *)

Dies sind die allgemeinen Gleichungen für Bremsen, deren Wirkung als eine momentane angesehen werden kann. Dieselben vermögen nur dann mit ausgeführten Versuchen übereinstimmende Werthe zu liefern, wenn die dieselben bildenden Factoren gleich oder nahezu gleich sind.

Bei der folgenden Berechnung sollen die Ergebnisse der sorgfältigen Versuche der französischen Westbahn, welche auf der Strecke Paris-Mantes mit der Westinghouse-Bremse ange stellt wurden, für die Bestimmung des Werthes von K benutzt werden, weil dieselben mit späteren Versuchen correspondirende Resultate zeigen. Es sei hierbei, um mit Rücksicht auf den hier beabsichtigten Zweck eine thunlichst grosse Länge der Bremsstrecke zu erzielen, der dritte Fall, das Halten bei Triel gewählt, wobei, wie auch später, das gewöhnliche Halten**) gemeint ist. Die zum Bremsen des Zuges erforderliche Kraft betrug 8% des Gewichtes desselben.

Nach der Statistik der preussischen und derjenigen der deutschen Eisenbahnen pro 1880/81 werde ein Schnellzug von 18 Achsen à 4700 kg***) schwer angenommen, gezogen, gemäss den oben angestellten Erörterungen, durch eine betriebsfähig 64840 kg wiegende Maschine von 124,2 qm Heizfläche und

*) Herr Prof. Franke-Lemberg findet für die Bremsstrecken der Eisenbahnwagen auf horizontaler Bahn

$$\lambda = \lambda_1 + \frac{\alpha v_0^3}{3 \rho_0 g}, \text{ wenn } \lambda_1 = \frac{v_0^2}{2 \rho_0 g},$$

für constanten resp. variablen Bremsdruck. Es bedeuten v_0 die Anfangsgeschwindigkeit des Rades, g die Erdbacceleration, ρ_0 den Reibungscoefficienten zwischen Rad und Bahn für die Geschwindigkeit Null, α einen Coefficienten, dessen Grösse von der Feuchtigkeit oder Trockenheit der Oberflächen und dem Material abhängt, ob Gusseisen auf Stahl etc. Bei Herleitung der Formeln sind, worauf der Herr Verf. allerdings selbst hinweist, die Widerstände der Fahrzeuge gegen Bewegung nur theilweise berücksichtigt worden, wie auch, der Voraussetzung gemäss, die Wirkung einer Componenten der Schwerkraft des Zuges nicht in Rechnung gezogen worden ist. Siehe Civil-Ingenieur 1882, Heft 2 u. 3.

**) Das gewöhnliche Halten, wie bei jedem Zuge, wenn er einen Bahnhof erreicht, zu unterscheiden von dem Halten auf Nothsignal oder bei Gefahr, wenn er so schnell wie möglich zum Stehen gebracht werden soll.

***) Nach der Statistik der preussischen Eisenbahnen betrug die durchschnittliche Stärke der Courier- und Schnellzüge von 1877 bis 1879 = 18 Achsen bei einer Maximalbruttobelastung von 4,66 t, desgl. nach der Statistik der im Betriebe befindlichen Eisenbahnen Deutschlands pro 1880/81 = 17 Achsen und die grösste Achszahl bei der Direction Berlin 22, bei den badischen Bahnen 23 Achsen.

363,16 Pferdekraften. Es ist ferner bekannt, dass bei einzelnen Verwaltungen Fahrgeschwindigkeiten bis zu 90 km pro Stunde vorkommen. Diese abnormen Fälle ausser Acht lassend, sei die Geschwindigkeit unseres Schnellzuges auf der Horizontalen = 77,31 km pro Stunde. *)

Um den mit einer so beträchtlichen Geschwindigkeit fahrenden Zug auf dem Gefälle von 1:200 — siehe die Anfangs gemachten Voraussetzungen — und einer dem verwendeten Bremssysteme entsprechenden Länge zum Halten zu bringen, ist dem Zuge zuvor eine dieser Bedingung genügende, langsamere Gangart zu geben, zu welchem Zwecke folgende Betrachtung dienen möge.**)

Für einen in der Horizontalen zu bremsenden Zug findet die Relation statt, wenn in Gleichung 1 die beiden s enthaltenden Glieder auf die linke Seite gebracht werden,

$$9. \quad (K + W_z) s = \frac{M}{2} v^2,$$

ebenso für den auf einem unter dem Winkel α gegen die Horizontale geneigten Gleise fahrenden Zug, dessen Widerstand = W_z^1 , Geschwindigkeit = v_1 , der mit derselben Bremskraft und auf derselben Bahnlänge zum Halten zu bringen ist,

$$10. \quad (K + W_z^1) s = \frac{M}{2} v_1^2.$$

Durch Division der Gleichungen 9 und 10 entsteht:

$$11. \quad \frac{K + W_z}{K + W_z^1} = \frac{v^2}{v_1^2}, \text{ woraus}$$

$$12. \quad (K + W_z) v_1^2 = (K + W_z^1) v^2.$$

Nach Gleichung 6 ist

a) für die Horizontale mit Curve vom Halbmesser R :

$$W_z = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \right) + \lambda (F_1 + F_2) v^2;$$

b) desgl. für das gleichzeitig unter dem Winkel α gegen die Horizontale geneigte Gefälle:

$$W_z^1 = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} - \sin \alpha \right) + \lambda (F_1 + F_2) v_1^2.$$

Werden diese beiden Werthe in Gleichung 11 gesetzt, so ergibt sich nach entsprechender Kürzung und Reduction auf v_1 :

$$13. \quad v_1 = v \sqrt{\frac{K + \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} - \sin \alpha \right)}{K + \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + (Q_1 + Q_2) \left(\frac{0,6504}{R-55} \right)}}$$

Bezeichnet man den gleichen constanten Theil in Zähler und Nenner mit A , so wird

$$14. \quad v_1 = v \sqrt{1 - \frac{Q \sin \alpha}{A}},$$

und durch Verwandlung in eine Reihe

*) Nach Gleichung 7 ist v^2 mit der erheblich grossen Zahl M zu multipliciren, weshalb grösserer Genauigkeit wegen bei den Geschwindigkeitsangaben die Decimalen später auch bei den Secunden beibehalten wurden. In der Praxis wird man selbst die ganzen Zahlen der Secunden nach dem Index des Geschwindigkeitsmessers abrunden müssen, um event. aliquote Theile von Minuten oder Kilometern zu erhalten.

**) Ich komme demnächst in einer grösseren Arbeit auf das rationelle Befahren der Gefällstrecken zurück.

$$v_1 = v \left\{ 1 - \frac{Q \sin \alpha}{2A} - \frac{Q^2 \sin^2 \alpha}{8A^2} - \frac{Q^3 \sin^3 \alpha}{16A^3} - \dots \right\}.$$

Diese Reihe convergirt ziemlich stark und können die Glieder derselben, vom 3ten ab an, ihrer geringen Grösse wegen vernachlässigt werden. Dies ergibt

$$15. \quad v_1 = v \left(\frac{2A - Q \sin \alpha}{2A} \right).$$

Für die hohen Geschwindigkeiten, um welche es sich hier handelt, ist Bezug auf die Horizontale genommen, für geringe wird es genügen, mit Rücksicht auf § 26 des B. P. R. auf die Gradienten 1:200 zu beziehen.

Behufs Ermittlung von A sollen nach Prof. Frank

$$\mu_1 = 0,0032,$$

$$\mu_2 = 0,0025,$$

$$\lambda = 0,1225,$$

ebenso sollen $F_1 = 7$, $F_2 = 1,7 + 0,5 \cdot 8 = 5,7$ gesetzt werden, so dass für $v = 77,31$, $Q = 149440$, $\sin \alpha = 1:200$,

$$K = 0,08 \cdot 149440 = 11955,2,$$

$$A = 11955,2 + 207,49 + 211,5 + 149440 \left(\frac{0,6504}{800 - 55} \right)$$

$$= 12504,65 \text{ und}$$

$$v_1 = 75 \text{ km pro Stunde oder}$$

$$= 20,83^m \text{ pro Secunde.}$$

Der Geschwindigkeit von 71,31 km pro Stunde auf der Horizontalen entspricht demnach eine solche von 75 km pro Stunde auf dem Gefälle von 1:200, wenn der Zug, dem Bremsensysteme entsprechend, auf längstens 300^m zum Halten gebracht werden soll.

Es beträgt $\Sigma \left(\frac{T}{r^2} \right)$ für die Maschine nebst Tender 409, für jede Wagenachse mit Rädern 40, demnach, wenn diese Werthe nebst den übrigen in Gl. 7 substituiert werden, unter Beachtung des negativen Zeichens für die Componente der Schwerkraft

$$16. \quad s = \frac{\left(\frac{149440}{9,81} + 409 + 18 \cdot 40 \right) 20,83^2}{2 \left\{ 12504,65 + 0,1225 (7 + 1,7 + 0,5 \cdot 8) \frac{20,83^2}{2} - \frac{149440}{200} \right\}} = 293,4893 \text{ oder rund}$$

$$= 293^m,$$

d. i. 11^m mehr als beim Versuche zu Triel.

Die während des Bremsens verstrichene Zeit beträgt nach den Gleichungen 8 und 9:

$$17. \quad t = \frac{2 \cdot 293}{20,83} = 28,1 \text{ Secunden, oder}$$

5,1 Secunden mehr als zu Triel gebraucht wurden.

Für den weiteren Gang der Untersuchung bedarf es des Beweises, dass die in den Gleichungen 16 und 17 für s und t berechneten Werthe mit den zu Triel für dieselben gefundenen im Einklange stehen, oder, allgemeiner noch, dass die Gleichungen 7 und 8 für Schnellbremsen allgemeine Gültigkeit haben. Dies kann am einfachsten und für die Praxis geeignetsten Wege in unserem Falle dadurch geschehen, dass es für die Westinghouse-Bremse bewiesen wird, weil bei diesen, wie bei den

übrigen der üblicheren Schnellbremssysteme*) — Carpenter, Sander, Heberlein etc. — die Uebertragung der Bremskraft mittelst der Bremsbacken auf die Bandagen der Räder in derselben Weise stattfindet und für die Wirkung der Bremse lediglich das Maass der verzögernden Kraft, ausgedrückt in Procenten des Zuggewichts, multiplicirt mit dem während des Bremsens zurückgelegten Wege in Rechnung gezogen wird, so dass es unwesentlich erscheint, in welcher Weise oder wodurch diese Kraft erzeugt wird.

Behufs Vornahme des beabsichtigten Beweises ist zu beachten, dass der ideelle Zug lediglich 270 kg mehr als der wirkliche wiegt, dass die ideelle Rampe 0,005, diejenige zu Triel 0,0016 ist und dass das Betriebsmaterial des ersteren Zuges von dem des französischen durch Anzahl, Abmessung und Gewicht abweicht. Letzterer enthält 12, ersterer nur 9 Wagen, welche die bekannten Maasse der preussischen Normalwagen, IV. Classe ausgeschlossen, von 8,0—8,2^m Kastenlänge zeigen,**) während die französischen Fahrzeuge eine geringere Länge haben dürften. Der auf Tafel XXII der dem Berichte des Herrn Morandière beigefügten Zeichnungen enthaltene Wagen II. Classe misst 2,6 und 6,7^m im Kasten, während der Gepäckwagen bei derselben Kastenbreite etwas geringere Höhe als ein Normalpackwagen bei derselben Breite des Bremsershäuschens hat. Es berechnen sich, Achsen, Zug- und Stossapparate bei den deutschen und französischen Wagen annähernd gleich gesetzt und angenommen, dass die geringere Breite des letzteren durch die Imperiales derselben annähernd wieder ausgeglichen werde, das Bruttogewicht der 11 französischen Wagen auf 86438 kg, also auf durchschnittlich 7858 kg das Fahrzeug einschliesslich Bremsapparat (Westinghouse), in derselben Weise dasjenige des Packwagens auf 7032 kg, wobei die wenigen Beobachter, zum Theil auf der Maschine, zum Theil im Packwagen und Park nicht mit berücksichtigt worden sind. Es ist nicht überflüssig zu bemerken, dass es hier nicht auf genaue Feststellung des Gewichtes der einzelnen Fahrzeuge und der Maschine ankommt, weil dasselbe in Gleichung 16 allerdings getrennt, aber mit Coefficienten behaftet sich findet, welche nur um 0,0007 von einander abweichen. Zu erstreben bleibt jedoch eine thunlichst genaue Festsetzung der Stirnflächen der beiderseitigen Fahrzeuge, weil bei der hohen Fahrgeschwindigkeit die Grösse des Werthes von s durch diejenige des Gliedes $\lambda (F_1 + F_2) \frac{v_1^2}{2}$ im Nenner nicht unwesent-

lich beeinflusst wird, und konnte auch in dieser Beziehung bestimmt werden, dass die bei den französischen Wagen vorhandenen Imperiales für die geringere Breite dieser Fahrzeuge compensiren, wenigstens ist in Uebereinstimmung mit dem in Frankreich üblichen Gebrauche dieser Wagen der Schluss zu machen gestattet, dass auch Wagen mit Imperiales in den

*) Die Schlitten- und sonstige weniger übliche Bremssysteme brauchen hier, eben weil weniger vorkommend, nicht in Betracht gezogen zu werden. Die Schlittenbremsen z. B. haben bekanntlich eine weit geringere Wirkung als die Radbremsen, weil auf erstere nur ein Theil der Radbelastung übertragen werden kann.

**) Die Plattformen bei den Intercommunicationswagen nicht mitgerechnet.

Versuchszug eingestellt wurden, wenn es auch nicht mit Bestimmtheit aus der Ueberschrift der oben erwähnten Tafel XXII gefolgert werden darf.

Die vordere, nicht gebremste Achse der Maschine ist auf Tafel XVII des mehrerwähnten Berichts — Fahrt Mantes-Paris — 11,15 t schwer angegeben worden. Wollte man, eingedenk der bekannten Bestimmung der technischen Vereinbarungen über die Gewichtsvertheilung bei den Maschinen, diese Zahl bei Normirung des Gewichtes der Maschine als Anhalt benutzen, so würde letzteres wahrscheinlich um ein Erhebliches zu schwer ausfallen, da man dasselbe in Frankreich im Allgemeinen niedriger als in Deutschland hält, wie mir während des mehrjährigen Aufenthaltes in ersterem Lande nicht selten aufgefallen ist. *) Auch hinsichtlich der übrigen in diesem Punkte maassgebenden Factoren liegen ausreichende Anhaltspunkte nicht vor.

*) Die bei Normirung des Gewichtes der Maschinen maassgebenden Factoren sind überall dem Namen, nicht aber Grösse, Art und Beschaffenheit nach dieselben, ebenso die Ansichten, über dieselben beim Bau oder später innerhalb zulässiger Grenzen zu verfügen oftmals verschieden. Die Ansichten der französischen Ingenieure in dieser Beziehung sind in den bekannten französischen Fachschriften zur Genüge dargelegt und will ich mich darauf beschränken, in weiterer Ausführung derselben ein paar Worte aus dem bekannten Guide du Mécanicien constructeur et Conducteur de Machines Locomotives von den Herren Le Chatelier, Flachet, J. Petiet und C. Polonceau anzufügen.

S. 268, nachdem die verschiedenen, bei Bestimmung des Gewichtes der Maschinen maassgebenden Dinge erörtert worden sind, heisst es:

On ne saurait donc poser de règles absolues à cet égard. En consultant les faits réalisés jusqu'à ce jour, on peut admettre que des machines à voyageurs de 21 tonnes (y compris le poids de l'eau et du coke), montées sur six roues, ne portant sur l'essieu d'arrière ou sur celui du milieu, si les roues motrices sont à l'arrière, que 5 tonnes, chargées de 7 tonnes sur l'essieu d'avant et de 9 tonnes sur l'essieu moteur (y compris le poids des roues elle-mêmes), sont dans de bonnes conditions pour un chemin de fer dont les rails pèsent 37 à 38 kilog. par mètre courant, etc.

Ferner S. 269 u.

Les machines construites par M. Buddicom pour le chemin de fer de Rouen, qui peuvent être étudiées avec fruit dans la plupart de leurs détails, . . . ne pèsent vides que 14000 kilog.; celles du chemin de fer du Havre et de plusieurs autres chemins, qui ont été établies plus récemment par le même constructeur, ne dépassent pas 14850 kilog.

Le poids des tenders doit surtout être réduit au strict nécessaire; on peut prendre comme exemple le tender du chemin de fer de Rouen, dont le poids à vide n'excède pas 4 tonnes et qui peut recevoir 3500 litres d'eau et une tonne de coke.

Bei der Bahn Paris-Rouen ist indess zu beachten, dass dieselbe nur eine relativ geringe Länge hat, was wohl auch bei den übrigen der Fall sein möchte, da z. B. die ganze Entfernung von Paris bis Le Havre nur 228 km beträgt, weshalb bei diesen Beispielen unter Berücksichtigung der zu passirenden Strecken und des damaligen Verkehrs die angegebenen Gewichte nicht sehr auffallen, wenn, wie früher, die Art des Brennmaterials in Rechnung gezogen wird. Der Guide trägt die Jahreszahl 1851. Dass die Ansichten der französischen Ingenieure über Normirung des Gewichtes der Maschinen, wenn auch dem jetzigen Standpunkte der Technik entsprechend durchgebildeter, im grossen Ganzen jedoch einen merklich verschiedenen Ausdruck nicht finden, geht aus den Tabellen über die Constructions-Verhältnisse etc. französischer Maschinen hervor; wenn auch bei Maschinen für längere Strecken diesen letzteren Rechnung getragen wird, so bleibt das Gewicht derselben dennoch um ein Nennenswerthes unter dem unserer Normalmaschinen.

Dass man bei den Versuchen thunlichst auf dem Boden der Praxis bleiben wollte, ist gerechtfertigt anzunehmen und müssen die 12 Fahrzeuge des Schnellzuges für unseren Zweck sowieso beibehalten werden; ob aber die auf Tafel XVII des fraglichen Berichts angegebenen hohen Geschwindigkeiten mehr als blossen Versuchszwecken dienen sollten, ist kaum wahrscheinlich, wenigstens lässt sich auf dem Fahrplan der Westbahn vom 1. Novbr. 1881 — ein der Zeit der Versuche näherliegender war leider nicht zur Hand — eine derartige beträchtliche Geschwindigkeit nicht auffinden. *) Immerhin ist für die 623 km lange Strecke bis Brest eine kräftige, mit genügendem Raum für Füllungsmaterial versehenen Tender erforderlich; indess soll unter Erwägung aller einschlägigen Factoren das betriebsfähige Gewicht der Maschine nebst Tender und zugehörigem Theil des Bremsapparates im Maximum nicht höher als 55700 kg mit einer Gesamtheizfläche von 123,8 qm und 362 Pferdekraften festgesetzt werden, so dass die auf der Westbahn vorkommenden grössten Achszahlen über die stärksten Steigungen ohne Vorspann fahrsplanmässig befördert werden können.

Nach diesen Erörterungen vermag zur Ausführung des beabsichtigten Beweises geschritten zu werden.

Die Gleichung 7 wurde durch Reduction auf s aus Gl. 1 abgeleitet und enthält wie diese lediglich die Werthe K , $\frac{M}{2}v^2$ und $W_z \cdot K$, die für das Bremsen aufgewendete Kraft, soll der Voraussetzung gemäss in Procenten des Zuggewichts a priori angenommen werden; $\frac{M}{2}v^2 = \left\{ \frac{Q}{g} + \Sigma \left(\frac{T}{r^2} \right) \right\} \frac{v^2}{2} =$ der dem Zuge beim Beginn des Bremsens innewohnenden lebendigen Kraft, gleichzeitig das Maass der durch das Bremsen zu zerstörenden Kraft bildend, ist gegeben oder doch durch Rechnung leicht zu ermitteln, dagegen die Richtigkeit von W_z , der Zugwiderstand während des Bremsens, zu beweisen.

Bei Bildung der Gleichung 5, aus welcher Gl. 6 folgt, wurde vorausgesetzt, dass Fahrgeschwindigkeit und Weg während des Bremsens stetig abnehmen, erstere gleichförmig verzögert sei. Ob und in welchem Maasse dies in der Wirklichkeit stattfindet, unter Benutzung von Gl. 5 selbst beweisen zu wollen, würde hier zu weit führen, weil sie die Unbekannten s und p enthält. Dagegen ergibt sich ein indirecter Beweis für die Richtigkeit von W_z dadurch, dass Gl. 7, wenn in dieselbe ausser den übrigen Werthen derjenige für W_z substituirt wird, unter Benutzung der oben ermittelten und der übrigen bekannten Grössen denselben Werth für s liefern muss, welcher bei den Versuchen mit der Westinghouse-Bremse gefunden wurde. Durch diesen Beweis wird also ausser der Richtigkeit der Gl. 6 gleichzeitig diejenige der Gl. 7 erbracht werden. Und in weiterer Folgerung wird aus der Richtigkeit der letzteren Gleichung auf diejenige der Gl. 8 geschlossen werden können.

Die zu diesem Behufe vorzunehmenden Rechnungen, wenn, wie beabsichtigt, der Versuch zu Triel gewählt wird, stellen sich wie folgt:

*) Ich erinnere auch nicht, bei meinen Reisen auf der Westbahn, ähnlich so hohe Geschwindigkeiten angetroffen zu haben.

$$s = \frac{\left(\frac{149170}{9,81} + 409 + 24,40\right) \overline{20,83^2}}{2 \{ 149170,0,08 + 0,0032,55700 + 0,0025,93470 + 0,1225 \}} \\ (7 + 1,7 + 11,0,5) \frac{\overline{20,83^2}}{2} + 149170,0,0016 \{ \\ = 281,7918 \text{ oder} \\ \text{rund} = 282^m; \text{sonach} \\ t = \frac{2,232}{20,83} = 27 \text{ Sekunden,}$$

folglich s genau wie bei dem Versuche zu Triel, t um 4 Sekunden grösser, worüber, da es sich hier vorzugsweise um die Raumgrösse handelt, weitere Erörterungen unterbleiben können.

Der oben unternommene Beweis, insoweit für die Zwecke dieser Untersuchung erforderlich, kann sonach als erbracht angesehen werden.

Ueber das Wetter z. Z. des mehrfach genannten Versuches findet sich in dem Vortrage des Herrn Morandière Nichts und soll dasselbe als gut angenommen werden, d. i. windstill, ebenso die Schienen trocken.

Für den Fall eines starken, mit der Gewalt x pro qm in der Fahrtrichtung wehenden Sturmes und der von demselben gefassten Fläche F des Zuges,*) entsteht aus Gl. 7:

$$18. s_s = \frac{M v_1^2}{2 \left\{ K - xF + \mu_1 O_2 + \mu_2 O_2 + Q \left(\frac{0,6504}{R - 55} \pm \sin \alpha \right) + \lambda (F_1 + F_2) \frac{v_1^2}{2} \right\}}.$$

Die vom Sturm gefasste Fläche des Zuges betrage 10 qm.**) Die Gewalt der Stürme ist eine sehr verschiedene und die über dieselbe vorhandenen Angaben bewegen sich dementsprechend innerhalb ziemlich weiter Grenzen. Für den vorliegenden Zweck empfiehlt es sich, eine nicht zu niedrige, gleichwohl aber noch innerhalb der Wahrscheinlichkeitsgrenzen liegende Annahme zu machen und als eine solche soll 250 kg pro qm genommen werden. Um dem mit einer Geschwindigkeit von 77,31 km pro Stunde auf der Horizontalen fahrenden Zuge die bei einem solchen Sturme erforderliche langsamere Gangart zu geben, damit derselbe auf einer dem Bremssysteme entsprechenden höchstens 375^m betragenden Entfernung zum Halten gebracht werden könne, ist zu berücksichtigen, dass, wie aus Gl. 18 ersichtlich, A in Gl. 15 um xF zu verkleinern ist, so dass

$$19. v_{1s} = v \left\{ \frac{2(A - xF) - Q \sin \alpha}{2(A - xF)} \right\} \\ = 74,42 \text{ km pro Stunde oder} \\ = 20,67^m \text{ pro Secunde,}$$

wenn die bekannten Werthe eingesetzt werden.

*) Wird der Zug unter einem Winkel getroffen, so ist selbstverständlich dieser in bekannter Weise in Rechnung zu stellen. Um letztere thunlichst einfach zu halten, da bei bestimmter Richtung des Sturmes noch weitere Fragen in Betracht zu ziehen sind, wurde obige Voraussetzung gemacht.

**) Für preussische Normalwagen nach den Normalien für die Betriebsmittel der preussischen Staatsbahnen berechnet. Der Unterschied mit der Flächenangabe beim Luftwiderstande — Factor $(F_1 + F_2)$ — rührt daher, dass bei letzterem selbstverständlich auch die zwischen den einzelnen Fahrzeugen des Parks befindlichen Flächen mit berücksichtigt werden müssen (s. Berechnung f. Gl. 16).

Unter Benutzung des zuletzt genannten Werthes für v_{1s} liefert Gl. 18, wiederum bei Berücksichtigung des Vorzeichens der Componenten der Schwerkraft für das Gefälle,

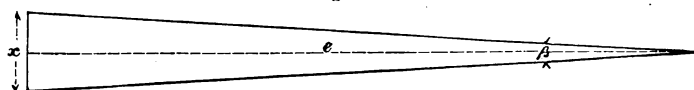
$$20. s_{1s} = 364,49 \text{ oder} \\ \text{rund} = 364^m.$$

Für die während dieses Bremsens verflossene Zeit ergibt sich 21. $t_s = 35,3$ Sekunden.

Die in Gleichung 20 ermittelte Länge ist zwar um ein Nennenswerthes grösser als die für Windstille berechnete, wird aber voraussichtlich nicht ausreichen, den übrigen, oben erwähnten Factoren, besonders dem Bremsen bei feuchtem Wetter stets zu genügen. Es soll deshalb der in Gleichung 16 für das Bremsen bei gutem Wetter gefundene Werth verdoppelt oder für e rund 600^m gesetzt werden.

Für diese Entfernung beträgt die Grösse x der Laternenscheibe nach der folgenden Skizze (Fig. 71):

Fig. 71.



$$22. x = 2 \cdot e \cdot \tan \frac{\beta}{2}, \text{ daher für } \beta = 45'', \\ e = 600^m, \\ = 0,1308997 \text{ oder rund} \\ = 0,13^m.$$

2. Voller Verkehr.

(Die Schnellzüge lediglich sind mit Carpenter-, Westinghouse- oder einer der sonstigen Schnellbremsen versehen.)

Um die nachstehende Untersuchung behufs besserer und bequemerer Verwerthung gegebenen Verhältnissen anzupassen, ohne dadurch der Allgemeinheit derselben Abbruch zu thun, werde behufs Normirung der Grenzen für die Neigungs- und Krümmungsverhältnisse festgesetzt, dass die Personenzüge durch preussische Normalmaschinen zu befördern seien, welche bei einer Gesamtheizfläche von 91,812 qm 267,67 Pferdekkräfte haben, wenn für den gegenwärtigen Zweck mit der Niederschl.-Märk. und der Oberschles. Bahn pro Pferdekraft 0,343 qm Heizfläche gerechnet werden.**) Die Maschinen vermögen demnach noch bei normalem Arbeiten mit dem für die deutschen Bahnen einzuführenden Durchschnittspark von 30 Achsen**) Rampen von 1:128 ohne Curve bei einer der angenommenen Maximal-Grundgeschwindigkeit der Personenzüge von 55 km pro Stunde entsprechenden virtuellen Geschwindigkeit zu ersteigen, müssen aber für steilere und mit Curven versehene Steigungen,

*) Siehe Statistik der preussischen Eisenbahnen pro 1879, S. 118 und 119, Al. 6—11 und S. 120/121, Al. 22—24.

**) Nach der Statistik der preussischen Eisenbahnen betrug die durchschnittliche Stärke der Personenzüge von 1877—1879 = 20, die grösste Achszahl, abgesehen von dem abnormen Falle der oberschlesischen Wilhelms- und der Angermünde-Schwedter Bahn 25, nach der Statistik der im Betriebe befindlichen Eisenbahnen Deutschlands pro 1880/81 bezw. 19 und 31.

Unter Berücksichtigung dieser Zahlen soll wegen der mitunter zu bestimmten Zeiten eintretenden Frequenzerhöhungen ein Zug von 30 Achsen à 4700 kg Schwere, gezogen durch eine preussische Normalmaschine angenommen werden.

insoweit nicht mittelst Anlaufs zu nehmen, selbst bei Verwendung guter Kohle zu vermehrter Feuerung resp. zu Vorspann greifen.

Bezüglich des Abschlusssignals wurde bereits in der Einleitung bestimmt, dass dasselbe in einem Gefälle von 1:200 mit Curve von mässigem Halbmesser stehe, welch' letzterer des dort angeführten Grundes wegen auch in diesem Falle 800^m betrage.

Es habe die grösste, über 1000^m lange Strecke des von den kommenden Zügen zu passirenden Bahngebiets eine Neigung von 1:200, so dass im Ganzen 6 Achsen*) zu bremsen sind.

Die für die Schnellbremsen aufgestellten allgemeinen Gleichungen können auch bei der Verwendung von Handbremsen benutzt werden, wenn dem Umstande Rechnung getragen wird, dass die Wirkung der letzteren keine momentane ist.

Bei den Versuchen der französischen Westbahn mit der Westinghouse-Bremse variierte die Zeit von Erzielung des Enddruckes auf die Bremsbacken des ersten und letzten Wagens bei einem Zuge von 12 Wagen im Maximum um 2,1-, bei einem solchen von 24 Wagen um 4 Sekunden, während die ganze, zum Bremsen erforderliche Zeit — immer gewöhnliches Halten angenommen —, im ersten Falle von 18 bis 29-, im zweiten von 19¹/₂ bis 27 Sekunden betrug.**). Die eigentliche Bremsarbeit und die zu derselben erforderliche Zeit konnte demnach, besonders bei der geringen Länge des in Betracht gezogenen Parks — 9 Wagen — bei den Schnellzügen ohne nennenswerthen Fehler als mit dem Stellen des Bremsahnes beginnend angenommen werden.

Nicht unwesentlich verschieden liegt die Sache bei der Verwendung von Handbremsen. Der Beginn der eigentlichen Bremsarbeit — Erzielung des Enddruckes auf die Bremsbacken — hängt hier ausser von dem Zustande des Bremsmaterials von der Brauchbarkeit des Personals und den Witterungsverhältnissen ab, von letzteren besonders bei Sturm, Rücken- oder Seitenwind, weil die Einwirkungen der Witterung auf den Zustand der Schienen auch bei den Schnellbremsen stattfindet. Namentlich bei solchen Winden und ungeübtem Personal kann ein allerdings nicht grosses, aber mit Rücksicht auf die Art des Falles immerhin nicht unerhebliches Zeitintervall zwischen dem Schliessen des Regulators und dem Anziehen der Bremsen, ein noch grösseres bis zur Erzielung des Enddruckes der Bremsbacken auf die Radreifen sämtlicher Bremswagen verstreichen. Jedenfalls ist dies Zeitintervall bei den Handbremsen zu beträchtlich, um vernachlässigt werden zu können und deshalb besonders in Ansatz zu bringen. Für das

*) Es würde zu weit führen, noch fernere, innerhalb der Leistungsfähigkeit der Normalmaschinen liegende Steigungen in den Rahmen dieser Arbeit zwingen zu wollen.

**) Der erste Versuch bezieht sich auf den Expresszug mit den zugehörigen Geschwindigkeiten auf der Rückfahrt von Mantes nach Paris, daher die längeren Zeiten. — Dem 2ten Falle angehörend bleibt das gewöhnliche Halten zu Colombes anzufügen, woselbst bei einem Bremsdrucke von nur 3,2% des Zuggewichts und einer Raumlänge von 460^m ein Zeitaufwand von 69 Sekunden erforderlich war. Der Versuch geschah, um zu zeigen, dass man den Zug mit der Westinghouse-Bremse unter denselben Verhältnissen wie mit der Handbremse halten lassen könne.

Bremsen im täglichen Betriebe, bei gutem, nicht ganz windstillem Wetter soll dasselbe unter Berücksichtigung der Länge des angenommenen Parks gleich 10 Sekunden gesetzt werden, die bei ungünstiger Witterung — starkem Rücken-, Seitenwind oder Sturm — und ungeübtem Personal noch nicht immer ausreichen werden.

Bei Bestimmung des Wirkungsgrades der Handbremsen im täglichen Betriebe ist zu beachten, dass das Signal des Führers während der erwähnten Witterungsverhältnisse — Rücken- oder Seitenwind — von den hinteren Bremsern oftmals nicht gehört und ungleichmässig ausgeführt wird, dass ein Nachziehen der nicht festgestellten Achsen nicht geht, sobald eine Achse des Fahrzeugs festgestellt ist und dass die Bremsklötze wegen ungleicher Abnutzung alle Achsen eines Fahrzeugs nicht gleich stark bremsen. Diese Uebelstände zeigen sich allerdings bei den in neuerer Zeit gebräuchlichen Bremsklötzen, besonders denjenigen von Stahlguss weniger. Immerhin soll für den hier beabsichtigten Zweck die Wirkung der Bremsen nicht höher als 0,1 des Gewichts der gebremsten Achsen, diejenige der Tenderbremse gleich 1000 kg angenommen werden.

Die zum Bremsen des Zuges vorhandene, der Erfahrung gemäss für die vorausgesetzten Neigungs- und Krümmungsverhältnisse der Bahn, der Grösse, Schwere und Fahrgeschwindigkeit des Zuges vollständig ausreichende Kraft beträgt demnach 1,86 % des Gewichtes desselben.

Bei der nicht unerheblichen Fahrgeschwindigkeit der Personenzüge von 55 km pro Stunde, empfiehlt es sich, wie bei den Schnellzügen, denselben vor dem Bremsen eine um so viel langsamere, der Wirkung der Handbremsen entsprechende Gangart zu geben, dass auf einer, dem Bremsen auf der Horizontalen correspondirenden Länge gehalten werden kann.

Zu dem Ende erhält man nach Gl. 15:

$$23. \quad v_1 = 55 \left(\frac{2A - Q \sin \alpha}{2A} \right),$$

sonach wegen

$$A = \frac{6.4700}{10} + 1000 + 64700 \cdot 0,0032 + 30.4700 \cdot 0,0025 \\ + 205700 \cdot \frac{0,6504}{745} \\ = 4565,12,$$

$$Q \sin \alpha = \frac{205700}{200} = 1028,5,$$

$$24. \quad v_1 = 48,8 \text{ km pro Stunde oder} \\ = 13,56^m \text{ pro Secunde.}$$

Unter Berücksichtigung dieser Angaben und Ermittlungen,*) sowie der Thatsache, dass $\Sigma \left(\frac{T}{r^2} \right)$ für Maschine nebst

*) Es ist hier wie bei den Schnellzügen das volle betriebsfähige Gewicht der Maschine nebst Tender in Rechnung gestellt worden (s. Berechnung von A bei Gl. 23 oben), obschon dies lediglich kurz nach vorherigem Wasser- und Kohlennehmen zutrifft, theils der Einfachheit wegen, theils weil es sich bei diesen Rechnungen weniger um sowieso nicht zu erzielende absolute Genauigkeit, als um der Wirklichkeit nahebleibende, besonders nicht zu niedrige Durchschnittszahlen handelt.

Tender = 404, für eine Wagenachse nebst Rädern 40 beträgt, ergibt sich aus Gl. 7:

$$25. \quad s = 558,85 \text{ oder rund} \\ = 559^m.$$

Folglich mit Einschluss des Zeitintervalls zwischen dem Absperren des Dampfes und dem Enddrucke der Bremsbacken auf die Radreifen

$$25 a. \quad s_1 = 694^m.$$

Für die während des Bremsens verstrichene Zeit wird

$$25 b. \quad t = \frac{2 \cdot 559}{13,56} = 1 \text{ Min. } 22 \text{ Sec.},$$

daher die ganze Zeit, vom Schliessen des Regulators ab gerechnet,

$$25 c. \quad t_1 = 1 \text{ Min. } 32 \text{ Sec.}$$

Es werde die ganze Fläche des Zuges, auf welcher derselbe von einem Sturm gleicher Gewalt wie beim Schnellzuge in der Fahrtrichtung gefasst werden kann, wiederum zu 10 qm angenommen.

Bei einem so heftigen Sturm lässt sich voraussetzen, dass die Schienen nicht feucht sind, weshalb die Wirkung der Bremsen bis zu durchschnittlich $\frac{1}{7}$ des Gewichts der gebremsten Achsen erhöht zu werden vermag. Es steht allerdings zu befürchten, dass die hintersten Bremsen das Signal des Führers nicht hören werden; andererseits aber ist zu berücksichtigen, dass der erfahrenste und zuverlässigste Bremser am Schwanzende des Zuges sitzt, dass derselbe bei einem solchen Wetter aufs Schärfste auf die Signale des Führers horchen, bei Näherung der Bahnhöfe auf den Stand des Abschlussignals achten und entweder, wegen der relativ geringen Länge des Zuges — rund 166^m zwischen den Endbuffern — möglicherweise das verstärkte Signal des Führers hören, oder, wenn das Abschlussignal auf Halt steht, der Instruction gemäss seine Bremse im geeigneten Augenblicke anziehen wird und dass die übrigen Bremsen, zuletzt die des Tenders, folgen werden. Bei einiger Uebung des Personals geht diese Bremsung stets glatt von Statten und die Befürchtung, dass durch Nichtanziehen der Wagenbremsen die Maschine zum Stützpunkte für den Zug werden und dadurch die Gefahr einer Entgleisung herbeigeführt werden könne, erweist sich als übertrieben. Unter Berücksichtigung dieser Darlegung soll die Wirkung der Bremsen zu $\frac{1}{8}$ des Gewichts der gebremsten Achsen angenommen, beim Tender ferner beachtet werden, dass die mittlere Achse nicht gebremst wird. Alsdann ergibt sich:

$$26. \quad v_{sh} = v \sqrt{\frac{2(A - zF) - Q \sin \alpha}{2(A - zF)}}, \\ = 55 \sqrt{\frac{2(6639 - 2500) - 1028,5}{2(6639 - 2500)}} \\ = 48,17 \text{ km pro Stunde,} \\ = 13,38^m \text{ pro Secunde.}$$

Daher

$$27. \quad v_{sh} = \frac{M v_{sh}^2}{2 \left\{ A_1 + \lambda (F_1 + F_2) \frac{v_{sh}^2}{2} - Q \sin \alpha \right\}} \\ = 615,49 \text{ oder rund} \\ = 615^m, \text{ wenn } A_1 = A - zF \\ = 4139,12$$

gesetzt wird.

Wegen des eben und des bei Gleichung 15 weiter Ausgeführten soll das kleine Zeitintervall zwischen dem Schliessen des Regulators und dem Enddrucke der Bremsbacken auf die Radreifen gleich 12 Secunden angenommen werden, weil der Fall nicht ausser Acht zu lassen ist, dass das Signal des Führers des Sturmes wegen nicht gehört wird und die Bremsen wegen Fahrlässigkeit der Schlussbremse nicht rechtzeitig angezogen werden.

Hierdurch erhöht sich die zum Bremsen erforderliche Länge auf

$$28. \quad s_{sh}^1 = 776^m.$$

Sonach beträgt die zum Bremsen erforderliche Zeit

$$29. \quad t_{sh}^1 = \frac{2 \cdot 615}{13,58} + 12 = 1 \text{ Min. } 44 \text{ Sec.}$$

Ein Sturm von solcher Heftigkeit, wie er hier der Berechnung zu Grunde gelegt worden ist, tritt sehr selten ein und die formidable Gewalt desselben würde wohl die meisten Führer bewegen, sich des Contredampfes zu bedienen, um den Zug zeitig genug zum Halten zu bringen. Da das adhärende Gewicht der Normalmaschinen mit aussenliegender Steuerung — Trieb- und Kuppelachse — 491 Centner beträgt, ergibt sich hierdurch eine Bremswirkung von 3507 kg, so dass einschliesslich der durch die Tenderbremse erzielten, wenn dieselben in diesem Falle gleich $\frac{1}{7}$ des Gewichts der gebremsten Achsen gesetzt wird, eine für das Bremsen verfügbare Kraft von $3507 + \frac{(182 + 198) 50}{7} = 6221 \text{ kg}$ resultirt.

Auf dass der mit einer Grundgeschwindigkeit von 55 km pro Stunde fahrende Zug der beabsichtigten Bremsung entsprechend zeitig genug, d. i. auf längstens 580^m zum Halten gebracht werde, wird

$$30. \quad v_{sd}^1 = 55 \sqrt{\frac{2(A - zF) - Q \sin \alpha}{2(A - zF)}} \\ = 48,66 \text{ km pro Stunde oder} \\ = 13,52^m \text{ pro Secunde,}$$

nachdem in A die eben für K ermittelte Zahl gesetzt wurde, Unter Zugrundelegung dieses Werthes von v_{sd} berechnet sich die Bremslänge bei dem Sturme zu:

$$31. \quad s_{sd} = \frac{M v_{sd}^2}{2 \left\{ A_1 + \lambda (F_1 + F_2) \frac{v_{sd}^2}{2} - Q \sin \alpha \right\}}, \\ \text{für } A_1 = A - zF, \\ = 572^m.$$

Endlich beträgt

$$32. \quad t_{sd} = 1 \text{ Min. } 24,61 \text{ Sec.},$$

weil mit ausreichender Genauigkeit angenommen werden kann, dass der Eintritt der Wirkung des Bremsens eine momentane ist, da das Anziehen der Tenderbremse fast gleichzeitig mit dem Schliessen des Regulators erfolgt. *)

*) Das Maschinenpersonal hat die wenigen, beim Bremsen mittelst Contredampfgebens etc. erforderlichen Griffe sozusagen im Gefühl. Während der Führer den Regulator schliesst, die Steuerung umlegt und den Regulator wieder öffnet — um denselben alsbald, noch vor dem Stillstande des Zuges wieder zu schliessen — bedient der Heizer die Tenderbremse.

Es gilt hier in erhöhtem Maasse das bei den Handbremsen über die Verwendung der Maschine zum Bremsen Gesagte. Der Aushülfweise mittelst des Contredampfgebens, obwohl etwas verpönt, wird man sich gleichwohl in einem Falle wie dem behandelten bedienen und durfte deshalb die Erörterung desselben nicht unterbleiben.

Eine Prüfung der Gleichungen 27, 28 und 31, welche die beim Bremsen eines Personenzuges erforderliche Bahnlänge angeben, wenn derselbe von einem in der Fahrtrichtung und mit einer Gewalt von beispielsweise 250 kg pro qm wehenden Sturm getroffen wird, lässt sehr bald das Zutreffende der in diesen Gleichungen ermittelten Ergebnisse erkennen.

Im ersten Falle wird das Halten des Zuges nach Durchfahren einer Strecke von 776^m, vom Absperrn des Dampfes an gerechnet, durch den Gebrauch der Spindelbremsen herbeigeführt, deren Wirkungsgrad zu $\frac{1}{8}$ des Gewichts der gebremsten Achsen angenommen und wobei die nicht gebremste Mittelachse des Tenders nicht mit in Rechnung gezogen ist, so dass sich eine Bremskraft von im Ganzen 5900 kg ergibt. Im andern Falle ist das Halten durch Contredampfgeben und den Gebrauch der Tenderbremse nach Durchfahren einer Strecke, ebenfalls vom Schliessen des Regulators an gerechnet, von rund 572^m bewirkt und zwar durch eine für das Bremsen verwertete Kraft von rund 6221 kg. Die Thatsache, dass das Bremsen bei Zuhülfenahme des Contredampfgebens eine im Vergleich zu demjenigen mittelst der Handbremsen erheblich grosse Bremsstrecke erfordert, erklärt sich aus der verschiedenen Grösse der eben erwähnten, zum Bremsen verwandten Kraft, welche beim Contredampfgeben um nur 321 kg grösser als bei Verwendung der Spindelbremsen ausfällt. *)

Ein Sturm, wie der im Vorstehenden angenommene, kommt, wie bereits bemerkt, sehr selten vor, und dürfte es sich deshalb nicht empfehlen, das bei demselben erzielte Ergebniss mehr als in berichtender Weise für diese Untersuchung zu verwerthen. Dagegen entspricht der in Gleichung 25a ermittelte Werth mehr den im täglichen Betriebe vorkommenden Verhältnissen, besonders auch deshalb, weil die Wirkung der Tenderbremse lediglich mit 1000 kg, diejenige der Handbremsen mit nur $\frac{1}{10}$ des Gewichts der gebremsten Achsen in Rechnung gezogen wurde. Ueber diese Annahmen hinauszugehen, wenn dieselben für aussergewöhnliche Fälle gleich den im Vorhergehenden behandelten auch gerechtfertigt sind, dürfte nicht ratsam sein. Es soll deshalb Gl. 25a der Bemessung der Entfernung, auf welcher das Abschlussignal dem Führer sichtbar sein soll, zu Grunde gelegt, gleichzeitig aber, um der Wirkung der übrigen Factoren Rechnung zu tragen, der in dieser Gleichung ermittelte Werth um ein Entsprechendes erhöht werden. Unter diesen übrigen Factoren sind es besonders die Witterungsverhältnisse, deren oft schwer zu beurtheilender Einfluss in Betracht zu ziehen bleibt. Wenn auch die Schienenköpfe des Gefälles, in welchem der Abschlussmast steht, durch

*) Von dem relativ geringen Material über das Bremsen der Eisenbahnzüge möge das in dem bereits mehrfach erwähnten Werke von R. Koch enthaltene, „Das Eisenbahn-Maschinenwesen“, 3 Bde., angeführt werden.

den betreffenden Flügelweichensteller *) bei feuchtem Wetter etc. mit Sand bestreut werden, so ist dabei zu berücksichtigen, dass der Sand bei Glatteis sich nicht gut hält und dass oft, wenn Wind aufkommt, auch der auf die feuchten Schienen gestreute zum Theil oder gänzlich herabgeweht wird. Bei bedecktem Wetter ferner empfiehlt es sich, dass der Führer das Signal möglichst zeitig wahrnehmen könne. Diesem Umstande wird gleichzeitig durch nicht zu geringe Bemessung der Entfernung Rechnung getragen, da die Grösse der Laternenscheiben mit derjenigen der Entfernung wachsen muss. Um allen diesen Factoren in hinreichendem Maasse Genüge zu leisten und eine Entfernung zu erzielen, die den Zug unter den ungünstigsten, im Betriebe vorkommenden Verhältnissen zum Halten zu bringen ausreichen wird und ausserdem noch etwas Spielraum gewährt, wenn das Signal nicht sofort vom Führer bemerkt werden sollte, sei

$$33. \quad s = 1000^m.$$

Für diese Entfernung wird

$$34. \quad x = 0,2181662 \text{ oder rund} \\ = 0,22^m.$$

Selbst bei grösseren Verwaltungen finden sich, wie bereits oben erwähnt, in der Regel diejenigen Strecken, welche lediglich dem Personenverkehr dienen, nur in geringer Zahl, meist auch unerheblicher Länge vor, und dürfte es deshalb zweckmässig sein, in solchen Fällen den Scheiben der q. Signale dieselbe Grösse wie denjenigen der übrigen Abschlusssignale zu geben.

Die Laternen der Abschlusstelegraphen sind bekanntlich der verschiedensten Form und Construction, bald feststehend, bald um eine senkrechte Achse drehbar, bald zum Auf- und Niederziehen eingerichtet. Entweder bilden die farbigen, das Signal erzeugenden Glasscheiben gleichzeitig die Scheiben der Laterne, oder sie werden vor diese in Falze eingeschoben, oder aber sie sind mittelst besonderer Arme am Maste befestigt und werden in bekannter Weise vom Fusse desselben aus bewegt.

Die Grösse der Scheiben schwankt erheblich; von 0,08^m Breite und 0,13^m Höhe bei einzelnen deutschen, finden sich solche von 0,23 bis 0,26^m bei englischen und französischen Bahnen. Die auch zur Stationsdeckung dienenden Distanzscheiben der ungarischen Staatsbahnen haben abzüglich des Rahmens Glasscheiben von 0,214^m Durchmesser. **) In den ersten Jahren des Eisenbahnwesens scheint man diese Scheiben nicht von so beträchtlicher Grösse genommen zu haben; von 0,14^m Durchmesser habe ich selbst in den fünfziger Jahren

*) Nach Umständen wird man auch den nächsten Bahnwärter dazu heranziehen, besonders wenn die dem Flügelweichensteller zugeheilten Weichen, Gleise etc. dazu veranlassen, dem Bahnwärter die Strecke bis nahe an die Flügelweiche zuzuweisen. Dies wird besonders dann sich empfehlen, wenn in der Nähe des Abschlussmastes ein Niveau-Uebergang sich befindet, der durch den Flügelweichensteller entweder nicht mehr bedient werden kann oder nach § 4 des B.P.R.'s durch Drahtzugbarrieren nicht bedient werden darf, ein Fall, der nicht selten vorkommt.

**) Siehe Musterconstructions für Eisenbahnbau. Herausgegeben von Ober-Ingenieur Heusinger von Waldegg, 1. Band, 3. Liefg., 1. Heft, S. N, Taf. 2.

ausgeführt, wie ich aus einer Arbeitszeichnung meiner Mappen ersehe.

Um die Wirkung des Lichtes zu erhöhen wird man stets eins der bekannten Mittel sich zu bedienen nicht unterlassen dürfen.

Frankfurt a/M., März 1884.

Nach Anfertigung vorstehender Arbeit sind mir die Ergebnisse der am 23. Januar c., unter Vorsitz des Herrn Ober-Bau- und Ministerial-Directors Schneider abgehaltenen Konferenz zu Gesicht gekommen, welche über Maassnahmen behufs weiterer Erhöhung der Sicherheit des Betriebes berieth. Unter

den zur Sprache gebrachten Maassnahmen, um das Ueberfahren von Haltsignalen zu verhindern, scheinen besonders die Versuche der Königlichen Directionen zu Cöln (linksrh.) und Elberfeld Aussicht auf praktische Verwendbarkeit zu bieten. Wie der weitere Erfolg mit denselben auch ausfallen möge, so wird dennoch der Zweck der vorstehenden Arbeit kein verfehlt sein, weil es stets erforderlich sein wird, so lange die Errichtung eines Abschlusssignales nothwendig erachtet werden muss, demselben auch in allen Theilen richtige Abmessungen zu geben. Ausserdem wird die Arbeit sichern Anhalt bei Aufstellung der Vorrichtungen gewähren, welche das Ueberfahren der Abschlusssignale zu verhindern bestimmt sind. D. O.

Dreifacher Bohraparat.

Mitgetheilt von Baurath Esser in Karlsruhe.

(Hierzu Fig. 1—7 auf Taf. XXVI.)

In den Heften 1—3 des Organs pro 1882 wurden Mittheilungen über einige Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung von Locomotivkesseln gemacht, welche in der Hauptwerkstätte der Gr. Badischen Staatsbahnen zu Karlsruhe in Thätigkeit sind. Eine dieser Maschinen, die Radialbohrmaschine, ist seitdem mit einem kleinen Apparate versehen worden, vermittelt dessen ermöglicht wird, in jeder beliebigen Stellung der Bohrspindel 3 Löcher gleichzeitig zu bohren. Der Apparat ist in den Figuren 1—7 auf Taf. XXVI dargestellt. In die Hauptspindel a der Maschine wird mit einem conischen Zapfen der ganze Apparat eingesetzt und durch einen Keil b festgestellt. Der conische Zapfen bildet in seiner Fortsetzung nach unten die mittlere der 3 Bohrspindeln; die beiden seitlichen Spindeln c, c sind auf einem Schlitten d verschiebbar angeordnet, welcher um die mittlere Spindel als Achse drehbar ist. Die Uebertragung der Bewegung von der mittleren auf die beiden Seitenspindeln geschieht durch Räderübersetzung unter Anwendung von Zwischenrädern und Gelenken (I, II, III, IV), wie auf der Zeichnung (Fig. 1 u. 2) ersichtlich, so dass die Entfernung der Spindeln von einander innerhalb der durch die Dimensionen des Schlittens gegebenen Grenzen beliebig verändert werden kann.

Es ist klar, dass durch diese Anordnung nicht nur die

rotirende, sondern auch die Schaltbewegung auf die 3 Spindeln übertragen wird. Uebrigens können die seitlichen Spindeln auch unabhängig von der mittleren durch Schraube e und Handrad f in verticalem Sinne verstellt werden.

Um zu der früher beschriebenen Radialbohrmaschine in allen Stellungen der Spindel verwendet werden zu können, musste der Apparat innerhalb gewisser Grenzen um die Mittelspindel drehbar und in beliebiger Stellung feststellbar angeordnet werden, was dadurch erreicht wurde, dass man an das untere Spindellager (g Fig. 6 u. 7) der Hauptspindel einen Support h anschraubte, der einen mit der Spindel concentrischen Schlitz (Fig. 5) enthält. In diesen Schlitz greift eine an dem Schlitten des Apparates angeschraubte Führungstange i und wird in demselben mittelst Handrades und Schraube befestigt.

Der beschriebene Apparat dürfte deshalb von allgemeinem Interesse sein, weil er sich direct, wie er ist, bei jeder Bohrmachine verwenden lässt und in vielen Fällen, in denen es sich um das Bohren einer grossen Anzahl von Löchern von geringem Durchmesser handelt, grosse Vortheile bieten dürfte.

Mit dem Apparate, wie er in der Zeichnung dargestellt ist, wurden Löcher bis zu 23^{mm} Durchmesser gebohrt.

Ueber Radreifen-Profile.

Von G. Häntzschel, Regier.-Maschinenmeister in Luxemburg.

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

Die Untersuchungen des Herrn Eisenbahn-Directors Wöhler über die günstigste Form der Radreifenprofile für Eisenbahnen (vergl. Centralblatt der preuss. Bauverwaltung Jahrgang 1881) haben Veranlassung gegeben, der hiesigen Secundärbahn eine Abänderung ihres Bandagenprofiles zum Zwecke einer vortheilhafteren Abnutzung vorzuschlagen.

Die mit dem alten und neuen Profil gewonnenen Resultate

sind deshalb von Interesse, weil diese Bahn viele Curven bis zu einem Radius von 50^m enthält, und die das Scharflaufen beeinflussenden Umstände mithin sehr ungünstig sind, insbesondere weil das Schienenprofil an der oberen Kopffläche den sehr kleinen Abrundungsradius von 9^{mm} hat.

Altes und neues Radreifenprofil sind in Fig. 8 u. 9 auf Taf. XXVI dargestellt. Während bei dem ersten der Radius

der Hohlkehle des Spurkranzes nahezu gleich dem Radius des Schienenkopfes, beginnt bei dem letzteren die Hohlkehle mit einem Radius von 23^{mm}, woran sich im Tangenten-Winkel von 30° ein Radius von 14^{mm} anschliesst.

Die Darstellung der abgenutzten Bandagenprofile ist deshalb von weniger Interesse, weil die Locomotivräder gebremst sind und insbesondere die Spurkränze mit gebremst werden. Maassgebend für die Beurtheilung der Güte beider Profile sind aber die durchlaufenen Kilometer und die Stärkenverluste von einer Abdrehung zur andern.

Die durchlaufenen Kilometer der Achsen von zwei verschiedenen Locomotiven betragen von einer Abdrehung zur andern:

	Durchschnitt		
nach dem alten Profil	$\left. \begin{array}{l} 7969 \\ 6616 \end{array} \right\}$	7292	7586
nach dem neuen Profil		9476	12761

Die durchschnittlichen Stärkenverlusten von einer Abdrehung zur andern betragen bei dem alten Profil 10 bis 11^{mm}, bei dem neuen Profil 7 bis 8^{mm}.

Es ergibt sich mithin für die durchlaufenen Kilometerzahlen eine Vermehrung von mindestens 25 %, für die Stärke der Abdrehungen eine Verminderung von circa 30 %. Das letztere günstige Resultat ist hauptsächlich der geringern Dicke des Spurkranzes zuzuschreiben.

Luxemburg, den 20. März 1884.

Romberg's Universal-Funkenfänger für Locomotiven.

(Deutsches Reichs-Patent (No. 24832), Oesterreichisches (No. 23936), Französisches und Belgisches Patent.)

(Hierzu Fig. 10 und 11 auf Taf. XXVI.)

Eine zweckentsprechende Vorrichtung zur Verhinderung des Funken-Auswurfs aus dem Schornsteine der Locomotive ist immer noch Bedürfniss, denn alle Versuche, welche mit den verschiedensten Constructionen solcher Apparate bisher gemacht worden, haben noch zu keinem befriedigenden Resultate geführt. Durch den neuen patentirten Funkenfänger, System Romberg, dessen Construction wir im Nachstehenden näher beschreiben, glauben wir den beteiligten Kreisen etwas wirklich Gutes und Vollkommenes bieten zu können.

Der neue Apparat verengt den Raum in der Rauchkammer nicht und ist derart verstellbar eingerichtet, dass man ihn jederzeit in und ausser Betrieb setzen kann.

Dieses letztere ist im Eisenbahnbetriebe von besonderem Vortheil, da anerkanntermaassen die Wirkung der Funkenfänger nur dann erforderlich ist, wenn die Natur des Brennmaterials, oder anderweitige Ursachen, z. B. das andauernde schwere Arbeiten einer Locomotive auf längeren Steigungen und im feuergefährlichen Terrain, dieselbe gebieten.

Romberg's Universal-Funkenfänger besteht aus einem conischen bzw. kegelförmigen Siebe a, welches im unteren Theile des Schornsteins R angeordnet ist und durch die an diesem befindlichen Rippen b, b, sowie durch den etwas verlängerten Exhaustorkopf c eine sichere Führung erhält. Durch eine Zugstange d und eine Welle l kann derselbe gehoben, gesenkt, sowie auch festgestellt werden.

Maschenweite für das Sieb a beträgt:

- 1) für Steinkohlen, Oberschlesische 7 mm
- 2) „ „ „ Westfälische 6,5 „
- 3) „ „ „ Saarbrücker 5 „
- 4) „ Braunkohlen 3 „

Nachträglich wurden für Locomotiven, die mit Staubkohlen oder mit Torf geheizt werden, der beschriebene Funkenfänger noch mit einem zweiten Sieb f versehen, welches letztere nach

Erforderniss vom Führerstande aus in und ausser Function gesetzt werden kann und verhindert auch für diese Maschinen den Funkenwurf, ohne den Zug wesentlich zu schwächen.

Bei dem höchsten Stand des Siebes a Fig. 11 äussert der Funkenfangapparat seine volle Wirkung, bei dem niedrigsten Stand des Siebes a Fig. 10 findet dagegen ein ungehindertes Entweichen der Rauchgase und somit auch eine ungehinderte Zugwirkung statt.

Die praktischen Vortheile der Verstellbarkeit des neuen Apparates sind folgende:

- 1) Die Anheizungen können ohne die Wirkung des Funken-siebes, welches sich durch anhaftenden Russ leicht versetzt, ausgeführt werden; dieselben gehen daher schneller und in Folge dessen mit geringerem Kohlenverbrauch von statten, als bei den festen Funkensieben.
- 2) Der Apparat kann ferner auch auf der Fahrt ganz nach Bedarf ein- und ausgeschaltet werden, was mit Rücksicht auf den Kohlenverbrauch nicht ohne günstigen Einfluss gegenüber festen Vorrichtungen bleiben kann.
- 3) Die Beweglichkeit des Siebes gestattet aber auch das Ausschütteln des anhaftenden Russes während der Fahrt vom Führerstande aus.
- 4) Die hohe Lage des Siebes verhindert das leichtere Verbrennen desselben und wird durch diese Anordnung eine Verengung der Rauchkammer beseitigt.

Schliesslich sei noch erwähnt, dass die Anbringung des Universal-Funkenfängers bei allen Locomotiven mit geringen Kosten bewerkstelligt und die übliche gefällige Schornsteinform beibehalten werden kann. *)

Die Fabrik von C. W. Jul. Blanke in Merseburg fertigt diese Funkenfänger-Apparate und liefert Kostenanschläge nach Mittheilung der Dimensionen der fraglichen Locomotiven.

*) Die weitere Behauptung des Erfinders, „Bedeutender Kohlenminderverbrauch bei verstärkter Dampfentwicklung, sowie erhebliche Mehrleistung der Locomotiven und in Folge des besseren Zuges die Rauchverzehrung“, ist durch eine längere Reihe von Versuchen noch zu constatiren.
Anmerk. der Redact.

Stehen die Eigenschaften des Reifenmaterials mit der Art des gebräuchlichen Befestigungs der Radreifen auf den allgemein in Benutzung befindlichen Speichenrädern der Eisenbahn-Fahrzeuge im Einklang?

Vom Maschinen-Inspector Ingenohl in Strassburg.

(Hierzu Fig. 14—17 auf Taf. XXVI.)

Die vom Reichs-Eisenbahn-Amte zu Berlin am 15. März d. J. herausgegebene Statistik der im Jahre 1883 vorgekommenen Radreifenbrüche und deren Erläuterung, aus der ich die interessantesten Stellen hierunter wörtlich anführe, regen, obgleich die darauf bezüglichen Fragen schon oft ventilirt sind, von neuem zum Studium und zu Erörterungen an.

Der Auszug lautet:

»Im Verlaufe des Jahres 1883 kamen im Ganzen 4608 Radreifenbrüche vor, dieselben verursachten 18 Zugentgleisungen und 263 Zugverspätungen. Von den verschiedenen für die gebrochenen Reifen zur Anwendung gelangten Befestigungsarten haben die wenigsten nach eingetretenem Bruche nicht immer das Abspringen des Reifens verhindert. Besonders ungünstig zeigen sich in dieser Hinsicht wieder wie im Winter-Halbjahr 1880/81 sämtliche Befestigungen durch Kopfschrauben, namentlich durch sogenannte Zapfenschrauben, sodann aber auch diejenigen durch Eingussringe (System Kaselowsky) und durch Sprengringe. Nach den bislang gemachten Erfahrungen werden nicht nur die durch den ganzen Querschnitt des Reifens bis zur Lauffläche gebohrten Löcher der Schraubenbolzen oder Nietbefestigung, sondern in vielen Fällen auch die in die Bandage eingedrehte Nuth für die Befestigung durch Sprengringe oder Eingussringe die Ursache zur Bildung von kleinen Langrissen oder Querrissen, welche insbesondere bei abnehmenden Reifenstärken sehr bald die vollständige Zerstörung der Reifen herbeiführen.

Sehr gross erscheint die Zahl der Fälle — 2760 oder nahezu 60 % aller Brüche, bei welchen sprödes, fehlerhaftes und mangelhaft geschweisstes Material als Bruchursache aufgeführt wurde, obgleich anzunehmen ist, dass die vorhandenen Fehler meist erst entweder durch Hinzutreten äusserer Einflüsse wie die Verschwächung der Reifen durch öfteres Abdrehen, Kälte, starke Stösse, Bremswirkung und dadurch hervorgerufene verschiedene Temperatur an verschiedenen Stellen der Reifen, die Art der Befestigung etc. oder in Verbindung mit Spannungen im Material den Bruch herbeigeführt haben. Jemehr die Widerstandsfähigkeit der Reifen durch die nach und nach eintretende Verschwächung der Dimensionen abnimmt, destomehr werden auch alle die vorgenannten Einflüsse und insbesondere die Befestigungsart, Materialfehler und Spannungen zur Geltung kommen. Es dürfte deshalb zur Verminderung der Radreifenbrüche angezeigt erscheinen, wenn neben der Wahl zweckmässiger Construction für das Rad selbst, sowie für die Reifenbefestigung bei der Abnahme der Reifen von den Lieferanten eine entsprechende eingehende Untersuchung bezw. Erprobung stattfindet und thunlichst alle Reifen ausgeschieden werden, welche den Anforderungen im Betriebe nicht zu genügen scheinen.«

Das Reichs-Eisenbahn-Amt legt hier mit Recht, weil die meisten Brüche als in Folge mangelhaften Materials entstanden gemeldet werden, sehr grossen Werth auf die Untersuchung des Materials und Ausscheidung von schlechtem.

Es ist gewiss, dass in erster Linie gutes Material anzu-

streben ist, ich glaube aber, dass weitaus die meisten der so gemeldeten Brüche soweit sie Stahlreifen betreffen nicht der Verwendung von schlechten Reifen beim Aufziehen, sondern der Verschlechterung des Materials während des Betriebes und zwar hauptsächlich in Folge von unrichtig gewählter, schlecht ausgeführter Reifenbefestigung auf falsch und schwach construirtem Radstern zuzuschreiben sind.

Es sei mir gestattet meine diesbezüglichen Anschauungen hier auszusprechen.

In Deutschland hat man sich im Laufe der Zeit von der Verwendung der geschweissten sehnigen und feinkörnigen Eisen wegen der geringen Elasticität und häufig auftretender Schweissfehler, vom Puddelstahl, obgleich derselbe als mehr homogenes Material schon eine gleichmässige Beanspruchung aller Partikelchen zulässt, des letztgenannten Umstandes wegen im Allgemeinen losgesagt.

Die mit diesen Materialien von den Strassenfuhrwerken übernommene Methode des warmen Aufziehens der Reifen war vorher für Eisenbahn-Fahrzeuge generell adoptirt worden.

An Stelle der eisernen Bandagen traten zunächst solche aus Tiegelsstahl, der jedoch seines hohen Preises und schweren Erhältlichkeit wegen schnell in den Hintergrund trat und das Feld dem Bessemerstahl überliess.

In ihm besitzen wir ein homogenes Reifenmaterial, dessen Herstellung seit Decennien nach bewährter Methode erfolgt, die es den Hüttentechnikern ermöglicht bei Verwendung von gleichem Rohmaterial ein auch in verschiedenen Chargen erblasenes Erzeugniss gleich gut herzustellen, welches in so vorzüglicher Qualität geliefert werden kann, dass es allen daran billiger Weise gestellten Anforderungen bei richtiger Behandlung genügen wird.

Störend im Betriebe wirkt seine Neigung zum Reißen bei ungleicher Anspannung während des Temperaturwechsels, oder in Folge eines solchen.

Es ist wohl möglich, dass in Zukunft auch Flusseisen (Thomas-Eisen) sich sowohl in Bezug auf Abnutzung als auch Betriebssicherheit zu Radreifen geeignet erweist, so lange dieses jedoch noch nicht auf Grund langjähriger Fabrikation und Anwendung hinlänglich bekannt ist, dürfte ein Flussstahl, dessen Qualitätszahl einen hohen Summanden aus der Contraction enthält, vorzuziehen sein.

Neben dem Bessemerstahl findet auch Martinstahl, jedoch nicht in solcher Ausdehnung wie der erstere, für Radreifen Verwendung.

Die Lieferungs-Bedingungen der verschiedenen Eisenbahn-Verwaltungen enthalten so genaue bis in das Kleinste hinein erschöpfende Vorschriften, dass sich bei gewissenhafter Beobachtung derselben und bei energischem Vorgehen gegen unzuverlässige Lieferanten ein tadelloses Material — Bessemerstahl — auf Grund der Zerreißversuche mit Sicherheit erhalten lässt. Es soll damit nicht gesagt werden, dass ausnahmsweise

in einer Charge von z. B. 16 guten oder vorzüglichen Reifen nicht auch einer mit Fehlern vorkommt, jedoch sollte diese Annahme, so lange das jetzige System der Abnahme in Gruppen und Chargen besteht, von vornherein principiell ausgeschlossen werden.

Es sind voraussichtlich bei sachgemässer Herstellung alle Reifen einer Charge ungefähr gleich gut und jedenfalls für den beabsichtigten Zweck genügend zuverlässig, wenn einer derselben sich so erwiesen hat.

Im Anschluss hieran sei nur noch kurz des Werthes gedacht, welchen viele Techniker auf die Form und Farbe des Querschnitts von zerrissenen Probestäben legen, deren Eigenthümlichkeit mit den denkbarsten Benennungen belegt werden. Es soll damit wohl eine weitere Bestätigung oder Abschwächung des durch das Zerreißen gewonnenen Urtheils gebildet werden.

Ich vermag den Werth dieses Zierraths bei der Feststellung der Zerreißergebnisse — von Erwähnung kleiner Risse und blasiger Stellen vielleicht abgesehen — nicht einzusehen.

Entweder giebt uns die Qualitätszahl aus Festigkeit und Dehnbarkeit, also die eigentliche Zähigkeit, einen Anhalt für die dauernde Sicherheit d. h. Haltbarkeit des Materials und dann sind dergleichen Nebendinge schädlich, da ihre Erwähnung das Erkennen der Wahrheit durch Verschleiern derselben zu erschweren geeignet ist, oder die aus den Zerreißproben gewonnenen Zahlen sind kein Maass für die Qualität und dann können Korn, Farbe u. s. w. für Liebhaber viel einfacher durch Brechen der Probestücke unter dem Hammer sichtbar gemacht werden.

Es ist hier nicht der Ort, alle Eigenschaften der gedachten Reifenmaterialien aufzuführen, nur sei noch einer, welche den sämtlichen genannten homogenen Materialien anhaftet und welche bei der Haltbarkeit eines Reifens eine noch nicht genugsam gewürdigte grosse Rolle spielt, besonders gedacht.

Es ist dies das eigenthümliche Verhalten dieser Materialien nach dem Stauchen im kalten Zustande und demnächstiger Beanspruchung auf Zug.

Während bei der fortgesetzten Beanspruchung auf Zug das Material auch jenseits der Elasticitätsgrenze bis zum Bruche fester wird, verliert es selbst bei geringer Stauchung und demnächstiger Beanspruchung auf Zug einen sehr hohen Procentsatz seiner Festigkeit und nach zuverlässigen Angaben auch seiner Dehnbarkeit.

Der grosse Unterschied der absoluten Festigkeit einer kalt gelochten oder gebohrten Lasche, einer ausgestossenen oder gefeilten Einklinkung wird jedem abnehmenden Beamten bekannt sein, desgleichen der Unterschied zwischen einem Stabe der aus einer geraden Stahlstange oder aus einer kalt krumm gewordenen und so wieder gerichteten genommen wurde. Nach den gedachten Angaben wird ein Stab von 27^{mm} Durchmesser, auf welchen ein Stempel 1^{mm} tief eingeschlagen war, auch nach dem Abdrehen auf 25^{mm} noch an der Stelle reißen, an welcher der Stempel gesessen hat und gleichzeitig dort geringere Contraction wie ein anderer von demselben Material genomener zeigen. Jedenfalls ist es Thatsache, dass ein mehrfaches abwechselndes Stauchen und Ziehen relativ sehr schnell bei den homogenen Materialien zur Zerstörung derselben und demnächstigem Bruche führt.

Wir verwenden also jetzt ein Reifenmaterial, welches zwei von dem vorherbenutzten abweichende Haupteigenschaften besitzt, ohne die Räder und die Art der Befestigung der Reifen auf denselben principiell entsprechend geändert zu haben.

Vor einiger Zeit habe ich in einer an dieser Stelle veröffentlichten Betrachtung mich bemüht die Unzulänglichkeit der Reifenbefestigung mit Sprengringen in Bezug auf sicheres Festhalten des Reifens nach dem Losesein, Springen oder Brechen zu zeigen, dabei aber die Umstände, welche das Reifenmaterial im regelmässigen Betriebe bei in den Reifen geschnittenen Nuthen schon theilweise zerstören und die Haltbarkeit und Sicherheit derselben vermindern nur im Vorübergehen gestreift; diese sollen hier erörtert werden.

Die gebräuchlichen Speichenräder werden in der Regel so hergestellt, dass man eine Anzahl Speichen mit angeschmiedeten Kranzstücken oder mehrere gebogene einen Kreisausschnitt darstellende Speichen zusammenlegt und dieselben durch Naben- und Kranzstücke mittelst Schweissung zu einem Stücke fest verbindet. Diese Herstellungsweise hat im Gefolge, dass selbst bei guter Ausführung das Rad nach dem Abdrehen des Kranzes an verschiedenen Stellen ungleich stark wird. Auf so beschaffene oft noch schmale und in allen Theilen zu schwache Räder wird der kräftige Stahlreifen warm mit hohem Schrumpf aufgezogen. Die Grösse des Druckes, welcher hierbei auf den Radstern ausgeübt wird, entzieht sich der Berechnung; dieselbe wird jedoch nach vorliegenden Angaben auf 100000 bis 150000 kg geschätzt.

Die Art und ich möchte sagen die rohe Weise des warmen Aufziehens hat an und für sich in den Eisenbahnwerkstätten eine grössere Sorglosigkeit der Arbeitsausführung im Gefolge. Während die aus der Dreherei zur Montage kommenden übrigen Maschinentheile gemeinlich durch die Hand des Schlossers zum Monteur gehen und von diesem erst an der Maschine angebracht werden, und hier ihre Fehler und falsche Dimensionen sofort bemerkt werden müssen, kommen die Reifen von der Dreherei in die Hand des Schmieds (Aufziehers), der in manchen Fällen nicht einmal ein Handwerk gelernt hat.

Im Interesse des Schlossers oder Monteurs liegt es die Arbeitsstücke aus der Dreherei möglichst passend und auf's Sauberste gearbeitet zu erhalten, er wird sich eventuell beschweren; dem Reifenschmied ist es viel bequemer den Reifen ordentlich warm zu machen, damit er gut übergeht und Beschwerden über schlechtes Drehen zu unterlassen, unbekümmert darum ob Reifen und Stern gut oder schlecht ausgedreht, ob das Schrumpfmaass richtig oder falsch war, wenn nur der Sprengring leicht hineingeht. Den letzteren bringt man mit dem Vorschlaghammer schon fest. *)

Wird nun der Fehler beim Abziehen des Reifens gefunden, so ist der Schuldige nicht ausfindig zu machen, man behilft sich mit der Tröstung, dass ja der Reifen entzwei sei; im Uebrigen helfen schlechte Schienen, schnelles Wechseln der

*) Die Ansicht, nach welcher der Arbeiter durch die Herstellungsart der Sprengringbefestigung zu genauer Arbeitsausführung gezwungen sei, da andernfalls das Aufziehen nicht möglich sei, ist eine irrige. Im Gegentheil fordert jedes Zusammenpassen von Maschinentheilen, welches nicht mittelst Schneidinstrumenten oder durch Schleifen geschehen muss, zur Pfuscherei geradezu heraus. Ich erinnere an die Kesselschmiedearbeit.

Temperatur und die massenhaft vorkommende, merkwürdiger Weise oft erst nach 10 und mehrjähriger Betriebsdauer erkennbare, schlechte Materialbeschaffenheit über die unliebsame Sache hinweg.

Jedenfalls werden auch viele Fehler, die das Springen, Brechen und Losewerden in erster Linie hervorrufen, beim Abmessen des Schrumpfmass in Folge mangelhafter Messwerkzeuge gemacht.

Es verdient hier der Vorschlag von Kaselowsky in Glaser's Annalen Jahrgang 1880 Seite 524 bezüglich Anwendung der Messconusse erwähnt zu werden, dagegen scheint ein Vortheil in der Anwendung jener Apparate, welche die auf einem Punkte des Umfangs erhaltene Abmessung auf eine andere Stelle mit selbstthätiger Hinzuziehung des Schrumpfmass übertragen, nicht zu liegen. Dieselbe gleicht der des alten Stichmasses vollständig, nur kommen noch die etwaigen Fehler des oft noch unhandlichen Instruments hinzu.

Nach dem Erkalten des Reifens wird die Begrenzungslinie des Reifenprofils, welche den Radstern berührt, eine Curve bilden, so dass der Reifen über den Felgenkranz nach beiden Seiten herunterhängt und eine ungleiche Anspannung des Materials im Profil erfolgt.

Es ist ferner wohl anzunehmen, dass durch das Aufziehen mit dem oben angeführten hohen Druck auf ungleich starkem Unterreifen Deformationen entstehen, welche den Umfang des Radsterns nicht mehr als Kreis von demselben Radius, sondern aus verschiedenen Bögen mit grösseren und kleineren Radien (Knicken) zusammengesetzt erscheinen lassen.

Es wird dadurch schon allein eine verschiedene Spannung und Beanspruchung der einzelnen Radreifenquerschnitte entstehen.

Dem Betriebe übergeben wird sich der Reifen so stellen, dass der Druck des Fahrzeuges abwechselnd auf den Bogen zwischen zwei Speichen oder auf die Speiche selbst wirkt.

Es werden dadurch ausser der Durchbiegung des Reifens bis zur vollkommenen Berührung des Sterns bei jedem Speichenwechsel während des Rollens des Rades verschieden grosse Durchbiegungen, Zusammendrückungen und Aufbiegungen eintreten, welche je nach dem Widerstande, den der mehr oder minder starke Theil des Felgenkranzes entgegengesetzt, kleiner oder grösser ausfallen.

Alle diese zum Biegen des Reifens um einen oder den anderen Punkt bestrebten Kräfte suchen das Reifenprofil in der auf Taf. XXVI Fig. 14 punktirt skizzirten Weise zu deformiren.

Die Stauchungen und Dehnungen werden mit abnehmender Reifenstärke immer grösser werden und schliesslich, wenn die absolute Festigkeit des ungleich angestregten Materials auf dem schwächsten Punkte nicht mehr genügt, zum Bruche des Reifens führen.

Gleichzeitig beanspruchen aber noch alle über den Punkt B hinausgerichteten in der Hohlkehle auftretenden oder die von Aussen seitlich gegen den Reifenflansch wirkenden Kräfte die einzelnen Reifenquerschnitte, sobald sie mit der Schiene in Berührung kommen auf relative Festigkeit und zwar ist die Grösse der an den Linien A B oder C B wirkenden Kraftmomente von der Lage des Punktes B abhängig, der zweckmässig weit nach Aussen zu legen ist.

Diese Kräfte sind, insofern ihre Richtung den Radflansch bzw. Spurrkranz trifft, sie also häufig als Stösse auftreten, in der Einzelwirkung der Haltbarkeit des Reifens weit gefährlicher als die erstgenannten, dagegen treten sie nicht in denselben regelmässigen Intervallen auf.

Sie alle biegen den Reifen zeitweilig auf eine gewisse Länge des Umfangs durch, der beim Rollen des Rades eine andere folgt, während die erstere durch die Elasticität des Materials in die alte Lage zurückgeht. Auch diese Durchbiegungen, Stauchungen und Dehnungen werden mit abnehmender Reifenstärke immer grösser und schliesslich zu Langbrüchen, welche dann häufig den Querbruch veranlassen, führen.

Es wird sich diesem Uebelstande durch Unterstützung der über den Radstern hinaus liegenden Theile des Reifenprofils theilweise abhelfen lassen.

Das beschriebene Arbeiten des Materials lässt sich durch Biegen eines beliebigen Flachstabes aus Stahl leicht ausführen und beobachten.

Die Tendenz zur Bildung von Anbrüchen und Langrissen bzw. zum Quer- und Langbrechen des Reifens wird noch bei Verwendung von ungleichmässigem Material (harte Stellen, Poren) durch ungleichmässige Abkühlung, Unterbrechung des Profils (seitliche Einschnitte, Schraubenlöcher) und vor Allem durch schlechte Arbeitsausführung (Rauh- und Ovalabdrehen) bedeutend erhöht.

Es sind dieses bekannte Thatsachen, welche zum Theil schon in den verschiedenen Abhandlungen erörtert sind.

Man sollte hiernach meinen, dass sowohl diejenigen Techniker, welche Räder, Reifen und deren Material produciren, als auch die das Material benutzenden Eisenbahn-Techniker mit allen Mitteln versucht hätten, die hier geschilderten Uebelstände, welche das Springen und Brechen der Bandagen herbeiführen und indirect vermitteln helfen, zunächst so weit sie die schon vorhandenen Räder betreffen, nach Möglichkeit abzustellen, bei Neuankaffung der gedachten Betriebsmittel aber bestrebt seien mit der Vergangenheit zu brechen und auf gesunder praktischer Anschauung, sowie den gemachten Erfahrungen basirend, ein Radsystem zu ersinnen, welches allen daran gestellten Anforderungen vollkommen entspricht, dabei die Mittel zu benutzen, welche uns die Wissenschaft an die Hand giebt, um die Räder und Reifen so haltbar zu machen, dass ein Brechen der letzteren im Betriebe überhaupt vermieden wird.

Eigenthümlicher Weise sind jedoch bisher mit relativ wenigen Ausnahmen die Bestrebungen der deutschen Techniker darauf gerichtet gewesen unter Beibehalt des alten Aufziehens Reifensicherungen zu construiren, welche ein Abfliegen der Reifenstücke vom Rade verhindern sollen, unbekümmert darum, ob die Reifen im Betriebe weiter brechen und springen oder nicht, als ob es sich darum handelte nur noch mit aufgesprengten Reifen zu fahren.

Verfasser glaubt, dass der Hang zum Conservativen das Loslösen von dem lieb gewordenen, bequemen, billigen Schrumpfen verhindert und der durch die vielen Reifenbrüche des Jahres 1879/80 hervorgerufene Schrecken zu den jetzt angewendeten Heilmitteln, die stark an Homöopathie erinnern, mittelbar geführt hat.

Ein Theil der Reifenbefestigungen, und hierher gehören

mehr oder weniger alle, welche einer in den Reifen geschnittenen Nuthe bedürfen, befördern noch den Bruch, ohne auch nur im Stande zu sein den gebrochenen oder lose gewordenen Reifen mit voller Sicherheit zu halten.

Die Statistik bestätigt diese Behauptung, deren letzten Satz zu beweisen ich früher an dieser Stelle versucht habe. In wiefern diese Nuthen auch auf die Haltbarkeit des Reifens im regelmässigen Betriebe einen schädlichen Einfluss ausüben, soll an folgendem Beispiel gezeigt werden.

An Stelle des vorerwähnten Flachstabes nehme man einen Stahlstab von U-Form, biege und strecke denselben abwechselnd, so wird man ein ständiges Entfernen und Annähern der beiden Schenkel beobachten, welches fortgesetzt zur Bildung von Rissen in den Ecken führen wird.

Nun ist aber der Reifen mit Kaselowsky'scher oder einer anderen Nuthe ein U-Eisen mit kurzen Schenkeln, welches im einen Falle mit den Schenkeln, im andern mit dem Stege auf dem Radstern aufliegt. Im Betriebe machen diese Schenkel unzählige Millionenmal diese oben erwähnten Bewegungen und rufen in den Ecken eine langsame Zerstörung des Materials hervor, die sich in den über den besagten Ecken bemerkbaren kleinen Rissen des dünner gewordenen Reifens äussert. Ein sehniges Material würde hier besser Widerstand leisten als jedes homogene.

Bei der Sprengring-Befestigung tritt jedoch noch ein anderes Moment hinzu. Durch die Festnietung entstehen leicht verschiedene Spannungen in dem übergehämmerten Theil, dann aber auch wird der Nerv in der Ecke kalt gestaucht und bei den geschilderten Durchbiegungen der überhängenden Reifenparthie, sowie bei allen Bestrebungen des Reifens sich vom Radstern abzuheben, gegen den fest eingeklemmten Sprengring gedrückt, also nach Aussen gezogen. Dieses Drücken des Sprengrings gegen den Nerv wird um so sicherer eintreten, je besser der Sprengring am Radstern und Nerv anliegt, wie es bei den in der Anweisung zur Herstellung der Radreifenbefestigung durch Ansatz am Felgenkranz und Sprengring in Anlage 2 zum Protokoll Cassel, den 13. Dec. 1879 vorgeschriebenen Verfahren meistens der Fall sein muss. (Glaser's Ann. Jahrg. 1880 S. 218.)

Mir sind mehrere im letzten Jahre vorgekommene Fälle bekannt, in denen der Nerv der Bandage auf einem grossen Theil des Umfangs gelöst und angebrochen, der Sprengring intact geblieben war und der Reifen auf dem Radstern vollständig festsass.

An den meisten Reifen wird man, sofern dieselben nur genügend abgelaufen sind, die Spuren von Einrissen entdecken, die bei Locomotiven der stärkeren auf sie einwirkenden Stösse wegen, schneller eintreten.

Durch angemessene Ausrundung der Sprengringnuth, geringen Anzug des Sprengrings also auch des Nervs, Annieten des letzteren mit leichteren Hämmern bei möglichst hoher Temperatur des Reifens, also bei sorgsamster Arbeitsausführung wird sich Abhülfe, jedoch nur theilweise schaffen lassen.

Es besteht vielfach die Ansicht, dass man um gute Reifen zu erhalten, welche auch bei Verwendung von Sprengringen die sichere Abnutzung bis auf das früher durchschnittlich erreichte Minimalmaass sichern, zur Verwendung des Tiegellguss-

stahls zurückgehen müsse; ich möchte bezweifeln, dass beim Bestehenlassen der im Aufziehen der Reifen begangenen Fehler und den der Befestigung anhaftenden Mängel Erfolge erzielt werden.

Nun mag ja ein Theil meiner Ausführungen von manchem Eisenbahn-Techniker für nicht stichhaltig und ungenügend belegt erachtet werden, das Eine wird doch bestehen bleiben, dass man sich gezwungen sah, die für Radreifenbefestigungen alter Art mit eingezogenen Schrauben als genügend erachtete Minimal-Radreifenstärke für die Befestigung vermittelst des Sprengrings durch einen Zuschlag zu erhöhen, der je nach der Breite des Radkranzes von 0—6^{mm} variiren und im Mittel wohl 3—4^{mm} betragen wird.

Der Statistik bleibt die Nachweisung vorbehalten, wieviel mehr hierdurch ein Reifen dem Betriebe kostet, bzw. wie gross der directe Verlust pro Jahr ist. Er wird nach Durchführung der Sprengring-Befestigung für alle Fahrzeuge wohl nach Hunderttausenden rechnen.

Nach des Verfassers Ansicht wird weicher Bessemerstahl noch einige Zeit das zweckmässigste Reifenmaterial bleiben, nur empfiehlt er das Abkühlen der frisch gewalzten Radreifen, um ungleiche sogenannte falsche Spannungen und partielle Härtungen unmöglich zu machen oder zu entfernen, nach dem Durch- oder Abweicheverfahren sich vollziehen zu lassen. Um ihn seinen Eigenthümlichkeiten entsprechend und deshalb mit grösserem Vortheil verwenden zu können muss jedoch das Aufziehen von Reifen in kaltem Zustande derselben etwa durch Aufpressen oder vermittelst Schrauben ausgeführt werden.

Es bildet hierbei der Reifen das Messwerkzeug selbst; die sorgsamste Arbeitsausführung ist erforderlich, um den Reifen an richtiger Stelle mit Sicherheit zu halten; schliesslich werden auch unrichtige Spannungen dabei vermieden, da die Grösse des Druckes ermittelt werden kann.

Sichert man einen dergestalt auf widerstandsfähigem, breitem Radstern aufgezogenen Reifen gegen plötzliche Zertrümmerung noch durch eine Vorrichtung, welche während des normalen Betriebes ausser Wirkung bleibt. — nach des Verfassers Meinung aber überhaupt zu entbehren ist —, so dürfte bei Versuchen mit so construirten und befestigten Reifen der Erfolg in wenigen Jahren zeigen, dass die Mehrausgaben für die Befestigung reichliche Früchte tragen und die Betriebssicherheit der Fahrzeuge so bedeutend gestiegen und auf die Höhe gekommen ist, wo sie nach dem heutigen Standpunkt der Technik und bei der Intelligenz der deutschen Träger derselben schon längst angekommen sein müsste.

Bei der Auswahl eines neuen betriebssicheren Radsystems, welches allen Ansprüchen genügen und zur allgemeinen Einführung empfohlen werden soll, ist so Vieles zu erwägen und zu berücksichtigen, dass jeder in dieser Beziehung ohne detaillirte Erörterung und Kenntniss aller einschlägigen Bedingungen und Erfordernisse gemachte Vorschlag als voreilig und unbescheiden zurückgewiesen werden könnte und müsste.

Diesen oder einen ähnlichen Vorwurf glaube ich indess nicht zu verdienen, wenn ich diese Betrachtungen und die folgenden in Zeichnung und Beschreibung dargestellten, für die vorhandenen Speichenräder zunächst bestimmten, Reifenbefestigungen der Oeffentlichkeit und dem Urtheil der geehrten Fachgenossen übergebe.

Beschreibung der Radreifenbefestigung mit sichernden seitlichen Laschen.

Die auf Taf. XXVI Fig. 15—17 dargestellten Reifen-sicherungen mit seitlich tragender ringförmig in sich geschlossenen oder aufgeschlitzten Verlaschung haben den Zweck, alle Kräfte, welche auf die über den Radstern hängende Reifenparthie wirken, aufzunehmen, diese also gegen Durchbiegung zu sichern und gleichzeitig durch Vergrösserung der reibenden Fläche zwischen Reifen und Stern den Reifen auch gegen Losewerden in tangentialer Richtung zu schützen.

Die Reifen können kalt oder warm aufgezogen werden, jedoch genügt im letzteren Falle ein geringeres Schrumpfmaass wie ohne die Verlaschung erforderlich ist.

- 1) Der Reifen in Fig. 15 ist conisch ausgedreht gedacht, so dass die Verjüngung nach dem Spurkranz zu liegt. In gleicher Weise ist der Stern abgedreht. Die Zeichnung zeigt einen Radstern mit schwachem Kranz, auf welchen zur Verstärkung ein zweiter aufgezogen ist. Der Reifen wird angewärmt über den Stern hinübergezogen, zwischen den Rädern hängend abgekühlt und demnächst

mit der Presse oder Schrauben auf den Radstern kalt aufgezogen.

- 2) In Fig. 16 sind der Reifen und beide Laschen mit Zähnen versehen, welche unähnlich allen derartigen Constructionen im gewöhnlichen Betriebe ausser Berührung sind und erst beim Zertrümmern des Reifens in Eingriff kommen und dann das Fortfliegen der Stücke verhindern sollen.
- 3) Fig. 17 zeigt die gebräuchliche Sprengringbefestigung mit tragender Verlaschung, bei der die letztere gleichzeitig das Abbrechen des Reifennervs verhindert.

In allen 3 Fällen wird der Radreifen der Form des Laschenrings entsprechend so ausgedreht und bearbeitet, dass ein sicheres Tragen des Reifens am ganzen Umfang gleichmässig erfolgt. Zur Vergrösserung der reibenden Fläche ist in Fig. 15 die Begrenzungslinie derselben eine Curve.

Das Laschenprofil soll eine U- oder T-Form erhalten und erfolgt das Anpressen gegen den Reifen in einer der in der Zeichnung dargestellten Weisen mit durchgehenden Schraubenbolzen oder Kopfschrauben.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Tunnelbau und Unterbau.

Ventilation der unterirdischen Eisenbahn in London.

Die Abführung der von Locomotiven und Reisenden verbrauchten Luft erfolgte nach der ersten Anlage auf langen Strecken nur in den etwa 0,8 bis 1,0 km von einander entfernten Stationen. Um die grossen Uebelstände, welche hieraus für die 30 Millionen Fahrgäste der Metropolitan and District Railway sich ergaben, wurden eine Reihe von niedrigen Ventilationsschloten aufgestellt, welche die Anzahl der Luftöffnungen vermehren, dabei aber wegen ihrer Aufstellung in verkehrsreichen Strassen (z. B. Broad Sanctuary, Victoria Embankment) sowohl durch ihr Aussehen wie durch den ausströmenden Rauch das Missfallen vieler erregten. Die Agitation gegen die Neuerung rief eine Parlamentsverhandlung hervor, in welcher behauptet wurde, dass die unschönen Ventilatoren keinen irgendwie erheblichen Einfluss auf die Ventilation der Strecken hätte. Es bildete sich darauf im Interesse der Fahrgäste der unterirdischen Eisenbahn ein Comité mit der Absicht das Unzutreffende dieser Behauptung durch Versuche zu beweisen, und erzielte die im folgenden angegebenen Resultate.

In den Oeffnungen der Schlote wurden Anemometer angebracht, welche durch eine Umdrehung eine Wegeslänge der bewegten Luftsäule im Schlote von 0,305^m angeben. In der Ventilationsöffnung am Königlichen Aquarium z. B. wurden deren 4 angebracht und mit elektrischen Zählwerken in diesem Gebäude verbunden. Sobald ein Zug von der Station am St. James's Park abging, begannen die Räder mit stets wachsender Geschwindigkeit umzulaufen, welche in dem Momente ihr Maximum erreichte, wo der Zug den Schlot erreicht hatte, und es machte sich dabei aufsteigender Rauch weniger dem Auge als dem Geruche bemerkbar. Hinter dem Zuge entwickelte sich sofort eine ebenso energische allmählich schwächer werdende

rückläufige Bewegung der Anemometer, welche aufhörte sobald der Zug den nächsten Ventilationsschlot passirt hatte. Dieses Spiel wiederholt sich entsprechend der Zahl der Züge, welche in beiden Richtungen zusammen den Schlot passiren, 40 mal in einer Stunde. Da selbst schwerere Gegenstände, wie z. B. ein Taschentuch, energisch aufgeblasen, bezw. hinabgesogen werden, so lassen diese Erscheinungen auf eine sehr wirksame Ventilation schliessen. In der That gaben die Beobachtungen an 10 Schloten einen Luftwechsel von 570000 cbm in der Stunde; am Aquarium ergab ein passirender Zug 1130 cbm angesogener und 850 cbm ausgeblasener Luft. Die kleinen Oeffnungen sogen im Allgemeinen mehr Luft an, als sie ausbliesen, bei den grossen trat das umgekehrte Verhältniss ein.

Aus diesen Ergebnissen ist zu schliessen, dass jeder Zug vor Anbringung der Ventilationsöffnungen eine Luftströmung im Tunnel hervorrief, welche ihn in eine Wolke seines eigenen Rauches hüllte, und bewirkte, dass die Reisenden eine schlechtere Luft athmeten, als die durchschnittlich im Tunnel vorhandene. In den Stationen zog zwar der den Zug unmittelbar umgebende Rauch ab, während die nur unvollkommen durch den Zug bewegte lange Luftsäule zwischen den Stationen ein Abströmen des in den Strecken gefangenen Rauches nicht ermöglichte, so dass der Zug nicht bloß unter den eigenen, sondern auch unter den Producten früherer Züge zu leiden hatte. Die ventilirende Wirkung bewegter Züge wurde in den langen Streckenschläuchen nahezu ganz aufgehoben, wenn zwei Züge dieselbe Strecke gleichzeitig in entgegengesetzter Richtung befuhren. Die Ventilatoren haben die Länge der Strecken von rund 1 km auf 0,3 km verkürzt; es kann nun jeder Zug die Rückstände früherer nach dem nächsten Schlote vor sich her treiben, und hinter ihm fliesst ein kräftiger Strom direct von

aussen nicht aus den geschlossenen Stationen kommender frischer Luft wieder ein. Chemische Untersuchungen ergeben, dass der Kohlensäuregehalt der Luft im Tunnel nach Anbringung der Ventilationssschlote auf $\frac{1}{3}$ der frühern Menge gefallen ist, und zugleich ist auch die früher oft so unerträglich hohe Temperatur im Tunnel merklich gesunken.

Von den Gegnern der in den Strassen angebrachten Ventilationsöffnungen wird der Gesellschaft hauptsächlich das Folgende vorgeworfen.

Die Gesellschaft hat das anfänglich mit erworbene Terrain zu hohen Preisen an andere Unternehmer (z. B. das Königl. Aquarium) wieder verkauft, ohne sich den erforderlichen Platz für Ventilationsanlagen, deren Nothwendigkeit vorherzusehen war, zu reserviren. Sie kann daher, selbst wenn jetzt eine Nothlage vorläge, nicht die Anlage von Ventilationsöffnungen in den öffentlichen Strassen und Gärten verlangen, sondern muss auf andere Weise Abhülfe schaffen. Eine Nothlage bezüglich der Reisenden wird aber bestritten, dieselbe besteht nur für die Gesellschaft selbst, weil sie nicht für genügendes kaltes Wasser sorgt, um den Abdampf ganz zu condensiren. Die Folge davon ist, dass die entstehenden Wolken den Locomotivführern das Erkennen der Signale erschweren, ja zeitweise unmöglich machen. (Engineering 1883 I. p. 586.)

(Engineer 1883 I. p. 189, 206, 271, 457, 476, 480.)

B.

Ein Tunnel unter dem Flusse Neath bei Swansea

für eine Erweiterung der Rhondda and Swansea Bay Railway ist auf pneumatischem Wege nach Angaben der Ingenieure Yockney und Law unter dem Mündungslauf des Flusses ausgeführt. (Engineer 1883 I. p. 422.)

B.

Die Entwässerungsarbeiten auf der Strecke der Arlbergbahn Landeck-Pians

von J. Fogwitz.

(Wochenschr. des österr. Ing.- und Arch.-Vereins Jahrg. 1884 S. 43.)

Der Bau genannter Strecke bot in Folge grossen Reichtums an Grundwasser besondere Schwierigkeiten. Die Lehne an der sich die Bahn hinzieht ist das Vorland eines steilen Hochgebirgszuges und aus Abstürzen und Geschieben desselben gebildet. Das Geschiebe besteht aus verwittertem Glimmer und Thonschiefer, bildet eine schwammige, immer zum Abrutschen geneigte Masse und stets mit Wasser gesättigt. An 42 Stellen mussten umfangreiche Entwässerungsarbeiten ausgeführt werden, wobei meist starker Druck zu bewältigen war. Eine Entwässerung der Dammunterlagen durch grössere Netze von weniger tiefen Schlitten war in den meisten Fällen von Erfolg begleitet. Schwieriger und vielfach erfolglos war die Entwässerung der rutschenden Lehnen oberhalb der Bahn, wo Schlitten von 12 bis 14^m Tiefe in geringen Abständen in dem so sehr zum Rutschen geneigten Terrain getrieben werden mussten. Die Ausführung dieser Arbeiten alterirte die im Projecte vorgesehene Massenvertheilung vollständig und erforderte ausserdem die nicht vorgesehene Anlage von Rollbahnen, Aufzügen und Seilrampen. Diese Arbeiten verursachten bedeutende Mehrkosten und werden möglicher Weise zur Sicherung des Bahnkörpers für die Dauer kaum genügen, daher noch vor Vollendung der Arlbergbahn Linienverlegungen auf der besprochenen Strecke derselben nothwendig werden dürften. Die Mittheilungen sind durch mehrere Holzschnitte erläutert.

D.

O b e r b a u.

Eitheiliges Stahlschienenprofil.

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

Auf Grund der mit Stahlschienen gemachten Erfahrungen kommt Herr J e b e n s auf den Vorschlag eines eintheiligen Profiles zurück, welcher im Wesentlichen auf dem von Lehwald »der eiserne Oberbau« Seite 8—13 angestellten Berechnungen über die Lebensdauer von Stahlschienen beruht.

An der angeführten Stelle wird die Dauer der Stahlschiene mit genügender Verschleisshöhe im Kopfe (13^{mm}) im Durchschnitt auf 66 Jahre ermittelt, während der Langschwelle nur eine Dauer von 50 Jahren zugesprochen wird. Mit der Richtigkeit dieses Ergebnisses fällt der wichtigste Gesichtspunkt, welcher für die Einführung der zweitheiligen Systeme anzuführen ist, nämlich die Auswechslung der früher als die Schwelle abgenutzten Schiene, und es erscheint nun möglich die Vortheile der eintheiligen Schiene auszunutzen, unter denen die erheblich grössere Einfachheit und die geringern Kosten des Oberbaues obenan stehen.

Die von Herrn J e b e n s vorgeschlagene der alten Barlow-Schiene im Wesentlichen ähnliche Form der Schiene ist aus den Skizzen Fig. 8 und 9 auf Taf. XXIV ersichtlich. Für den Fussrand ist hier die Form eines Wulstes nicht die scharf

auslaufende gewählt, weil die dünnen Theile in Folge vergleichsweise schnellen Abkühlens beim Durchlaufen des Stahles durch die Walzen eine geringe Härtung annehmen, und daher eine ungünstige Sprödigkeit erhalten. Durch die Wulste wird ausserdem die Spannungsvertheilung in der Schiene verbessert.

Querverbindungen sind durch Winkelleisen hergestellt, welche zugleich die die Schienenneigung sichernden Sättel tragen.

An den Stössen tritt eine Verlaschung mit 6 bis 8 Bolzen und eine Laschenform ein, welche dasselbe Widerstandsmoment mit der Schiene besitzt.

Der Schienenkopf hat eine solche Stärke erhalten, dass von der Schiene dieselbe Dauer, wie von einer breitbasigen Stahlschiene zu erwarten ist.

Das Widerstandsmoment der Schiene beträgt 130 cm³, während nach Lehwald das des Oberbaues der Berliner Stadtbahn bei 6,7 cm Entfernung der äussersten Schienenfaser von der neutralen Achse der Schiene $\frac{766 + 114}{6,7} = 131 \text{ cm}^3$ beträgt.

Das Widerstandsmoment ist also bei beiden dasselbe. Die Wandstärken der Schiene sind etwas grösser als die der Schwelle des Stadtbahn-Oberbaues, sie wird also auch Querbiegungen besser aufzunehmen im Stande sein.

Das Profil der Schiene enthält 51 qcm, 1^m wiegt also 39,8 kg, und es würden nach den von Lehwald zu Grunde gelegten Preisen 18^m der Schienen 136,1 M. kosten; unter Voraussetzung gleich starker Querverbindungen und Laschungen würden dann die Kosten für 9^m Gleis 163 M. betragen, während die gleiche Länge des Stadtbahn-Oberbaues 217 M. kostet. 18^m Schwellen und Schienen des Stadtbahn-Oberbaues kosten ohne Kleiseisenzeug $102,45 + 87,7 = 190,15$ M., und es ist somit die Möglichkeit der Schienenauswechslung allein in der Beschaffung der Schienen und Schwellen ohne Rücksicht auf das complicirte Kleiseisenzeug mit $190,15 - 136,1 = 54,05$ M. Anlagekosten auf 9^m Gleis erkaufte. Dabei sind die Erneuerungskosten der eintheiligen Schiene für 9^m Gleis nur $136,1 - 102,45 = 33,65$ M. höher als die der Stadtbahnschiene.

Dieser Vergleich der Tragfähigkeit und Kosten lässt einen Versuch mit der Einführung eintheiligen Stahlüberbaues empfehlenswerth erscheinen.

(Wochenschr. f. Archit. u. Ingen. 1883 p. 516.) B.

Ueber Eisenbahn-Oberbau mit Holzschwellen

von H. Sarrazin.

(Centralblatt der Bauverwaltung Jahrg. 1883 S. 437 u. 449.)

Der Verfasser setzt die Bedingungen für einen guten Holzschwellen-Oberbau eingehend auseinander. Er empfiehlt vorerst durchgehende Verwendung eiserner Unterlagsplatten auf jeder Holzschwelle mit einem äusseren Ansätze, gegen den das scharf vierkantige und den Nageldimensionen genau angepasste Loch so weit zurückgesetzt wird, dass eine Berührung des Nagels durch den Schienenfuss sicher vermieden werde. Das Durchstossen des Loches durch den verdickten Theil der Platte bietet durchaus keine nennenswerthen Schwierigkeiten. Das Gewicht einer guten Unterlagsplatte wird mit 3,8 kg, ihr Preis mit 0,60 Mk. angenommen. Durch die Unterlagsplatten werden nicht nur die Schwellen wesentlich geschont, sondern auch die Betriebssicherheit erhöht, daher die Verwendung weicher, also kieferner oder tannener Schwellen vollends rationell erscheint und eichene Schwellen nur ausnahmsweise in scharfen Curven zur Verwendung gelangen können. Eine Umnagelung ist nur selten nöthig und die Schwellen werden nicht vorzeitig in Folge mechanischer Abnutzung, sondern nur wegen tiefer gehender Fäulniss aus der Bahn entfernt, daher bei richtiger Imprägnirung die Schwellendauer eine viel grössere sein wird, als bis jetzt gefunden und angenommen wurde.

Auf der Deutz-Giessener Strecke stellte sich die Dauer imprägnirter kieferner und eichener Schwellen für die Zeit von 1877—1882 gleichmässig auf durchschnittlich $15\frac{1}{2}$ Jahre, so dass in Hinkunft auch für kieferne Schwellen bei gleich anfänglicher und durchgehender Verwendung von genügend grossen Unterlagsplatten eine Dauer von 20 Jahren angenommen werden kann. Der Preis einer imprägnirten kiefernen Schwelle wird mit 3 Mk. berechnet. Auch buchene Schwellen werden zur Verwendung empfohlen.

Unter solchen Verhältnissen wird dann auch der Holzquerschwellen-Oberbau als rationeller, weil billiger hingestellt, als der Oberbau mit eisernen Querschwellen, die bei 50 kg Gewicht pro Stück etwa 7 Mk. kosten.

Im weiteren werden die Vortheile des Holzquerschwellen-Oberbaues gegenüber dem eisernen Oberbau besprochen und besonders die Schwierigkeit und Wichtigkeit einer guten Entwässerung und einer besonders sorgfältigen Wahl des Kiesmaterials hervorgehoben.

Wenn auch die Vortheile des eisernen Oberbaues vom Verfasser des Artikels nicht genügend gewürdigt werden, so sind doch im Allgemeinen seine zur Verbesserung des Holzquerschwellen-Oberbaues gemachten Vorschläge richtig und besonders beachtenswerth.

D.

Als Prüfungsmethode für die Tragfähigkeit von Stahlschienen

schlägt Mr. Snelus gelegentlich der 14. Jahresversammlung des Iron and Steel Institute das Andornen derselben unter bekanntem Drucke vor. Dass die Tragfähigkeit aus der Härte beurtheilt werden kann, glaubt Mr. Snelus durch Versuche erwiesen zu haben, deren Resultate er mittheilt.

Zur Prüfung dreier verschieden harter Schienensorten benutzte er den Fall eines Gewichtes von 1 t, von 3,05^m, 4,57^m bzw. 6,1^m Höhe, und einen Dorn mit 45° Spitzenwinkel, welcher mit 472 kg auf 1 qcm gedrückt wurde.

Die Resultate, auf welche Herr Snelus seinen Schluss gründet, waren folgende:

	Biegung beim Fall von			Eindruck des Körners tief mm
	3,05 ^m	4,57 ^m	6,1 ^m	
1. Schiene (weich) . . .	20mm	69mm	120mm	11,7
2. Schiene (mittel) . . .	22 „	50 „	Bruch	8,6
3. Schiene (hart) . . .	22 „	Bruch	—	6,2

(Engineering 1883 I. pag. 447.)

(Engineer 1883 I. pag. 353.) B.

Stahlschienen-Production in Polen.

Mit dem Walzen von Schienen beschäftigen sich in Polen die beiden Werke: Huta Bankowa, Dombrowa und Praga, Warschau. Das erste besitzt 8 Siemens-Martin-Oefen; das zweite 4 Bessemer-Retorten, von denen zwei für den basischen Prozess eingerichtet sind.

Die Production betrug in

	1878	1879	1880	1881
Bankowa . . .	2580 t	20030 t	18788 t	14917 t
Praga . . .	—	9167 t	31782 t	35900 t

(Engineering 1883 I. pag. 329.) B.

Strassenbahn-Oberbau mit Phönixschiene.

Nachdem sich das System Rimbach in Dortmund nicht bewährt hat, ist dort bei den erforderlichen Neubauten und neuen Strecken, soweit sie im Strassenpflaster liegen, von Herrn Director Graff die vom Werke Phönix in Laar gewalzte breitbasige Schiene mit Spurrinne im Kopfe verwendet, die von dem genannten Werke auch viel nach England exportirt wird. Die zuerst verlegten Probestrecken hatten täglich 24 Güterzüge und stündlich 5 Personenwagen zu tragen und haben sich gut ge-

halten, obwohl der auf Lehmgrund stehende Oberbau nur durch eine 20 cm breite Eisenplatte ohne Kantenverstärkung unterstützt wird. Die Locomotive lief mit 10 bis 12 km Geschwindigkeit ohne erhebliche Reibung bei Curvenradien von 35^m in 26 bis 27^{mm} weiter Rille, bei Radien unter 30^m muss die Rille auf 29^{mm} verbreitert werden.

Ganz besondere Sorgfalt wurde auf die Untersuchung und Vorbereitung des in Dortmund besonders schlechten Untergrundes verwendet. Die Strasse wurde mit Querrigolen aus Steinpackung versehen, dann erhielt das Planum eine volle Packlage mit Deckung aus Kleinschlag oder Flusskies. Diese Anlagen kosteten auf 1^m Gleis je nach den Orts- und Bezugsverhältnissen 1,8 bis 3,0 M, das Verlegen des Oberbaues mit allen Nebenleistungen 1,25 bis 1,50 M, die Pflasterarbeit 0,45 bis 0,5 M pro 1 qm. Die Längsplatte lagert auf abgeglichenem Pflastersande, und wird mit diesem unterstopft.

Das Pflaster schliesst an die 140^{mm} hohe Phönixschiene gut an, doch erhielten die ersten Steine nur höchstens 125 cm Höhe, damit zwischen ihnen und der Unterlagplatte noch etwa 2 cm Bettung bleibt.

Die Stösse in Schiene und Längsplatte sind um 2^m versetzt, die Schiene ist auf der Platte durch die gewöhnlichen Klemmplättchen befestigt. Die 8^m lange Schiene erhielt in der Geraden 2, in Curven 3 Querstangen aus Flacheisen, welche an den Enden in Laschenbolzen übergehen.

Die Berechnung auf eine Locomotive mit 2 Achsen, 1400^{mm} Achsstand und 3500 kg Raddruck ergibt folgende Verhältnisse:

Gewichte.

16 ^m Stahlschiene pro 1 ^m 28,5 kg	456,00
2 Querstangen 40 × 10 ^{mm} mit je 4 Muttern jede 5,27 kg	10,54
2 Paar Stahllaschen zu 5,96	11,92
6 Laschenbolzen mit Muttern von 20 ^{mm} Durchmesser jeder 0,41	2,46
16 ^m Schwellenplatte von Universaleisen 200 × 7 pro 1 ^m 10,92	174,72

40 Klemmplättchen 50 × 45 mit Bolzen von 16^{mm}

Durchmesser jedes 0,38 15,20

Summe auf 8^m Gleis 670,34

« « 1^m « 83,79

Stabilitätsverhältnisse.

Trägheitsmoment der Schiene in cm	956
Widerstandsmoment (Druck obere Faser)	149
Widerstandsmoment (Zug untere Faser)	126
Raddruck kg	3500
Beanspruchung der Schiene pro 1 qm bei 1,0 ^m freitragender Länge Druck kg	580
« « Zug kg	690
Zulässige freie Länge bei 3500 kg Raddruck cm . .	156
Druck auf die Bettung bei 350 kg Raddruck, 1400 ^{mm} Achsstand und 200 ^{mm} breiter Platte kg pro qm .	1,25
desgl. bei 250 ^{mm} breiter Platte kg pro qm . . .	1,00
Die letzten beiden Angaben ermässigen sich unter dem wirklichen Raddruck von nur 2500 kg auf kg pro qm	0,89
bezw.	0,71

Die Kosten des Gleises pro 1^m betrugen 14,50 M.

Ausserhalb des Pflasters kam die Vignoleschiene mit vollem Kopfe zur Verwendung; bei voller Unterstützung wiegt hier 1^m Gleis 75,70 kg und kostet 13,5 M.

Die Rillenschiene trug bei Proben im Werke auf 1,0^m freier Länge eine Last von 17000 kg ohne bleibende Durchbiegung. Die Höhe der Schiene ist neuerdings vom Werke bis auf 127^{mm} ermässigt, ohne dass damit die Sicherheit für Locomotivbetrieb verloren oder eine Schwierigkeit für den Pflasteranschluss geschaffen wäre; ebenso ist auch die volle Vignoleschiene erleichtert worden, doch muss davor gewarnt werden, hierin zu Gunsten billiger Beschaffung auf Kosten der spätern Unterhaltung zu weit zu gehen.

Die Schwellenplatte gewinnt ohne wesentliche Kosten-erhöhung an Stabilität, wenn man sie mit nach unten verstärkten Seitenrändern versieht.

(Deutsche Bauzeitung 1883 pag. 307.) B.

B a h n h o f s - A n l a g e n .

Der neue Central-Bahnhof zu Strassburg.

(Hierzu Fig. 1 auf Taf. XXVII.)

Der neue Central-Bahnhof der Hauptstadt der Reichslande ist auf einem 37^{ha} grossen Terrain in der nördlichen Stadterweiterung am Nordwestrande der alten Stadt gelegen, und hat durch den Professor Jacobsthal in Berlin in allen Theilen ein ansprechendes Aeussere erhalten, da bei dem allmählichen Verschwinden der alterthümlichen Reize der Stadt für einen Ersatz durch monumentale Bauten gesorgt werden muss.

Die ersten Bewilligungen für den Bau in Höhe von 2880000 M erfolgten 1873, die nothwendigen Vorarbeiten verzögerten jedoch den Beginn des Baues bis 1878, die Eröffnung erfolgte am 15. August 1883.

Die Gesamtkosten incl. der Anschlusslinien, zweier Ver-

waltungs-Dienstgebäude, Wohnungen und aller Nebenanlagen belaufen sich auf 13680000 M.

Der 242^m lange, 154^m breite Vorplatz wird in schräger Richtung von einer der breiten neuen Ringstrassen geschnitten, ausserdem aber von den Verlängerungen der Kuhngasse, Küssgasse und kleinen Renngasse radial getroffen.

In den Bahnhof laufen, wie aus dem Grundriss Fig. 1 Taf. XXVII zu ersehen ist, ein: von Süden 1) die Localbahn von Rothau, von Norden 2) die Localbahn von Lauterburg. Für diese ist der Bahnhof Kopfstation. Die erstere Linie hat einen besonderen Perron an der Westaussenseite, während letztere eine nördliche Verlängerung des östlichen Hauptperrons als Zungenperron zur An- und Abfahrt benutzt.

An zwei getrennten Hauptperrons laufen ferner von Süden

die zweigleisigen grossen Linien von Basel und von Appenweier (Kehl) ein, erstere hat ihren Perron zunächst dem Rothauer, letztere im Osten der Anlage, im Anschlusse an den Lauterburger Localperron. Diese beiden Linien vereinigen sich am Nordende der Station und lösen sich erst nördlich der 9,6 km entfernten Station Wendenheim in die Richtungen nach Saarburg (Avricourt-Paris bzw. Metz-Ostende) und nach Weissenburg (Frankfurt-Köln) auf. Für diese Linien ist statt der frühern Kopfstation nun ein Durchgangs-Bahnhof entstanden, wobei zugleich die Linien Wendenheim-Basel um 1,84 km, Wendenheim-Kehl um 4,6 km abgekürzt wurden. Es ist am östlich liegenden Stationsgebäude zuerst ein Aussenperron mit der nördlichen Zunge für Lauterburg angelegt, an welchem ausser den endenden Lauterburger die durchgehenden Localzüge Appenweier-Strassburg und Strassburg-Weissenburg, sowie der Courierzug Wien-Paris verkehren. Es folgt dann der erste Zwischenperron, östlich mit den Localzügen Weissenburg-Strassburg und Strassburg-Appenweier, sowie dem Courierzuge Paris-Wien, westlich mit den Localzügen Basel-Strassburg und Strassburg-Saarburg, sowie den Schnellzügen Basel-Köln und Basel-Ostende. Westlich liegt dann der 2. Zwischenperron, auf der Ostseite mit den Localzügen Saarburg-Strassburg und Strassburg-Basel nebst den Schnellzügen von Köln und Ostende nach Basel. Die Westseite dieses zweiten Zwischenperrons dient den Localzügen von und nach Rothau.

Die Gleise sind entsprechend den städtischen Erfordernissen hinreichend hoch zur Unterführung aller Strassen gelegt, somit mussten die Perrons durch Tunnel zugänglich gemacht werden. Das im Osten der Gleise erbaute Hauptgebäude enthält ausser dem Keller ein Erdgeschoss in Strassenhöhe (Ord. +140,0) und 2 Obergeschosse, in der Längenentwicklung einen Mittelbau für das Vestibul und zwei anschliessende Flügelbauten.

Das Vestibul geht durch alle Geschosse mit 18,5^m Tiefe und 26,15^m Breite durch, besitzt 3 grosse Eingänge vom Platze aus und 2 Seiteneingänge für Fussgänger. An der rechten (Nord-) Wand enthält es einen niedrigen Einbau mit 7 Billetschaltern.

Im Erdgeschosse schliessen nach rechts (Norden) die Stationskasse, die Wirthschaftsräume des Restaurateurs und am Ende des Gebäudes das Postamt an, nach links durch drei Bogenöffnungen zugänglich die Gepäckannahme, dann die Ausgabe, welche ihrerseits an das Ausgangsvestibul grenzt; jenseits des letztern liegen noch Toilettenräume für ankommende Reisende, und die Ausgangsthür eines südlichen Flügels führt direct in die verdeckte Droschkenhalle. Von diesen Räumen aus erstrecken sich im Erdgeschosse 5 Tunnel bis unter die Mitte des zweiten (westlichen) Zwischenperron, und entlang dem Gebäude sind unter dem Hauptperron Kellerräume angeordnet, welche zum Theil Post- und Gepäckaufzüge enthalten. Der nördliche Tunnel geht vom Postflügel aus und hat bei 3,5^m Breite je einen Aufzug in jedem Zwischenperron. Der zweite, 2,0^m weite verbindet die Wirthschaftsräume des Restaurateurs mittelst kleiner Treppen mit den beiden Speisesälen der Zwischenperrons. Von der Mitte des Vestibules geht der 6,3^m weite Personenzugangstunnel aus, welcher zwei Treppen von 3,0^m Breite im Hauptperron, je eine in jedem Zwischenperron besitzt. Er hat thunlichst hohle Seitenwände und ist mit Buckel-

platten abgedeckt. Zwischen Gepäck-Annahme und -Ausgabe, grade hinter dem Expeditionsschalter, mündet der 3,5^m weite Gepäckstunnel mit einem Aufzuge in jedem Zwischenperron, und an das südliche Ankunfts-vestibul schliesst der dem Aufgangstunnel gleiche Abgangstunnel, welcher jedoch auch im Hauptperron nur eine Treppe hat.

Im ersten Obergeschosse liegen links (südlich) vom Vestibul die Räume des Kaisers, für welche die zweite Treppe des Zugangstunnels im Hauptperron den Ausgang bildet. Dahinter wird das Südende von den Stationsbüreaus und einem Sitzungszimmer eingenommen. Ueber letztern Räumen liegen im 2ten Obergeschosse Dienstwohnungen.

Rechts vom Vestibul liegen nur vom Hauptperron aus zugänglich mit diesem in einer Höhe die Verkehrsräume für das Publikum: Zuerst Retiraden, dann in 4 Achsen der Wartesaal III. Cl., hinter diesem am Perron ein Buffet, an der Stadtfront ein Damenzimmer II. Cl. und zwischen beiden die Wirthschaftstreppe des Restaurateurs, schliesslich am Nordende der 5 Achsen umfassende Wartesaal II. Cl., dessen beide südliche Achsen zunächst dem Buffet, aber durch eine Holzwand zu einem Speisesaale abgetrennt sind. Die Wartesäle gehen durch beide Obergeschosse und haben daher in Höhe des zweiten kleine Oberlichtfenster. Da diese Wartesäle nun für die Durchreisenden so gut wie unzugänglich sind, so ist auf jedem der beiden Zwischenperrons ein kleiner Wartesaal I. u. II. Cl., ein solcher III. Cl., dazwischen ein Buffet und nach der Perron-Aufgangstreppe hin ein Billetschalter errichtet, so dass Durchreisende die untern Stationsräume nicht aufzusuchen brauchen. Aus diesem Grunde sind die Zwischenperrons zwischen den Kanten 13,5^m, zwischen den Gleismitten 16,5^m breit angelegt, der Hauptperron hat 10,9^m bzw. 12,4^m erhalten. Auf beiden Zwischenperrons stehen direct über den Treppenlöchern noch Retiraden.

Die Perrons sind von 2 eisernen Hallen mit Glasdeckung von je 28,9^m Weite überdeckt. Oestlich ruhen die Bogenträger auf der Wand des Stationsgebäudes, auf dem Zwischenperron auf einer den Wartesaal westlich flankirenden Säulenreihe, und westlich auf einer äussern Säulenstellung, welche 2,4^m von der Achse des Rothauer Gleises absteht.

Die folgende Tabelle giebt die Hauptdimensionen der wesentlichsten Theile.

	Länge m	Breite m	Grund- fläche qm	Höhe m
Stationsgebäude vom Ausgangs- vestibul zur Post	129,4	—	—	—
Vestibul-Mittelbau bis Ober- kante Gesimsplatte . . .	40,95	20,90	855,86	19,11
Seitenbauten je	44,225	16,9	747,40	15,36
Untergeschoss, Fussboden bis Fussboden	—	—	—	4,2
Die beiden Perronhallen (Schei- tel) je	128	29	3712,0	16,8
Desgl. (Kämpfer) je	—	—	—	10,5
Hauptvestibul im Lichten Scheitel	26,15	18,15	474,62	19,5
Desgl. Kämpfer	—	—	—	16,1
Gepäckexpedition im Lichten	31,5	14,9	469,35	—

	Länge m	Breite m	Grund- fläche qm	Höhe m
Wartesaal III. Cl. im Haupt- gebäude	15,25	15,0	228,75	11,27
Wartesaal I. u. II. Cl. im Haupt- gebäude incl. Speisesaal	19,4	15,0	291,00	11,25
Die Personentunnel	—	6,3	—	3,6
Die Perrontreppen	—	3 0	—	—
Der Hauptperron	129,4	10,9	—	—
Die Zwischenperrons	129,4	13,5	—	—
Wartesaalbauten der Zwischen- perrons	30,5	{ 5,92 bezw. 7,36 }	199,28	{ 4,25 Traufe 5,10 First
Die Abortgebäude der Zwi- schenperrons	9,56	5,92	56,59	{ 4,6 Traufe 5,7 First
Plattform der hydraulischen Aufzüge	2,80	1,80	—	—
Gepäck- und Posttunnel, licht	—	3,5	—	—
Küchentunnel	—	2,0	—	—

Nach vorläufigen Ermittlungen haben die Gesamt-Kosten einzelner Theile des Bahnhofes betragen:

1. für die Herstellung des Empfangsgebäudes mit den auf beiden Seiten unter dem Hauptperron gelegenen Räumlichkeiten einschliesslich der tiefen Fundirung, 48020 cbm zu 24 M gleich rund 1152000 M;
2. für die von dem Empfangsgebäude nach den Perrons führenden Tunnel- und Treppen-Anlagen einschliesslich Herstellung der Wartesäle und Aborte auf den Zwischenperrons und einschliesslich der Fundamente der grossen Perronhalle 375000 «
3. für die Herstellung der 7718 qm grossen Perronhallen (621 Tonnen Schmiedeeisen, 277 Tonnen Gusseisen, 21 Tonnen Stahl, 6 Tonnen Blei, 4500 qm Wellblech und 4500 qm Verglasung) für 1 qm rund 42,5 M 328000 «
4. für die Herstellung der Perrons 51000 «
5. für die Einrichtung der hydraulischen Aufzüge 65000 «
6. für die Ausstattung der Warte- und Dienst-säle und der Kaiserräume 60000 «
(Centralbl. d. Bau-Verwaltung 1883 p. 293.) B.

Neue Wagendrehscheiben,

welche von den älteren Constructionen abweichen, hat die bayerische Staatsbahn eingeführt. Sie laufen mittelst 16 durch einen H-förmigen Kranz verbundenen Rollen, welche nicht an der Drehscheibe befestigt sind, auf einer Schienenbahn, und balanciren mitten auf stählerner Spurplatte mit Mittelzapfen, welcher jedoch nur wenig in den Drehscheibenkörper eingreift. Die Reibung in den Rollenlagern ist so vermieden. Der Grubenmantel ist nur 48 cm hoch.

Eine dieser Drehscheiben lag vor der Maschinenhalle der bayerischen Landesausstellung zu Nürnberg und hat sich bei dauernder Bedienung der Maschinenhalle gut bewährt. Sie war von der Maschinenbau-Actiengesellschaft zu Nürnberg geliefert.

(Deutsche Bauzeitung 1883 p. 183.) B.

Betriebssicherheit englischer Weichen.

Die in den letzten Jahren auf den deutschen Bahnen (excl. Bayern) angestellten Beobachtungen zeigen, dass die früher bezüglich der Sicherheit englischer Weichen gehegten Befürchtungen unbegründet sind. Namentlich ist die Sicherheit durch die Verwendung überhöhter Zwangschienen in den Kreuzungsstücken erheblich verbessert; die Verwendung derselben ist von 1881 bis 1883 um 42 % gestiegen. 1883 hatten 65 % der englischen Weichen überhöhte Zwangschienen. Rechnet man die dreitheilige und halbe englische Weiche zu zwei, die ganze englische zu vier einfachen Weichen, so waren 1883 auf den genannten Strecken 77170 einfache Weichen vorhanden, darunter 62454 gewöhnliche, 612 dreitheilige, 2214 halbe und 2266 ganze englische Weichen. Von den seit 1881 in Weichen vorgekommenen 2173 Entgleisungen kommen 507 auf englische Weichen, also bei 100 Weichen für englische nur eine Entgleisung mehr, als für gewöhnliche, nämlich

$$\frac{507}{2.22,14 + 4.22,66} = 3,7 \text{ gegen } \frac{2173}{771,7} = 2,8. \text{ Der Unterschied in der Sicherheit ist daher zwischen diesen Weichenarten gering.}$$

Von 1881 bis 1883 ist der Bestand an englischen Weichen um 395 Stück oder rund 10 % gewachsen; in den Hauptgleisen liegen 1829, in den Nebengleisen 2581 englische Weichen.

Das Maass der Zwangschienen - Ueberhöhung schwankt von 18^{mm} bis 90^{mm}, beträgt jedoch in den meisten Fällen 50^{mm}. Die Reichsbahnverwaltung in Elsass-Lothringen, welche der Frage besondere Aufmerksamkeit zugewendet hat, hält eine Ueberhöhung von 30^{mm} für alle Anforderungen genügend.

Die Fahrrinnenweite zwischen Zwang- und Fahr-schiene schwankt zwischen 38^{mm} und 50^{mm}, steigt in einem Falle sogar bis 60^{mm}.

Die Weichenneigung schwankt in Intervallen von 0,5 von 1:7 bis 1:11; bei weitem die meisten englischen Weichen, nämlich 2628 Stück oder 50 % haben 1:10, 1447 Stück oder 30 % haben 1:9.

Von den Entgleisungen ereigneten sich 260 beim Befahren mit ganzen Zügen, 161 in gewöhnlichen, 99 in englischen Weichen, dagegen 1913 während des Rangirens, und zwar 1505 in einfachen und 488 in englischen Weichen. Unter diesen 488 Fällen ereigneten sich 286 mit ungebremsten, 122 mit gebremsten Fahrzeugen. Bei den erstaufgeführten 99 Entgleisungen ganzer Züge in englischen Weichen waren 40 Wagen ungebremst, 59 gebremst.

(Wochenbl. f. Archit. u. Ingen. 1883 p. 430.) B.

Herzstücke, Weichenzungen und Zwangschienen

für die Eastern Bengal Railway sind detaillirt veröffentlicht Engineer 1883 I. pag. 102 (mit Zeichnungen). B.

Das Perron-Profil der deutschen Bahnen.

Herr Schwieger stellt in der deutschen Bauzeitung die folgenden Betrachtungen über die jetzt gebräuchlichen Perron-profile an.

Bei den ersten deutschen Bahnen wurden zunächst die englischen rot. 1,0^m hohen Perrons übernommen, welche sich bei dem ersten eingleisigen Betriebe namentlich als sehr bequem für das Publikum bewährten. Nachtheile waren: 1) der offene Schlitz zwischen Perron und Wagen, welcher sich aus der grossen Entfernung von Gleismitte ergibt, 2) die Unmöglichkeit der Revision von Radreifen und Achsbüchsen der vor dem Perron stehenden Züge, 3) die Gefährdung des auf dem untersten Trittbrette einfahrender Züge stehenden Zugpersonals.

Diese hohen Perrons erwiesen sich bei der Einrichtung zweigleisigen Betriebes als zu beschwerlich für das zur Erreichung von Zwischenperrons oder der andern Bahnseite erforderliche Ueberschreiten der Gleise; beiderseitige Anlage hoher Perrons nach englischem Muster in Durchgangsstationen erwiesen sich wegen der fast regelmässig vorliegenden Breitenengung durch gegenüberliegende Gebäude als unthunlich. Zunächst wurde versucht, die Züge beider Gleise mittelst Weichen an einem und demselben hohen Perron verkehren zu lassen, sah aber bald ein, dass die dabei auf jeder Haltestation entstehenden Gleisebehinderungen die Entwicklung regen Verkehrs unmöglich machten. Die nun adoptirte Anlage von Zwischenperrons bedingte wegen der nothwendigen Ueberschreitung eines Gleises eine niedrige Perronstufe, und dies sind die alleinigen Gründe, welche die hohen Perrons zu Falle gebracht haben. Obwohl diese Gründe nun nur in Zwischenstationen, nicht aber in Endstationen und auch nicht in Durchgangsstationen mit Perrontunnels oder -Brücken verlieren, so ist doch die Anordnung niedriger Perrons schon von den Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für alle Stationen empfohlen, und durch die »Normen für die Construction und Ausrüstung der deutschen Eisenbahnen« sogar obligatorisch geworden. Es wird hiernach nun die Perronhöhe in die Grenzen 0,21^m bis 0,38^m über Schienenoberkante eingeschlossen; da aber nichts über die Breiten gesagt ist, anderseits die Fahrzeuge sich bis $\frac{3,15}{2}$ Meter von Gleisachse bis 5 cm über die Absätze des Normalprofils herabsenken dürfen, so ergibt sich für die nur durch letzteres festgesetzten Perronbreiten eine Perronüberdeckung von $\frac{315}{2} - 137 = 20,5^m$ für den 38 cm, $\frac{315}{2} - 114 = 43,5$ cm für den 21 cm hohen Perron. Welche Gefahren hieraus für den Verkehr besonders bei stark gefüllten Perrons entstehen, bedarf keiner besonderen Erläuterung.

Dazu kommt, dass der 21 cm hohe Perron das Ersteigen der Wagenböden mittelst dreier rund 37 cm hoher Stufen für

Gebrechliche, Kinder und Frauen höchst beschwerlich, ja häufig unmöglich macht, und dass der 38 cm hohe Perron, welcher lediglich nach dem zweiten Profilsatze festgelegt zu sein scheint, mit einer untern Stufe von 17 cm und zwei obern von 35 bis 37 cm ganz ausser Beziehung zur Anordnung der Trittbretter steht.

Um die gerügten Uebelstände thunlichst zu heben, kann die folgende Fassung der Bestimmungen über Perronprofile vorgeschlagen werden.

»Die Perrons für Personenverkehr müssen sich der Art innerhalb der Grenzen des Normalprofils des lichten Raumes halten, dass die Vorderkante derselben nicht näher als 162,5 cm an die Gleismitte herantritt.

a) Für Bahnhöfe, in welchen ein Ueberschreiten des Perrongleises durch das Publikum oder Beamte nicht zu umgehen ist, für Bahnhöfe mit Zwischenperrons darf die Höhe der Perrons nicht mehr als 0,38^m über Schienenoberkante betragen.

b) Bei Zungenperrons und bei Insepperrons mit unter- bzw. überführten Zugängen darf die Höhe des Perrons 52 cm über Schienenoberkante betragen.«

Das Höhenmaass von 52 cm über Schienenoberkante entspricht der tiefsten Lage des untern Trittbrettes bei Annahme von 5,5 cm Federspiel, und es bleibt zu erwägen, ob dasselbe nicht auch bei nothwendiger Gleisüberschreitung zulässig, und für manche Fälle noch zu erhöhen sein dürfte (Lehrter Bahnhof, Berlin, hat 67 cm).

Bei dieser Wahl der Maasse bleiben die unbequemen niedrigen Perrons auf die nothwendigen Fälle beschränkt, Perronüberdeckungen durch die Wagen sind ausgeschlossen, in grössern Stationen wird die Zahl der Stufen von 3 auf 2 beschränkt, was der Abwicklung des Massenverkehrs dieser Bahnhöfe sehr zu statten kommt. Ein offener Schlitz zwischen Fahrzeug und Perron entsteht bei solcher Anordnung nicht.

Die Berliner Stadtbahn hat den gleichen Zweck durch das künstliche Mittel der Tieferlegung der Wagenböden zu erreichen gesucht, die jedoch naturgemäss auf die Localgleise beschränkt bleiben muss.

Im Anschlusse an diese Erwägungen wird später unter Zustimmung zu den Vorschlägen noch empfohlen, dieselben durch Verwendung von hydraulisch betriebenen Gleisbrücken auch auf grössere Zwischenstationen ohne Tunnels oder Perronbrücken übertragbar zu machen. Das Einfahrtsignal wäre mit diesen Gleisbrücken so zu verbinden, dass es auf Halt gestellt wird, sobald die Brücke ihre Nische unter dem Perron verlässt, um sich über die Gleise zu stellen.

(Deutsche Bauzeitung 1883 p. 380 u. 470.) B.

Maschinen- und Wagenwesen.

Gekuppelte Expresszuglocomotive der Great-Eastern Eisenbahn.

(Hierzu Fig. 12 und 13 auf Taf. XXV.)

Mr. Worsdell, der Maschinendirector der Great-Eastern Eisenbahn, hat kürzlich eine neue Schnellzugmaschine auf dieser Linie eingeführt, welche sich durch grosses Gewicht und starke Zugkraft auszeichnet und als eine der neuesten Typen des eng-

lischen Locomotivbaues näherer Betrachtung werth ist. Die fortwährende Zunahme der Belastung der Schnellzüge hatte schon vor einer Reihe von Jahren dazu geführt, von dem bisher benutzten System der ungekuppelten Maschine, Construction des Mr. Sinclair, abzusehen und gekuppelte Maschinen für den Schnellzugdienst anzuwenden. Mr. Bromley hatte Maschinen

nach den sogenannten Mogul Typus der amerikanischen Bahnen eingeführt, man hat jedoch mit diesen Maschinen schlechte Erfahrungen bezüglich der ökonomischen Unterhaltung gemacht und ist zu einer vollständig neuen Eilzugmaschinentype übergegangen.

Die Great-Eastern Bahn durchschneidet ein sehr coupirtes Terrain, es sind Steigungen bis 1:90 und Curven bis zu 9 chains = 190^m Radius zu überwinden. Die Expresszüge fahren mit grosser Geschwindigkeit und werden bis zu 50 Achsen belastet. Es war daher nöthig, um diese Züge mit einer Maschine befördern zu können, eine sehr starke, leistungsfähige Maschine zu construiren.

Die neue Maschine hat 18 zöllige (457^{mm}) innen liegende Cylinder mit 24 Zoll (610^{mm}) Hub, 4 Treibräder von 7 Fuss (2,130^m) Durchmesser, wovon die Treibräder im Dienst mit 15 t und die Kuppelräder mit 13,2 t belastet sind. Das Gewicht der leeren Maschine beträgt 38 t, und der dienstbereiten Maschine ca. 42 t. Die gesammte Heizfläche beträgt 1200 q' = 111,5 qm, wovon 10,8 qm auf die Feuerbüchse entfallen. Die Dampfspannung ist zu 140 Pfund pro q'', also nahezu 10 Atm. Ueberdruck festgesetzt.

Die Hauptabmessungen der Locomotive sind aus Fig. 12 und 13 Taf. XXV ersichtlich, über die Construction selbst und einige bemerkenswerthe Details derselben ist noch folgendes zu erwähnen.

Der Gesamttrabstand beträgt 5,334^m und war deshalb Anwendung einer verschiebbaren Vorderachsen-Construction geboten. Die Vorderachse, welche im Dienst mit ca. 13 t belastet ist, ist durch eine Achsbüchsenconstruction, welche als eine Combination der Caillet'schen und Adams'schen verschiebbaren Achsbüchsen anzusehen ist, radial verschiebbar gemacht. Die Gesamtverschiebung beträgt 75^{mm}. Die Regulirung der Verschiebung wird durch horizontal liegende Blattfedern bewirkt.

Die London and North-Western Bahn, welche dieselbe verschiebbare Achsbüchsenconstruction bei einer grossen Zahl Locomotiven in neuerer Zeit angewendet hat, verwendet zur Regulirung der Verschiebung 2 Spiralfedern.

Man ist von Anwendung des 4 rädri gen amerikanischen beweglichen Laufradgestells in letzter Zeit ganz abgekommen, weil die Achsenbelastung als für Vorderachsen ungenügend angesehen und die Construction, bei Anwendung einer Achse mit radialer Verschiebbarkeit, einfacher und leichter wird. Als grosser Vortheil dieser Caillet-Adams'schen Construction, gegenüber den übrigen einachsigen verschiebbaren Achsenconstructions, wird angeführt, dass die Einstellung in den Curven nicht ruckweise geschieht, wie dies bei allen Constructions, welche die Verschiebbarkeit mittelst Keilflächen reguliren, in so störender Weise zu beobachten ist.

Es wird angeführt, dass die Maschinen mit 60 miles = 96 km pro Stunde die schärfsten Curven äusserst ruhig durchlaufen und in dieselben ohne Stoss einlaufen.

Die innen liegenden Cylinder sind in einem Stück gegossen, die Schieberflächen liegen oben und werden die Muschelschieber (Kanalschieber werden in England fast nirgends mehr angewendet) durch die Joy'sche Steuerung bewegt.

Als Vortheile dieser Steuerung, welche ihre Bewegung ohne Anwendung von Excentern direct von der Pleuelstange erhält, werden gegenüber der Coulissensteuerung, weniger Theile, verminderte Abnutzung und Reibung, leichte Zugänglichkeit und gute Beobachtung derselben vom Führerstand aus, betont.

Die damit erzielte Dampfvertheilung ist eine vorzügliche zu nennen. Durch die Lage der Schieberkästen und Anwendung der Joy'schen Steuerung konnte man das Maass der Cylinder mitteln auf ein Minimum reduciren und dadurch grosse Lagerflächen für die Kurbellager erhalten.

Durch diesen Vortheil wird allerdings eine aussergewöhnlich hohe Lage des Kesselmittels über Schienenoberkante = 2,285^m bedungen, denn je näher die Kurbeln bei inneliegenden Cylindern aneinander liegen, desto höher muss das Kesselmittel gelegt werden. Diese hohe Kessellage hat jedoch keinerlei nachtheilige Folgen gezeigt, was wohl hauptsächlich dem grossen Radstand und der innerhalb liegenden Cylinder zu danken ist.

Als besondere Constructions-Details sind noch zu erwähnen:

Die Kesselbleche von Stahl 11^{mm} stark, Rahmenbleche ebenfalls von Stahl 25^{mm} stark, die Tragfedern ohne Balanciers und Stellvorrichtungen, Wiederanwendung von Deckenbarrenverankerung für die Feuerbüchsenplatte anstatt der Stehbolzenverankerung, mit welcher auch dort schlechte Erfahrungen gemacht worden sind.

Die Maschine ist in ihrem Aeusseren, wie alle englischen Maschinen, besonders einfach gehalten und sind alle entbehrlichen Mechanismen, wie variables Blasrohr, verstellbare Kuppelstangenlager etc. in Wegfall geblieben. Die Reifen sind mittelst Klammerringen auf den Gestellen befestigt.

(Engineer April 1883.) E.....

Einrichtung zum Oeffnen und Schliessen der Feuerthür bei Locomotiven.

Von W. E. Miksch in Olmütz.

(Hierzu Fig. 12 und 13 auf Taf. XXVI.)

Zur möglichsten Beschränkung des Einströmens kalter Luft beim Schüren der Locomotiven hat W. E. Miksch unterm 28. Januar 1883 (D. R. P. No. 23920) die in Fig. 12 und 13 auf Taf. XXVI dargestellte Anordnung sich patentiren lassen.

Vor der Feuerthüre ist an der Stelle, wo ungefähr der linke Fuss des Heizers beim Schüren steht, eine auf der einen Seite in Gelenken gehaltene eiserne Trittplatte a angebracht, welche durch darunter liegende Federn für gewöhnlich etwas gehoben ist; durch Winkelhebel und Zugstange b, c ist dieselbe mit der nach unten verlängerten Achse d der Feuerthür verbunden, so dass diese, sobald der Heizer den Fuss auf a setzt, geöffnet wird. Eine passend angebrachte Feder bewirkt sofort den Schluss der Thür sobald der Druck auf a aufhört. Der Schlitz in dem Gelenkstücke e gestattet das Oeffnen der Thüre von Hand, ohne die andern Theile zu bewegen.

Für schwere Thüren soll Dampfkraft benutzt werden, indem durch das Heben und Senken der Trittplatte a ein kleiner drehbarer Dampfkolben gesteuert wird, welcher unten an der Feuerthürachse befestigt ist.

P. Suckow's Gasfeuer zum Erhitzen von Eisenbahn-Radreifen.

(Hierzu Fig. 4 auf Taf. XXVII.)

Seit etwa 12 Jahren wird mit grossem Vortheil Leuchtgas zum Erhitzen der Radreifen behufs Auf- und Abziehens derselben auf die Locomotiv- und Wagenräder verwendet,*) indem die Erwärmung mit Gas weit rascher und gleichmässiger erfolgt, als dies mit dem bisher üblichen Kohlenfeuer je möglich ist. Zu dem Ende lässt man gewöhnlich das Leuchtgas und die zum Verbrennen desselben erforderliche Luft auf völlig getrennten Wegen bis zu den Brennern ziehen, um Explosionen zu verhüten; eine einfachere Einrichtung, bei welcher Gas und Luft schon vorher innig gemischt werden, haben sich P. Suckow & Comp. in Breslau (D. R. P. No. 21147) unterm 13. Juli 1882 patentiren lassen. Dieses Verfahren erscheint unbedenklich, sobald man die Gasmischung mit entsprechend grösserer Geschwindigkeit aus den Brennöfnungen austreten lässt.

Zur Erläuterung dient die Fig. 4 auf Taf. XXVII, die von rechts herkommende Gebläseluft saugt in der Mischdüse A das durch die linksseitige Rohrleitung hergestellte Gas an und vermischt sich innig mit demselben. Das so entstandene Gasgemisch strömt alsdann durch die Rohrleitung a zu dem Brennrinne B, welcher den ganzen Radreif C concentrisch umgiebt, und brennt aus den zahlreichen Oeffnungen desselben mit sehr heisser, direct gegen den Umfang des Reifen gerichteter Flamme. Zur Verhütung von Explosionen, wenn beim Stillstande des Gebläses Gas in die Luftleitung eindringe, ist in letztern bei b ein Rückschlagventil eingeschaltet, bestehend aus einer Eisenblechglocke mit ausgezacktem Rande, welche in Quecksilber eintaucht und durch die zum Gebläse kommende Luft leicht gehoben wird, wenn dagegen Gas von der andern Seite herkommt, sich senkt und den Durchgang völlig abschliesst.

Bei dieser Anordnung ist es von Wichtigkeit, Luft und Gas stets unter constantem Drucke in der Mischdüse zusammenzutreten zu lassen, um ein gleichmässiges Gasgemisch zu erhalten. Dies wird dadurch erreicht, dass in der Luft- bzw. Gasleitung je ein Suckow'scher Gasdruckregulator D eingeschaltet ist. Derselbe besteht aus einer in Wasser eintauchenden Eisenblechglocke, welche durch den in der aus dem Regulator abführenden Rohrleitung herrschenden Druck gehoben wird, wobei eine an ihr hängende Quecksilberschale den Durchfluss des Gases bzw. der Luft verengt. Die Bewegung der Glocke überträgt sich auf einen Zeiger, welcher daher unmittelbar die Grösse der Durchflussöffnungen abzulesen gestattet. Gleichzeitig lässt diese Anordnung eine Controle der Dichtigkeit der abführenden Rohrleitung zu. Werden nämlich alle Brenneröffnungen geschlossen und wird alsdann das Gas eingelassen, so wird die Glocke ihren höchsten Stand einnehmen; schliesst man hierauf den Zuleitungshahn, so müsste, wenn die anschliessende Rohrleitung dicht schliesst, die Glocke in ihrem höchsten Stande beharren. Im anderen Falle giebt die Bewegung des Zeigers Aufschluss über die mehr oder minder erhebliche Undichtigkeit der Rohrleitung.

*) Vergl. Abziehen von Radreifen mittelst der Knallgasflamme. Organ 1872 S. 122 und Vorrichtungen in den Haupt-Reparatur-Werkstätten der Berlin-Anhaltischen Bahn zur Erwärmung der Radreifen, behufs Befestigens und Lösens derselben etc. Von L. Stössger, Maschinen-Inspector in Berlin. Organ 1880 S. 187.

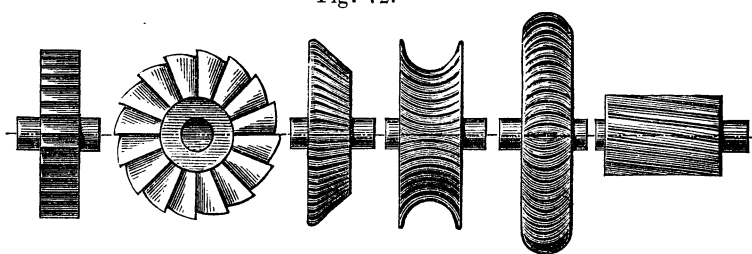
Bei c und d sind in der Rohrleitung noch Manometer angebracht, welche den Gas- bzw. Luftdruck hinter den Regulatoren erkennen lassen und daher eine Controle der Wirksamkeit derselben gestatten.

Ueber Fräsen und Spiralbohrer für Metallbearbeitung.

Von A. Gross, Obermaschinenmeister der K. Württemberg. Staatseisenbahn in Stuttgart.

Die ausgedehnte Anwendung von Fräsen, die in den vereinigten Staaten zuerst Eingang gefunden und welche die staunenswerthen Leistungen in der Fabrikation von Nähmaschinen, Gewehren u. s. w. zur Folge gehabt hat, ist erst möglich geworden, seitdem man es versteht, das Werkzeug, die Fräse, mit der Fräsmaschine anzufertigen und mit der Schleifmaschine in gutem Stande zu erhalten.

Fig. 72.



Die Fräsen von 5 bis 180^{mm} Durchmesser werden hergestellt, indem man aus der Mantel- oder Stirnfläche eines massiven Rotationskörpers von beliebiger Form (s. Fig. 72) die Zähne herausschneidet; bei grösserem Durchmesser werden besser einzelne Stähle oder Zähne angewendet, die in eine Scheibe eingeschraubt oder eingesetzt sind.

Die Anfertigung der ersteren ist durch nebenstehende Skizzen dargestellt. Zuerst muss eine kleine Fräse a (s. Fig. 73)

Fig. 73.

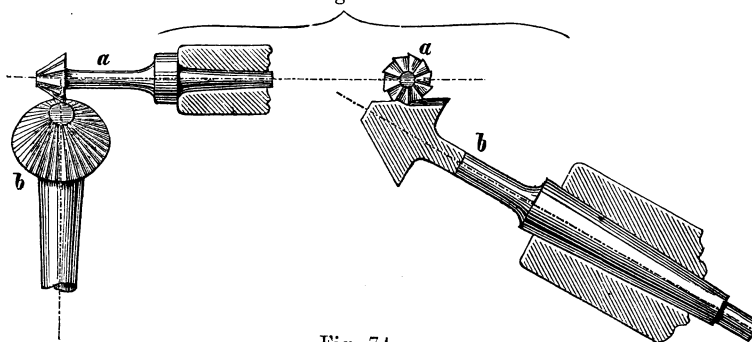
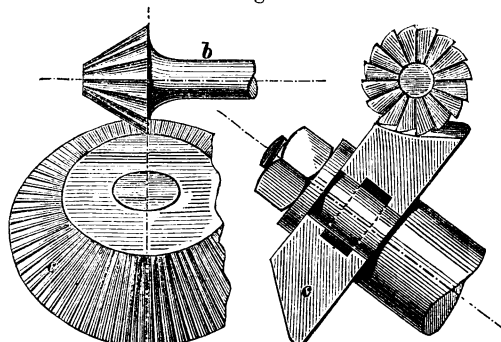


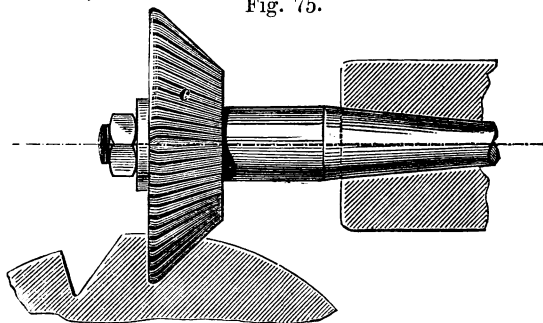
Fig. 74.



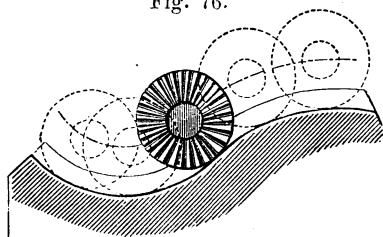
mit etwa 10 Zähnen 5^{mm} Durchmesser und 5^{mm} Höhe, deren Grundform gedreht ist, von Hand möglichst genau angefertigt

werden, mit derselben wird eine zweite b von ähnlicher Form, mit dem Dorn aus einem Stück, auf der Maschine hergestellt, und diese Fräsen b (s. Fig. 74) dienen nun weiter zur Herstellung von Frässcheiben c, die entweder wieder zum Fräsen schneiden (s. Fig. 75) oder zur Flächenbearbeitung dienen können.

Fig. 75.

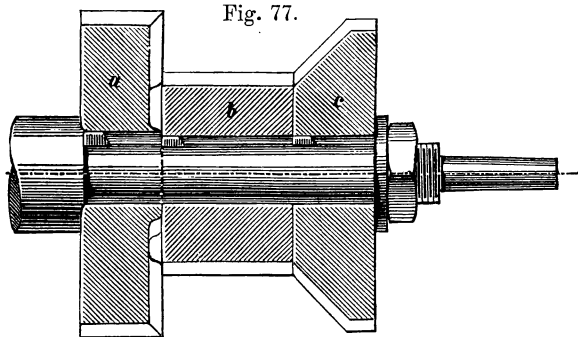


Führt man die Achse einer Fräse b parallel mit der Mantellinie eines beliebigen Rotationskörpers, so wird man in die Oberfläche des Körpers Fräszähne einschneiden können, wenn nur der kleinste Krümmungshalbmesser der Mantellinie grösser ist als der Halbmesser der Fräse b (s. Fig. 76).



Will man endlich eine Fräse herstellen, deren Mantellinie Ecken bildet (s. Fig. 77), so setzt man dieselben aus Scheiben a, b, c zusammen, deren jede einzeln geschnitten werden kann, und befestigt dieselben auf gemeinschaftlichem Dorne.

Fig. 77.



Man hat also nun die Möglichkeit, jede Fräse mit der Maschine aus dem gedrehten massiven Körper zu schneiden, wenn nur die Maschine mit folgenden Einrichtungen versehen ist:

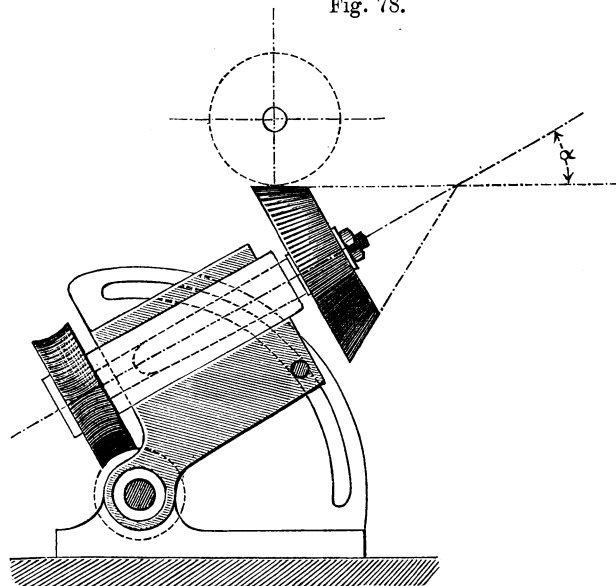
1. Einer sicher gelagerten Spindel, die 50 bis 300 Umdrehungen in der Minute macht und in welche die Dorne der Frässcheiben eingesteckt werden können.

2. Einem horizontalen Tische, der je nach dem Fräsdurchmesser und der Einspannvorrichtung in richtige Entfernung von der Spindelachse gestellt werden kann, und auf welchem sich ein Schlitten senkrecht zur Spindelachse bewegt.

3. Einem Haubitzen-support (s. Fig. 78), dessen Rohr unter einem beliebigen Winkel α gestellt werden kann, wobei $\alpha = 0^\circ$ für cylindrische Fräsen, $\alpha = 90^\circ$ für Stirnfräsen und dazwischen für conische Fräsen; dessen Rohr ferner mittelst einer Theilscheibe um einen beliebigen Theil einer Umdrehung,

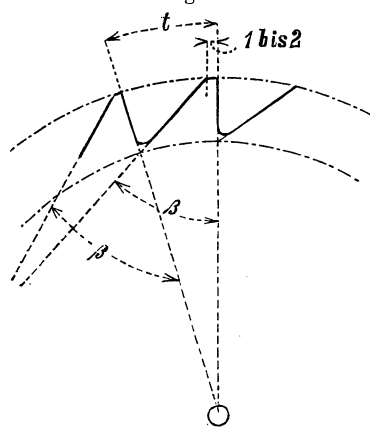
entsprechend den Zahnzahlen einer Fräse, gedreht werden kann, und in welches endlich die Dorne der Fräsen eingesteckt werden können. Dieses Rohr kann ferner in ununterbrochen drehende Bewegung versetzt werden, während der Support eine fortschreitende Bewegung hat, so dass spiralförmige Nuthen oder Zahnücken in einen Cylinder geschnitten werden können.

Fig. 78.



Die Form der Fräsenzähne ergibt sich aus der Theilung t und dem Winkel β , welchen die Rückenfläche mit der Brustfläche macht (s. Fig. 79).

Fig. 79.



Es wird gewöhnlich $\beta = 40^\circ$ (bis 50°) bei 5 bis 130 mm Durchmesser, $t = \frac{1}{3} D$ bis $\frac{1}{12} D$, in der Regel nicht mehr als 15 mm. Für Messingfräsen t doppelt so gross, ebenso für Zahnradfräsen.

Um aber dem Zahne noch die Schärfe zu geben, bleibt derselbe an der Spitze 1 bis 2 mm breit, und diese Fläche wird erst geschliffen, nachdem die Fräse gehärtet ist.

Die Schleifmaschine hat nun ähnliche Einrichtungen wie die Fräsmaschine, aber mit viel leichteren Dimensionen. Die Spindel derselben macht 1500 bis 2500 Umdrehungen in der Minute. Die Schmirgelschleifscheiben haben 20 bis 100 mm Durchmesser.

Die cylindrischen Fräsen werden auf einem Dorne (s. Fig. 80 und 81), die conischen und Stirnfräsen mittelst des Haubitzen-supports unter der Schleifscheibe durchgeführt.

Der Schnittwinkel γ ist genau bestimmt durch die Lage des Tasters T und die Entfernung e der Schleifscheibe S von Tisch oder Dorn, und wird derselbe für jeden Zahn genau gleich (s. Fig. 82).

Ebenso wird die Entfernung der Zahnschärfe von der Achse für jeden Zahn genau gleich und jeder Zahn arbeitet gleich

viel, was von der grössten Wichtigkeit ist, wenn eine Fräse saubere Arbeit liefern soll.

Es ist deshalb auch durchaus nothwendig, dass die Fräsen genau rundlaufen. Sie müssen auf die Dorne aufgeschliffen, durch Pressung, nicht durch Keile festgehalten werden, und für die Befestigung der Dorne in der Spindel ist nur die mit schwachem Conus (s. Fig. 83) zu empfehlen (auf 100^{mm} Länge 5^{mm} Zunahme des Durchmessers).

Fig. 80.

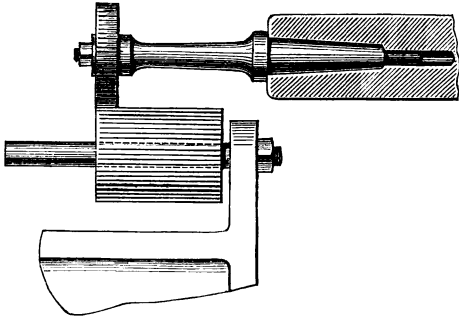
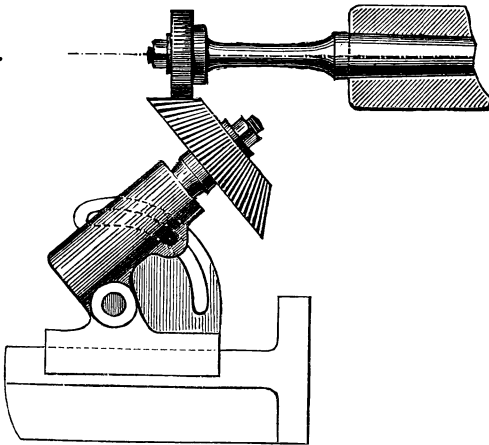


Fig. 81.



Vibration der Spindel oder des Werkstückes wirken ebenfalls ungünstig.

Zur Anfertigung von Fräsen soll man nur Stahl bester Qualität verwenden und vor dem letzten Fertigmachen die Stücke noch einmal ausglühen und langsam erkalten lassen,

so dass etwaige Formveränderungen nicht erst beim Härten eintreten. Das Nachschleifen soll öfters und stets vorgenommen werden, wenn man mit der Hand fühlt, dass einzelne Zähne stumpf sind.

In dieser Weise angefertigt und unterhalten sind die Fräsen vorzügliche Werkzeuge. Sie sind bei der Massenfabrikation arbeitende Schablonen, welche das Anzeichnen und Adjustiren entbehrlich machen und identische Stücke liefern.

Fig. 82.

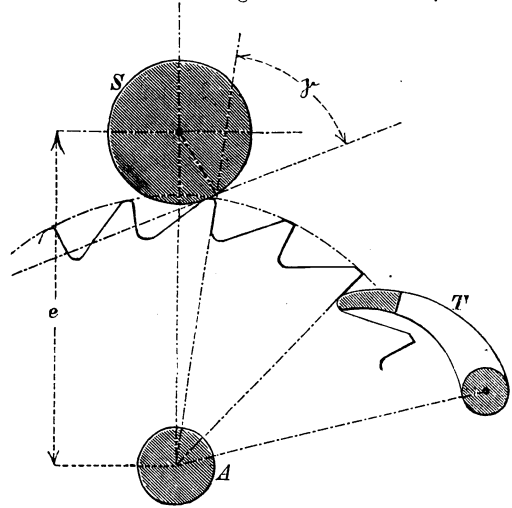
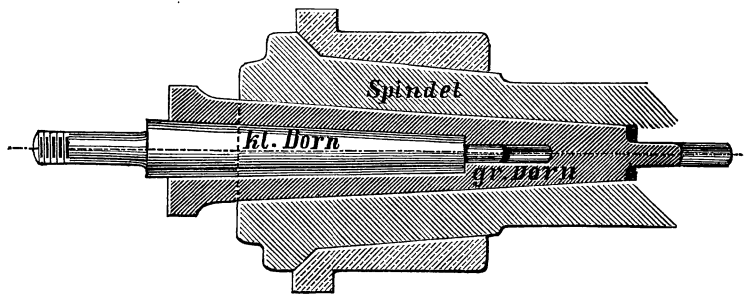


Fig. 83.



Da die Zähne immer wieder Zeit haben sich abzukühlen, kann man grössere Schnittgeschwindigkeiten anwenden bis zu 500^{mm} in der Secunde, so dass auch bei kleiner Spahnstärke viel geleistet wird.

Engineering giebt folgende Vergleiche:

Material	Bearbeitete Fläche engl. Zoll	mit Fräsmaschine	D a g e g e n
Gusseisen	18 × 6	1 Schnitt 7 3/4 Min.	1 Schnitt 11 1/4 Min. { mit
"	18 × 6	2 " 16 "	2 " 22 " } Hobelmaschine
Gusseisen	2 senkr. Flächen 6 × 9/16	{ 4 1/2 Min.	38 Min. { mit
"	2 wager. " 6 × 1/2	je 2 Min.	je 3 1/2 Min. } Shaping-Maschine
"	2 Flächen 2 3/4 Zoll Durchm.	1 Schnitt 6 Min.	2 Schnitte 16 Min. {
Schmiedeeisen	6 1/4 × 3	1 " 5 1/2 "	2 " 20 " }
Stahl	6 × 2 3/4		
Schmiedeeisen	1 concave { Flächen	18 Min.	44 Min. { mit
"	2 convexe }		
Stahl	3 Curven	18 "	36 " } Stossmaschine

Ferner eigene Notizen:

Schmiedeeisen: 1 Zahnücke ausfräsen, Theilung 25,4^{mm}, Breite 84^{mm}, Zahnhöhe 19^{mm}, 2 Schnitte in 15 Minuten.
Schmiedeeisen: Nuthe in Welle fräsen, 21,5^{mm} breit, 6,5^{mm} tief, 290^{mm} lang, 3 Schnitte in 30 Minuten.

Man wird deshalb auch im grossen Maschinenbaue vielfach nützlichen Gebrauch vom Fräsen machen können, mehr als dies bisher geschieht; z. B. anstatt der Langlochbohrmaschine (s. Fig. 84) Bohren und dann Fräsen (Glaser's Annalen 1882, Heft No. 120: 1 Nuthe 12 mm breit, 45 mm lang, 50 mm tief in 20 Minuten).

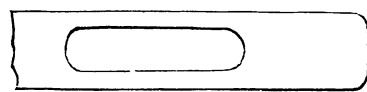


Fig. 84.

Copiren von Stangenköpfen nach Schablone (s. Fig. 85). Der Tisch T wird nach Schablone A und Dorn a so geführt, dass die verticale Fräse b das Stück B identisch mit der Schablone bearbeitet.

Fig. 85.

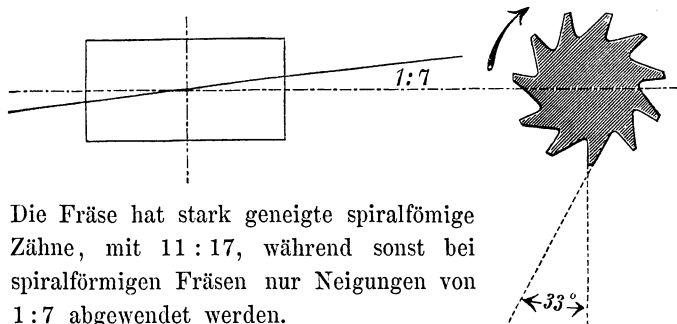
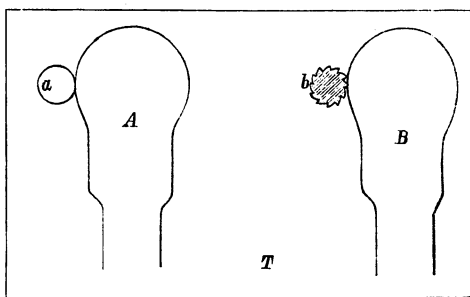


Fig. 86.

Die Fräse hat stark geneigte spiralförmige Zähne, mit 11:17, während sonst bei spiralförmigen Fräsen nur Neigungen von 1:7 abgewendet werden.

Ein sehr nützliches Werkzeug, der Spiralbohrer für Metall, kann nur mit der Fräsmaschine richtig hergestellt werden. Bei der Anfertigung desselben werden aus einem cylindrischen Stahlstabe zwei Nuthen mit der Steigung $s = 7$ bis $8 d$ (s. Fig. 86 u. 86 a) ausgefräst mit einem Querschnitte q vermittelt einer Fräse f . Wichtig für ein gutes Arbeiten dieser Bohrer ist, dass die Spitze, die gewöhnlich unter einem Winkel von 110° zugeschliffen wird, genau mit der Achse des Cylinders zusammenfällt und das $\angle \alpha$ genau gleich $\angle \alpha'$.

Es ist deshalb nothwendig, den Bohrer nach einer Schablone oder vermittelt eines vor dem Schleifstein angebrachten Supports zu schleifen, mit dem man die Achse des Bohrers in ihrer Lage erhalten und den Bohrer drehen kann.

Diese Bohrer wie alle anderen sollen aber genau rundlaufen und daher genau centrisc in der Achse der Bohrspindel

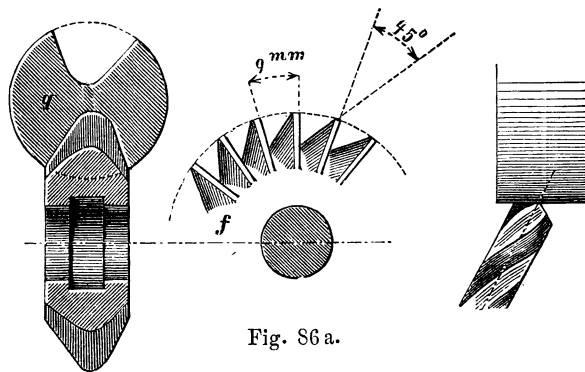
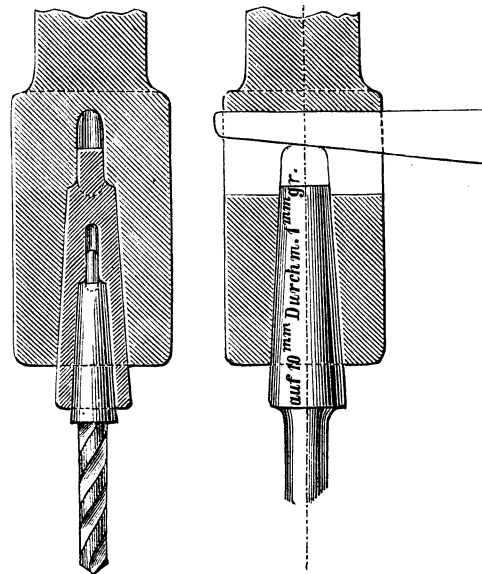


Fig. 86 a.

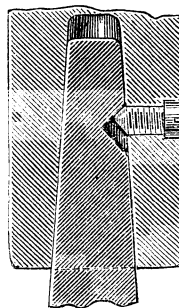
befestigt werden. Auf diesen Umstand wird immer noch nicht genügend Gewicht gelegt. Alle Befestigungen der Bohrer mit Viereck, Stellschrauben u. s. w. sollten längst allgemein abgeschafft sein und die bekannte Befestigung (s. Fig. 87) wie bei den Fräsdornen angewendet werden.

Fig. 87.



Hierzu ist nur nothwendig, alle Bohrmaschinenspindeln einmal nach einem Dorne richtig auszubohren und dann alle Bohrer Schaft nach ein bis drei Schablonen drehen zu lassen.

Fig. 88.



Ist für einen schweren Bohrer doch noch eine weitere Befestigung nothwendig, so soll die Stellschraube nicht radial, sondern achsial drücken wie Fig. 88.

Endlich ist für die Anfertigung von Gewindebohrern und Reibachsen die Fräse das bequemste Werkzeug. Hat eine Werkstätte noch nebenbei die Vorrichtung zum unrunder Drehen (s. E. Schiess,

Düsseldorf), so können die genannten Werkzeuge beinahe ohne jede Handarbeit fertig hergestellt werden.

(Zeitschr. des Ver. deutsch. Ingen. 1883 S. 640.)

Signalwesen.

Automatische Blockapparate,

welche ganz unabhängig von einem Wärter oder einer Station vom passirenden Zuge selbst bedient werden, waren auf der Eisenbahn-Ausstellung in Chicago von der Union Switch and Signal Company, Pittsburg, Pa, ausgestellt und werden an amerikanischen Bahnen mehr und mehr eingeführt. Für zweigleisige Bahnen, auf denen jedes nur in einer Richtung befahren wird, nimmt dieser Apparat (Fig. 2 Taf. XXVII) einfache Form an. An der Blockstrecke AB steht am Ende A eine schwache Batterie b mit beiden Schienen in Verbindung, am Ende B ist ein Elektromagnet a mit beiden Schienen verbunden, welcher somit stets von b in Thätigkeit gesetzt wird, wenn AB frei ist. Der Magnet a presst das Relai c gegen die stärkere Lokalbatterie d und schliesst somit den Strom d, e, f, c, d, welcher mittels der beiden Elektromagnete e und f die Signale g und h auf »freie Fahrt« stellt, von denen g das Lokalsignal (home-signal), h das Vorsignal (distant-signal) ist. Rollet nun eine Achse in der Pfeilrichtung von B her in AB ein, so giebt sie durch ihre Räder einen kürzeren Schluss für den Stromkreis von b, der Magnet a giebt das durch eine Feder zurückgehaltene Relai c frei, der Stromkreis c d e f wird geöffnet und die ausser Thätigkeit gesetzten Magnete c und f lassen die Signale g und h so lange auf »Halt« fallen, bis die letzte Achse des Zuges AB bei A verlassen hat. Dieser Apparat befindet sich für jede Blockstrecke auf der rechten Seite des rechts fahrenden Führers, so dass dieser stets die zur Rechten befindlichen Signale zu beobachten hat.

Eine zweigleisige Blockstrecke hat also 2 kleine und 2 grosse Batterien, 6 Elektromagnete, 4 Signale und eine Leitung, etwa gleich der 2fachen Blocklänge, wenn das Vorsignal um eine halbe Blocklänge zurückgeschoben ist.

Für eingleisige Bahn (Fig. 3 Taf. XXVII) muss jede Blockstrecke nach beiden Seiten gedeckt werden; die hierzu nöthigen Apparate sind eine kleine, eine grosse Batterie, 5 Elektromagnete, 4 Signale und wenn die Vorsignale um eine halbe Blocklänge zurückgesetzt sind, etwas mehr als 4 Blocklängen an Leitung. Während die Apparate der zweigleisigen Anlage gegenüber abnehmen, nimmt die Leitung zu und die Schaltung wird complicirter. In der Blockstrecke A—B schliesst die kleine Batterie a durch die Schienen mittelst des Magneten b den Stromkreis d e f g h c durch das Relai c, welcher die beiden

Ortsignale $i_1 i_2$ und die beiden Vorsignale $k_1 k_2$ in der Mitte der anschliessenden Blockstrecken auf »freie Fahrt« hält. Rollet eine Achse von irgend einer Seite in AB ein, so wird der Kreis der Batterie a kurz geschlossen, der Magnet b giebt das Relai frei, den grossen Kreis öffnend, und alle 4 Signale fallen auf »Halt«. Da der Führer auch hier nur die rechts befindlichen Signale beobachtet, so kommen $i_1 k_1$ bei der Fahrt von links, $i_2 k_2$ bei der Fahrt von rechts ausser Betracht. Dieser ganze Apparat wird für jede Blockstrecke angelegt.

Die Continuität des Gestänges wird in der Blockstrecke nicht bloss durch die Laschen, sondern durch Leitungsdrähte hergestellt, deren Enden zu beiden Seiten der Stösse um Kupferniete in dem Schienenstege gewickelt sind. An den Enden der Blockstrecken liegen nicht leitende Platten zwischen Lasche und Schiene und zwischen den Schienenenden, die Schienen sind gegen die Schwellen nicht besonders isolirt.

Bricht eine Schiene, nehmen Stopfkolonnen eine Schiene auf, rollet ein abgerissener Zugtheil in eine Blockstrecke etc., so fallen sofort alle zugehörigen Deckungssignale auf »Halt«. Lösen Stopfkolonnen einzelne Theile des Oberbaues ohne den Contact zu unterbrechen, so können sie sich durch Auflegen eines Spurmaasses sofort decken.

Die Blocklängen liegen zwischen 0,4 und 0,8 km. So geringe Längen werden gewählt, weil der amerikanische Betrieb oft einem fahrplanmässigen Zuge mehrere Extrazüge auf dieselbe Fahrplannummer folgen lässt, welche sämmtlich erst passirt sein müssen, ehe ein entgegenkommender Zug eine Kreuzungsstation einer eingleisigen Bahn verlassen darf; würden dabei die Blockstrecken lang genommen, so würde die Durchfahrt einer solchen Zuggruppe sehr viel Zeit erfordern. Andererseits sind diese kurzen Abtheilungen nur durch die automatische Bedienung ermöglicht, da sonst eine zu grosse Anzahl von Beamten erforderlich sein würde.

Dieser von Sykes konstruirte Apparat arbeitet z. B. auf den ersten 30 km des New-York Central Railroad von New-York aus.

Ein anderes verbreitetes, von Hall Electric Signal Company, Meriden, Conn, fabricirtes System beruht im Gegensatz zu dem oben beschriebenen auf der Einschaltung statt auf der Ausschaltung eines Elektromagneten durch die Achsen der Fuhrwerke. (Engineer Bd. LVI p. 275.) B.

Allgemeines und Betrieb.

Ergebnisse der bei den Beamten des äusseren Betriebsdienstes der Eisenbahnen Deutschlands (ausschl. Bayerns) angestellten Untersuchungen über das Farbenerkennungs- bzw. Farbenunterscheidungsvermögen.

Nach einem Vortrage des Herrn Geh. Ober-Regierungsrath Streckert in dem Verein für Eisenbahnkunde in Berlin.

Die Gesamtzahl der auf Farbenblindheit bis zum 1. April 1883 überhaupt untersuchten Personen betrug 139452, von denen 998 oder 0,72% farbenblind waren, während die Zahl

der Beamten des äusseren Betriebsdienstes nach dem Stande am 7. April 1883 115154 Personen umfasste, von denen 46 als total und 102 als partiell farbenblind oder zusammen 319, d. i. 2,28% als farbenblind erkaunt wurden. Unter 9596 untersuchten Stationsbeamten waren total farbenblind 9 und partiell farbenblind 22, d. i. zusammen 0,32%, unter 2397 Bahnmeister und Bahnmeister-Aspiranten 0 bzw. 4, d. i. 0,17%, unter 4109 Rangirern 1 bzw. 22, d. i. zusammen 0,56%, unter 17538 Weichenstellern und Hülfsweichenstellern 4 bzw. 41, d. i. zu-

sammen 0,26 %, unter 30792 Bahnwärtern und Hilfsbahnwärtern 14 bzw. 65, d. i. zusammen 0,26 %, unter 13616 Locomotivführern, Heizern und Hilfsheizern 1 bzw. 27, d. i. zusammen 0,21 %, unter 17477 Zugführern, Packmeistern, Schaffnern, Bremsern, Hilfsbremsern und Schmierern 10 bzw. 53, d. i. zusammen 0,36 %, unter 15124 vereideten ständigen Arbeitern 5 bzw. 23, d. i. zusammen 0,19 %, und unter 4505 sonstigen Beamten 2 bzw. 16, d. i. zusammen 0,40 %. Ausserdem wurden unter 672 Anwärtern für den äusseren Betriebsdienst, von deren Einstellung in den Dienst Abstand genommen ist, 47, d. i. 6,99 % als farbenblind erkannt. Die Untersuchung der Beamten hat stattgefunden bei 60671 nach der Methode von Stilling, bei 32671 nach derjenigen von Holmgreen, bei 1031 nach anderen augenärztlichen Systemen, z. B. von Daal, Cohn, Schmidt, Rimpler etc., bei 7088 bzw. 191 unter Vorhalten farbiger Glastafeln im durchschimmernden und im reflectirten Lichte, bei 5564 bzw. 2007 unter Vorhalten farbiger Papierstreifen und sonstiger farbigen Gegenstände, bei 3199 bzw. 926 unter Vorhalten von Signalen und des Spectrums etc. Die Untersuchung wurde ausgeführt bei 37104 Beamten durch Betriebsbeamte, bei 76413 durch Bahnärzte und bei 754 durch Special-Augenärzte. 19 Verwaltungen hielten eine Wiederholung der Untersuchung in periodischen Zeitabschnitten für erforderlich, 28 eine solche in einzelnen Fällen nach Krankheiten (z. B. Typhus) und 38 nur eine Untersuchung beim Dienstantritt für erforderlich.

Die erneuert angestellten Untersuchungen der Beamten in dieser Richtung hatten für das farbenblind befundene Bahnpersonal den grossen Vorthail, dass auf Grund derselben die Verwaltungen in der Lage waren, diese Beamten an solchen Stellen zu verwenden, welche zu dem äusseren Betriebsdienst nicht in directer Beziehung stehen, beziehungsweise sie an minder wichtige Posten zu stellen, wodurch die Betriebssicherheit zugleich in erhöhtem Maasse gefördert wurde. — Hiernach ist die aus mangelhaftem Farbenunterscheidungs-, bzw. Farbenerkennungsvermögen für den Betrieb der Eisenbahnen resultirende Gefahr auf den deutschen Eisenbahnen als beseitigt anzusehen.

(Verein f. Eisenbahnkunde. Versammlung v. 8. Mai 1883.)

Kreuzung dreier Hauptbahnen in verschiedenen Höhen.

In der Nähe von Pittsburg bei der Millville-Station zwingt sich von Osten nach Westen die Pennsylvania-Bahn durch ein enges Thal, während von Süden kommend die Junction Railroad aus einem Hügel hervorbricht, um sofort wieder unterhalb des Pennsylvania-Gleises die Tiefe zu suchen und hoch in der Luft, 21^m über ersterer, 27^m über letzterer Linie zieht die East-End Railroad in einer kühnen Gitterbrücke von 229^m Gesamtlänge, 37^m grösster Spannweite dahin. — Ein ähnliches, wenngleich weniger imposantes Zusammentreffen kommt unweit von Ludgate Hill-Station bei London vor. Hier überbrückt die London-Chatham- und Dover-Bahn den Strassenzug, während unterhalb desselben zwei Linien der unterirdischen Metropolitan-Bahn sich kreuzen.

(Engineer 1884 Bd. 57 S. 221.) E.

Eisenbahn auf Malta.

Auf der Insel Malta ist eine interessante Linie von 10,8 km Länge zur Verbindung des Haupthafens Valetta mit der Hauptstadt Notabile (Citta Vecchia) am 28. Febr. 1883 als erste der Insel eröffnet. Trotz der Kürze der Strecke erwies sich die Linie bei der ausserordentlichen Dichtigkeit der Bevölkerung und dem hohen Werthe des meist sehr fruchtbaren Bodens als nothwendig. Die Bevölkerungsverhältnisse ergeben sich aus folgenden Zahlen im Vergleiche zu ähnlichen Inseln:

	Wight.	Man.	Malta.
Grundfläche in ha	42476	58800	24600
Bevölkerung	56000	55000	133000
Bevölkerung auf 1 ha	1,32	0,935	5,40
Länge der Bahnlinien km	54,8	69,6	10,8
Einwohner auf 1 km Bahnlänge	1022	790	12314

Von den 133000 Einwohnern haben etwa 100000 directen Nutzen von der Bahnanlage.

Valetta liegt auf einer Landzunge mitten in der Hafenbucht, welche den Haupthafen vom Quarantainehafen trennt. Wall und Graben trennen die Stadt von der auf der Wurzel der Halbinsel liegenden Vorstadt Floriana, welche gegen die Insel abermals durch Wall und Graben geschützt ist.

Die Endstation ist in die Mitte der Stadt, an die Strada Reale, dem Opernhause gegenüber, gelegt, und um diese Lage erreichen zu können musste die Linie unterirdisch, 10,7^m unter dem Strassenniveau, eingeführt werden. Expeditionsräume und Wartesäle liegen in Höhe der Strasse. Die unterirdischen Räume, d. h. die Perrons, erhalten tags ihr Licht vom Tunnelmunde her, welcher unmittelbar am Ende der Station in den ersten Wallgraben fährt. Der Graben wird dann auf einer hölzernen Brücke mit 4 Oeffnungen von 8,53^m und einer von 11,5^m Weite übersetzt. Am Ende des Viaductes wird die Linie eingleisig und unterfährt dann in einem 840^m langen Tunnel die äussern Werke bis zur Aussenbefestigung von Floriana. Beim Bau dieses Tunnels stiess man auf eine unbekannte alte Cisterne und musste zur Umgehung derselben dem Tunnel eine doppelte Sform geben. Trotz der schwierigen Absteckung dieser Form betrug die Seitenabweichung der Richtstollen nur 25^{mm}. Der Tunnel wurde von mehreren Schächten aus betrieben, welche später zur Ventilation benutzt sind. Bei 0,8 km von Valetta liegt im Tunnel eine zweite Station für Floriana, 27,2^m unter Terrain. Auch hier liegt das Stationsgebäude oben, der der eingleisigen Linie einseitig angefügte Perron ist durch eine einseitige, 36,3^m lange Tunnelausweitung gewonnen. Bei km 0,94 wird der Aussengraben von Floriana überschritten, die Aussenwerke erfordern noch zwei kurze Tunnel, und bei km 1,08 werden die Festungswerke verlassen. Diese ganze Strecke fällt mit 1:72 gegen das Innere der Insel. Bis km 5,2 liegt die Trace horizontal, steigt dann erst mit 1:66, später mit 1:50 und dicht vor Notabile mit 1:40, um die horizontale Endstation dieser Stadt zu erreichen. Zwischenstationen liegen in Floriana, Hamrun, Misida, Birchircara, Balzan, Lia-Attard und San Salvatore; Hamrun und Birchircara sind Kreuzungstationen, in Hamrun liegt der Betriebsbahnhof.

Da das Land sehr werthvoll ist, so haben die Dämme 1/2 fache Böschung erhalten, welche leicht herzustellen war, da

die sämtlichen Tunnel und Einschnitte in festem Fels liegen, somit vorzügliches Material zu Steinpackungen gaben.

Der Oberbau besteht aus 29,5 kg schweren breitbasigen Schienen auf hölzernen Querschwellen, welche an den Enden und auf der Mittelschwelle mit Schraubenbolzen und Platten, auf den übrigen mit runden stumpfen Nägeln befestigt sind. Das Wandern wird durch Anstossen der Laschen an die Platten auf den Stossschwellen verhindert. Die Spurweite ist 1^m. Die Breitendimensionen sind thunlichst beschränkt, namentlich in den Tunnels; in den zweigleisigen Endstationen sind die Tunnel z. B. nur 12,7^m breit, wovon 6,95^m auf beide Perrons zusammen kommen. Die Perrons liegen, entgegen dem englischen Gebrauche, nur 22,7 cm über Schienenoberkante, die mit Längssitzen und Mittelgang versehenen Wagen haben daher Treppen erhalten. Die Maschinen sind so eingerichtet, dass sie in den Tunnels den Abdampf in den Tender blasen können.

Die Erbauer sind die Ingenieure Wells-Owen und Elwes, Westminster, und als Bauleiter fungirte J. Burke.

(Engineer 1883 I. p. 280, mit Illustration.) B.

Schluss des Ringes der Metropolitan Railway in London.

Dem »Inner Circle« der »Metropolitan and District Railway« in London fehlte bisher ein wichtiges Schlussstück, nämlich die Verbindung zwischen der Endstation der Metropolitan Ry. »Aldgate« und der der District Ry. »Mansion-House«. Im Jahre 1883 ist nunmehr der Schluss des Ringes erfolgt, welcher, den dichtest bebauten Theil der City durchschneidend, begreiflicherweise der Ausführung grosse Schwierigkeiten entgegensetzte. Die Linie führt von Mansion-House östlich zu einer Station vor der Kopffront der Cannon-Street Station der South-Eastern Ry, folgt dann ost-süd-östlich Cannon-Street bis zur London-Bridge Station, welche dicht am Monument in der Vereinigung der King William-Street mit Fish-Street-Hill liegt. Weiter werden dann die Strassen Eastcheap und Gt. Tower-Street verfolgt, an deren Ausmündung in Trinity Square wieder eine Station, »Tower-Hill Station«, vorgesehen ist.

Die Linie schwenkt nun mittelst einer Curve von 200^m Radius nordwärts, unterfährt die Blackwall-Linie der Gt. Eastern Ry, geht dann unter den »Minories« nordwärts bis zur Einmündung in Aldgate Station, kurz vor welcher eine Abzweigung unter Aldgate-Street zur Verbindung mit der East-London Linie und mit deren Hülfe durch den Themse-Tunnel mit der südlichen Hälfte von London anschliesst. Die East-London Linie schliesst in Aldgate ebenso auch an die alte Strecke der Metropolitan Ry. an, so dass die Station Aldgate in ein Curvendreieck zu liegen kommt.

Die Strecke von Aldgate bis Tower-Hill ist seitens der Metropolitan Ry. schon Ende 1882 fertig gestellt, die von ihr und der District Ry. gemeinsam herzustellende Strecke Mansion-House—Tower-Hill erst 1883 in Angriff genommen.

Ein Bild der zu überwindenden Schwierigkeiten giebt die genauere Beschreibung der Strecke.

Von der alten Endstation Aldgate bis zur Aldgatestrasse und auch südlich von dieser bis zum Einschwenken in die Minories sind die Häuser erworben und abgerissen, so dass die Linie hier in offenen Einschnitt gelegt werden konnte. Das

Normalprofil solcher Einschnitte zeigt Futtermauern aus Kies-Beton der Mischung 1 : 6, rund 8^m hoch und bei $\frac{1}{12}$ Neigung der Vorderfläche, 2,42^m im Fusse stark und hinten vertikal, nur dicht unter der Krone hinten abgeschrägt. Die Mauern sind durch ein Sohlengewölbe aus Beton abgespreizt, auf dessen Scheitel der Entwässerungskanal liegt.

Schwierig war die Unterführung unter Aldgate-Street, da hier ein Gasrohr von 91,4 cm, eines von 61 cm Durchmesser und beinahe 6 kg Gasdruck auf 1 qcm, und eines von 10 cm Durchmesser, sowie zwei Wasserrohre von 25 und 10 cm Durchmesser ausser den Kanälen zu kreuzen waren. Die Unterführung erhielt daher 137 cm hohe Blechträger mit 3 Lamellen in 3,66^m Theilung mit 30 cm hohen Querträgern auf dem Untergurt. Da wo die Träger Häuser zu tragen haben, sind sie auf rund 1500 kg Last auf 1 qm Grundfläche berechnet.

Zuerst wurden, unter zeitweiliger Sperrung je der halben Strassenbreite, vor und hinter jeder Rohrmuffe, so dass diese ringsum zugänglich blieb, hohe Holzsättel unter die Rohre gelegt; unter diese brachte man dann den eisernen Plattenbelag der Unterführung, unter diesen wieder die Querträger für je ein Trägerfeld, und zuletzt wurde der schwere Hauptträger von der Seite unter die Querträger geschoben.

Der Minories-Tunnel beginnt etwas bevor die Linie völlig unter dem Strassenterrain liegt, wird hier also demnächst wieder Häuser zu tragen haben. Das Profil besteht aus vertikalen Seitenwänden in 7,56^m Abstand und Decken und Sohlengewölbe, ersteres mit 4,77^m, letzteres mit 7,26^m Radius; die Höhe über Schienenoberkante ist im Kämpfer 2,92^m, im Scheitel 4,8^m, die totale Höhe zwischen den Scheiteln beider Gewölbe ist 6,48^m. Da wo das Profil Häuser tragen soll sind die Betonwiderlager 1,83^m stark, das Sohlengewölbe ist 61 cm stark in Beton, die Decke in 8 Backsteinrollen und Kalkmörtel 92 cm stark gewölbt. Der halb in den Sohlengewölbescheitel eingeschnittene Entwässerungskanal hat 48 cm Durchmesser, 23 cm Backsteinwölbung und über deren Scheitel noch 1,22^m Bettung. Die Schienenoberkante liegt hier 7,4^m unter Terrain. Die Gewölbeabdeckung besteht aus 19^{mm} Asphalt in zwei Lagen.

Unter den Minories selbst hat der Tunnel das obige Profil, jedoch mit nur 1,22^m Betonwiderlager und 69 cm starkem Backsteindeckengewölbe in 6 Rollen.

Vor der Blackwall-Eisenbahn verlässt die Linie die Minories in der nach Westen schwenkenden 200^m-Curve; hier sind wieder die Häuser beseitigt, um offenen Einschnitt zu ermöglichen. Die Unterführung unter die Blackwall-Linie wurde ohne den Betrieb auf einem der Gleise zu stören durch Untertunnelung hergestellt und zugleich der Bahnkörper der obern Linie durch Aufstellung von Säulen auf die Tunnelwiderlager um 2 Gleise verbreitert. Um auch in den Minories den Verkehr nicht zu unterbrechen, wurde deren Fahrbahn in 5 Nächten durch hölzerne Querbohlen auf Langschwellen provisorisch unterstützt, unter denen die Tunnelgewölbe hergestellt werden konnten.

Südlich von der Blackwall-Eisenbahn wurde für den Tunnel ein Korblinienprofil mit tangentialem Anschlusse der obern Wölbung an die vertikalen Wandungen ausgeführt, da dasselbe jedoch bei geringer Materialersparniss erhöhte Ausführungskosten ergab, so ging man unter Trinity Square wieder zu dem alten

Profile, jedoch mit nur 5 Rollen im obern und 6,57^m Radius im Sohlengewölbe, zurück. Die horizontale Unterkante der Widerlagsmauern liegt hier 53 cm unter Schienenoberkante, so dass das Sohlengewölbe, wie auf den übrigen Strecken, erheblich nach unten vorspringt. Das aus 5 Ringen bestehende Gewölbe des Korbbogenprofils wurde in Cementmörtel hergestellt.

Die Metropolitan Ry. errichtete zunächst am Ostende von Trinity Square, 122^m von der definitiven Station Tower-Hill, eine provisorische Station, Tower of London, welche aber auch nach Vollendung der ganzen Linie noch benutzt wird.

Die Oberaufsicht für die Ausführung dieses Theiles führte Mr. Tomlinson, die Bauleitung Mr. Seaton; die Ausführung hatte Mr. Walker übernommen; die Vollendung erfolgte am 13. Mai 1882.

Auf der der District und Metropolitan Ry gemeinsam zu fallenden Schlussstrecke Mansion-House—Trinity-Square wurde zum Theil auch offener Einschnitt verwendet, jedoch kamen hier mehrfach schwierige Unterfangungen vor. So wird z. B. schon dicht an der Mansion-House Station das neue 5stöckige Haus Queenstreet Nr. 29 (Eckhaus an der Thomasstreet) seiner ganzen Tiefe nach unterfahren. Die eine Giebelmauer des Hauses trifft auf die südliche Tunnelmauer, sie ist in Abschnitten von 1,52^m Länge untergraben und bis zur Tunnelunterkante untermauert, so dass sie in ganzer Länge sichere Unterstützung erhalten hat. Die zweite Giebelmauer trifft auf den Tunnel, so dass die andere Tunnelmauer nur eine Ecke tangirt. Die Tunneldecke kam etwa in die halbe Höhe des Kellergeschosses zu liegen und wurde aus starken Blechträgern unter den Scheidemauern hergestellt. Um diese einzubringen, legte man zuerst Betonfundamente in die Kellersohle und errichtete auf diesen starke Tragpfeiler aus Mauerwerk in der Aussenwand bis zu den Fensterstürzen des Erdgeschosses; zugleich wurden unter den Innenmauern hölzerne Tragjoche in die Kellermauern eingeschnitten, welche jedoch zwischen ihren Stützen den Raum für die einzubringenden Träger frei liessen. Die Kellermauern konnten nun unter den Innenmauern und zwischen den Tragpfeilern der Aussenmauer beseitigt werden. Jetzt wurde die zweite Tunnelmauer in ausgesteiftem Graben aufgeführt und das Querträgersystem auf beide Tunnelmauern gelagert, indem man die Träger zwischen die Tragpfeiler der Aussenwand und in den offenen Raum der Holzjoche unter den Innenwänden von der Seite her einschob. Nun wurden die Innenmauern auf den unter ihnen liegenden Querträgern untermauert, die Gewölbe der Tunneldecke eingespannt und auf diesen die Aussenwand schliesslich wieder voll ausgemauert. Die Tragpfeiler und Holzjoche konnten nun beseitigt und unter der fertigen Tunneldecke zunächst die alten Fundamente ausgebrochen, das Erdreich unter provisorischer Absteifung der Tunnelwände ausgehoben und schliesslich das Sohlengewölbe hergestellt werden.

Von Queenstreet folgt die Linie der Cloaklane, auf deren Südseite alle Häuser abgebrochen sind, während die der Nordseite durch eine Betonmauer unterfangen sind; es wird dann unter der Wallbrookstrasse das noch sehr nasse alte Bett eines Baches ohne besondere Schwierigkeit durchsetzt. Auf dieser Strecke wurden eine Menge römischer Scherben und Elfenbein und Goldarbeiten, zum Theil noch unter jenen bis zu Tiefen von

7,6^m gefunden, woraus man auf eine beträchtliche Erhöhung des Terrains im Laufe der historischen Zeit schliessen kann. Viele alte Särge, welche in dem Kirchhofe von St. John the Baptist gefunden wurden, sind in einem besonderen Gewölbe wieder beigesetzt und versiegelt. Bei der Kreuzung von Dowgate Hill mussten verschiedene schwierige Umbauten an den gewölbten und gusseisernen Abzugskanälen vorgenommen werden und unmittelbar darauf folgt die Station Cannon-Street, welche zum Theil unter den Kopfbau des Empfangsgebäudes der South-Eastern Ry. reicht, so dass dieses durch Träger unterstützt werden musste.

Von dieser Station aus verläuft die Linie weiter unter der Achse von Cannon-Street, wo jedoch ein Hauptabzugskanal, zugleich Nothauslass, vorgefunden wurde. Dessen Höhenlage konnte nicht geändert werden, und es blieb daher nichts anderes übrig, als ihn durch zwei Kanäle unmittelbar an der Aussenseite der Tunnelwiderlager zu ersetzen.

Das Profil hat hier 7,7^m Breite, 6,56^m Höhe zwischen den Gewölbescheiteln, 3,96^m Radius des Deckengewölbes, 2,48^m Kämpferhöhe über Schienenoberkante und 0,38^m Höhe der letzteren über dem Kämpfer des Sohlengewölbes. Die Wölbstärke variirt je nach der Last von 65 cm bis 103 cm, die Sohle ist 61 cm stark aus Beton, die Widerlager haben meist 1,22^m in Beton, steigen jedoch an schwer belasten Stellen (unter Gebäudemauern) auf 1,6^m in Klinkern und Cement. Die seitlichen Kanäle haben je etwa 1,3^m totale Breite, und so nimmt das ganze Bauwerk stellenweise bis zu $7,7 + 2 \cdot 1,6 + 2 \cdot 1,3 = 13,5^m$ der nur etwa 17,2^m breiten Strasse ein. Dazu kommt noch, dass an vielen Stellen der Raum unter den Fusswegen zu Kelleranlagen von den Häusern aus benutzt ist. Bei directer Ausführung des Tunnels und der Kanäle, welche zum Theil bis unter diese Kelleranlagen reichen, waren also erhebliche Versackungen der meist sehr hohen und schweren Häuser der Cannon-Street zu befürchten und man entschloss sich daher, die sämmtlichen Gebäudemauern bis zur Unterkante der Tunnelwiderlager mit durchlaufenden, 1,22^m starken, nach unten auf 1,83^m verbreiterten Betonfundamenten zu unterfangen. Der Vorgang dieser sehr schwierigen Ausführung war folgender: Zuerst wurden die Bordsteine durch Längsträger ersetzt, welche einen hölzernen Dielenbelag der Fusswege aufnahmen. Zwischen diesen wurden Querbalken in das Pflaster eingelassen, welche Längsbohlen von 23×10 cm und auf diesen Querböhlen von 30×8 cm als provisorische Fahrbahn aufnahmen. Nun wurden in der Strassenmitte etwa 3,0^m tiefe Schächte abgetäuft, von welchen aus ein Längsstollen mit der Sohle in Höhe des äussern Scheitels des Tunnelgewölbes ausgezimmert wurde, dessen Verzimmerung zugleich feste Stützen für die provisorischen Fahrbahnquerbalken ergab. Nun musste zuerst die Unterfangung der Gebäudemauern und der davor liegenden Kellerräume folgen. Zu diesem Zwecke wurden in kurzen Abständen eine Reihe von 1,22^m bis 1,52^m breiten, völlig ausgezimmerten Querschlägen nach beiden Seiten bergmännisch vorgetrieben, bis man die Keller- oder Gebäudemauern traf. Um die Keller zu stützen, steckte man Balken durch deren Aussenmauern, welche mit einem Ende auf die Fundamente der eigentlichen Gebäudemauer, mit dem andern Ende auf die Sohle des Querschlages

gelagert wurden. Nun untergrub man die Gebädefundamente in den Breiten der einzelnen Querschläge und stellte in der Auszimmerung dieser Schächte Betonpfeiler her, welche mit einem 91 cm hohen Kopfe aus Klinkermauerwerk in Cement durch Einkeilen von Schiefer dicht unter die Gebädefundamente geschlossen wurden. Zwischen diesen Pfeilern hob man dann den Rest der Erde aus, um die Betonfundamente zu vervollständigen.

Gas- und Wasserrohre wurden bei der Herstellung der Querschläge unter die Holzkonstruktion der Fahrbahn gehängt, bzw. auf den Auszimmerungen gestützt. Es folgte nun die seitliche Ausweitung des Hauptstollens bis zur vollen Tunnelbreite, um in seiner Sohle die Gräben für die Tunnelwiderlager einschneiden zu können, welche nach ihrer Fertigstellung die Enden der Stützbalken für die vor den Häusern liegenden Keller aufnehmen. Es war nun möglich, an der Aussenseite der Widerlager unter diesen Balken die beiden Kanäle fertig zu stellen, deren Decke die erforderlichen Mauern für die Unterstützung der Kellermauern aufnahm, womit die provisorische Stützung der Nachbargebäude ihr Ende erreichte. Der Hauptkanal wurde nun ausser Betrieb gesetzt, der Tunnel völlig ausgehoben, zuerst mit dem Sohlengewölbe in Beton, dann mit der in Backstein gewölbten Kappe versehen, mit Beton und 25^{mm} Asphalt in zwei Lagen abgedeckt und schliesslich zusammen mit den übrigen Bautheilen unter allmählicher Beseitigung der Zimmerungen wieder überfüllt.

Die Entwässerung der Strasse wurde dadurch gesichert, dass man Abfallrohre an der Aussenseite der Widerlager zwischen diesen und den Kanälen hinunterführte, welche unten die Widerlager durchbrechen und in die Tunnelentwässerung münden.

Zur Sicherung der Bahnbeamten sind hier, wie überall im Tunnel, in Abständen von 3,0^m abwechselnd auf beiden Seiten Rettungsnischen in den Seitenwänden angebracht.

Am Ende von Cannon-Street geht die Linie unter dem Denkmale König William's IV. hin in die Station London Bridge. Das Denkmal hatte sehr schlechte Fundamente und es wurde daher der ganze Unterbau durch Holzgerüste abgefangen und das Tunnelgewölbe in drei Streifen untergebracht, auf welchen man die neuen Fundamente herstellte.

Zwischen Fish-Street-Hill und Pudding Lane liegt offener Einschnitt im Kirchhofe von St. Leonhard, wo wieder viele

Särge ausgegraben und neu beigesetzt wurden, und dann schwenkt die Linie mit einer 240^m-Curve in die Eastcheap- und weiter in die Gt. Tower-Street ein; beide Strassen sollen auf 18,2^m erbreitert werden, indem von Fish-Street-Hill bis Idol Lane alle Häuser der Südseite, von da bis zur Station Tower-Hill alle auf der Nordseite beseitigt werden. Die Ausführung wird hierdurch zwar erleichtert, die Gesellschaft hat aber zur Erwerbung der Grundstücke die Summe von 10 Millionen M. beigetragen. Auf der Strecke bis Seething-Lane, wo die Station Tower-Hill den Anschluss an die früher fertig gestellte Strecke der Metropolitan Ry. bildet, kommt noch eine Reihe von schwierigen Unterführungen von Hauptkanälen unter dem Tunnel vor.

Die Ingenieure dieser von der Metropolitan und District Ry. gemeinsam ausgeführten Strecke sind Sir J. Hawkshaw und Mr. J. Wolfe-Barry, der Bauleiter Mr. Seaton und der Unternehmer Mr. Walker.

(Engineer 1883 I p. 162, 163, 184, 185, 188,
mit Illustrationen.) B.

Strassenbahnen in England und Frankreich.

Von 1876 bis Mitte 1882 ist die Länge der englischen Strassenbahnen von 151 auf 715 km, in den vereinigten Königreichen auf 907 km gewachsen, wovon 241 km städtischen Verwaltungen gehören. In London waren 113 km, in Bristol 20 km, in Liverpool 80 km, in Manchester über 190 km gebaut. 1881 bis 1882 wurden auf allen Linien 258 Millionen Menschen für 31 Millionen Mark befördert, pro 1 km somit 285 000 Personen für 34 200 M. Etwa 75% der Einnahmen werden für Betriebsausgaben verbraucht und bei 178 000 M. Anlagekosten pro 1 km verzinsen sich die Linien im Durchschnitt mit 4 bis 5%.

Frankreich besass Ende 1882 527 km Strassenbahn, Paris allein 250,4 km, Lyon 43,1 km, Lille 42,8 km, Bordeaux 35,7 km, Rouen und Marseille je 23,3 km. Auf den von der Pariser Omnibus-Gesellschaft betriebenen Linien betrugen die Betriebseinnahmen pro 1 km 107 000 M., die Ausgaben 98 000 M., auf den übrigen etwa 300 km langen Strecken war die Einnahme 44 500 M., die Ausgabe 34 200 M. Im Durchschnitt ist also die Verzinsung in Frankreich noch niedriger als in England.

(Centralblatt d. Bauverwaltung 1883 p. 301.) B.

Technische Literatur.

Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenbaues. Zweiter Theil. Die Eisenbahnwagen, von Georg Meyer, Professor an der kgl. technischen Hochschule in Berlin, Mitglie der kaiserl. Patentamtes. Mit 433 Holzschnitten und 4 Tafeln. Berlin 1884. Verlag von Ernst & Korn. gr. 8. XIII und 326 S. geh. 9 Mk. 50 Pf.

Dieses Werk erscheint, wie wir bereits bei Besprechung des 1. Theils (im Organ 1883 S. 109) erwähnten, in drei Theilen, wovon der 1. Theil die Locomotiven, der 2. Theil die Eisenbahnwagen und der 3. (im nächsten Jahre erscheinende)

Theil die Weichen, Drehscheiben, Schiebebühnen, mechanische Anlagen der Wasserstationen u. s. w. behandelt.

In dem vorliegenden 2. Theil wird nach einer kurzen Einleitung über die Bedeutung und allgemeine Construction der Eisenbahnen, deren Eintheilung und über die Untergestelle der Wagen im 1. Capitel die Achsen mit Rädern und Achsbüchsen, im 2. Capitel die Tragfedern, im 3. Capitel die Gestellrahmen nebst Achshalter, im 4. Capitel die Zug- und Stossvorrichtungen, im 5. Capitel die drehbaren Gestelle und Lenkachsen, im 6. Capitel die Bremsen, im 7. Capitel die Personenwagen, im

8. Capitel die Post- und Gepäckwagen, im 9. Capitel die Güterwagen mit geschlossenem Oberkasten, im 10. Capitel die offenen Güterwagen, im 11. Capitel die Wagen für Bahn- und Bahnunterhaltung und im 12. Capitel Verschiedenes und Allgemeines über Eisenbahnwagen eingehend besprochen und durch die zahlreichen in den Text gedruckten Holzschnitte und beigelegten 4 Zeichnungstafeln klar erläutert. Am Schlusse sind noch interessante Betrachtungen über Eigengewicht und Tragfähigkeit der Eisenbahnwagen, sowie die Hauptdimensionen der Normalwagen der Preuss. Staatsbahnen hinzugefügt, so dass der Zweck des Buches, zunächst jüngern Maschinen-Ingenieuren als Leitfaden beim Studium und auch als Hilfsmittel zum Entwerfen zu dienen, ganz zweifellos erreicht wird und das Werk bestens empfohlen werden kann.

H.

Der Oberbau mit eisernen Querschwellen von Franz Heindl.

Mit einer Tafel und 7 Textfiguren. Wien. Spielhagen und Schurich, Verlagsbuchhandlung.

In vorliegender Broschüre bespricht Verfasser das von ihm construierte Oberbausystem, nachdem er vorher die Principien für einen richtigen Querschwellen-Oberbau kurz und klar erläuterte.

Die Vorzüge des Oberbausystems Heindl wurden in dieser Zeitschrift schon wiederholt hervorgehoben und die Aufmerksamkeit der Eisenbahn-Techniker auf dieses System gelenkt.

Von besonderem Interesse dürfte die Bezeichnung der Bahnstrecken sein, auf welchen das System bisher zur Anwendung gelangte, was aus nachstehender der Broschüre entnommenen Tabelle ersehen werden kann.

	Bezeichnung der Bahn	Bezeichnung der Strecke	Länge km	Max. Neigung per mille	Min. Rad. m
1	K. k. Direction für Staats-Eisenbahnbetrieb in Wien	Breitenschützing-Schwanenstadt	1,00	3,7	570
2	K. bayer. Staatsbahnen	Landshut-Neumarkt	0,27	12,5	350
3	Kaiser Ferd.-Nordbahn	Angern-Dürnkrut	2,00	0,4	1327
4	Aussig-Teplitzer Eisenb.	Ullersdorf-Dux	1,00	8,6	474
5	Dux-Bodenbacher Eisenb.	Kosten-Dux	1,00	13,0	284
6	K. k. Staatsbahn Tarnow-Leluchow	Grybow-Ptaszkowa	0,10	18,0	300
7	Galiz. Karl Ludwig-Bahn	Klai-Bochnia	1,00	0,6	948
8	K. k. Direction für Staats-Eisenbahnbauten	Arlberg-Tunnel	10,224	15,0	300
9	General-Direction der k. b. Verkehrsanstalten, Bau-Abtheilung	Stockheim-Ludwigstadt-Probstzella	30,80	25,0	300
10	Leoben-Seegraben	—	0,60	41,2	150

Das System hat seit den ersten Veröffentlichungen desselben nur einige kleine Aenderungen erfahren. Das Legen des Oberbaues ging auf allen Strecken anstandslos und rasch von Statten. Die Broschüre ist mit sehr guten Zeichnungen ausgestattet.

D.

Die electrischen Einrichtungen der Eisenbahnen und das Signalwesen. Von L. Kohlfürst, Oberingenieur. Mit 130 Abbildungen (Electro-technische Bibliothek XII. Band). Wien, Pest, Leipzig 1883. A. Hartlebens Verlag. 8. VIII und 327 Seiten. geh. 3 Mk.

In einer Einleitung, welche der engeren Behandlung des eigentlichen Stoffes vorausgeht, bringt der auf diesem Gebiete rühmlichst bekannte Verfasser in klarer einfacher Darstellung die Principien für electrische Anlagen in Erinnerung, zugleich als ausreichende Anbahnung des Verständnisses des Ganzen dienend. Die leicht verständlichen, durch zahlreiche gute Abbildungen erläuterten Beschreibungen lassen das vorzüglich

ausgestattete Werkchen besonders geeignet erscheinen, sowohl jüngere Betriebsbeamte über manche der vorkommenden neueren Einrichtungen aufzuklären, als es auch als anregende Lectüre für angehende Electro-Techniker wärmstens empfohlen werden kann.

K.

Oesterreichische Eisenbahngesetze. Sammlung der auf das Eisenbahnwesen Bezug habenden Gesetze, Verordnungen und Judicate. Unter Mitwirkung des Dr. J. Messerklinger herausgegeben von Dr. Vict. Röhl. Wien 1884. Manz'sche Hof-, Verlags- und Universitäts-Buchhandlung. gr. 8.

Da die von den Hofräthen v. Pollanetz und Dr. v. Wittek veröffentlichte Sammlung der auf das österreich. Eisenbahnwesen Bezug habenden Gesetze, Verordnungen und Constitutivurkunden nur bis zum Jahr 1877 fortgesetzt worden und zum nicht geringen Theil bereits antiquirt ist, wie auch der Gebrauch dieser Sammlung durch die vielen Ergänzungsbände nicht unerheblich erschwert wird, so hat der durch seine literarischen Arbeiten in Eisenbahnkreisen rühmlichst bekannte Dr. Röhl sich zur Herausgabe des vorliegenden Werks entschlossen.

Dasselbe weicht in wesentlichen Beziehungen von dem Vorbilde der oben erwähnten Sammlung ab. So sind die Constitutivurkunden der einzelnen Bahnen in die Sammlung nicht aufgenommen, welche nach der Annahme des Dr. Röhl zu wenig allgemeines Interesse bieten. Dagegen wurden die eisenbahnrechtlichen Judicate des obersten Gerichtshofes, sowie des Verwaltungsgerichtshofes vollauf berücksichtigt, nach dem dieselben für die Beurtheilung oder Entscheidung analoger Fälle vom grössten Werthe sind. Ebenso ist der Herausgeber bemüht, Gesetze und Verordnungen, soweit sie Sonderbestimmungen in Eisenbahnsachen enthalten, ohne Rücksicht auf das Rechts- und Verwaltungsgebiet, welchem sie angehören, in möglichster Vollständigkeit zusammenzufassen.

Um den interessirten Kreisen ein möglichst getreues Bild über die Gliederung des Stoffes in dem Buche zu geben, lassen wir hier eine allgemeine Uebersicht des Inhaltes folgen.

1. Theil. I. Gesetzgebungsrecht in Eisenbahnsachen und Regelung des Eisenbahnwesens gegenüber Ungarn. II. Eisenbahnbehörden. III. Eisenbahnconcessionswesen. IV. Eisenbahnbau. V. Eisenbahn-Zufahrtstrassen. VI. Enteignung für Eisenbahnzwecke. VII. Eisenbahnbücher und Bestimmungen über die Sicherung der Rechte der Besitzer von Eisenbahn-Theilschuldverschreibungen.

2. Theil. I. Betriebsordnung. II. Haftpflicht für körperliche Verletzungen und Tödtungen. III. Vorschriften zum Schutze des Eisenbahnbetriebes. 1. Strafgesetzliche Bestimmungen, betreffend Beschädigung und andere strafbare Handlungen in Bezug auf Eisenbahnen. 2. Feuerpolizei. 3. Dampfkesselpolizei. IV. Verkehrsvorschriften für Haupt- und Secundärbahnen. V. Vorschriften über Militärtransporte auf Eisenbahnen.

3. Theil. I. Bestimmungen des Handelsgesetzes über das Frachtgeschäft der Eisenbahnen. II. Betriebsreglement. III. Beförderung explodirbarer Stoffe. IV. Viehbeförderung. Veterinärvorschriften für Eisenbahnen. V. Tarifwesen, einschliesslich der Bestimmungen über Militärtarife. VI. Zollvorschriften für den Eisenbahnverkehr.

4. Theil. Vorschriften, betreffend das Personal der Eisenbahnen.

5. Theil. I. Besteuerung der Eisenbahnen. II. Gebühren in Eisenbahnangelegenheiten.

6. Theil. Statistik und Verrechnungswesen der Eisenbahnen. — Alphabetischer und Gesetzindex.

Das ganze Werk wird in 10—12 Heften zum Preise von 1 Fl. erscheinen. Bis jetzt liegen uns 6 Hefte vor, welche bis zum 17. Abschnitt (Beförderung explodirbarer Stoffe) reichen.

K.