

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXVIII. Band.

Ergänzungsheft. 1891.

### Freie Lenkachsen für Zuggeschwindigkeiten bis 90 km in der Stunde und für Wagen mit und ohne Bremsen.

Versuche, angestellt im Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Auszug aus dem Berichte des Unterausschusses für die Prüfung der zu „Vereinslenkachsen“ vorgeschlagenen Lenkachsenanordnungen.\*)

(Hierzu Zeichnungen auf den Tafeln XXXVI bis XXXX.)

Wir haben bereits Organ 1891, Seite 123, auf die Umstände hingewiesen, welche zu den wiederholten Versuchen mit »freien«, d. h. nicht zwangsläufigen Lenkachsen geführt haben, und lassen hier einen eingehenderen Auszug aus dem Berichte des Unterausschusses folgen.

Der Umstand, daß bei der Bewegung eines zweiachsigen Fahrzeuges im gekrümmten Gleise die Vorderachse mit dem äußeren, die hintere mit dem inneren Rade an die betreffende Schiene anläuft, daß also an der Vorderachse das äußere, an der Hinterachse das innere Rad, weil auf größerem Laufkreise rollend, voreilt, und daß am äußeren Rade der Vorderachse, wie am inneren der Hinterachse der wagerechte Druck zwischen Schiene und Spurkranz vor der Radmitte wirkend an beiden Achsen entgegengesetzt gerichtete wagerechte Drehmomente erzeugt, hat zur Folge, daß die Achsen bestrebt sind, ihre gleichgerichtete Stellung in den Bögen zu Gunsten einer mehr oder weniger genau nach dem Mittelpunkte gerichteten aufzugeben. Man versuchte daher seit lange den Achsen diese selbstthätige Einstellung dadurch zu ermöglichen, daß man den Achslagern in seitlicher Richtung das erforderliche Spiel gab. Es zeigte sich jedoch bei den ersten Ausführungen, daß die Vorderachse sich in der Regel zu wenig, die Hinterachse zu stark verstellte, und daß namentlich kurze Wagen dieser Bauart bei hoher Geschwindigkeit stark schlingerten. Künstliche Widerstände gegen die Schrägstellung, welche in der Geraden die Mittellage erhalten sollten, hoben letzteren Uebelstand nicht völlig, und so glaubte man zu zwangsläufigen Lenkachsen übergehen zu müssen, bei denen die richtige Stellung durch entsprechend ausgebildete Kuppelungsgestänge der Achsen erzwungen wird; von diesen

sind denn in den letzten Jahren auch eine große Zahl zu »Vereinslenkachsen« erklärt, wie aus den betreffenden Mittheilungen des Organes hervorgeht.

Jedoch auch die so ausgestatteten Wagen zeigten vielfach unruhigen Gang, so daß man der Bestrebungen zur Beseitigung dieses Uebelstandes nicht enthoben wurde. Diese haben dann schließlich zu befriedigenden Ergebnissen geführt, und als man die dabei gesammelten Erfahrungen auf die freien Lenkachsen übertrug, stellte sich heraus, daß auch diese nun völlig befriedigend wirkten. Die nun angestellten neuen Versuchsreihen führten zu der Ueberzeugung, daß man freie Lenkachsen für alle Verhältnisse unbedenklich zulassen könne.

Von den früheren Versuchen mit freien Lenkachsen sind die der Ungarischen Staatsbahnen von 1882 und die der Sächsischen Staatsbahnen von 1883 seitens des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen veröffentlicht †). Bei diesen Versuchen beobachtete man die Bewegung zweier auf gleicher Seite des Wagens liegender Achsschenkel, und zog daraus Schlüsse unter der stillschweigenden Voraussetzung, daß die Achsen sich um ihre Mitte drehten.

Bei beiden Versuchsreihen wurden je zwei Wagen gebremst und ungebremst beobachtet.

Auf der ungarischen Staatsbahn fand man auf der Fahrt zwischen Rutteck und Gran-Brefsnitz an dem einen Wagen in

†) Die Versuche sind erwähnt in „Die Vereinslenkachsen, ausgegeben von der geschäftsführenden Direktion des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen“, Berlin. August 1888, neue Auflage 1891. in Commission bei C. W. Kreidel's Verlag, Wiesbaden. Vergl. auch Organ 1891, Seite 123.

\*) Der Bericht ist in besonderem Hefte von der geschäftsführenden Verwaltung des Vereines ausgegeben, in Commission bei C. W. Kreidel's Verlag, Wiesbaden 1891.

beiden Zuständen ziemlich richtige Einstellung, bei dem andern ergab aber die Vorderachse nur sehr geringe Ausschläge, welche anscheinend nicht einmal immer nach der richtigen Seite erfolgten.

Auf der Sächsischen Staatsbahn fanden die Versuchsfahrten am 22. November 1883 zwischen Pirna und Berggießhübel in ähnlicher Weise statt. Auch hier zeigte sich bei gelösten Bremsen eine, wenn auch wenig befriedigende, doch der Richtung nach zutreffende Einstellung, dabei aber trotz der geringen Geschwindigkeit von 15 bis 30 km in der Stunde ein starkes Schlingern. Völlig ungenügende Ergebnisse erhielt man aber bei angezogenen Bremsen, da hier in einem Falle bei der Bergfahrt in einem Bogen von 190 m Halbmesser bei 3,353 m Achsstand an der Vorderachse ein richtig gestellter Ausschlag bis 13,5 mm und an der Hinterachse ein nach der verkehrten Seite gerichteter bis zu 16 mm beobachtet wurde, während der der Krümmung entsprechende Ausschlag erheblich geringer war, und in einem Bogen von 300 m Halbmesser am zweiten Wagen von 5,5 m Achsstand bei der Thalfahrt die Vorderachse bis zu 5 mm nach der richtigen, die Hinterachse bis zu 3 mm nach der verkehrten Seite ausschlug. Zugleich zeigte sich, daß die gebremsten Achsen nach hinten verschoben wurden, was namentlich in der Geraden hervortrat; bei dem Wagen mit kurzem Achsstande ging diese Verschiebung so weit, wie es der Spielraum der Lager gestattete, bei dem längeren Achsstande trat die Verschiebung in geringerem Maße, am stärksten an der Hinterachse ein.

Diese im Ganzen höchst unbefriedigenden Ergebnisse hatten die Anschauung zur Folge, daß die freien Lenkachsen eine genügende Führung der Wagen nicht gewährleisteten, und führten bei der Aufstellung des Vorschlages für die Grundzüge für die Prüfung und Zulassung von Vereinslenkachsen\*) zu der Fassung, daß:

Güterwagen mit freien Lenkachsen in Züge, deren Geschwindigkeit 50 km in der Stunde überschreitet, nicht eingestellt werden sollten, und daß freie Lenkachsen nicht gebremst werden dürften.

Wenn auch diese Bestimmungen in die endgültige Fassung nicht aufgenommen wurden, so genügten ihre Grundlagen doch, um ein allgemeines Mißtrauen gegen die freien Lenkachsen wachzurufen, das ihre Verbreitung gehemmt hat.

Gegenüber dieser Zurückhaltung der meisten Bahnverwaltungen suchten einige die erkannten Mängel abzustellen, insbesondere gaben die Generaldirection der Reichseisenbahnen in Elsaß-Lothringen, sowie die Direction der Holländischen Eisenbahn die Versuche nicht auf, an denen sich auch die Mitglieder des Lenkachs-Unterausschusses beteiligten. Nach diesen stellte auch die Generaldirection der Badischen Staatsbahn eine Versuchsreihe mit neuen Wagen an.

#### Die Versuche auf den Reichseisenbahnen in Elsaß-Lothringen.

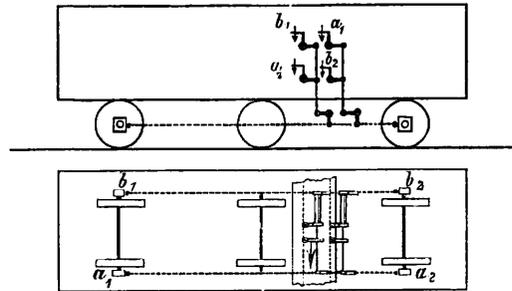
Unmittelbare Veranlassung zu den Versuchen waren die mit gebremsten freien Lenkachsen versehenen dreiachsigen Güterwagen der internationalen Schlafwagen-Gesellschaft, welche im

\*) Organ 1887, S. 74.

Orientexpreszüge ohne wesentliche Mängel zu zeigen auch mit großen Geschwindigkeiten liefen. Die Versuchsstrecke (Straßburg-Molsheim) ist in Fig. 1, Taf. XXXVI dargestellt.

Die Einrichtung für die Aufzeichnung der Schaulinien zeigt Textabbildung Fig. 65, nach welcher immer die beiden

Fig. 65



mit zwei an einer Achse befindlichen Achsschenkeln  $a_1$ ,  $b_1$  bzw.  $a_2$ ,  $b_2$  verbundenen Schreibstifte  $a_1$ ,  $b_1$  bzw.  $a_2$ ,  $b_2$  einander gegenüber liegen, um auf zwei quer zum Wagen laufenden Papierstreifen zu zeichnen. Wenn die Achsen sich um ihre Mitten verdrehen, muß in jedem Schreibstiftpaare danach eine zur Streifenmitte symmetrische Verschiebung entstehen.

In der That entstanden hier Aufzeichnungen (Beispiel vergl. Fig. 2, Taf. XXXVII), welche bewiesen, daß wenn man auch hier nur die Achsschenkel einer Wagenseite beobachtet hätte, man wahrscheinlich auch hier zu dem Schlusse gelangt wäre, daß die Einstellung eine mangelhafte, oder gar verkehrte sei, denn die Aufzeichnungen entwickelten sich keineswegs symmetrisch zur Mittellinie, wichen vielmehr mehrfach für die Schenkel einer Achse nach derselben Seite hin ab. Wenn dann aber rückwärts aus den Aufzeichnungen die wirkliche Stellung der Achsen so ermittelt wurde, wie es unter Fig. 2, Taf. XXXVII durch Einzeichnen der abgelesenen Stellungen der Achsschenkel geschehen ist, so zeigte sich in allen Fällen eine recht gute, wenn nicht genaue Einstellung, und man erkannte, daß die Bewegung der Achsen im Allgemeinen nicht durch Drehung um ihren Mittelpunkt, sondern gleichzeitig durch Drehung und Gesamtverschiebung erfolgt, daß also die Grundannahmen der älteren Versuche nicht maßgebend waren.

Die wesentlichsten Angaben über die Bauart des Versuchswagens, insbesondere mit Rücksicht auf die Lagerung der Achsen und die Bremsanordnung ist in Fig. 3 bis 11, Taf. XXXVII dargestellt.

Behufs Prüfung des Verhaltens beim Verschieben wurden auch Fahrten durch Weichenbögen aufgenommen, ein derartiges Beispiel ist in Fig. 12, Taf. XXXVI für beide Achsen dargestellt und für 2 besondere Punkte ausgetragen.

Auch die Einwirkung des Bremsens mit der in Fig. 9 und 10, Taf. XXXVII dargestellten Bremseinrichtung wurde in besonderen Fahrten erprobt, wobei die Drücke aller Bremsklötze gleich groß gehalten wurden. Hierbei namentlich zeigte sich wieder wie früher die scheinbar ganz verkehrte Einstellung, wie Fig. 13, Taf. XXXVIII besonders deutlich zeigt, wo alle vier Schenkel, insbesondere also die jeder Wagenseite statt nach entgegengesetzter nach gleicher Richtung verschoben erscheinen.

Aber auch hier ergab die Austragung der Achsen stets eine Einstellung in richtigem Sinne, und wies nach, daß die scheinbar verkehrte Stellung der Erfolg einer Gesamtverschiebung der Achsen im Spielraume der Lager nach hinten war.

Es folgt hieraus also, daß es unzulässig ist, aus der Verschiebung eines Achsschenkels Schlüsse auf die Stellung der Achse zu ziehen, da sehr wohl, und zwar nach Anziehen der Bremsen, eine an sich richtige Einstellung bei Beobachtung nur eines Schenkels in Folge der Gesamtverschiebung der Achse verkehrt erscheint.

Hiernach erwies sich also das auf Grund der älteren Beobachtungen gefällte Urtheil als unzutreffend.

#### Die Versuche auf der Holländischen Eisenbahn.

Um jedoch jeden Zweifel an der Berechtigung der Umstofsung der früheren Ergebnisse auszuschließen, wurden unter Zuziehung des Lenkachs-Unterausschusses auf der Holländischen Eisenbahn ähnliche Versuche vom 8. bis 15. März 1889 wiederholt, welche insofern noch umfassender waren, als man hier auch die Einflüsse des Achsstandes und des Verhältnisses dieses zur Wagenlänge, des Wagengewichtes, der Bremswirkung und der thatsächlichen Gestalt der Radreifen festzustellen suchte.

Es wurden auf der Strecke Amsterdam-Haarlem mit Bogenhalbmessern von 350 bis 4000<sup>m</sup> 137 Versuchsfahrten ausgeführt, 70 mit ungebremsten Achsen bei Geschwindigkeiten von 20 bis 100 km in der Stunde, 29 Fahrten mit Bremswirkung, wobei der Druck der inneren Klötze für jede Atmosphäre Spannung im Bremscylinder um 314 kg größer war, als der der äußeren, und 38 Fahrten mit gleichem Drucke aller Klötze. Die vergleichenden Versuche mit verschiedenartig ausgelaufenen Radreifen wurden namentlich an einem Wagen mit kurzem Achsstande von 4,7<sup>m</sup>, unter Einwechselung verschiedener Achsen vorgenommen, weil anzunehmen war, daß etwaige ungünstige Einwirkungen hier besonders deutlich hervortreten würden. Ohne eingehende Darstellung der Einzelheiten der Versuchswagen sollen hier die wichtigsten Ergebnisse der Beobachtungen kurz geschildert werden, welche in den wesentlichen Punkten mit denen der früheren Versuche völlig übereinstimmen.

#### 1. Verhalten der ungebremsten Achsen in der Geraden.

Abgesehen von den Aufzeichnungen, welche bei anderen Versuchen für diesen Fall nebenher gewonnen wurden, stellte man besondere Beobachtungen nur an dem Wagen mit kurzem Achsstande für verschiedenartig ausgelaufene Radreifen an. Wenig ausgelaufene, stark ausgelaufene und cylindrisch abgedrehte Reifen ergaben hier ganz gleichmäßig ruhigen Gang und unveränderlich gerade Stellung der Achsen, selbst in kurzen von Bögen eingeschlossenen Geraden. Gleich guter Gang und gleich richtige Stellung der Achsen zeigte sich auch bei den übrigen Versuchsfahrzeugen und zwar bis zu den höchsten Geschwindigkeiten hinauf. Es ist demnach der früher beobachtete unruhige Gang der freien Lenkachsen offenbar nicht wesentlich mit dieser Bauart verbunden, und früher wahrscheinlich aus anderen Gründen, bei den Versuchen der Sächsischen Staatsbahn wahrscheinlich aus dem sehr kurzen Achsstande von 3,35<sup>m</sup> zu erklären.

#### 2. Verhalten der gebremsten Achsen in der Geraden.

Bei der Verwendung gleichen Druckes an allen Bremsklötzen zeigte sich hier, wie bei den Versuchen der Reichseisenbahnen, daß die Achsen gegen ihre Mittellage im Ganzen nach rückwärts verschoben wurden. Verwendete man aber eine solche Gestängelübersetzung, daß der Druck der inneren Klötze für jede Atmosphäre des Brems-Luftdruckes 314 kg größer wurde, als der der äußeren, so behielten die Achsen zwar ihre gerade Stellung, wurden aber beide nach den Wagenenden hin im Ganzen verschoben, so daß ihr Abstand sich vergrößerte.

Ein Beispiel für gleiche Klotzdrücke giebt Figur 14, Tafel XXXVIII, ein solches für ungleiche Drücke Figur 15, Tafel XXXVIII.

Bei fast genau gerader Stellung der Achsen blieb auch hier der Gang für alle Geschwindigkeiten völlig ruhig, so daß also auch der Bremswirkung mit gleichen oder ungleichen Drücken ein ungünstiger Einfluß auf das Spiel freier Lenkachsen nicht zugeschrieben werden kann.

#### 3. Verhalten der ungebremsten Achsen in den Bögen.

Bei allen Versuchen dieser Gruppe haben sich die Achsen in allen Bögen und bei allen Geschwindigkeiten in richtigem Sinne eingestellt. Jedoch zeigte sich wieder, daß die Achsen sich bald um ihre Mitte, bald um einen andern Punkt ihrer Länge drehten, der in vielen Fällen sogar außerhalb der Länge der Achse lag. Man erhält daher ein richtiges Bild der thatsächlichen Stellung der Achsen gegen einander nur, wenn man die Verschiebungssummen der beiden Wagenseiten addirt, und diese Summen von einander abzieht, d. h. wenn man die Größe  $(a_1 + a_2) - (b_1 + b_2)$ , welche dann zeigt, um wie viel sich die Achsschenkel auf der einen Wagenseite mehr gegen einander verschoben haben, als auf der andern. Offenbar muß dieser Ausdruck mit Rechts- oder Linkskrümmung des durchfahrenen Bogens das Vorzeichen wechseln. Diese Größe läßt sich sowohl aus den Schaulinien für die thatsächliche Stellung der Achsen an jeder Stelle abgreifen und dann als fortlaufenden Linienzug auftragen, als auch aus den Krümmungshalbmessern und dem Achsstande für die theoretisch richtige Stellung berechnen, wobei sich ein gebrochener Linienzug ergibt.

Ein Beispiel einer derartigen Ermittlung zeigt Fig. 16, Taf. XXXIX. Die zahlreichen Bögen der Strecke von sehr schwankendem Halbmesser haben alle die gleiche Krümmungsrichtung, der Sinn des Summen-Unterschiedes bleibt daher unverändert, und zwar in diesem Falle —; die Größe des Unterschiedes schmiegt sich der gebrochenen Linie der theoretischen Stellung fast vollkommen genau an, so daß man aus dieser Größe und den Wagenabmessungen rückwärts den Bogenhalbmesser mit großer Genauigkeit würde berechnen können. Die Einstellung ist in diesem Falle also eine vorzügliche gewesen. Wenn nun die Einstellung auch nicht in allen Fällen eine gleich scharfe war, so war doch das Ergebnis, daß sich die ungebremsten freien Lenkachsen den Bögen in durchaus befriedigender Weise anschmiegen, und dabei völlig ruhigen Gang bis zu den höchsten Geschwindigkeiten zeigten.

#### 4. Verhalten der gebremsten Achsen in den Bögen.

Diesem Zustande der Achsen wurde die eingehendste Untersuchung zu Theil.

Bei gleichen Klotzdrücken wurde auch hier bei allen Geschwindigkeiten für stark und schwach ausgelaufene, wie auch cylindrische Reifen Einstellung in richtigem Sinne gefunden; in wenigen Fällen wurde hier freilich beobachtet, daß starke Abweichungen von der theoretisch richtigen Stellung vorkamen. Den schlimmsten beobachteten Fall dieser Art zeigt Fig. 17, Taf. XXXX, wo in einem 450<sup>m</sup> Bogen zwar die Einstellung in richtigem Sinne, jedoch nach dem Summen-Unterschiede erheblich zu schwach und außerdem so erfolgt ist, daß die gebremste Hinterachse fast genau gleich gerichtet zur Mittelstellung nach hinten verschoben wurde, während die Vorderachse eine starke Verdrehung ausführte.

Bei ungleichen Bremsdrücken bleibt zwar die Einstellung im Allgemeinen auch eine befriedigende, doch wuchsen die Abweichungen hier in einzelnen Fällen soweit, daß der richtige Sinn der Einstellung zweifelhaft wurde. Ein Beispiel dieser Art ist in Fig. 18, Taf. XXXX dargestellt, in der sich aufser der Auseinanderverschiebung der Achsen durch von innen größere Klotzdrucke eine Verdrehung beider Achsen in gleichem Sinne zeigt. Aber selbst hier haben sich die beiden auf dem äußeren, Strange laufenden Räder  $a_1$  und  $a_2$  weiter von einander entfernt, als die auf dem inneren Strange laufenden  $b_1$  und  $b_2$ , so daß in diesem Sinne die Einstellung immer noch richtig genannt werden kann.

In einem Falle wurden die Abstände der Räder auf beiden Strängen gleich; Fälle aber, in denen der Abstand auf dem inneren Strange größer geworden wäre als auf dem äußeren sind nicht vorgekommen. Dazu ist noch zu bemerken, daß der Einfluß kurzen Achsstandes und stark ausgelaufener Reifen auf diesen Zustand der freien Lenkachsen nicht untersucht wurde.

Es geht hieraus hervor, daß die mit ungleichen Klotzdrücken gebremsten Achsen die mangelhaftesten, ja unbefriedigende Ergebnisse lieferten.

#### Schlussfolgerungen.

Aus den mitgetheilten Versuchen glaubt der Unterausschuß für Lenkachsen die folgenden Schlüsse ziehen zu können.

Durch geeignete Bauart der Wagen läßt sich eine genau gerade Stellung freier Lenkachsen in der Mittellage und ein völlig ruhiger Gang der mit diesen ausgestatteten Wagen in der Geraden erreichen.

Bei geeigneter Bauart ist man der Einstellung freier Lenkachsen in den Bögen in theoretisch richtigem Sinne, sowie des ruhigen Ganges gebremster und ungebremster Wagen bis zu 90 km Geschwindigkeit in der Stunde sicher.

Der Achsstand und dessen Verhältnis zur Wagenlänge ist innerhalb der für diese Abmessungen üblichen Grenzen nicht von wesentlichem Einflusse auf die Einstellbarkeit freier Lenkachsen. Ein großes Verhältnis des Achsstandes zur Kastenlänge trägt jedoch bei großen Geschwindigkeiten zur Verbesserung des Ganges bei.

Der Abnutzungszustand der Reifen scheint keinen merklichen Einfluß auf die Einstellbarkeit freier Lenkachsen zu haben.

Diese Ergebnisse erschienen dem Technischen Ausschusse des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen durchschlagend genug, um auf Antrag mehrerer Mitglieder, sowie des Lenkachs-Unterausschusses die freien Lenkachsen mit und ohne Bremsen, aus der Gruppe B (Geschwindigkeiten unter 50 km in der Stunde\*) in die Gruppe A (für alle Züge und Geschwindigkeiten) zu versetzen. Sie haben hier die Bezeichnung »Vereinslenkachse A4« erhalten, wie wir bereits Organ 1890, Seite 25, 1891, Seite 28 und 123 berichteten.

#### Versuche der Generaldirection der Badischen Staatsbahn im Mai und Juni 1890.

Nach Genehmigung der Vereinslenkachse A4 hat die Generaldirection der Badischen Staatsbahn 10 zweiachsige Abtheilwagen für Schnellzugdienst beschafft, welche in Zügen größter Geschwindigkeit auf den Strecken zwischen Basel-Frankfurt a/M.-Berlin und Köln verkehren, und hat mit diesen weitere eingehende Versuche auf Versuchsstrecken zwischen Karlsruhe und Offenburg und zwischen Offenburg und Triberg angestellt. Der einzige Unterschied gegen die frühere Art der Beobachtung lag hier im Schreibwerke, welches so eingerichtet war, daß bei richtiger Einstellung alle vier Schreibstifte nicht paarweise symmetrische, sondern nach ein und derselben Seite von der Mittellage abweichende Aufzeichnungen gaben, und zwar nach derjenigen Seite, auf welcher der Mittelpunkt lag. Schaulinien wurden aufgenommen für 92 km Fahrt in der Stunde in der Geraden, in S-Bögen von 300<sup>m</sup> Halbmesser bei 30 km Fahrt ohne Bremsung, in S-Bögen von 600<sup>m</sup> und 700<sup>m</sup> Halbmesser bei 65 bis 70 km Fahrt ohne Bremsung, in einfachen und S-Bögen von 300 bis 450<sup>m</sup> Halbmesser bei 30—55 km Fahrt mit Bremsung.

Sämmtliche sehr zahlreichen Schaulinien ergaben durchaus befriedigende Wirkung, und der Gang der Wagen war ein völlig ruhiger, beides auch bei Stellung am Schlusse des Zuges.

Die Wagen wurden zu den Versuchen benutzt, wie sie aus der Fabrik kamen, und haben auch nach den Versuchen keine Nacharbeiten erfahren.

In wie weit nun die Bestimmungen für die Zulassung von Vereinslenkachsen mit Rücksicht auf die hier gewonnenen Erfahrungen wesentliche Vereinfachungen erfahren werden, das hängt vom Verlaufe weiterer Versuche ab, welche der Unterausschuß über die Einwirkung einzelner Bautheile und Anordnungen, wie Neigung und Länge der Federgehänge, Spannung der Tragfedern, Größe des Bremsdruckes u. a. m. auf den Gang der Lenkachsen gegenwärtig anstellt, und über die wir später berichten werden. Es ist jedoch schon jetzt mit Sicherheit zu übersehen, daß solche Vereinfachungen möglich sein werden.

\*) Organ 1887, S. 74.

## Ueber die Bauart unserer Eisenbahn-Oberbau-Anordnungen.\*)

Von E. Schmidt, Civil-Ingenieur in Dresden.

(Hierzu Zeichnung Fig. 1 auf Taf. XXXVII.)

### I. Die Bettung.

Zur guten Lage eines Eisenbahnoberbaues gehört zunächst eine dauernd gute Bettung; meinen Ausführungen über die Bauart und Unterhaltung der bisher bei den Hauptbahnen in Deutschland ausgebreitet im Gebrauche befindlichen Oberbau-Anordnungen schicke ich daher zunächst die folgenden Bemerkungen über die Bettung voraus.

Bekanntlich ist eine dauernd gute Lage und Beschaffenheit der Bettung abhängig von der Art des Schüttungsbodens der Dämme, von der Beschaffenheit des Bodens, auf welchem die Dämme stehen, in den Einschnitten von dem mehr oder weniger aufweichbaren Boden unter der Bettung und in den seitlichen Massen und von der geringeren oder gröfseren Widerstandsfähigkeit des Oberbaues.

Es wirken also sehr verschiedene Ursachen, oft mehrere zugleich, an der Zerstörung des Bettungskörpers, der als Grundlage für den Oberbau, als Mittel für die Entwässerung und damit zugleich als Sicherungsmittel für den Bahnkörper zu dienen hat.

Ist der Schüttungsboden der Dämme — oder der unter denselben gewachsene Boden — unter der Bettung, in den Einschnitten, auch in den seitlichen Massen, aufweichbar oder leicht beweglich, so wird eine Wasserabführung durch Sickerzüge, Canäle, Drainrohre u. s. w. unter Berücksichtigung der fortwährenden Erschütterungen des Bahnkörpers durch die fahrenden Züge sehr schwierig und nur unter Aufwendung hoher Kosten zu unterhalten sein.

Je weniger beim Neubau oder bei der Ausführung solcher Anlagen während des Betriebes der Bahnen durch geringe Bemessung dieser Anlagen gespart wird, desto gröfsere Ersparnisse werden in der Folge gemacht werden.

Um aber die Bettung dauernd gut, d. h. durchlässig und tragfähig zu erhalten, mufs auch ein sicherer liegender Oberbau, als die bisher üblichen Lang- und Querschwellen-Bauarten in Eisen angewendet werden.

Je leichter der Oberbau, desto weniger fest läfst sich derselbe unterstopfen; denn das Eigengewicht des Oberbaues zieht dem Grade der Unterstopfung die Grenze.

Je mangelhafter aber die Unterstopfung ausgeführt werden kann, desto öfter mufs dieselbe wiederholt werden, desto gröfser ist auch die mechanische Zerstörung der Bettung und um so schneller wird die Undurchlässigkeit und Tragfähigkeit derselben, sowie die Verstopfung der Entwässerungs-Anlagen herbeigeführt.

Natürlich entstehen dadurch Wechselwirkungen; denn bei dem bisher oft in sehr geringen Abmessungen ausgeführten Bettungskörper, welcher ja für die früheren Locomotiv- und

Zuglasten und geringen Geschwindigkeiten der Fahrzeuge genügte, ist jetzt eine den gesteigerten und immer noch wachsenden Ansprüchen, welche an Dauer und Tragfähigkeit gestellt werden müssen, genügende Wirkung ausgeschlossen, und so entsteht eine im Allgemeinen schlechte Lage des meist an und für sich nicht genügend schweren Oberbaues, nur unterbrochen von kurzen Fristen nach stattgehabter Unterstopfung.

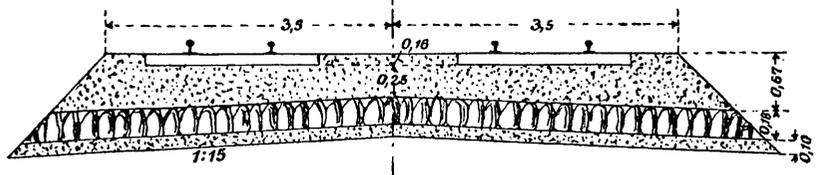
Hierdurch wird aber auch eine sehr baldige Abnutzung des Oberbaues selbst hervorgerufen, natürlich um so schneller, je weniger derselbe gerechten Forderungen an Dauerhaftigkeit und Gewicht entspricht.

Damit ist auch eine bedeutend erhöhte Abnutzung der Fahrzeuge und eine nicht zu unterschätzende Gefahr für den Betrieb verbunden.

Aus dem Angeführten geht hervor, dafs die Querschnitte der Bettung nicht, wie dies leider vielfach der Sparsamkeit halber bisher geschah und noch geschieht, in geringen Abmessungen ausgeführt werden sollten.

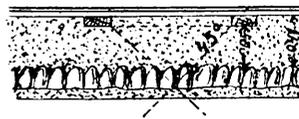
Auf gutem Schüttungsboden, auf Dämmen und in Einschnitten, wenn diese nicht durch aufweichende Bodenarten geführt sind, dürfte zum mindesten der Querschnitt Fig. 66 für den Bettungskörper zur Anwendung kommen müssen.

Fig. 66.



Die untere, aus witterungsbeständigem, möglichst feinem Gerölle, Kies oder ganz feinem Kleinschlage von höchstens  $2\frac{1}{2}$  cm Korn bestehende Schicht sollte nur in Lagen von 5 cm aufgebracht und nach Aufbringen jeder Schicht mit schweren Walzen (Strafsenwalzen) mehrere Male überwalzt werden. Die Bettung

Fig. 67.



soll unter allen Umständen so stark sein, dafs die äufseren Drucklinien von den Enden der Querschwellen bei einem Winkel von  $45^\circ$  sich innerhalb der Bettung und zwar mindestens 10 cm über der Sohle der Bettung schneiden (Fig. 67).

Die Packlage soll aus durchaus festem, wetterbeständigen Gesteine hergestellt werden, und sämtliche Steine müssen mit den Spitzen nach oben gestellt Verwendung finden, damit eine gute Verzwickung der Fugen und damit möglichst hohe Tragfähigkeit der Kofferung erreicht wird.

\*) Anm. d. Red. Wenn wir auch den Ausführungen dieses Aufsatzes nicht in allen Punkten beitreten, so scheint uns doch die wiederholte Anregung dieses in nächster Zeit einschneidenden Umwandlungen entgegengehenden Gegenstandes werthvoll genug, um die Ansichten des Verfassers mitzuthellen.

Durch die untere aus kleinem Gerölle, feinem Kiese oder ganz feinem Kleinschlage bestehende, in einzelnen Lagen von 5 cm Stärke aufzubringende und jedesmal abzuwalzende Schicht, soll ein Aufdringen aufweichender Bodenmassen in die eigentliche Packlage bezw. Bettung verhindert, und zugleich die Tragfähigkeit derselben erhöht werden.

Bei schlechterem Untergrunde in Einschnitten oder auf Dämmen aus aufweichendem Schüttungsboden sind die Mafse für die Stärken der einzelnen Bettungsschichten entsprechend zu erhöhen, namentlich ist aber in solchen Fällen die untere Schicht, auf welche die Packlage gesetzt wird, entsprechend zu verstärken.

Unter solchen Umständen darf ferner nicht versäumt werden, durch Drainleitungen das Oberwasser vom Bahnkörper möglichst rasch abzuleiten, damit ein Aufweichen thoniger Bodenmassen thunlichst verhindert wird.

Ob und mit welchen Abänderungen die Bettung entsprechend der Bauart der verschiedenen Oberbauten anzulegen wäre, namentlich ob für Langschwellen-Bauten ein ganz besonders starker Bettungskörper geschaffen werden muß, übergehe ich, denn für alle auf ununterbrochener Unterstützung beruhenden Anordnungen kann, abgesehen von dem Falle, daß die Dämme ganz aus dauernd durchlässiger Steinpackung bestehen, überhaupt keine Bettung auf die Dauer durchlässig und genügend tragfähig erhalten werden, wenn nicht so hohe Kosten dafür aufgewendet werden sollen, daß die sonstigen Vortheile dieser Anlagen einen auch nur annähernden Ausgleich niemals zu bieten vermögen.

Die Langschwellen und alle auf ununterbrochener Unterstützung beruhenden ähnlichen Anordnungen drücken sich leichter in die Bettung ein, weil die einzelnen Stränge in lothrechter Richtung, abgesehen von den oft unzureichenden Querverbindungen, unabhängig von einander sind, während bei den Querschwellen-Bauten in vielen Fällen die Last des einen Stranges von der des anderen ganz oder doch theilweise aufgehoben wird, im Uebrigen aber die Querschwellen-Bauten eine der Breite der Fahrzeuge entsprechendere, breite Fußfläche haben.

Daß die Breite der Langschwellen-Bauten dagegen in der That nicht genügt, ist durch die Erfahrungen, die man mit diesen und ähnlichen Anordnungen machte, bewiesen.

Ich führe in dieser Beziehung folgendes an:

Auf einer zweigleisigen Strecke, die ich 14 Jahre lang beobachtete, lag, als ich sie übernahm, nur hölzerner Querschwellen-Oberbau. Auf eine Länge von 9 km wurde nach 5 Jahren Langschwellen-Oberbau eingelegt; nach ganz kurzer Zeit drückten sich unter den Langschwellen auf 6 Brücken und Durchlässen, deren Gewölbeseitel etwa 30 cm unter Schwellenunterkante lagen, die Schlufssteine und anschließende Gewölbesteine durch, während unter dem daneben liegenden hölzernen Querschwellen-Oberbau, bei welchem die Schwellenunterkanten noch tiefer lagen, derartige Zerstörungen der Bauwerke nicht vorkamen.

Auf einem größeren Durchlasse wurden daher 9<sup>m</sup> Langschwellen-Oberbau aufgenommen und durch Querschwellen-Oberbau ersetzt, womit erzielt wurde, daß ein Durchdrücken der Gewölbesteine an dieser Stelle nicht wieder vorkam.

Die auf dem Oberbau bewegte Last drückte mit jedem Strange auf einen, höchstens zwei Gewölbesteine zum Theil, während beim Querschwellen-Oberbau 4—6 Gewölbesteine die Last aufnahmen.

Wie schon bemerkt, wird die Bettung durch das Stopfen und durch die Bewegung des Oberbaues selbst zerkleinert, und dann vom Regen größtentheils nach unten in die Packlage gespült, wodurch gleichzeitig Sickeranlagen, Leitungen, Rohre u. s. w. versanden.

Beim Querschwellen-Oberbau ist dieser Uebelstand kaum wahrnehmbar, und bringt daher keine oder doch nur geringe Unzuträglichkeiten mit sich, wohl aber ist derselbe bei allen Oberbauten mit ununterbrochener Unterstützung in hohem Grade schädlich, denn unter den beiden Schwellensträngen werden undurchlässige Körper geschaffen, welche, im Winter zu festen Massen gefroren, bei Eintritt von Thauwetter so langsam aufthauen, daß das Wasser der Oberfläche nicht so zeitig, wie dies geboten erscheint, abgeleitet werden kann.

Innerhalb weniger Tage kann in Folge schnell eintretenden Thauwetters durch diese Mifsstände eine betriebsgefährliche Lage großer Gleisstrecken entstehen, die mit den oft kaum für gewöhnliche Verhältnisse ausreichenden Arbeitskräften nicht zu bessern, viel weniger noch in der gebotenen Schnelligkeit völlig zu beseitigen ist.

In Folge dieser Uebelstände wird, abgesehen von der Abnutzung an Bettung, Oberbau und Betriebsmitteln, eine andauernd betriebsgefährliche Lage der Gleise durch Verdrückungen des Oberbaues selbst geschaffen.

Eine Ausdehnung der Bettung über Schwellen-Oberkante ist aus technischen und wirthschaftlichen Gründen zu verwerfen:

1. Die Ueberdeckung der Schwellen erschwert und vertheuert die Unterhaltungsarbeiten. Nimmt man z. B. auf 1 lfd. m Gleis 0,20 cbm Bettung an, welche über Schwellen-Oberkante lagert, so betragen die Mehrkosten, sofern das Gleis im Jahre nur einmal durcharbeitet werden muß, — und das reicht für Langschwellen-Oberbau, bei einem Verkehre von 24 bis 26 Zügen innerhalb 24 Stunden nicht aus, da einzelne Strecken bei solchem Verkehre 2 auch 3 mal unterstopft werden müssen —, für 1 Kilometer und Jahr:

a) einmalige Ausgabe:

0,20 . 3,00 . 1000 (3 M. für 1 cbm Kies)	
= 600 M., d. h. im Jahre an Zinsen bei	
3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> v. H. . . . .	21,00 M.

b) für einmaliges Ausheben und Wiedereinbetten des Kieses, für 1 cbm 0,30 M. gerechnet:

0,20 . 0,30 . 1000 . . . . .	60,00 M.
	Sa. . 81,00 M.

2. Der im Sommer unter den Schwellen hervorgeblasene Staub wird den bewegten Zugtheilen näher gebracht, weil sich derselbe zunächst und größtentheils auf der Oberfläche der Bettung ablagert, um bei starkem Luftzuge — Wind verstärkt durch den Zug sich sehr schnell bewegender Fahrzeuge — aufgewirbelt zu werden, und so zur unangenehmsten Belästigung der Reisenden und zur Schädigung der sich reibenden Maschinen- und Wagen-Theile Veranlassung zu geben.

Ein aufmerksamer Beobachter wird an den Staubwolken, welche schnell fahrende Züge begleiten, sehr leicht die bis über Schwellen-Oberkante verfüllten Gleise herausfinden, denn in der That ist der Staub auf hoch verfüllten Gleisen beträchtlich stärker vertreten.

3. Im Winter muß der Schnee in den verfüllten Gleisen auch bei ruhigem Falle immer sofort beseitigt werden, sobald er sich mit der Schienen-Oberkante bündig lagert, denn sobald er höher liegt, wird er durch den Luftzug in die Aschenkästen der Maschinen getrieben, und erschwert die Heizung so, daß das Liegenbleiben der Züge wesentlich befördert wird. Bei hoch verfüllten Gleisen tritt das offenbar viel leichter ein, — mit 6 bis 7 cm Schneefall —, als bei unverfüllten.

4. Ob durch ein Ueberdecken der hölzernen Schwellen eine Erhaltung des Holzes erzielt wird, erscheint mehr denn fraglich; denn die fäulniserregende Pilzbildung wird unter Abschluß von Licht bei den im Sommer in feuchtwarmer Bettung liegenden Schwellen unter einer Ueberdeckung entschieden begünstigt.

Wäre aber eine Erhaltung des Holzes mit der Verfüllung wirklich verbunden, so würde ein solcher Vortheil gering sein gegenüber dem Nachtheile, der grade beim hölzernen Oberbau ausgeschlossen sein sollte: daß nämlich durch die Ueberdeckung der Schwellen die Ueberwachung der Schienenbefestigungsmittel, wenn nicht ganz aufgehoben, so doch in einer die Sicherheit des Betriebes gefährdenden Weise erschwert wird; denn wenn auch die Ueberdeckung gewölbt, nach den Schienen abfallend, ausgeführt wird, so weiß doch jeder Fachmann, wie bald der Kies durch die Erschütterungen des Oberbaues an die Schienenfüße herangerüttelt wird.

5. Bei eisernem Oberbau rosten die Schwellen und Schienenbefestigungstheile viel mehr, wenn sie überdeckt sind, auch werden durch die in die Fugen zwischen Befestigungstheilen und Lochungen der Schwellen fallenden Sandtheile die Lochungen, Klemmplatten, Unterlagsplatten und Schraubenbolzen, welche durch die Schwellendecke gehen, mehr abgenutzt.

Alle diese schwer wiegenden, ja theilweise betriebsgefährlichen Nachtheile hat man in den Kauf genommen, um durch die Ueberdeckung der Schwellen eine sichere Lage des Oberbaues herbeizuführen.

Nun kann aber der leichte eiserne Oberbau nicht fest liegen, weil derselbe seines geringen Gewichtes wegen nicht genügend fest unterstopft werden kann, und so ist denn auch, wie die Erfahrung in bestimmtester Weise lehrt, die Verfüllung der Gleise über Schwellen-Oberkante nicht nur völlig nutzlos, sondern in Bezug auf Abnutzung dem Oberbau und den Fahrzeugen, ebenso auch der Gesundheit der Reisenden schädlich, und vertheuert dabei die Unterhaltung der Gleise.

Aus allen diesen Erfahrungen läßt sich erkennen, daß eine Ausdehnung der Bettung über Schwellen-Oberkante hinaus mit Kies, Gerölle u. s. w. — Beton, Pflaster u. s. w. bei Straßenbahnen ausgeschlossen — nicht nur werthlos, sondern entschieden schädlich ist.

## II. Der Oberbau.

Die Oberbau-Arten lassen sich eigentlich nur in zwei Gruppen eintheilen:

1. in solche mit ununterbrochener Unterstützung der Fahr-schienen (Langschwellen, hohe Fahr-schienen, Schwellen-schienen u. s. w.);
2. in solche mit unterbrochener Unterstützung der Fahr-schienen (Querschwellen, Steinwürfel, Schalenlager u. s. w.).

In Deutschland sind von erstgenannten nur die Langschwellen-Oberbauten in ausgedehnter Anwendung, von den mit unterbrochener Unterstützung der Fahr-schienen sind nur Querschwellen in erheblichem Maße in Gebrauch.

Die Einzelunterstützungen, wie Steinwürfel u. s. w., werden in Zukunft auf Hauptbahnen nicht verlegt werden und allmählig verschwinden.

Nach den mit den Langschwellen-Bauten namentlich auf Haupt- und Gebirgs-Locomotiv-Bahnen gemachten, in jeder Beziehung ungünstigen Erfahrungen ist anzunehmen, daß dieselben eine nennenswerthe weitere Ausdehnung auf den bezeichneten Bahnen nicht erfahren werden.

Würden auch die Fehler, die den bisherigen Oberbauten mit ununterbrochener Unterstützung anhafteten, und welche ich unten näher besprechen werde, bei irgend einer noch zu erfindenden Anordnung dieser Art vermieden, so würden doch die Uebelstände bestehen bleiben, die ich bereits unter I »Die Bettung« anführte, und danach ist weitere Ausdehnung dieser Oberbauarten als verwerflich zu bezeichnen.

Das Verhältnis der Breite der Locomotiven und Wagen zur Breite der stützenden Gleislage ist bei Langschwellen-Bauten  $2,90 : 1,8 = 1,61$ , bei den Querschwellen-Bauten jetzt mindestens  $2,9 : 2,5 = 1,16$ .

Daraus ist herzuleiten, daß die Oberbauten mit Langträgern, welche außerdem in lothrechttem Sinne ganz unabhängig von einander sind, sich auch bei größter Steifigkeit leicht in die Bettung eindrücken, ein sehr oft zu wiederholendes Stopfen und Regeln veranlassen, und bei Bahnen mit nur mittlerer Verkehrsstärke auf die Dauer nicht in betriebs sicherem Zustande zu erhalten sind; insbesondere aber birgt dieser Oberbau für besonders schnell fahrende Züge hohe Gefahren in sich.

Es sind dies nicht nur auf eigene Erfahrung gestützte Behauptungen; dieselben Mifsstände sind überall wahrgenommen, wo man derartige Oberbauten in Gebrauch hat, und man konnte nur unter Aufwendung hoher Kosten, durch Unterlegen von hölzernen oder eisernen Querschwellen und Futterstücken einen Langschwellen-Querschwellen-Oberbau schaffen, der wegen der tiefen Lage der Querschwellen in der Bettung zwar sehr theuer zu unterhalten ist, aber doch wenigstens zunächst betriebs sicher scheint.

Ob aber die auf diese Umbauten verwendeten Kosten mit dem Erfolge in einem erträglichen Verhältnisse stehen, ist sehr zu bezweifeln.

Es ist auch bei diesen Oberbauten eine mehrfache Benutzung der Theile ausgeschlossen, wenigstens für die Bogen-Langschwellen. Dieselben müssen, da sie nach bestimmten Halbmessern gewalzt oder gelocht sind, unter genau unver-

änderten Verhältnissen wieder Verwendung finden, wenn sie nicht bloß halb abgenutzt zu dem alten Eisen geworfen werden sollen.

In Nebengleisen der Bahnhöfe, welche kleinere Halbmesser haben, als die Hauptgleise, lassen sich Bogenschwellen der freien Strecken nicht durchweg verwenden. Aus diesem Grunde sind solche Langschwellen-Querschwellen-Oberbauten notwendig geworden, um die Langschwellen überhaupt ausnutzen zu können.

Der Langschwellen-Bau Haarmann hat neben den besprochenen, allen Langträger-Bauarten eigenen Mängeln, welche natürlich bei fester Lage in Beton oder Pflaster, durch welches kein Wasser von oben einzudringen vermag, wie auf Straßenbahnen, die nur von geringen Lasten und Geschwindigkeiten in Anspruch genommen werden, nicht so auffallend sind, noch andere an sich scheinbar unwichtige Fehler. Dieselben haben jedoch einen nicht unbedeutenden Einfluß auf die Dauer des Gleises.

Die Muttern der Klammerbolzen liegen bei a (Fig. 1, Taf. XXXVII) zu nahe der Oberfläche des Schwellenfußes, in Folge dessen sind die Muttern mit dem Schraubenschlüssel schwer zu fassen, es ist nur  $\frac{1}{8}$  der Umdrehung mit einmaligem Ansatz des Schlüssels zu bewirken.

Der Ansatz der Klammerbolzen, welcher die Drehung desselben verhindern soll, ist zu gering gegenüber dem Klammerloche, so daß nach einiger Zeit die Mutter des Bolzens sich nicht andrehen läßt, weil der geringe Ansatz abgescheuert ist.

Der große Durchmesser des Bolzens (in der Verstärkung gemessen) sollte wenigstens 30<sup>mm</sup> sein, wenn der kleine Durchmesser des Klammerloches 24<sup>mm</sup>, der große Durchmesser desselben 32<sup>mm</sup> ist.

Die Klammern sind nicht kräftig genug, d. h. sie fassen nicht weit genug über den Schienenfuß und unter die Langschwelle, bezw. den Schwellenstuhl. Die Reibungsflächen sind daher zu klein und eine frühzeitige Abnutzung der Klammer-Anschlußflächen, des Schienenfußes und der Langschwelle bezüglich des Schwellenstuhles unausbleiblich. (Vergl. Fig. 1, Taf. XXXVII, b, g, f, i, h und e.)

Die Folge hiervon ist, daß die Klammern nicht mehr die Schiene auf die Langschwelle drücken, sondern nur seitlich gegen die lothrechten Wände der Langschwellen (bei f, g, h und i, Fig. 1, Taf. XXXVII); diese brechen daher beim Anziehen der Muttern der Klammerbolzen leicht an den Lochungen aus und werden unbrauchbar. Zugleich wird die Standfestigkeit der Schiene geringer und letztere klettert schließlich in Bögen nach aufsen auf die seitliche Rippe der Langschwelle, neigt sich unter der Belastung nach innen, und erzeugt bedeutende Spurfelder.

Die Erhaltung der Spurweite war in der ursprünglichen Durchbildung dieser Bauart in hohem Grade unsicher; durch Einziehen von Spurstangen hat man diesen Mangel zu beseitigen gesucht, aber selbst die in 4.5<sup>m</sup> Theilung eingesetzten Stangen haben nicht ausgereicht, die Spurweite sicher zu erhalten, da die Langschwellen zwischen den Querwinkeln kippen und Spurfelder zwischen den Spurstangen hervorrufen. Spürverengungen übrigens auch durch die Spurstangen überhaupt nicht zu verhindern sind.

Der Hilf'sche Oberbau besaß ähnliche Mängel, doch nicht in so hohem Maße. Besonders ist hervorzuheben, daß die Deckplättchen bei diesem Oberbau so klein waren, daß sie nach kurzer Benutzung nicht mehr über den Schienenfuß faßten und die Schiene daher ohne allen Halt war. Diesem Uebelstande ist später durch Anwendung größerer Deckplättchen abgeholfen worden. Bezüglich der Spurweite ist ebenso hervorzuheben, daß sie schwer zu sichern ist, namentlich gegen Spürverengungen, wegen des geringen Widerstandes der Spurstangen.

Indeß sind auch diese Mängel nicht so fühlbar, wie beim Haarmann'schen Langschwellen-Oberbau.

Ein Oberbau mit Langträgern ist richtig am Platze nur bei Straßenbahnen, wo er in Pflaster oder Beton liegt, und ein seitliches Ausweichen unmöglich ist.

Wenn nun auch die bisher in Deutschland in ausgebreiteter Verwendung gewesen und noch in Gebrauch befindlichen eisernen Querschwellen-Bauten den Erwartungen nicht entsprochen haben, die man zu hegen sich berechtigt hielt, so lag dies weniger an Entwurfsfehlern, als in der falsch angewendeten Sparsamkeit. Der eiserne Oberbau sollte möglichst billig sein, damit er im Preise mit der hölzernen Querschwelle in Wettbewerb treten konnte.

Man wollte die Verwaltungen für eisernen Oberbau gewinnen, und da diese in erster Linie sparen wollten, so hätte der eiserne Oberbau keine Aussicht auf ausgedehnte Verwendung gehabt, wenn er nicht billig war.

Es wurden 23 kg schwere eiserne Querschwellen gewalzt, welche, ihrer Stärke nach, eigentlich nur Eisenblech waren.

Natürlich war eine einigermaßen dauerhafte Befestigung der Schienen auf solchen Schwellen nicht möglich, nach wenigen Jahren wurden sie durch doppelt so schwere Schwellen ersetzt, allein auch diese haben sich noch als viel zu schwach und leicht erwiesen.

Heute haben wir schon über 60 kg schwere eiserne Querschwellen, aber damit noch lange nicht die genügende Schwere der Schwellen erreicht.

Durch die leichten und fast nur deshalb ganz unzulänglichen Querschwellen von Eisen, welche sich wegen zu geringen Gewichtes nicht fest unterstopfen lassen, kein Beharrungsvermögen besitzen, und deshalb auch trotz Ueberdeckung mit Kies oder anderer Bettung nicht fest liegen können, hat der eiserne Querschwellen-Oberbau viel Freunde verloren und selbst gründliche Kenner des Eisenbahnwesens wollten nur noch hölzerne Schwellen angewendet wissen, weil genügend starke neue eiserne Querschwellen zu theuer seien, um den Vergleich mit Holzschwellen aushalten zu können.

Einen eisernen Querschwellen-Oberbau, der den auf Hauptbahnen zu stellenden Ansprüchen an Haltbarkeit und ruhige sichere Lage entsprechen kann, wird man nur erreichen, wenn man stark gewandete nicht zu flache Schwellen vom Gewichte der Holzschwellen (100 kg) verwendet, welche dann auch dauernd sichere Befestigung der Schienen ermöglichen.

Die eisernen Querschwellen haben vor den hölzernen einen sehr entschiedenen Vorzug: die Fahr schien en lassen sich mit denselben so fest und innig verbinden, wie dies auf hölzernen Schwellen niemals der Fall sein kann.

Natürlich muß daher auch die eiserne Schwelle, je leichter sie ist, um so mehr die Bewegung der Schiene mitmachen, was beim hölzernen Querschwellen-Oberbau meist nicht der Fall ist, da die Schienen unter den Nägeln beinahe auf allen Schwellen einen die Betriebssicherheit mindernden Spielraum haben.

Je leichter die Querschwelle von Eisen und je steifer die Schiene ist, desto mehr werden die Gleise vor und hinter den Zuglasten oft auf 4—5<sup>m</sup> Entfernung in die Höhe gehoben, und bewegen sich dann zungenartig in wagerechter Richtung hin und her.

Es ist eigentlich selbstverständlich, daß die Vortheile der eisernen Schwelle erst ausnutzbar werden, wenn ihre Lage durch gleiches Gewicht so sicher gemacht ist, wie die der Holzquerschwelle.

Die in der Anschaffung dann freilich theueren Gleise werden durch Dauerhaftigkeit und Ersparung an Unterhaltungskosten die billigsten sein, abgesehen davon, daß die leichten eisernen Oberbauten in Folge ihrer ungenügend festen Lage z. Th. nicht mehr durchaus betriebssicher zu nennen sind.

Bei schwachen Querschwellen macht die Erhaltung der Spurweite gleichfalls die größten Schwierigkeiten, weil sich die Be-

festigungsmittel in die schwache Decke einfressen; es kommen bei den jetzigen eisernen Querschwellen von einer Schwelle zur anderen Unterschiede von 5—8<sup>mm</sup> vor, was bedeutende seitliche Schwankungen der Fahrzeuge zur Folge hat.

Natürlich wird dadurch auch die Lage der Gleise in lothrechttem Sinne verschlechtert.

Es wird bei der Feststellung der Oberbauten, unter Mißbrauch der Theorie, noch zu wenig auf die praktischen Erfahrungen gegeben, jeder Ingenieur will der »billige Mann« sein.

Seitens der Verwaltungen wird zu viel Gewicht auf billige Beschaffung gelegt. Die Walztechniker sind dadurch oft gezwungen, wider besseres Wissen dieses Streben zu unterstützen, um ihren Werken den Wettbewerb möglich zu machen.

Die vor 10—20 Jahren eingeführten Schienenquerschnitte hatten sich durch werthvolle Erfahrungen theilweise in außerordentlich günstiger Weise ausgebildet. Durch die sehr verschiedenartigen Laschenanordnungen (z. B. Fig. 68 bis 70) ging als gemeinsamer Zug das Streben nach breiten Anlageflächen.

Fig. 68.

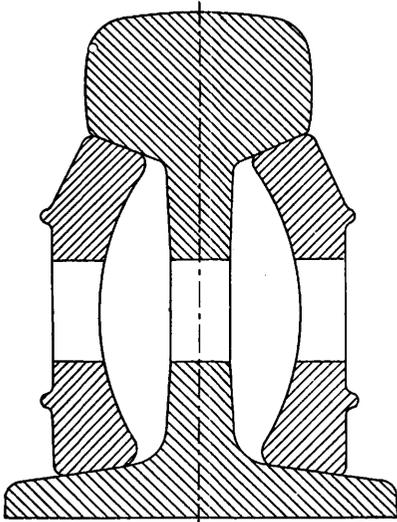


Fig. 69.

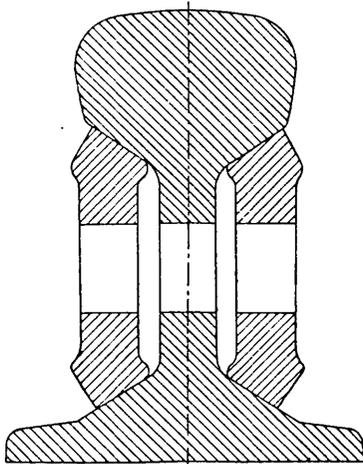


Fig. 70.

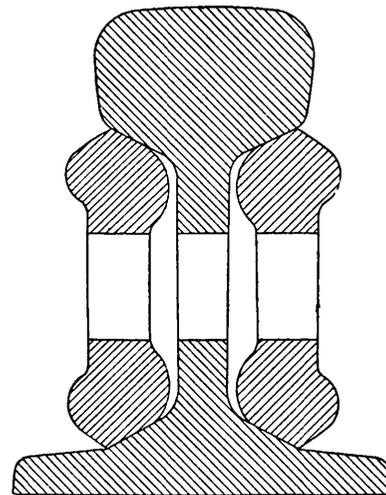
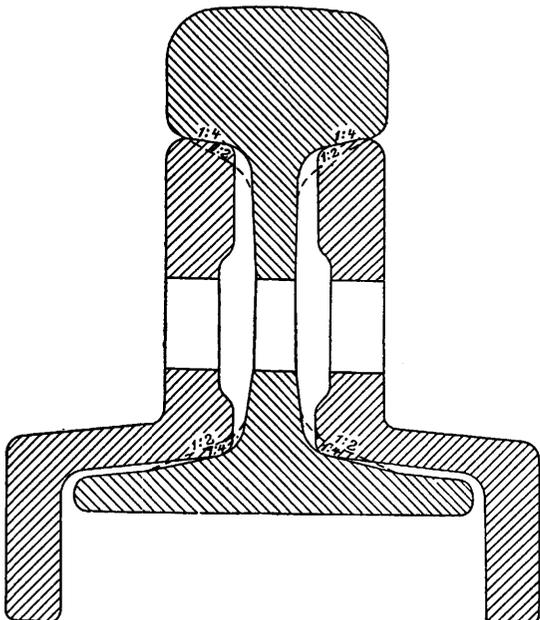


Fig. 71.



Neuerdings sind nun wieder die Anlageflächen u. a. bei dem auf den preussischen Staatsbahnen eingeführten Schienenquerschnitte (Fig. 71) und an den zugehörigen Laschen zu klein, in Folge dessen, und weil die Neigung dieser Flächen eine zu geringe ist, hört die lothrechte Stützung der Schienenenden nach wenigen Jahren auf, und die Laschen werden nur noch ein seitliches Ausweichen der Schienenenden verhindern können.

Denn sobald die Laschen-Anschlußflächen bei der geringen Neigung 1:4 nur um 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub> mm abgeschliffen sind, stoßen die lothrechten inneren Laschenflächen an den Schienensteg, und damit hört die Wirkung der Laschen bezüglich der Unterstützung der Schienen auf.

Bei den auf den preussischen Staatsbahnen eingeführten doppelten Winkelaschen (Fig. 71), welche in Folge ihrer hohen Tragfähigkeit eine andauernde kräftige Unterstützung des Schienenstosses ermöglichen würden, wenn sie den bezeichneten Mangel nicht besäßen, sollte daher auf möglichst große und etwas stärker geneigte Anschlußflächen gesehen werden.

Die Federringe bieten eine genügende Schraubensicherung nicht, sie müssen durch andere genügende Schrauben-

sicherungen ersetzt werden. Die Federringe verhindern die Untersuchung, ob durch die Bolzen eine genügende Pressung der einzelnen Theile auf einander stattfindet.

Die Muttern lockern sich durch den Verschleifs bis zu einem gewissen Grade, gleichwohl verhindert der Federring ein weiteres Abdrehen der Mutter, wenn auch die genügende Pressung der einzelnen Theile an einander schon aufgehört hat.

Durch eine wirklich verlässliche Muttersicherung wird eine steilere Neigung der Anschlussflächen der Schienen und Laschen möglich.

Eine solche Sicherung dürfte keine weitere Bearbeitung, Durchbohrung u. dgl. der Bolzen oder Muttern bedingen, und für alle Muttern bzw. Bolzen nur in der Gröfse verschieden sein, d. h. das an sich gleiche Mittel müfste für alle Bolzen und Muttern des Eisenbahn-Oberbaues anwendbar bleiben; keinesfalls aber sollte, wie beim Federringe, die Mutter durch Federkraft von der Sitzfläche abgepreft, und so das weitere Losrütteln der Muttern verhindert werden, nachdem die durch die Bolzen beabsichtigte Pressung der einzelnen Theile aufeinander bereits aufgehört hat.

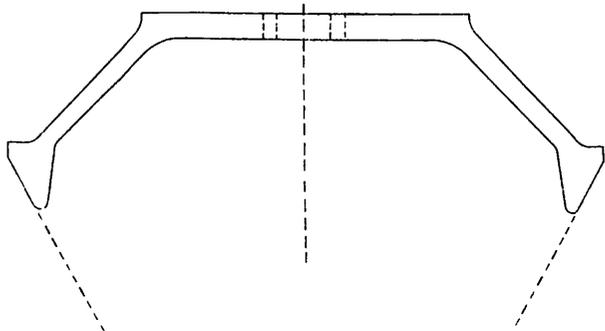
Was helfen die überaus kräftigen Winkellaschen, wenn die Federringe ein Auseinandergehen der Laschen bei der Belastung auch nur um  $\frac{1}{2}$  mm zulassen.

Was helfen diese Laschen, wenn in Folge der zu geringen Bremsung der Anlageflächen und des durch die Federringe herbeigeführten Uebelstandes nicht entdeckter loser Bolzen eine frühzeitige Abscheuerung dieser Flächen an den Schienen und Laschen erfolgt, und die lothrechte Unterstützung des Schienenstosses schon nach 3—4 Jahren aufhört? Begünstigt wird dieser Uebelstand durch die schon erwähnte scharfe Unterschneidung des Schienenkopfes, welche zugleich das Entstehen von Längsrissen durch Abdrücken des Schienenkopfes begünstigt.

Die Querschnitte der eisernen Schwellen können bei dem geringen Gewichte von 50—60 kg auch nur schwache Wände haben, so dafs sie Verbiegungen und frühzeitiger Abscheuerung der Lochungen ausgesetzt sind.

Die auf mehreren Staatsbahnen eingeführte 2,70 m lange Schwelle nach Textabbildung Fig. 72 hat an den Füfsen nach

Fig. 72.



innen zugeschragte Schneiden, wodurch sich die Schwelle im untern Theile keilförmig gestaltet. Die Schwelle muß die Bettung unter ihrer Lage auseinander drücken, wodurch die andauernd feste Lage dieser Schwellen beeinträchtigt wird.

Den Vorgang muß man sich so vorstellen: In Folge der sich bewegenden Last erleidet der Oberbau, besonders bei

geringem Gewichte der Schwellen, lebhafte Erschütterungen, die Schwellen bewegen sich nach unten und oben, beim Niederschlagen wird die Bettung durch den Querschnitt nach Textabbildung Fig. 72 an den Seitenwänden etwas auseinandergedrückt, beim in die Höheschnellen der Schwellen fallen Theile des Schwellenlagers in die geschaffenen Hohlräume, um beim Niedergehen der Schwellen wieder zur Seite gedrückt zu werden.

Aus dem Gesagten geht hervor, dafs:

- 1) die Schienen nicht so scharf nach 1:4, sondern nach 1:2 bis 1:3 am Kopfe unterschritten (wie in Textabbildung Fig. 71, eingestrichelt) und die Anschlussflächen der Laschen möglichst groß gemacht werden sollten;
- 2) die eisernen Schwellen namentlich in der Decke stark (wenigstens 11 mm) sein und ein Gewicht von mindestens 100 kg besitzen sollen;
- 3) Verfüllung des Oberbaues über den Schwellen, da sie die Unterhaltung vertheuert und dem ganzen Oberbau, den Betriebsmitteln wie den Reisenden schadet, dann als zwecklos entfallen kann;
- 4) statt Federringen eine bessere und möglichst einfache Schraubensicherung zur Anwendung kommen muß;
- 5) der ganze Oberbau mehr auf Grundlage der langjährigen Erfahrungen und Beobachtungen in der Praxis als nach rein theoretischen Berechnungen durchgebildet werden sollte.

Mit Bezug auf den letzten Punkt erinnere ich an die Worte M. M. v. Weber's:

»Aber alle diese Erörterungen leiden an dem Uebelstande, dafs sie sich nur auf die Prüfung der Widerstandsfähigkeit der Schiene gegen Druck von oben nach unten, von den Seiten, zuweilen auch von unten nach oben erstrecken, während die Einwirkungen, welche die Schienen in der Praxis auszuhalten haben, sowohl in Bezug auf die Richtungen in der sie erfolgen und die Schienen in Anspruch nehmen, als auch ihrer Natur nach die complicirtesten sind, die man denken kann.

Zugleich sind die Kraftmafsse dieser Einwirkungen uns noch so gut wie unbekannt, die directen Messungen derselben zeigen sich schwierig ja gefährlich und theoretische Ermittlung muß uns bei der Complication der Erscheinungen in der Praxis völlig im Stiche lassen, ja kann sogar zu bedenklichen Täuschungen, gewifs aber nicht zu Resultaten führen, auf die sich vernünftiger Weise eine praktische Mafsnahme basiren liefse.«

Dafs diese Worte durch die bisher auf Hauptbahnen mit den Langschwellen und ähnlichen Oberbauten, sowie mit den leichten eisernen Querschwellen gemachten ungünstigen Erfahrungen bestätigt sind, bedarf keines weiteren Beweises. Es ist richtig, den praktischen Erwägungen mehr Raum als bisher zu geben, weil die Theorie uns dabei im Stiche läfst.

Als Schlufs dieser Betrachtungen glaube ich die Behauptung aufstellen zu können: Nur ein Oberbau mit eisernen Querschwellen von genügender Schwere (über 100 kg) und Steifigkeit kann auf die Dauer den Anforderungen des heutigen Betriebes der Eisenbahnen, namentlich auf von Schnellzügen befahrenen Bahnstrecken entsprechen.

In der nachfolgenden Zusammenstellung sind die durchschnittlichen Gewichte und Preise einer Reihe von Oberbauten aufgeführt. Auch der Schmidt'sche Oberbau mit Querschwellen aus alten Schienen ist als ein Beispiel eines den oben gestellten Anforderungen entsprechenden Oberbaues aufgenommen, über welchen bis jetzt die Nachrichten von den seit 1888 verlegten kurzen Probestrecken der Generaldirektion der Königl. Württembergischen Staatseisenbahnen, der Generaldirektion der Königl. Bayerischen Staatseisenbahnen, sowie der Königl. Eisenbahndirektion Berlin günstig lauten.

**Zusammenstellung der Gewichte und Preise von in Deutschland betriebenen Oberbauten.**

Bauart	Gewicht einer Schwellen	Anzahl der Schwellen auf 9 <sup>m</sup> Gleis	Gewicht für 1 <sup>m</sup> Gleis	Kosten für 1 <sup>m</sup> Gleis	
				Mk.	Pf.
<b>A. Langträger-Oberbauten.*)</b>					
1) Scheffler . . . . .	—	{ bis	124,50 179,00	18 26	70 85
2) Köstlin und Battig . . . . .	—	—	136,00	20	40
3) Hartwich . . . . .	—	{ bis	100,00 102,00	15 15	— 30
4) Hilf . . . . .	—	{ bis	115,00 130,00	17 19	25 50
5) Haarmann, Langschwellen . . . . .	—	—	136,30	20	45
6) Haarmann, Schwellenschienen . . . . .	—	—	160,70	24	11
7) Hohenegger . . . . .	—	—	141,00	21	15
<b>B. Einzel-Unterstützungen</b>					
<b>I. mit eisernen Querschwellen.*)</b>					
1) Normal-Oberbau auf preufs. Staatsbahnen (Haarmann) . . . . .	50,07	11	132,40	19	86
2) Normal-Oberbau auf preufs. Staatsbahnen (Direction Hannover) . . . . .	58,77	11	142,00	21	30
3) Bauart Heindl . . . . .	63,00	11	152,00	22	80
4) „ Post . . . . .	60,20	11	159,00	23	85
5) „ Schmidt (4 Versuchsstrecken) . . . . .	150,00	10	257,00	23	88 **)
<b>II. mit hölzernen Querschwellen.</b>					
1) mit eichenen Schwellen . . . . .	93,6	11	184,15	17	10
2) „ buchenen „ . . . . .	93,00	11	183,90	15	20

Vorstehender Zusammenstellung sind nachstehende Preise zu Grunde gelegt:

- 1) für Schienen . . . . . 145,00 Mark für 1 t
- 2) „ Unterlagsplatten . . . . . 190,00 „ „ 1 t
- 3) „ Klemmplatten . . . . . 210,00 „ „ 1 t
- 4) „ Schrauben . . . . . 200,00 „ „ 1 t
- 5) „ Laschen . . . . . 140,00 „ „ 1 t
- 6) „ Altschienen zu Schwellen . . . . . 70,00 „ „ 1 t
- 7) „ eichene Schwellen (getränkt) für 1 Stück . . . . . 4,60 „
- 8) „ buchenen Schwellen (getränkt) für 1 Stück . . . . . 2,90 „

\*) Die Gewichte vorstehender Oberbauten sind theilweise durch Umbauten erhöht, dem entsprechend erhöhen sich auch die Kosten.

\*\*) Vergl. die Berechnungen von Schülke Organ 1888, S. 303 und Geh. Baurath Ruppell 1887, S. 234

Kosten einzelner Schwellen für 1 lfd. m Gleis in 20 Jahren.

- 1) **Neue eiserne Schwelle von Flusseisen 58,77 kg schwer.**  
130 Mk. für 1 t, 11 Schwellen auf 9 lfd. m.

$$\frac{58,77 \cdot 11 \cdot 130,00}{1000} = . . . . . 84,04 \text{ Mk.}$$

$$3\frac{1}{2}\% \text{ Zinsen von } 84,04 \text{ auf } 20 \text{ Jahre } \frac{58,80}{142,84} \text{ Mk.}$$

hiervon ab den Altwerth 50 Mk. für 1 t

$$\text{altes Flusseisen } \frac{58,77 \cdot 11 \cdot 50,0}{1000} = 32,32 \text{ „}$$

bleibt . 110,52 Mk.

$$\text{für 1 lfd. m Gleis } \frac{110,52}{9} = . . . . . 12,26 \text{ Mark.}$$

**2) Eichene Schwelle.**

- 4,60 Mk. für 1 Stück (getränkt), 11 Schwellen auf 9 lfd. m.

$$11 \cdot 4,60 = . . . . . 50,60 \text{ Mk.}$$

nach 13 Jahren zu ersetzen:

$$11 \cdot 4,60 = . . . . . 50,60 \text{ „}$$

$$3\frac{1}{2}\% \text{ Zinsen auf } 13 \text{ Jahre für } 50,60 \text{ Mk., } \frac{50,60 \cdot 3,5 \cdot 13}{100} = . 23,02 \text{ „}$$

$$3\frac{1}{2}\% \text{ auf } 20-13 = 7 \text{ Jahre für } 50,60 + 50,60 \text{ Mark} =$$

$$\frac{3,5 (50,60 + 50,60) \cdot 7}{100} = . . . . . 24,78 \text{ „}$$

$$149,00 \text{ Mk.}$$

hiervon ab:

- 1) Altwerth der abgenutzten Schwellen mit je 0,20 Mk. für 1 Stück in den 13 Jahren;

- 2) Werth der zur Hälfte abgenutzten Schwellen mit je 2,30 Mk. für

$$1 \text{ Stück} = 11 \cdot (0,20 + 2,30) = 27,50 \text{ „}$$

bleibt . 121,50 Mk.

$$\text{für 1 lfd. m Gleis } \frac{121,50}{9} = . . . . . 13,50 \text{ Mark.}$$

**3) Eiserne Schwelle aus Altschienen.**

70 Mk. für 1 t.

$$\frac{150,0 \cdot 10 \cdot 70}{1000} = . . . . . 105,00 \text{ Mk.}$$

Zurichtungskosten der Schwellen für

$$1 \text{ Stück } 1,00 \text{ Mk., } 10 \cdot 1,00 = 10,00 \text{ „}$$

3 $\frac{1}{2}$ % Zinsen auf 20 Jahre:

$$\frac{(105,0 + 10,0) 3,5 \cdot 20}{100} = . . . . . 80,50 \text{ „}$$

$$195,50 \text{ Mk.}$$

hiervon ab Altwerth . . . . .

$$105,00 \text{ „}$$

bleibt . 90,50 Mk.

$$\text{für 1 lfd. m Gleis } \frac{90,50}{9} = . . . . . 10,05 \text{ Mark.}$$

Dabei ist zu bemerken:

Der Preis von 70 Mark für 1 t Altschienen ist als Durchschnittspreis hoch gegriffen.

Die Annahme von 10 Schwellen aus Altschienen, statt 11 Schwellen von Holz oder Flusseisen unter 9<sup>m</sup> Gleis ist gerechtfertigt, weil die Altschienenschwelle 3mal so schwer als

die bis jetzt angewendete flufseiserne und  $1\frac{1}{2}$  mal so schwer als die h6lzerne Schwelle ist, weil die Altschienen Schwelle eine sehr grofse Steifigkeit und ein die ganze Schwellenbreite von 260<sup>mm</sup> umfassendes Auflager f6r die Fahrschienen besitzt und daher die Unterst6tzungspunkte der Fahrschienen bei Verwendung von 10 Schienenschwellen auf 9 lfd. m immer noch mit kleineren lichten Zwischenr6umen liegen, als bei Verwendung von 11 h6lzernen oder flufseisernen Schwellen auf 9 lfd. m Gleis. Das Kleiseisenzeug ist nicht in Rechnung gestellt, weil die Kosten desselben im Allgemeinen im Verh6ltnis zur Dauer stehen.

Ferner ist noch anzuf6hren:

Die Dauer der flufseisernen Schwelle ist mit 20 Jahren nach den gemachten Erfahrungen 6bersch6tzt, auch ist die Dauer der h6lzernen Schwelle mit 13 Jahren hoch angenommen, dagegen ist die Dauer der Schienenschwelle mit 20 Jahren untersch6tzt.

Hiernach bieten alte Schienen ein Mittel zur Herstellung des geforderten Oberbaugewichtes, ohne daf6 dadurch eine Kosten-erh6hung entst6nde, wenn nicht gar Ersparungen dabei zu erzielen sind.

## Die Soulerin-Bremse.

Nach M6moires de la Soci6t6 des Ingenieurs Civils 1889 und 1890.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1 bis 6 auf Taf. XXXXI.)

Wenn wir auch in der Uebersicht 6ber die in Paris aus-  
gestellten Bremsen im Organe 1890, Seite 168 u. 209, neben  
anderen auch die Soulerin-Bremse bereits vorgef6hrt haben, so  
scheint uns die Wichtigkeit dieses Gegenstandes doch ein ge-  
n6giger Grund, um diese neue, im Bereiche des Vereins  
deutscher Eisenbahnverwaltungen noch wenig bekannte Bremsart  
auch f6r sich allein eingehend zu behandeln, um so mehr als  
sie inzwischen schon manche Ver6nderungen erfahren hat.

Die Soulerin-Bremse soll neben einer vollkommeneren Wir-  
kung namentlich den Vorzug vor vielen anderen haben, daf6  
sie eine grofse Anschmiegungsf6higkeit an verschiedene Luft-  
druckverh6ltnisse besitzt, und daher in hervorragendem Maf6  
bef6higt ist, mit anderen Bremsen zusammenzuarbeiten, ohne  
dadurch in ihrer Wirksamkeit beeintr6chtigt zu werden oder  
selbst st6rend zu wirken.

Der Erfinder hat sich auch nicht mit der Angabe einer  
bestimmten Bremsart begn6gt, er ist vielmehr bestrebt ge-  
wesen, einen allgemeinen Grundgedanken so durchzuarbeiten,  
daf6 sich aus demselben Bremsen f6r alle vorkommenden Arten  
der Ausnutzung von Luftspannungen entwickeln liefsen. In der  
nachfolgenden Zusammenstellung finden sich daher selbstth6tige  
und unmittelbar wirkende Bremsen, sowie auch Druck-, Saug-  
und solche Bremsen, welche mit Druck- und Saugwirkung nach  
Belieben arbeiten.

Zun6chst sind zwei Arten von Bremssystemen zu unter-  
scheiden:

### A. Druckbremsen.

1) Bremse mit regelbarer Bremskraft, bei welcher  
die Bremsung durch Einlassen von Prefluft in  
den Bremscylinder bewirkt wird.

Die Bremse ist nach Art der Westinghouse-Bremse ange-  
ordnet mit dem Unterschiede, daf6 das Steuerungsventil durch  
einen Vertheiler von besonderer Ausbildung (Fig. 1, Taf. XXXXI)  
ersetzt ist. Dieser besteht aus einem Ventilk6rper, in welchem  
sich 2 S6tze von Kolben und Klappen frei bewegen. Der eine  
Satz n, m, a dient zur Bremsung, der andere p, q, f zur Ent-  
bremsung. Die Kolben sind mit einseitig dichtenden Leder-  
stulpen versehen. Bei R schliefsst sich der H6lfsbeh6lter, bei

F der Bremscylinder und bei C (mit der M6ndung in c) die  
Bremsleitung an. W6hrend der Fahrt tritt die Prefluft aus  
der Leitung um die Dichtungsfl6che des Kolbens p herum,  
durch R in den H6lfsbeh6lter. Der obere Kolbensatz ist ge-  
hoben verm6ge des Druckes auf die Kolbenfl6che von q, so  
daf6 Klappe f die Oeffnung des Kanales g frei giebt. Der  
untere Kolbensatz ist verm6ge des Druckes auf die Klappe a  
in seiner untersten Stellung gehalten, so daf6 Klappe a die  
Verbindung zwischen Beh6lter und Cylinder absperrt. Wenn  
nun zum Zwecke des Bremsens die Spannung in der Haupt-  
leitung um einen bestimmten Theil abnimmt, so dr6ckt die  
Spannung des H6lfsbeh6lters den Kolben p nieder und n in  
die H6he; dadurch schliefsst sich Klappe f, w6hrend a sich  
6ffnet. Es kann alsdann die Luft aus dem Beh6lter in den  
Bremscylinder str6men. In der Quelle ist eine ausf6hrliche  
mathematische Untersuchung der Ver6nderung der einzelnen  
Drucke w6hrend des Bremsens und Entbremsens durchgef6hrt.  
Hier sollen nur in K6rze die Ergebnisse aufgef6hrt werden.  
Bezeichnet Sf, Sq, Sp, Sn, Sa, Sm die wirksame Oberfl6che  
der Kolben, bezw. Klappen, P den regelm6fsigen Ueberdruck  
in der Bremsleitung w6hrend der Fahrt, z den ver6nderlichen  
Ueberdruck in derselben w6hrend des Bremsens oder Ent-  
bremsens, x den ver6nderlichen Ueberdruck im H6lfsbeh6lter,  
y den im Bremscylinder, so ergibt sich zun6chst derjenige

Werth von z, bei welchem Klappe f sich senkt,  $= P \cdot \frac{Sp - Sq}{Sp}$ ,

und derjenige, bei welchem Klappe a sich hebt,  $= P \cdot \frac{Sn - Sa}{Sn}$ .

Hieraus folgt, daf6 wenn man  $\frac{Sq < Sa}{Sp = Sn}$  macht, die Klappe a sich  
nicht fr6her heben kann, als Klappe f geschlossen ist, also  
kein unn6tzes Entweichen von Prefluft stattfinden kann.  
F6r das Gleichgewicht des unteren Kolbensatzes hat man  
 $y = \frac{(Sn - Sa)x - Snz}{Sm - Sa}$ , woraus folgt, daf6 y w6chst, je mehr  
z abnimmt. Das Spiel des unteren Kolbensatzes ist also der-  
artig, daf6 die Klappe a immer nur so viel Luft aus dem  
Beh6lter in den Cylinder 6bertreten l6fst, bis y eine f6r den  
augenblicklichen Werth von z ganz bestimmte Gr6fse erreicht  
hat; w6rde y n6mlich um einen kleinen Bruchtheil hier6ber

hinaus wachsen, so würde das Gleichgewicht gestört sein, die Klappe  $a$  würde mit einer gewissen Kraft auf ihren Sitz geprefst und den weiteren Luftzutritt hindern. Da  $y$  in geradem Verhältnisse zur Bremskraft steht, so ist durch diese Vorrichtung eine Regelung derselben je nach dem Grade der bewirkten Druckverminderung möglich. Dies gilt jedoch nur unter der Voraussetzung, daß  $S_m - S_a > 0$ . Hat man  $S_m - S_a < 0$ , so ergiebt die obige Gleichgewichts-Bedingung des untern Kolbensatzes, daß  $y$  mit  $z$  gleichzeitig abnehmen müßte, was unmöglich ist, da  $y$  anfangs  $= 0$  ist, also negativ werden müßte. Daraus folgt, daß kein Gleichgewicht für den Kolbensatz bestehen kann, daß er vielmehr mit einer gewissen Kraft nach oben oder unten gedrückt werden muß. Die genauere Betrachtung ergiebt, daß er nach oben gedrückt wird, die Klappe  $a$  also einmal gehoben in dieser Lage verharrt. In diesem Falle wird also, wenn einmal die nöthige Druckverminderung zum Anheben der Klappe erreicht ist, sofort vollständige Bremsung erfolgen; das heißt, eine Regelung der Bremskraft ist ausgeschlossen. Betrachten wir also nur den Fall weiter, in welchem  $S_m - S_a > 0$ , und unterscheiden die 3 Fälle  $S_m - S_n \begin{matrix} \geq \\ = \\ < \end{matrix} 0$ :

- a)  $S_m - S_n = 0$ . Die vollständige Bremsung tritt erst ein, wenn aller Ueberdruck aus der Bremsleitung entwichen ist; der Ueberdruck des Behälters geht vollständig in den Bremscylinder über, so daß in beiden dieselbe Spannung herrscht.
- b)  $S_m - S_n < 0$ . Die vollständige Bremsung tritt auch hier erst ein, wenn aller Ueberdruck aus der Bremsleitung entwichen ist; es geht jedoch nur ein Theil der Behälterspannung in den Bremscylinder über.
- c)  $S_m - S_n > 0$ . Die vollständige Bremsung erfolgt schon für einen Werth von  $z$ , welcher  $> 0$ ; die Behälterspannung theilt sich voll dem Bremscylinder mit.

Das Entbremsen geht in genau umgekehrter Weise vor sich, wie das Bremsen. Es schließt sich bei einem bestimmten Drucke zunächst Klappe  $a$ , dann öffnet sich  $f$  und läßt die Luft aus dem Cylinder entweichen. Ebenfalls bewirkt hier das Spiel des oberen Kolbensatzes, daß die Verminderung der Bremskraft durch die Vergrößerung der Spannung der Leitung zu regeln ist.

Nennt man  $x_a$  und  $y_a$  diejenigen Werthe von  $x$  und  $y$ , welche beim Beginne des Losbremsens vorhanden sind,  $z_a$  denjenigen Werth, welchen  $z$  erreichen muß, damit das Entbremsen beginnt, so hat man  $z_a = \frac{(S_p - S_q)x_a - (S_f - S_q)y_a}{S_p}$ ,  $z_a$  ist also von  $x_a$  und  $y_a$  abhängig. Bezeichnet ferner  $z_d$  denjenigen Werth, für welchen vollständiges Entbremsen eingetreten,  $y$  also  $= 0$  geworden ist, so findet man  $z_d = \frac{S_p - S_q}{S_p}$ .

Aus der mathematischen Entwicklung ergiebt sich also, daß man durch geeignete Wahl der Größen der einzelnen Kolbendurchmesser im Stande ist, festzusetzen, bei welcher Druckverminderung in der Bremsleitung das Bremsen beginnen und aufhören soll, welcher Theil des Druckes im Behälter etwa für das vollständige Bremsen ausgenutzt werden soll, bei welcher Druckvermehrung in der Bremsleitung ferner das Entbremsen beginnen und aufhören soll.

2) Bremsrichtung mit regelbarer Bremskraft, bei der das Bremsen durch Entweichen von Luft aus einer Seite des Bremscylinders bewirkt wird.

Die Bremse ist nach Art der Wenger-Bremse eingerichtet mit dem Unterschiede, daß das Gleichgewichtsventil durch einen Vertheiler (Fig. 2 u. 3, Taf. XXXXI) ersetzt ist. Der Vertheiler befindet sich zwischen der Bremsleitung, an welche er durch  $c$  angeschlossen ist und dem Bremscylinder, mit dem er durch  $F$  verbunden ist. Er enthält 2 bewegliche Sätze,  $pq$  und  $mnaa'$ . In der Klappe  $a$  sind Bohrungen  $ii$  angebracht, welche die Luft aus dem Raume zwischen  $a'$  und  $a$  in den zwischen  $a$  und  $m$ , jedoch nicht umgekehrt übertreten lassen. Ein Kanal  $EE$  verbindet die Oeffnungen  $oo$  mit dem Raume zwischen  $a$  und  $a'$ ;  $E'$  ist eine in die Aufsenluft mündende Bohrung. Die Oeffnungen  $e$  erhalten den Raum über  $n$  in steter Verbindung mit der Aufsenluft; der Raum über  $p$  steht durch  $M$  in steter Verbindung mit der als Behälter dienenden Cylinderseite, jedoch unter Einschaltung eines Rückschlagventiles, welches das Ueberströmen von Luft aus dem Raume über  $p$  nach dem Bremscylinder verhindert. Während der Fahrt dringt nun die aus der Leitung kommende Luft um die Dichtungsfäche des Kolbens  $p$ , hält den oberen Kolbensatz in seiner oberen Endstellung, und gelangt durch  $o$  und den Kanal  $E$  in den Bremscylinder. Der untere Kolbensatz wird in seiner unteren Endstellung gehalten, da die Kolbenfläche von  $m$  größer ist, als die von  $n$ . Um zu bremsen, läßt man die Spannung in der Hauptleitung so weit sinken, daß durch den Ueberdruck der zwischen  $p$  und  $q$  enthaltenen Luft der obere Kolbensatz sinkt; alsdann treten die Oeffnungen  $o$  durch  $E'$  in Verbindung mit der Aufsenluft und die Luft aus dem Bremscylinder kann durch den Kanal  $E$  entweichen. Dies geschieht jedoch nur bis zu dem Augenblicke, in welchem die Spannung im Cylinder der Spannung in der Hauptleitung multiplicirt mit dem Verhältnisse  $\frac{\text{Oberfläche von } n}{\text{Oberfläche von } m}$  gleich geworden ist. Dann schließt sich die Klappe  $c$ , indem der untere Kolbensatz sich hebt; sie öffnet sich erst wieder, wenn die Spannung in der Hauptleitung weiter sinkt, und läßt immer nur so viel Luft hindurch, daß die Spannung im Bremscylinder ein bestimmter Bruchtheil von der in der Hauptleitung ist. Hieraus folgt, daß die Bremskraft je nach der Größe der in der Hauptleitung hervorgerufenen Druckverminderung veränderlich ist. Man hat jedoch vor der Carpenter-, Wenger- und Schleiferbremse den Vortheil, daß erstens nur ein geringerer Theil der Spannung in der Hauptleitung verloren werden muß, um die Bremse in Thätigkeit zu setzen, und zweitens die Druckverminderung im Bremscylinder viel größer gehalten werden kann, als in der Bremsleitung,

3) Bremsrichtungen, welche vollständige Bremsung schon bei theilweiser Druckverminderung in der Bremsleitung bewirken und nach Art der Westinghousebremse arbeiten, jedoch mit dem Unterschiede, daß nur ein Theil der Behälterspannung im Cylinder in Thätigkeit tritt.

Um Wagen in einen Zug einschalten zu können, deren Bremscylinder für einen geringeren Druck berechnet ist, als

ihn die Bremsleitung liefert, muß in der Bremseinrichtung eine Druckregelung vorgenommen werden. Dies läßt sich zwar schon durch den Vertheiler Nr. I (Fig. 1, Taf. XXXXI) erreichen, wenn man  $S_m - S_n < 0$  macht, aber man muß bei dessen Anwendung alle Luft aus der Bremsleitung ausströmen lassen, um vollständige Bremsung zu erhalten. Infolge dessen ist die Regelungsfähigkeit sehr groß, aber es ist auch der Zeitraum vom Öffnen des Bremshahnes bis zum Eintritte der vollständigen Bremsung verhältnismäßig lang. Für lange Züge ist daher der im folgenden beschriebene Vertheiler Nr. IV (Fig. 4, Taf. XXXXI) vorzuziehen, welcher schon bei Verlust eines Theiles der Spannung in der Bremsleitung volle Bremsung bewirkt. Der Vertheiler setzt sich zusammen aus zwei beweglichen Sätzen  $n m'$  und  $n' a' m'$ . Die gewölbten Oberflächen der Kolben  $n m'$  und  $n'$  sind in steter Verbindung mit der Außenluft, was bei  $n'$  und  $n$  durch die Oeffnungen  $o o$  und  $E$  erreicht wird. Die Stange, welche die Kolben  $m, a$  und  $n$  trägt, gleitet in derjenigen der Klappe  $f$  derart, daß diese nur auf dem letzten Theil des Auf- und Niederganges des Kolbensatzes  $m a n$  mitgenommen wird. Die Oeffnung  $R$  steht in Verbindung mit dem Hilfsbehälter,  $C$  mit der Bremsleitung,  $A$  mit dem Bremscylinder. Während der Fahrt gelangt die Luft aus der Bremsleitung um die Dichtungsfläche des Kolbens  $m$  durch  $R$  in den Hilfsbehälter und hält den oberen Kolbensatz durch den Druck auf Kolben  $a$  in seiner höchsten Stellung. Dadurch wird auch Klappe  $f$  offen gehalten, so daß der Bremscylinder in Verbindung mit der Außenluft steht. Wenn man nun in der Bremsleitung eine bestimmte Druckverminderung eintreten läßt, so senkt sich der obere Kolbensatz; der Kolben  $a$  tritt unter die Oeffnungen  $i i$  und läßt dadurch den Behälter mit dem Kanale  $l l$  in Verbindung treten. Klappe  $f$  senkt sich und sperrt die Verbindung zwischen Cylinder und Außenluft. Die Behälterspannung geht durch den Kanal  $l l$  und die Klappe  $a'$  in den Bremscylinder über; erleidet jedoch durch das Spiel des untern Kolbensatzes eine Minderung, so daß die Spannung im Bremscylinder ein bestimmter Bruchtheil der Behälterspannung ist und zwar ist die Spannung im Bremscylinder gleich der Behälterspannung  $\times \frac{S_{n'} - S_{a'}}{S_m' - S_{a'}}$ . Durch das Spiel des obern Kolbensatzes wird, wie bei den vorigen Anordnungen eine Einstellbarkeit der Bremskraft je nach der hervorgebrachten Druckverminderung bewirkt, und man hat es in der Hand, durch Wahl der Abmessungen denjenigen Druck in der Bremsleitung festzusetzen, bei welchem die Bremsung beginnt und aufhört.

#### 4) Einrichtung mit besonders schneller Fortpflanzung der Bremswirkung.

Für lange Güterzüge und unter besonderen Umständen kann die Fortpflanzung der Bremswirkung von Wagen zu Wagen zu viel Zeit beanspruchen. Für solche Fälle ist eine Einrichtung des Soulerin-Vertheilers vorgesehen, welche es ermöglicht, sowohl mit gewöhnlicher Uebertragung der Bremswirkung und allmählicher regelbarer Bremskraft, als auch mit besonders schneller Uebertragung und scharf angreifender, vollständiger Bremswirkung zu arbeiten. Der hierfür benutzte Vertheiler, welcher ebenfalls für Anordnungen nach Art der Westinghouse-

Bremse construirt ist und in der Quelle genau beschrieben wird, ist aus dem zuletzt beschriebenen Vertheiler Nr. IV (Fig. 4, Taf. XXXXI) hergeleitet. Solange diejenige Druckverminderung nicht überschritten wird, welche nöthig ist, um bei Vertheiler Nr. IV eine vollständige Bremsung zu erreichen, arbeitet der neue Vertheiler ganz wie jener; wird jedoch eine stärkere Druckverminderung in der Bremsleitung hervorgebracht, so tritt ein Ventil in Thätigkeit, welches die Bremsleitung mit der Außenluft in Verbindung setzt. Die dadurch bewirkte größere Druckverminderung in der Hauptleitung überträgt sich mit vergrößerter Geschwindigkeit auf den nächsten Vertheiler, wo sich auch das entsprechende Ventil öffnet, und so fort. Diese Anordnung setzt einen Bremshahn auf der Maschine voraus, welcher es gestattet, eine beabsichtigte Pressung in der Bremsleitung mit ziemlicher Genauigkeit zu erreichen, und welcher verhindert, daß bei plötzlichem Abschlusse der Rückstau der nach dem Hahne strömenden Luft eine Druckerhöhung in dem zunächst liegenden Theile der Leitung und eine daraus sich ergebende Entbremsung bewirkt. Ein solcher Hahn, welcher ebenfalls nach dem Grundsatz der Wirkung des Unterschiedes von Kolbendruckflächen entworfen ist, findet sich in der Quelle beschrieben.\*)

#### B. Saugebremsen.

Um die Zweckmäßigkeit der neuen Bremsanordnung auch für Saugebremsen zu erläutern, sind in der Quelle zunächst einige der bisher gebräuchlichen Bremsarten beschrieben.

Die Saugebremse von Soulerin ist ähnlich der Westinghouse-Bremse, jedoch mit einem Vertheiler ausgestattet, der auf Minderdruck eingerichtet ist. Die Quelle giebt eine genaue Beschreibung nebst mathematischer Untersuchung, die jedoch nichts wesentlich Neues bringt. Die Vortheile der neuen Bremsart sind auch hier: Regelbarkeit der Bremskraft ohne Verzögerung der Bremswirkung durch Entweichen von Luft aus dem Cylinder in die Leitung und die Möglichkeit, durch geeignete Wahl der Abmessungen den Beginn und das Ende sowohl des Bremsens als des Entbremsens bei bestimmten Drucken in der Leitung festzusetzen. Es braucht also nicht, wie bei den andern Saugebremsen mit regelbarer Bremskraft, zur Erreichung der vollen Bremswirkung die volle Spannung der Außenluft in der Leitung hergestellt zu werden.

#### C. Bremsen, welche sowohl durch Ueberdruck wie Minderdruck wirken können.

Die Soulerin-Bremse läßt sich so einrichten, daß sie ohne Vornahme einer Aenderung auf die verschiedenste Weise in Wirksamkeit treten kann. Die in der Quelle beschriebenen Anordnungen sind im Wesentlichen folgende:

- a) Bremsen, welche sowohl als unmittelbare Saugebremse als auch als selbstthätige Druckbremse wirken können.
- b) Bremsen, welche sowohl als unmittelbare Saugebremsen als auch als unmittelbare oder selbstthätige, regelbare Druckbremsen wirken können.

\*) Diese Bremseinrichtung ist auch in der früheren Mittheilung Organ 1890, Seite 209, unter Schnellbremsen behandelt.

- c) Bremsen, welche sowohl mit voller nicht regelbarer Bremskraft als auch mit regelbarer Bremskraft wirken können.  
 d) Bremsen, welche als unmittelbare oder selbstthätige Saugbremsen und als unmittelbare oder selbstthätige Druckbremsen wirken können und zwar im letzteren Falle entweder mit regelbarer oder nicht regelbarer Bremskraft.

Es werde zur Erläuterung des Grundgedankens der Fall b herausgegriffen.

Bremsen, welche sowohl als unmittelbare Saugbremsen, als auch als unmittelbare oder selbstthätige, regelbare Druckbremsen wirken können.

Fig. 5, Taf. XXXXI zeigt die Gesamtanordnung. Für die drei verschiedenen Arten der Wirksamkeit müssen drei getrennte Leitungen unter dem Bremswagen vorhanden sein. Die Verbindung dieser Leitungen, der beiden Seiten A und V des Bremszylinders und des Behälters mit der Steuerungseinrichtung geht aus der Zeichnung hervor.

Die Steuerung besteht aus dem oben beschriebenen Vertheiler Nr. IV (Fig. 4, Taf. XXXXI) und zwei Doppelventilen N und N' (Fig. 6, Taf. XXXXI).

Jedes dieser Ventile enthält einen Satz von Kolben und Klappen; der Raum über b ist mit der Aussenluft in Verbindung, ebenso der zwischen c und d durch die Oeffnung K'; der Raum zwischen P und Q ist durch den (in der Figur gestrichelten) Kanal l' mit Kanal ll in Verbindung.

#### 1) Wirkung als unmittelbare Saugbremse.

Während der Fahrt herrscht in der betreffenden Leitung die Spannung der Aussenluft. Wird zum Zwecke des Bremsens die Luft verdünnt, so theilt sich diese Verdünnung unmittelbar der Cylinderseite V mit. Gleichzeitig schließt sich Klappe c und ermöglicht dadurch die Verbindung der Cylinderseite A mit der Aussenluft, welche durch K'A'g' einströmt.

#### 2) Wirkung als selbstthätige, regelbare Druckbremse.

Während der Fahrt tritt die gepresste Luft aus der betreffenden Leitung durch c und die Dichtungsfläche von n in den Behälter. Der obere Kolbensatz des Vertheilers steht in seiner höchsten, der untere in seiner tiefsten Stellung. Wenn gebremst werden soll, senkt sich der obere Satz; die Behälterspannung tritt durch den Kanal l und den untern Kolbensatz, welcher druckmindernd wirkt, durch den Kanal g in die Seite A des Cylinders. Gleichzeitig hat sich Klappe f geschlossen, Klappe F, wegen des durch den Kanal l' auf den Kolben P übertragenen Ueberdruckes geöffnet und Klappe d, weil die Spannung in L größer ist, als in A' geschlossen. Auf diese Weise ist die Cylinderseite A von der Aussenluft abgesperrt, V jedoch durch K' mit ihr verbunden.

#### 3) Wirkung als unmittelbare Druckbremse.

Während der Fahrt herrscht in der betreffenden Leitung die Spannung der Aussenluft. Wird der Druck erhöht, so tritt die Prefsluft durch D um die Dichtungsfläche des Kolbens P durch den Kanal l', ll und durch den untern Kolbensatz des Vertheilers in die Seite A des Bremszylinders. Durch den Druck auf Kolben Q ist Klappe F geschlossen, durch den Druck

auf e Klappe d, so daß die untere Kolbenseite von der Aussenluft abgesperrt, die obere mit ihr in Verbindung gebracht ist.

### C. Vergleichung der Soulerin-Bremsen mit anderen bezüglich vollkommenerer Wirksamkeit.

Um die als Hauptvorzug der Soulerin-Bremse in Anspruch genommene vollkommenerer Wirksamkeit darzuthun, sind mehrere Bremsen unter Zugrundelegung bestimmter übereinstimmender Verhältnisse rechnerisch bezüglich derjenigen Eigenschaften verglichen, welche für die Vollkommenheit der Wirkung besonders in Betracht kommen. Die Rechnung ist sowohl für Ueberdruck- als auch Saugbremsen ausgeführt; es sollen die Ergebnisse derselben für die Ueberdruckbremsen aufgeführt werden.

#### 1) Empfindlichkeit der Steuerungseinrichtung.

Diejenige Druckverminderung in der Leitung, bei welcher die Bremse in Thätigkeit tritt, läßt sich bei keiner Bremsart mit Genauigkeit angeben, da überall Reibungen zu überwinden sind, welche im Allgemeinen bei den Ausstattungen der einzelnen Wagen eines Zuges eine verschiedene Größe haben werden. Es würden daher die Bremsen eines Zuges selbst in dem Falle, daß die Spannung in der Hauptleitung stets an allen Punkten gleich bleibt, zu verschiedener Zeit in Thätigkeit treten. Die Bremse wird nun desto genauer wirken, je geringer derjenige Spielraum ist, zwischen dem sich die zur Bethätigung der Bremsen nöthige Druckverminderung bewegt. Der Spielraum beträgt für die Wenger-Bremse 200 g, für die von Westinghouse 250, für die von Soulerin 58 g.

#### 2) Schnelligkeit der Fortpflanzung der Druckverminderung in der Bremsleitung.

Die Schnelligkeit der Fortpflanzung der Druckverminderung in der Bremsleitung wird desto geringer sein, je größer die Luftmenge ist, welche aus den einzelnen Bremswerken in die Bremsleitung strömt. Diese Luftmenge besteht zum Theil aus derjenigen Luft, welche durch die Bewegung des Steuerungskolbens im Vertheiler verdrängt wird. Diese beträgt bei der Westinghouse-Bremse 75 ccm, bei der von Wenger 87 ccm und bei der von Soulerin 11 ccm. Bei der Carpenter-Bremse ist die ganze Luftmenge aus der einen Cylinderhälfte zu verdrängen, wodurch natürlich eine viel bedeutendere Verminderung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit bewirkt wird.

#### 3) Regelbarkeit der Bremskraft.

Als Maß für die Regelbarkeit der Bremskraft ist der Unterschied derjenigen Drucke in der Hauptleitung anzusehen, bei welchen die Bremsung beginnt und aufhört. Dieser beträgt bei der Carpenter-Bremse 2 at, bei Westinghouse 0,55 at, bei Soulerin 2,75 at, bei einem regelmäßigen Drucke in der Hauptleitung von 4 at.

#### 4) Luftverbrauch.

Unter der Annahme, daß von 100 Bremsungen nur 10 mit voller, die andern 90 mit mittlerer Bremskraft ausgeführt werden, ist der Luftverbrauch

bei Westinghouse . . . . .	29,90,	
< Carpenter . . . . .	51,70,	
< Soulerin . . . . .	27,71.	N.

## Die Steigerung der Wagenladung und Zugbelastung und der Einfluss derselben auf die Betriebskosten der Nordamerikanischen Eisenbahnen.

Von O. Petri, Kgl. Reg.-Baumeister und Techn. Attaché bei der Kaiserl. deutschen Gesandtschaft in Washington.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 6 bis 7 auf Taf. XXXXII.)

Die Frachteinnahme für die Beförderung einer Tonne über eine Meile Bahnlänge betrug nach den amtlichen Ermittlungen des Bundes-Verkehrsamts für die Vereinigten Staaten im Jahre 1889 im Mittel 0,922 Cents (3,87 Pf.). Dieselbe Zahl wird in Ermangelung amtlicher Statistik für das Jahr 1870 auf 2,5 Cents (10,5 Pf.) geschätzt. Ohne darauf einzugehen, in wie weit diese außerordentliche Ermäßigung um fast 1,6 Cents (6,7 Pf.) für die Tonnen-Meile oder um etwa 60% in weniger als 20 Jahren durch Verringerung der Ansprüche auf einen Ueberschufs über die landesübliche Verzinsung der Anlagekosten, oder durch andere Gründe ermöglicht wurde, soll in folgendem nur die Beteiligung der Betriebskosten an diesem Vorgange in Betracht gezogen werden.

Die Selbstkosten, welche die untere Grenze der Frachtgebühr bilden, bestehen aus zwei Theilen und zwar:

- 1) den Anlagekosten, d. h. den Kosten für Verzinsung und Tilgung der ursprünglichen Beschaffungskosten, und
- 2) den Betriebskosten, d. h. denjenigen Aufwendungen an Arbeit und Geld, welche durch den Betrieb der Eisenbahn veranlaßt werden.

Während für Europäische Bahnen die Anlagekosten gleich den Betriebskosten angenommen werden, bilden dieselben bei den Nordamerikanischen Bahnen erstere 32,42 v. H., letztere 67,58 v. H. der Gesamtkosten, da die Kosten für eine Meile Bahnlänge dort erheblich kleiner sind und durchschnittlich nur 59392 ₤ (155904 M. für 1 km) betragen. Wenn demnach die Betriebskosten mehr als doppelt so hoch wie die Anlagekosten sind, so wird es erklärlich, daß eine Verminderung der Betriebskosten von erheblichem Einflusse auf die Gesamtkosten sein muß.

**Betriebskosten.** Wie weit es gelungen ist, die Betriebskosten zu verringern, soll an einem Beispiele der New-York-Central- und Hudson-River-Eisenbahn gezeigt werden, bei welcher auf eine Tonnen-Meile entfielen:

I.

Jahr	Gesamteinnahme		Betriebskosten		Reineinnahme	
	Cents für 1 Tonnenmeile	Pf. für 1 Tonnenkm	Cents für 1 Tonnenmeile	Pf. für 1 Tonnenkm	Cents für 1 Tonnenmeile	Pf. für 1 Tonnenkm
1870	1,88	4,93	1,15	3,02	0,73	1,91
1875	1,27	3,33	0,9	2,37	0,37	0,96
1880	0,87	2,28	0,54	1,41	0,33	0,87
1885	0,68	1,78	0,54	1,41	0,14	0,37
1889	0,76	1,98	0,56	1,46	0,20	0,52

**Ursachen der Verminderung.** Als die wesentlichsten Ursachen der erstaunlichen Verminderung der Betriebskosten bezeichnet Jeans\*) die folgenden:

\*) Railway Problems, Jeans, London 1887.

- 1) Die Erhöhung der Tragfähigkeit und der durchschnittlichen Nutzlast der Wagen gegenüber dem todtten Gewichte.
- 2) Die Erhöhung der Zugladung.
- 3) Die erhöhten Leistungen der Locomotiven.
- 4) Die bessere Herstellung der Fahrbahn und in Folge dessen Ersparnisse an Ausbesserungen.

In welcher Weise die Verringerung der Betriebskosten vollzogen wurde, wird von Hudley\*) sehr anschaulich wie folgt geschildert: 1867 schien ein Stillstand in der Entwicklung der Eisenbahnen und der Erniedrigung der Tarife einzutreten. Die Gesellschaften hatten wenig Verlangen, ihren Verkehr stärker zu entwickeln, da die eisernen Schienen bei stärkerem Verkehre fortwährend erneuert werden mußten. Da gelang es plötzlich Bessemer, billigen Stahl herzustellen, und die Verwendung desselben zur Schienen-Erzeugung brachte eine völlige Umwälzung des Eisenbahngeschäftes. Dies war weniger durch Ersparnisse in der Unterhaltung des Oberbaues als durch folgende Gründe veranlaßt:

- 1) Die Stahlschiene konnte größeren Raddruck aushalten, so daß man Wagen größerer Tragkraft einführen konnte, durch welche das Verhältnis der Nutzlast zum todtten Gewicht günstiger wurde.
- 2) Gleichzeitig vermehrte man das Gewicht der Locomotiven, wodurch ihre Leistungen in einem größeren Verhältnisse, als ihre Beschaffungs- und Betriebskosten gesteigert wurden.
- 3) Die durch die besseren Betriebsmittel herbeigeführte Verminderung der Betriebskosten steigerte sehr erheblich den Verkehrsumfang, wodurch bei gleichzeitig besserer Ausnutzung der Betriebsmittel eine weitere erhebliche Verminderung der Betriebskosten herbeigeführt wurde.

**Masseinheiten.** Bevor in den folgenden Kapiteln diese Ursachen näher erörtert werden, möge hier vorausgeschickt werden, daß dort, wo Umrechnung in deutsche Masseinheiten vorgenommen wurde, die folgenden Verhältniszahlen angewendet sind:

- 1 Fufs (1') = 0,305 m; 1 Zoll (1'') = 25,4 mm;  
 1 Meile (1 M.) = 1,6 km; 1 Pfund (1  $\bar{u}$ ) = 0,454 kg;  
 1 Tonne (1 t) = 2000  $\bar{u}$  = 908 kg;  
 1 Dollar (1 ₤) = 4,20 M.; 1 Cent (1 C.) = 4,2 Pf.

### Kapitel I.

#### Zusammenhang zwischen Betriebskosten und Wagen- und Zug-Ladungsgröße.

Wie Zusammenstellung II erkennen läßt sind Wagentragskraft und durchschnittliche Zugladung der Pennsylvania-Eisenbahn stetig gewachsen, wobei die Betriebskosten erheblich gesunken sind.

\*) Hudley, Railroad Transportation, New-York 1886.

## II.

	1852/55	1856/60	1861/65	1866/70	1870/75	1876/83	1880/85	1888
Betriebskosten Cents	1,98	1,38	1,46	1,36	0,79	0,503	0,444	0,501
Durchschnittl. Zugladung . . . t	75,4	83,2	94,3	104,4	116,8	155	196	285
Tragkraft der Normalwagen . . t	Weniger als 10 t				10	12	20	30

Aehnliche Zusammenstellungen können mit demselben Ergebnisse für nahezu alle Eisenbahnen aufgestellt werden.

**Betriebsergebnisse von 19 Eisenbahnen.** Um jedoch ein allgemeines Ergebnis zu erhalten, wurde in Zusammenstellung III eine Vergleichung der Betriebskosten der Wagen- und Zugladungsgröße und anderer dahin gehöriger Zahlen von 19 Eisenbahn-Verwaltungen mit 45 236 Meilen Gesamtlänge auf Grund der im Jahre 1888 dem Bundes-Verkehrsamt zugegangenen Berichte\*) angestellt.

## III.

1 Namen der Eisenbahn	2 Länge in Meilen	3 Anzahl von Wagen im Zuge			5 leer	6 Durchschnittl. Ladung eines Zuges t	7 be- ladenen Wagens t	8 Durch- schnitt- licher Weg einer Tonne Meilen	9 Kosten für eine Tonnen- Meile Cents	10-13 Von den Kosten unter 9 entfallen auf				14 Verkehr über eine Meile Bahnlänge in Tonnen
		insge- sammt	be- laden							Unterhal- tung von Straße u. Bauwerk %	Unterhal- tung der Betriebs- mittel %	Zugförde- rung %	General- Unkosten %	
Pennsylvania Railroad . . . . .	2351	29	19	10	285	15	104,5	0,501	22,33	19,67	47,96	10,04	2302000	
Lake Shore and Michigan . . . . .	1341	33,4	25,8	12,6	262	10,1	199	0,410	20,82	17,24	54,06	7,88	1378000	
Pennsylvania Company . . . . .	1397	23,6	17,95	5,65	239	13,3	90	0,520	23,84	21,46	50,19	4,51	1126000	
Chicago, St. Louis & Pittsburgh .	636	23,3	18	5,3	227	12,6	190	0,490	18,72	24,45	52,12	4,74	1009000	
Michigan Central . . . . .	1537	26,7	19,4	7,3	209	10,8	219	0,490	22,44	15,63	49,83	12,10	867000	
New-York Central & Hudson River	1421	26,6	18,1	8,5	205	11,3	180	0,560	17,78	19,86	51,30	11,06	1893000	
Baltimore & Ohio . . . . .	1721	22	14,4	7,6	198	13,7	191,6	0,488	17,61	24,69	48,10	9,00	1274000	
Union Pacific . . . . .	1824	24	19	5	190	10	268	0,620	16,60	22,20	46,86	14,34	642000	
Chicago & Alton . . . . .	849	23,5	15,7	7,8	178	11,3	147	0,603	25	17,61	43,96	13,43	685000	
Louisville & Nashville . . . . .	2546	17,8	12,42	4,76	145	11,6	80,8	0,699	18,96	16,41	52,17	12,46	434000	
Chicago, Milwaukee & St. Paul .	5672	21,2	15,6	5,6	144	9,2	216	0,600	17,31	16,47	37,36	16,65	293000	
Chicago, Burlington & Quincy . .	4846	20,9	15,7	5,2	144	9,2	207	0,69	24,60	15,88	47,06	12,46	326000	
Missouri Pacific . . . . .	3030	19,2	13,2	6,0	142	10,7	158	0,88	27,70	15,56	50,09	6,65	245000	
Chicago & Northwestern . . . . .	4217	18,5	13,9	4,6	135	9,7	177	0,50	21,67	15,58	56,45	6,30	461000	
Northern Pacific . . . . .	3317	20	15,1	4,9	130	8,6	271	0,83	27,35	14,64	48,69	9,32	212000	
Chicago, Rock Island & Pacific . .	1528	19,8	14,7	5,1	128	8,7	212	0,644	21,05	16,51	52,52	9,92	610000	
Atchison, Topeca & Santa Fé . .	3023	24	16	8	123	7,7	235	0,86	23,14	20,22	42,68	13,93	270000	
Illinois Central . . . . .	1593	19,5	14,3	5,2	116	8,1	157	0,6	20,96	15,8	53,22	10,02	396000	
Richmond & Danville . . . . .	2387	17	12,3	4,7	92	7,5	178	1,03	28,88	13,91	47,08	10,13	132000	

Gesamtlänge 45236 Meilen (72378 km).

Gegen eine derartige Vergleichung dürfte vielleicht eingewendet werden, daß die Vereinigten Staaten viel zu ausgedehnt, und die Bedingungen des Eisenbahn-Verkehres in den einzelnen Gebieten viel zu verschieden sind, um allgemein gültige Schlussfolgerungen aus den angegebenen Durchschnittszahlen abzuleiten.

Jedoch sprach für dieses Vorgehen einerseits der Umstand, daß für das Jahr 1888 eine umfassende amtliche Statistik vorhanden ist. Andererseits aber durchlaufen manche Bahnen dieselben Stufen in Bezug auf Dichtigkeit des Verkehres und Vervollkommnung der Betriebseinrichtungen, welche andere Bahnen schon durchgemacht haben, so daß eine Vergleichung einer größeren Zahl von Eisenbahnen ein ähnliches Bild der Entwicklung, wie eine auf frühere Jahre ausgedehnte Untersuchung ergeben müßte.

Die Vertheilung der Betriebskosten auf die vier Buchungsabtheilungen in den Spalten 10 bis 13 ist nach dem Ergebnisse des Gesamtverkehrs vorgenommen.

Die übrigen Angaben der Zusammenstellung gelten für reinen Güterverkehr, wobei für gemischte Züge eine Vertheilung

von 75 v. H. auf den Güter- und von 25 v. H. auf den Personen-Verkehr vorgenommen ist. Wo die Trennung zwischen Personen- und Güter-Verkehr sich nicht von selbst ergibt, schreibt das Bundesverkehrsamt vor, daß die Kosten im Verhältnisse der Zugmeilen zu trennen sind.

**Schaulinien.** Um die Zahlen der Zusammenstellung III anschaulicher zu machen, wurden in Fig. 6, Taf. XXXXII die wagerechten Abschnitte gleich den Werthen der Zugladung aus Spalte 6 und die Lothe gleich den zugehörigen Werthen der Betriebskosten, bezw. gleich deren vier Sonderntheilen aus den Spalten 9 bis 13 gemacht.

Würde man jetzt, wie in Fig. 6, Taf. XXXXII angedeutet, eine gekrümmte Linie ziehen, welche den sämtlichen ermittelten Punkten möglichst nahe liegt, so würde diese die Beziehung zwischen Zugladungsgröße und Betriebskosten darstellen, voraus-

\*) Ein Theil der in der Zusammenstellung enthaltenen Zahlen ist in dem zweiten statistischen Bericht des Bundes-Verkehrsamtes von 1888 enthalten.

gesetzt, daß verschiedene Preise für Kohlen und Arbeit, verschiedene mittlere Förderweiten, die Dichtigkeit des Verkehrs und andere von den einzelnen Landesgebieten abhängige Einflüsse auf die Höhe der Betriebskosten nicht einwirkten.

**Dichtigkeit des Verkehrs.** Von diesen Einflüssen ist ohne Zweifel die Dichtigkeit des Verkehrs oder die Anzahl der Tonnen, welche jährlich über eine Meile Bahnlänge bewegt werden, am bedeutendsten. Derjenige Theil der Betriebskosten, welcher zu den veränderlichen Selbstkosten zu rechnen ist, d. h. mit dem Umfange des Verkehrs zunimmt, ist nach Ulrich\*) zu etwa 50% anzunehmen. Der größte Theil der Zugförderungskosten (Spalte 12, Zusammenstellung III) scheint zu diesem veränderlichen Theile zu gehören, da z. B. nach den Ergebnissen der Pennsylvania-Eisenbahn für 1888 die Zugkosten 13,5 Millionen \$ betragen, von denen etwa 10 Millionen von der Verkehrsgröße stark und nur 3,5 Millionen (Gehälter und Löhne der Stations-Beamten) schwach beeinflusst wurden.

**Veränderliche Selbstkosten.** Da nun die veränderlichen Selbstkosten den festen Theil des Tarifes, d. h. einen stets gleich bleibenden Kostenbetrag für die Fördereinheit bilden, so folgt, daß durch das Verhältnis der Zugladung zu den Zugförderungskosten der Einfluß der vermehrten Zugladung auf die Betriebskosten am besten erkannt werden kann.

Es wurde daher der überstrichelte Theil aus Fig. 6, Taf. XXXXII auf eine wagerechte Grundlinie bezogen, in Fig. 7, Taf. XXXXII aufgetragen und der gebrochene Zug durch eine krumme Linie ersetzt. Der Verlauf dieser Linie läßt erkennen, daß die Kosten mit Vergrößerung der Zugladung abnehmen und zwar besonders erheblich bei einer Steigerung bis zu 230 t, während eine weitere Steigerung auf 285 t nur noch geringen Einfluß ausübt.

**Wagenladung.** Ein Vergleich der Spalten 6 und 7 der Zusammenstellung III zeigt, daß bei den untersuchten Bahnen die Wagen-Ladung in demselben Maße wächst, wie die Zugladung, und die Pennsylvania-Eisenbahn z. B. bei einer Zugladung von 285 t ihre Wagen im Mittel mit 15 t beladet, während sich die Richmond- und Danville-Eisenbahn bei einer Zugladung von 92 t mit einer mittleren Wagenladung von nur 7,5 t begnügt.

Welche dieser beiden gemeinsam wirkenden Ursachen, d. h. Wagen- und Zugladungsgröße den bedeutenderen Einfluß auf die Verminderung der Betriebskosten ausübt ist aus den Zahlen der Zusammenstellung III nicht zu folgern, sondern wird im folgenden näher untersucht werden.

## Kapitel II.

### Der Einfluß der vergrößerten Zugladung auf die Betriebskosten.

An Stelle eines gegebenen Verkehrs einen größeren zu bewältigen wird durch 2 Mittel möglich sein und zwar:

- 1) durch Vergrößerung des Gewichtes und der Leistung der Locomotiven und
- 2) durch Vermehrung der Anzahl der Züge.

\*) Franz Ulrich, das Eisenbahn-Tarifwesen, Berlin und Leipzig 1886.

**Betriebskosten bei Verdoppelung des Verkehrs.** In der folgenden Zusammenstellung ist der Versuch gemacht, für beide Fälle die Vermehrung der Betriebskosten bei Verdoppelung der Leistung der Zugkraft zu berechnen, wobei nach Wellington's Vorgang\*) angenommen wurde, daß der vermehrte Zugwiderstand nicht von größerem Verkehre, sondern von stärkerer Steigung herrührt, so daß die Anzahl der Wagen-Meilen dieselbe bleibt.

Es wurden dieser Rechnung die Betriebskosten der Pennsylvania-Eisenbahn für das Jahr 1888 zu Grunde gelegt. Die Schätzung der Vermehrung der einzelnen Posten geschah zum größten Theile im Anschlusse an die Ausführungen Wellington's auf Seite 560 bis 580 seines oben angezogenen Werkes.

**Begründung der eingesetzten Werthe.** Während z. B. die Löhne der Locomotiv- und Zug-Mannschaften im ersten Falle dieselben bleiben, sind sie im zweiten um 100 v. H. zu vermehren.

## IV.

### Vermehrung der Betriebskosten der Pennsylvania-Eisenbahn bei doppelter Leistung.

Gegenstand	Betrag \$	Vermehrung der Kosten bei Verdoppelung			
		I. des Locomotiv-Gewichtes		II. der Zahl der Züge	
		v. H.	Betrag \$	v. H.	Betrag \$
Bahn, Schienen, Schwellen . . . . .	3 215 000	50	1 607 500	75	2 411 250
Brücken und Bauwerke . . . . .	1 050 000	5	52 500	10	105 000
Zäune, Signale, Gebäude . . . . .	1 338 000	Unabhängig	—	Unabhängig	—
Locomotiven für die Strecke . . . . .	1 454 000	50	727 000	75	1 090 500
Locomotiven für den Verschiebdienst . . . . .	364 000	Unabhängig	—	Unabhängig	—
Wagen . . . . .	2 752 000	"	—	— 10	— 275 200
Fährboote, Dampfer	152 000	"	—	Unabhängig	—
Werkstätten, Werkzeuge . . . . .	699 000	"	—	"	—
Löhne, Locomotiv- u. Zug-Mannschaften	4 676 000	"	—	100	4 676 000
Brennstoff, Oel und Wasser . . . . .	2 752 000	50	1 376 000	100	2 752 000
Löhne der Weichensteller und Wächter	555 000	Unabhängig	—	20	111 000
Stationsbeamte und Arbeiter . . . . .	2 829 000	"	—	Unabhängig	—
Wagenmiete u. s. w.	1 727 000	"	—	"	—
Fährboote, Dampfer	909 000	"	—	"	—
Gehälter der Oberbeamten . . . . .	2 635 000	"	—	"	—
Zusammen \$	27 107 000		3 763 000		10 870 550
		oder	13,9 v. H.		40,1 v. H.

\*) A. M. Wellington, the Economic Theory of the Location of Railroads, New-York 1888; vergl. Organ 1888, S. 83.

Die Vermehrung des Brennstoff-Verbrauches ist im ersten Falle zu 50 v. H. angenommen worden, da nach Wellington die Hälfte des Kohlenverbrauches von Wärmeverlusten, Anzünden des Feuers, Leerfahrten, Anfahren und Anhalten des Zuges herrührt, während die Vermehrung im zweiten Falle zu 100 v. H. zu schätzen ist.

Die Kosten für Erneuerung und Ausbesserung der Locomotive ist in Falle I auf 50 v. H. angenommen, da weniger als 50 v. H. der Anschaffungskosten einer Locomotive mit dem Gewichte wachsen, während der Rest innerhalb gewisser Grenzen unveränderlich ist.

Dagegen sind im zweiten Falle die Ausbesserungskosten zweier Locomotiven niedriger als die zweifachen Erneuerungskosten einer Locomotive und zwar zu 75 v. H. angenommen worden, da die Beförderung kürzerer Züge weniger Abnutzung beim Halten und Anfahren veranlaßt. Aus demselben Grunde wurde die Unterhaltung der Wagen im zweiten Falle um 10 v. H. geringer angenommen.

**Ergebnis.** Das Ergebnis dieser Erörterung läßt sich dahin zusammenfassen, daß die Betriebskosten zur Erreichung einer doppelten Leistung der Zugkraft bei Einführung von doppelt so schweren Locomotiven um 13,9 v. H., bei Anwendung der doppelten Zahl von Zügen um 40,1 v. H. vermehrt werden müssen.

Die hierdurch nachgewiesene Ersparnis bei der Anwendung schwerer Locomotiven und Züge wird unter anderm durch den Jahresbericht der New-York-Central-Eisenbahn für das Jahr 1890 bestätigt.

**Jahresbericht der New-York-Central-Bahn.** Wie Zusammenstellung V erkennen läßt, ist nämlich die durchschnittliche Nutzlast der sämtlichen auf dem 1421 Meilen langen Bahnnetze verkehrenden Züge seit 1888 bis 1890 von 205 t auf 248 t gewachsen, wobei die Betriebskosten für eine Tonnen-Meile von 0,59 auf 0,54 Cents gesunken sind.

## V.

## Betriebskosten u. s. w. der New-York-Central- und Hudson-River-Bahn.\*)

Jahr endigend 30. Juni	Einnahmen Ausgaben Reingewinn			Zug- Ladung Tonnen	Durchschnitt- licher Weg einer Tonne in Meilen
	für 1 Tonnen-Meile				
	Cents	Cents	Cents		
1888	0,79	0,59	0,20	205	180
1889	0,74	0,57	0,17	225	185
1890	0,76	0,54	0,22	248	183

Ungeachtet einer Abnahme der Einnahmen von 0,79 auf 0,76 Cents für 1 Tonnen-Meile ist daher der Reingewinn von 0,20 auf 0,22 Cents gewachsen.

Wenn die Erniedrigung der Betriebskosten, abgesehen von der nur unbedeutend vermehrten mittleren Förderweite, auch

\*) Abweichungen von der Zusammenstellung I rühren daher, daß dort die Angaben für das am 30. September schließende und hier für das neuerdings eingeführte am 30. Juni schließende Geschäftsjahr gelten.

nicht unwesentlich durch die Zunahme des Verkehrs-Umfanges (Zusammenstellung VI) beeinflusst sein dürfte, so ist doch ohne Zweifel die vermehrte Leistung der Locomotiven von ganz erheblichem Einfluß gewesen.

## VI.

## Güterbewegung der New-York-Central-Bahn.

Jahr endigend 30. Juni	Güter-Zug-Meilen	Verschiebdiens- t- und Arbeits- Zug-Meilen	Güterbewegung in Tonnen-Meilen
1888	13124019	10022701	2705612824
1889	12455897	10269880	2799012240
1890	11997764	11310422	2973598069

Während nämlich im Jahre 1888 für eine Güterbewegung von rund 2706 Mill. Tonnen-Meilen über 13 Mill. Zug-Meilen zu leisten waren, gelang es nur 2 Jahre später mit weniger als 12 Mill. Zug-Meilen 2974 Mill. Tonnen-Meilen zu befördern.

**Versuche der New-York-Central-Bahn.** Um den Einfluß des vermehrten Zuggewichtes klarzustellen, wurden im Frühjahr 1890 von dem Maschinen-Director Buchanan der New-York-Central-Bahn die in Zusammenstellung VII wiedergegebenen Versuche mit 2 Güterzug-Locomotiven in regelmäßigem Zugdienste auf der 154 Meilen langen Strecke De Witt-Buffalo unternommen. Ueber das Verhältnis der beladenen zu den unbeladenen Wagen in jedem Zuge, sowie über das Zuggewicht liegen leider keine Angaben vor, so daß die Kosten nur für die nicht ganz unveränderliche Einheit einer Wagen-Meile angegeben werden können. Da die Versuche jedoch mit denselben Zügen unter gleichen Bedingungen angestellt sind, so scheinen Schlussfolgerungen aus einem Vergleiche der erhaltenen Zahlen statthaft.

Da die ostwärts gehenden Züge zum größten Theile aus beladenen Wagen bestehen, so kann die Nutzlast eines Zuges bei 50 Wagen von 20 t Tragkraft auf 1000 t geschätzt werden. Die westwärts verkehrenden Züge haben eine größere Wagenzahl von 60 bis 65, da sie eine größere Zahl leerer Wagen enthalten.

Die 10 Versuchswerthe der Zusammenstellung VII lassen sich in 2 Gruppen zerlegen. Die Versuche 8 und 10 wurden mit einer kleineren Wagenzahl von im Mittel  $\frac{45 + 37 + 34 + 40}{4} = 39$  angestellt, wobei die Kosten für eine Wagen-Meile im Mittel  $\frac{0,548 + 0,677}{2} = 0,613$  Cents betragen.

Wird in ähnlicher Weise aus den Versuchen 1 bis 7 und 9 das Mittel gezogen, so ergibt sich, daß bei einer Zahl von 57 Wagen die Kosten für Kohlen und Löhne der Locomotiv- und Zug-Mannschaften auf 0,388 Cents für die Wagen-Meile sinken.

**Schwere und leichte Züge.** Um einen Vergleich dieser für besonders schwere Züge geltenden Zahlen mit mittleren Werthen zu ermöglichen, möge angeführt werden, daß nach dem Berichte der New-York-Central-Eisenbahn für 1890 die Kosten für eine Zug-Meile 1,33 \$ betragen. Da an derselben Stelle die durchschnittliche Wagenzahl in einem Zuge zu 35 angegeben wird,

ergiebt sich die Höhe der Betriebskosten für eine Wagen-Meile auf 3,8 Cents. Die Kosten für Kohlen und Löhne der Locomotiv- und Zug-Mannschaften, welche für eine Amerikanische Eisenbahn nach Wellington zu  $22\frac{1}{2}$  v. H. der Betriebskosten anzunehmen sind, belaufen sich dann auf 0,855 Cents für eine Wagen-Meile.

## VII.

## Kohlen-Verbrauch und Löhne für eine Wagen-Meile.

No. des Versuches	No. der Locomotive	Tag	Fahr-richtung	Anzahl von Wagen im Zuge	Geschwindigkeit Meilen in der Stunde	Kohlenverbrauch für eine Wagen-Meile	Kosten für eine Wagen-Meile in Cents			
							Kohlen	Locomotiv-führer u. Heizer	Zugführer und Bremser	Insgesamt
1	466	Apr. 15.—16.	Ostwärts	51	14,06					
		April 16.	Westwärts	65	15,4					
			Doppelfahrt	—	—	2,1	0,162	0,090	0,104	0,356
2	466	" 17.	Ostwärts	46	14,87					
		" 18.	Westwärts	67	13,33					
			Doppelfahrt	—	—	2,35	0,211	0,095	0,109	0,415
3	466	" 19.	Ostwärts	50	15,0					
		" 20.	Westwärts	62	15,57					
			Doppelfahrt	—	—	2,22	0,194	0,091	0,108	0,393
4	466	" 21.	Ostwärts	50	16,6					
		" 22.	Westwärts	63	17,64					
			Doppelfahrt	—	—	1,95	0,171	0,092	0,106	0,369
5	466	" 24.	Ostwärts	52	?					
		" 25.	Westwärts	62	?					
			Doppelfahrt	—	—	2,28	0,205	0,092	0,106	0,403
6	466	" 26.	Ostwärts	50	14,4					
		" 27.	Westwärts	58	18,2					
			Doppelfahrt	—	—	2,19	0,169	0,097	0,111	0,377
7	466	" 29.	Ostwärts	51	16,2					
		" 30.	Westwärts	62	17,4					
			Doppelfahrt	—	—	2,22	0,194	0,093	0,106	0,393
8	466	Mai 1.	Ostwärts	45	19,7					
		" 2.	Westwärts	37	24,3					
			Doppelfahrt	—	—	3,07	0,268	0,131	0,149	0,548
9	466	" 5.	Ostwärts	50	15,0					
		" 6.	Westwärts	67	15,2					
			Doppelfahrt	—	—	2,34	0,205	0,091	0,104	0,400
10	321	" 10.	Ostwärts	34	13,1					
		" 11.	Westwärts	40	17,3					
			Doppelfahrt	—	—	3,85	0,298	0,179	0,200	0,677

Es ist daher das höchst bemerkenswerthe Ergebnis der Versuche zu verzeichnen, dass es da, wo die Steigungs- und Krümmungs-Verhältnisse des Bahnkörpers, sowie die Größe des Verkehrs die Bildung von besonders schweren Zügen gestatten, wie sie den Versuchen zu Grunde gelegt wurden, möglich ist, die Kosten für Kohlen und Löhne von 0,855 auf weniger als 0,4 Cents für die Wagen-Meile oder um 50 bis 60 v. H. zu verringern.

## . Kapitel III.

## Vorteile der vergrößerten Wagenladung.

Die Vermehrung der durchschnittlichen Wagenladung in den letzten Jahrzehnten ist zum Theil durch die bessere Ausnutzung des Wageninhaltes und die Vermeidung von Leerfahrten verursacht worden. Während früher der ostwärts gehende Verkehr den westwärts gehenden um etwa das Dreifache übertraf, ist dieses Verhältnis jetzt durch die stärkere Ansiedelung im Westen und durch stärkeren Bedarf an Kohlen und Kaufmannswaren ebendort besser geworden. So betrug z. B. im Jahre 1888 in der Pennsylvania-Railroad-Division die Durchschnittsladung eines Wagens ostwärts 17,32 t (15727 kg), westwärts 11,01 t (9997 kg).

Am wesentlichsten jedoch scheint die Vermehrung der Wagentrachtung durch die Steigerung der Tragkraft der Güterwagen veranlaßt zu sein, wie die folgende Zusammenstellung VIII erkennen läßt.

Es betrug in den Jahren	1871/75	1876/80	1881/85	1888
Die Durchschnittsladung der beladenen Wagen	6,5 t (5902 kg)	7,4 t (6719 kg)	9,6 t (8753 kg)	15 t (13620 kg)
Die Tragkraft der 8rädigen Normal-Güterwagen	10 t (9080 kg)	12 t (10896 kg)	20 t (18160 kg)	30 t (27240 kg)

Die durch Wagen größerer Tragkraft erreichten Vortheile äußern sich in mehrfacher Beziehung.

## 1) Einfluss auf den Zug-Widerstand.

**Eigengewicht und Nutzlast.** Vor allem gelang es, das todt Gewicht im Verhältnisse zur Nutzlast erheblich zu vermindern. Während vor 20 Jahren bedeckte Wagen von 20000  $\bar{u}$  (9080 kg) Tragkraft und eben so großem Eigengewichte in Gebrauch waren, beträgt jetzt für dieselbe Wagenart von 60000  $\bar{u}$  (27240 kg) Tragkraft das Eigengewicht, reichlich gerechnet, nur 30000  $\bar{u}$  (13620 kg). Die Erhöhung des Eigengewichtes auf das  $1\frac{1}{2}$ fache ergab also eine Verdreifachung der Tragkraft.

Um den Vortheil der Veränderung des Verhältnisses des Eigengewichtes zur Nutzlast von 1:1 auf 1:2 zu zeigen, möge angenommen werden, dass zur Beförderung einer Nutzlast von 1000000  $\bar{u}$  = 500 t einmal 20000, einmal 60000  $\bar{u}$  Wagen zur Verfügung stehen. Wird die Ausnutzung der 60000  $\bar{u}$  Wagen nur zu 75 v. H. der Tragkraft, die der 20000  $\bar{u}$  Wagen dagegen als voll angenommen, so sind 22,2 größere oder 50 kleinere Wagen erforderlich, wobei die Zuggewichte (ohne Locomotive) betragen:

$$\begin{aligned} &\text{im ersten Falle } 22,2 (30000 + 45000) = 16650000 \bar{u} \\ &< \text{zweiten } < 50,0 (20000 + 20000) = 20000000 < \end{aligned}$$

Da nun der Zugwiderstand im geraden Verhältnisse mit der Bruttolast wächst, so ergibt sich im zweiten Falle ein um etwa 20 v. H. größerer Zugwiderstand.

**Achssenkel-Reibung.** Entgegen dem Morin'schen Gesetze, dass die Reibungswertzahl von dem Flächendrucke unabhängig ist, nehmen Amerikanische Ingenieure nach dem Vorgange des

Professor Thurston an, daß die Reibungswertzhiffer innerhalb der für Eisenbahnwagen vorkommenden Grenzen mit Vergrößerung des Flächendruckes erheblich abnimmt.\*) Versuche ergaben, daß der Reibungswiderstand im Verhältnisse zur Last beträgt:

für leichte Lasten 6,0 $\bar{\mu}$ pro 1 t (0,300 v. H.)	} Versuche an
< schwere < 3,9 < < 1 t (0,195 < <)	
< leichte < 5,1 < < 1 t (0,255 < <)	} Versuche mit
< schwere < 3,7 < < 1 t (0,185 < <)	

Die Versuche wurden bei Belastungen von 29, 154 und 279  $\bar{\mu}$  auf 19" (2,0, 10,8 und 19,6 kg auf 1 qcm) ausgeführt. In wie weit die Versuchsdrücke den wirklichen Verhältnissen nahe kommen, möge daraus ersehen werden, daß ein 4achsiger 60 000  $\bar{\mu}$  Wagen abzüglich der Radsätze beladen etwa 84 000  $\bar{\mu}$  (38 136 kg) wiegt, so daß bei einem Achsschenkel von 8" (20 cm) Länge und 4" (10 cm) Durchmesser etwa 330  $\bar{\mu}$  Druck auf den Quadratzoll (23,2 kg auf 1 qcm) kommen.

Bei Anerkennung dieser Versuchsergebnisse ist zu folgern, daß die Anwendung möglichst weniger Achsen zur Beförderung einer gegebenen Last die Achsschenkel-Reibung wesentlich verringert, so lange der zulässige Flächendruck nicht überschritten wird.

**Seitenwind.** Ueber den Einfluß des Seitenwindes fehlt es an umfassenden Versuchen. Wird derselbe als in geradem Verhältnisse zur Seitenfläche des Zuges stehend angenommen, so ergibt eine Vergleichung zweier Züge, von denen der eine aus 30 bedeckten 20 t Wagen und der andere aus 20 eben solchen 30 t Wagen nach dem Muster der Pennsylvania-Eisenbahn besteht, daß der Verlust durch Seitenwind im ersten Falle um 50 v. H. größer ist.

**Krümmungs-Widerstand.** Der Einfluß der Zuglänge auf den Widerstand in Bahnkrümmungen ist zwar nicht durch Zahlen nachweisbar, scheint aber nicht unerheblich zu sein.

## 2) Unterhaltung und Erneuerung der Wagen.

Wenn auch auf diesen Gegenstand an anderer Stelle ausführlicher eingegangen werden wird, so möge doch erwähnt werden, daß bei erhöhter Tragkraft die Anschaffungskosten für eine Tonne Nutzlast abnehmen. Nach den Angaben der Pullmann-Gesellschaft betragen z. B.

die Kosten für einen bedeckten 20 t Wagen 425  $\bar{\mu}$  oder 21,25 für 1 t  
 < < < < < 25 t < 450 < < 18,00 < < 1 t.

Die Unterhaltungskosten müßten auf den ersten Blick in Anbetracht der größeren bewegten Masse und der durch dieselbe verstärkten Stöße wachsen. Jedoch scheint eher eine Verminderung der Ausbesserungskosten einzutreten, ein Umstand, welcher dadurch erklärt wird, daß bei den Wagen großer Tragfähigkeit seltener ein Ueberladen als bei schwächeren Wagen vorkommt.

## 3) Bahnhofsanlagen und Rechnungswesen.

**Bahnhofsanlagen.** Die geringe Zuglänge macht sich in günstiger Weise bei der Anlage und dem Betriebe der Güter- und Verschieb-Bahnhöfe, sowie für den Empfänger und Verfrachter von Wagenladungen geltend. Zusammenstellung IX giebt Aufschluß über den Raumbedarf der Wagenarten.

\*) Vergl auch die Versuche der Königl. Eisenbahn-Direction Berlin, welche in dem Aufsätze Organ 1889, Seite 72 und 113 erwähnt sind.

## IX.

Wagenart	Tragkraft	Nutzlast für 1'
	$\bar{\mu}$	$\bar{\mu}$
Bedeckte	60000	1600
"	50000	1360
"	40000	1070
"	30000	970
Offene	60000	1930
"	50000	1840
"	40000	1280
"	30000	970

Die Folge dieses geringen Raumanspruchs der Wagen großer Tragfähigkeit sind erhebliche Ersparnisse in den Bahnhofs-Anlagekosten.

**Verschiebdienst und Rechnungswesen.** Da es ferner bei dem Verschiebgeschäfte und dem Rechnungswesen weniger auf das Wagengewicht, als auf die Stückzahl ankommt, so haben sich bei Einführung von Wagen größerer Tragkraft erhebliche Vereinfachungen in beiden Dienstzweigen ergeben.

## Kapitel IV.

### Sind Nachteile mit der vergrößerten Wagen-Tragkraft verbunden?

Angesichts der oben besprochenen Vortheile bleibt zu untersuchen, ob der Uebergang zu Wagen größerer Tragkraft den Eisenbahnen oder der Eisenbahnkundschaft irgend welche Nachteile gebracht hat.

**Verschieben von Wagen ohne Locomotive.** Ein Mifsstand, welchen die Vermehrung des Wagengewichtes verursachte, war die erschwerte Beweglichkeit der Wagen, wenn keine Locomotive zu Gebote steht. Diesem Falle, welcher hauptsächlich auf kleineren Bahnhöfen ohne Verschieblocomotive häufig ist, sucht man dadurch zu begegnen, daß die Streckenlocomotive, welche den Wagen gebracht hat, denselben auf dem Seitengleise an die Stelle befördert, wo der Empfänger ihn zu haben wünscht. Auch ist es vielfach üblich, eine Verschieblocomotive über die Strecke zu senden. Wenn der Empfänger mehrere Wagen zu entladen hat, so legt er das Entladegleis häufig so an, daß es von dem Hauptgleise mit einer Steigung von etwa 1:100 ansteigt, so daß die Wagen durch ihr eigenes Gewicht eben in Bewegung gesetzt werden. Wo derartige Einrichtungen nicht vorhanden sind, wendet man zum Verschieben der Wagen vielfach schwere Brechstangen an, wie sie zum Eingleisen entgleister Wagen auf den Bahnhöfen in der Regel vorrätzig gehalten werden. Die Anwendung mechanischer Vorrichtungen für diesen Zweck, sogenannter Wagenverschieber, wurde nicht bemerkt; dagegen werden häufig Pferde oder Maultiere zur Ausführung von Verschiebungen verwendet. Wo eine schnellere Bewegung der Wagen gewünscht wird und Dampfkraft zur Verfügung steht, und das ist da, wo Rohmaterialien in Wagenladungen empfangen werden, häufig der Fall, werden durch Dampf angetriebene Winden zur Bewegung der Wagen benutzt.

Durch Einrichtungen der geschilderten Art hat man die mit der Einführung schwerer Wagen ohne Zweifel verbundene Erschwerung der Bewegung so weit gemildert, daß dieser Umstand kaum noch als ein Nachtheil angesehen wird.

**Veränderungen der Stationsanlagen und Bauwerke.** In wie weit durch Zunahme der Länge und des Gewichtes der Wagen Veränderungen der Bahnhofsanlagen nothwendig geworden sind, ist eine Frage, über welche Zahlenangaben nicht zu erlangen waren. Wenn berücksichtigt wird, daß beim Uebergange von 15 t zu 30 t Wagen in den letzten 15 Jahren das Gewicht eines beladenen Wagens für einen laufenden Fuß von etwa 1500  $\bar{t}$  auf 3500  $\bar{t}$  erhöht worden ist, so ist wohl anzunehmen, daß eine Verstärkung der Drehscheiben, Schiebebühnen, Brücken, Waagen und anderer Anlagen der Bahnhöfe und Werkstätten erforderlich gewesen ist. Für die von Jahr zu Jahr zunehmende Verstärkung der Brücken ist hauptsächlich die Zunahme des Locomotivgewichtes von Einfluß. Die New-York-, Central- und Hudson-River-Eisenbahn legt z. B. der Berechnung ihrer Brücken die Belastung durch 2 Consolidation-Locomotiven von  $8\frac{1}{2}$  t (7718 kg) Raddruck auf den Triebädern und Belastung der Restlänge durch Wagen von 3000  $\bar{t}$  auf einen laufenden Fuß (4466 kg auf 1 lfd. m) zu Grunde. Neuerdings scheinen sogar Locomotiven von 10 t (9080 kg) Raddruck in Gebrauch zu kommen.

Die Kastenlänge der bedeckten Wagen ist bei dem Uebergange von 15 t zu 20 t Wagen von rund 28' auf 34' (10,37<sup>m</sup>) erhöht worden. Bei dem gegenwärtig vor sich gehenden Uebergange zu 30 t Wagen scheint diese Wagenlänge unverändert beibehalten zu werden.

Die Vermehrung der Länge um 6' hat sich, wie es scheint, bei Drehscheiben und Schiebebühnen nicht in erschwerender Weise bemerkbar gemacht, da diese allgemein in ausreichender Länge angelegt waren. Jedoch wird die größere Wagenlänge vielfach an Ladestellen unangenehm empfunden, deren Lade-Vorrichtungen in früheren Jahren so angelegt waren, daß mehrere Wagen eines Zuges gleichzeitig bedient werden konnten. Hierher gehören Ladeschuppen, deren Längswände an Eisenbahngleisen liegen und mit eben so viel Thüren versehen sind, als Wagen gleichzeitig aufgestellt werden können, Getreidespeicher, deren Schüttrinnen und Trichter in bestimmten Entfernungen angelegt sind, und Kohlensturz-Vorrichtungen, welche in bestimmten Entfernungen mit Taschen zur Aufnahme einer begrenzten Menge von Kohlen versehen sind.

**Unterhaltung des Oberbaues.** Versuche oder genaue Schätzungen, in wie weit die Erneuerungskosten des Oberbaues durch den erhöhten Raddruck der Wagen vermehrt werden, scheinen nicht vorzuliegen. Allein die Schätzung, ein wie großer Theil der Erneuerungskosten dem Güterverkehre und dem Personenverkehre zuzuschreiben ist, und von welchem Einflusse die Locomotiven sind, ist sehr schwer vorzunehmen. Man wird nicht weit fehlgehen, wenn man mindestens die Hälfte der Unterhaltungskosten des Oberbaues dem Einflusse der Wagen zuschreibt. Es ist einleuchtend, daß die Zerstörung der Schienen durch die im letzten Jahrzehnt angewendeten größeren Raddrucke beschleunigt wird, da man den Raddurchmesser nicht

gleichzeitig vergrößert hat. Während in dieser Zeit der Raddruck der Güterwagen von etwa 2 t (1816 kg) auf  $5\frac{1}{2}$  t (4994 kg) erhöht wurde, behielt man einen Raddurchmesser von 33" (838<sup>mm</sup>) bei. Man machte daher die Schienen schwerer und benutzt z. B. für die Gleise der New-York-, Central- und Hudson-River-Eisenbahn Schienen, welche 80  $\bar{t}$  auf das Yard (39,7 kg für 1<sup>m</sup>) wiegen\*), 30' (9,15<sup>m</sup>) lang sind und durch 16 kieferne Schwellen von  $6 \times 8$ " (15,2  $\times$  20,3 cm) Querschnitt und 8' (2,44<sup>m</sup>) Länge unterstützt werden. Die Pennsylvania-Eisenbahn benutzt z. Z. Schienen von demselben Gewichte, fängt jedoch an, dasselbe auf 100  $\bar{t}$  zu erhöhen. Die Chicago-, Burlington- und Quincy-Eisenbahn beabsichtigt ein Profil von 110  $\bar{t}$  Gewicht, d. i. 54 kg auf 1<sup>m</sup>, auf den Hauptlinien einzuführen.

Gleichzeitig sucht man durch zweckmäßige Gestaltung des Schienenquerschnittes der Zerstörung des Oberbaues vorzubeugen. Der Amerikanische Ingenieur-Verein hat einen Ausschuß zur Bestimmung eines möglichst günstigen Schienenquerschnittes eingesetzt\*\*), welcher bei guter Material-Vertheilung so gestaltet sein soll, daß die Uebertragung des Raddruckes auf die Schiene eine möglichst geringe Beanspruchung des Metalles der Schiene hervorruft, und das sogenannte kalte Fliesen, sowie das Abspalten des Schienenkopfes vermieden werden. Ein anderer Einfluß der neueren Wagen auf den Oberbau rührt von der höheren Lage des Schwerpunktes der Last her. Da nämlich Wagenlänge und Breite im wesentlichen unverändert bleiben, so wird die größere Ladung durch Höherlegung der Ladelinie erzielt.

Im Uebrigen ist auch bei einer beträchtlichen Vermehrung der Oberbaukosten doch eine Ersparnis an Betriebskosten möglich, da von den Betriebskosten für eine Durchschnittseisenbahn in Amerika etwa 47 v. H. auf die Zugförderungskosten, 30 v. H. auf die Bahnhofs- und allgemeinen Kosten und 23 v. H. auf die Bahnunterhaltung entfallen, von diesen 23 v. H. aber nur 2 v. H. auf die Erneuerung der Schienen kommen. Indefs scheint die Steigerung der Oberbaukosten doch eine Grenze für die Vermehrung des Raddruckes zu bilden. In dieser Hinsicht möge die folgende Ansprache des Vorsitzenden des Eisenbahnausschusses des Staates New-York an die in Saratoga versammelten Master Car Builder angeführt werden.

»Wenn die Güterwagen mit 60 000  $\bar{t}$  beladen werden, so ist der Einfluß der Ladung auf Schienen und Bahnkörper, auf die Schwellen und vor allem die Brücken eine recht ernsthafte Sache, besonders bei der hohen Geschwindigkeit, mit welcher die Lasten jetzt bewegt werden; die Zeit scheint gekommen zu sein, zu überlegen, ob die Grenze für schwere Lasten nicht nahezu erreicht worden ist. Wenn mit der Vergrößerung der Wagen-Tragkraft fortgefahren werden sollte, so scheint eine völlige Umbildung der Strafe und eine Erbauung derselben auf anderen Grundlagen nothwendig zu werden.«

**Frachtsatz für Wagenladungen.** In Folge der stetigen Vermehrung der Wagen-Tragkraft sind z. Z., abgesehen von Wagen für Sonderzwecke, Wagen von 10, 12, 15, 20, 25 und 30 t auf den Bahnen der Vereinigten Staaten im Betriebe. Bei

\*) Vergl. auch Organ 1891, Seite 172.

\*\*) Vergl. Organ 1889, Seite 205.

dieser großen Verschiedenheit der Tragkraft und des Fassungsvermögens für dieselbe Tragkraft, mußte der dem Frachtsatz für Wagenladungen ursprünglich zu Grunde gelegte Gedanke, daß das aufgegebenen Gut die Tragkraft eines Normalwagens voll ausnutzt, oder aber, daß für diese Tragfähigkeit bezahlt, und die volle Ausnutzung angenommen wird, aufgegeben werden. In welcher Weise der hierdurch entstehenden Schwierigkeit begegnet wurde, ist aus v. d. Leyen: »Die Nordamerikanischen Eisenbahnen, Leipzig 1885« zu ersehen. Im Uebrigen ist zu erwähnen, daß die Größe der neueren Wagen für diejenigen Empfänger von Nachtheil ist, welche eine geringere Menge von Gütern beziehen, und doch die Vortheile des Frachtsatzes für Wagenladungen genießen wollen. Aus diesem Grunde werden auch den kleineren vierrädrigen Wagen in Amerika manche Vorzüge zugesprochen.

## Kapitel V.

### Ausnutzung der Tragkraft und Förderweite.

Es liegt nahe zu vermuthen, daß die Förderweite von Einfluß auf die günstigste Größe des zu verwendenden Fördergefäßes ist, ähnlich wie bei Erdförderungen als Fördermittel je nach der Weite die Handschaufel, der Handkarren oder der Gleiskarren am Platze ist. Weiter bleibt zu untersuchen, wie die Ausnutzung der Wagentragkraft bei Stückgut und Wagenladungen sich gestaltet.

**Ausnutzung der Tragkraft.** Die vergleichswisen Beförderungskosten verschiedener Güterarten hängen hauptsächlich von dem Rohgewicht (Wagen und Ladung) ab, welches zur Beförderung einer bestimmten Nutzlast bewegt werden muß. — Während der Frachtführer bei der Verschiffung von Wagenladungsgütern eine Gewähr besitzt, daß die Tragkraft der Wagen ganz oder zu beträchtlichem Theile ausgenutzt wird, läuft er bei der Beförderung von Stückgütern nach verschiedenen Bestimmungs-orten Gefahr, keine genügende Wagenladung zusammenstellen zu können. Aus Stückgütern, welche nach großen Handelsmittelpunkten bestimmt sind, ist es wohl möglich Wagenladungen zu bilden. Wenn jedoch Fracht zwischen kleineren Bahnhöfen durch besondere Localgüterzüge vertheilt wird, so kann die Leistungsfähigkeit der Locomotive und Wagen nicht ausgenutzt werden. Denn die ursprünglich schon nicht voll beladenen Wagen verlieren während des Fortganges des Zuges immer mehr Nutzlast, so daß die Nutz-Tonnenmeilen im Verhältnisse zu den Roh-Tonnenmeilen immer weniger werden.

Bei 6 in New-York einmündenden Hauptbahnen beträgt nach dem Gutachten Albert Fink's\*) die durchschnittliche Last eines beladenen Wagens bei Wagenladungen rund 15 t und bei Stückgut rund 5 t. Wenn die Durchschnitts-Tragkraft der zur Verwendung gekommenen Wagen, welche nicht angegeben ist, auf 20 t geschätzt wird, so ergibt sich eine Ausnutzung der Tragkraft für Wagenladungen von 75 v. H. und für Stückgut von nur 25 v. H.

**Nutzlast für eine Achse.** Die Durchschnittsladung eines beladenen Wagens (Stückgut und Wagenladung zusammen) der

Pennsylvania-Bahn wurde oben zu 15 t angegeben. Da die Pennsylvania-Bahn fast ausschließlich vierachsige Wagen für den Güterverkehr verwendet, ergibt sich eine Nutzlast für eine Achse von 3,75 t oder 3406 kg. Die mittlere Tragkraft eines Wagens derselben Bahn wurde zu 23,5 t oder für eine Achse zu 5,9 t ermittelt.

Es wurden daher bei den beladenen Wagen  $\frac{100,3,75}{5,9} = 63,75$  v. H. der Tragkraft ausgenutzt. Zum Vergleiche möge angeführt werden, daß für die Deutschen Eisenbahnen im Jahre 1880 dieselbe Zahl 73,78 v. H. betrug, also um etwa 10 v. H. höher war.

**Bahnhofs-kosten.** Die Bahnhofs-kosten werden von Fink wie folgt angegeben:

	Kosten für 1 Tonne Gut für	
	Empfangen, Ordnen, Einladen, Abfertigen Cents	Ausladen und Abliefern Cents
Wagenladung .	16,3	9,0
Stückgut . . . .	58,3—62,1	23,0

Außerdem ist für Stückgut für einmaliges Umladen 50 Cents für 1 Tonne zu rechnen. Die Pennsylvania-Eisenbahn z. B. beladet die von New-York ausgehenden Wagen ohne Rücksicht auf den Bestimmungsort der Stückgüter so, daß die Wagen-Tragkraft möglichst ausgenutzt wird. In Philadelphia bezw. Pittsburgh wird das Gut sodann ausgeladen, geordnet und neu verladen, wodurch die oben erwähnten Kosten von 50 Cents für 1 Tonne entstehen.

**Förderweite.** Durch diese Ziffern findet auch die oben ausgesprochene Vermuthung ihre Bestätigung, daß die Förderweite von Einfluß auf die Bestimmung der günstigsten Wagengröße ist. Es nehmen nämlich mit zunehmender Förderweite die Bahnhofs-kosten für die Tonnen-Meile ab, während die Ersparnisse an Zugkosten immer mehr überwiegen. Um den Einfluß der Förderweite an einem Zahlen-Beispiele zu zeigen, möge angenommen werden, daß für die Beförderung von Stückgut über n Meilen Bahnlänge das eine Mal kleinere Wagen zur Verfügung stehen, welche 0,017 \$ Kosten für die Tonnen-Meile verursachen und ohne Umladen durchlaufen, und das andere Mal größere Wagen, welche nur 0,013 \$ Kosten für die Tonnen-Meile erfordern, dafür aber Umladen nöthig machen.

Die angenommenen Zahlen lehnen sich an wirkliche Verhältnisse an, indem z. B. nach dem Frachtsatz der Pennsylvania-Bahn im Verkehre auf kurze Strecken für Stückgut der 4. Classe bei einer Entfernung von 90 Meilen die Gebühr für die Tonne 2,50 \$ beträgt. Da die Kosten auf den Endbahnhöfen etwa 0,80 \$ und für Umladen 0,5 \$ für die Tonne betragen, so würden bei einmaligem Umladen 1,20 \$ oder rund 0,013 \$ für die Tonnen-Meile für die eigentlichen Förderkosten verbleiben. Es betragen daher die Kosten für n Meilen Förderlänge:

1) Bei Verwendung kleinerer Wagen  $K_1 = 0,80 + n \cdot 0,017$ .

2) « « größerer «  $K_2 = 0,80 + 0,50 + n \cdot 0,013$ .

\*) Relative Cost of Carload and Less than Carload, New-York, 1889.

Aus der Gleichung  $0,80 + n \cdot 0,017 = 0,80 + 0,50 + n \cdot 0,013$  wird dasjenige  $n$ , für welches die Kosten der Beförderung in kleinen oder grossen Wagen gleich gross werden, zu 125 Meilen ermittelt. Für  $n < 125$  sind kleinere Wagen ohne Umladung und für  $n > 125$  grössere Wagen, auch wenn sie Umladung erfordern, günstiger, wie folgende Zusammenstellung zeigt:

n = 50	125	200
$K_1 = 1,65 \text{ \$}$	2,925 $\text{ \$}$	4,2 $\text{ \$}$
$K_2 = 1,95 \text{ „}$	2,925 $\text{ „}$	3,9 $\text{ „}$

Die grosse mittlere Förderweite, welche für die Tonne im Jahre 1888 auf der

Pennsylvania-Bahn . . .	104,5 Meilen	betrug
New-York-Central-Bahn . .	180,0	< <
Baltimore- & Ohio-Bahn . .	191,6	< <
Union-Pacific-Bahn . . .	268,0	< <
Northern-Pacific-Bahn . .	271,0	< <

hat daher wahrscheinlich sehr wesentlich zur Vermehrung der Tragkraft der Güterwagen beigetragen.

Es fehlt nicht an Versuchen für den Güterverkehr auf kurze Strecken kleinere vierrädrige Wagen anzuwenden, um die Güter mehr, als jetzt in Wagenladungen zusammenfassen zu können. Die Kosten auf den Endbahnhöfen würden hierdurch voraussichtlich verringert werden, da mit der Wagengrösse auch die zum Aufstauen der Güter nöthige Arbeit zunimmt. Derartige Versuche scheinen jedoch nicht erfolgreich, theils aus betriebstechnischen Gründen und vornehmlich darum, weil zur Erlangung von Rückfrachten alle Wagen möglichst in gleicher Weise verwendbar sein müssen.

## Kapitel VI.

### Schluss-Ergebnisse.

Der ursprünglich mit Rücksicht auf ein gutes Anschmiegen an die rauhe Fahrbahn erbaute achträdrige Wagen wird demnach auch in Zukunft der Normalwagen der Amerikanischen Bahnen bleiben, wenn auch die mancherlei Vorzüge des vierrädrigen, steifachsigen Wagens eine gänzliche Aufgabe desselben nicht erwarten lassen.

Erst durch die Einführung der Stahlschiene, welche einen höheren Raddruck möglich machte, wurde der Drehgestell-Wagen ein so günstiges Fördergefäss, wie er heute ist. Da nämlich

die Zugkosten mit der Grösse der Gesamtlast wachsen, welche zur Beförderung einer gegebenen Nutzlast bewegt werden muss, so ist die bei dem Uebergange von 15 t zu 30 t Wagen erzielte Verminderung des Eigengewichtes im Verhältnisse zur Nutzlast von 0,7 auf 0,5 für bedeckte und von 0,6 auf 0,45 für offene Wagen von der grössten Bedeutung.

Da die tragfähigeren Wagen nur um wenig länger sind, als die älteren, so konnte man, ohne eine zu grosse Zuglänge zu erhalten und ohne die Sicherheit zu gefährden, bei gleichzeitiger Einführung schwererer Locomotiven besserer Kuppelungen und durchgehender Luftdruckbremsen die durchschnittliche Zugladung in wenigen Jahren nahezu verdoppeln. Von welcher hervorragender Bedeutung die hierdurch erreichten Vortheile sind, zeigen die oben erörterten Versuche der New-York-Central-Bahn.

Ob die durch diese und andere Umstände veranlasste beispielsweise Erniedrigung der Betriebskosten nunmehr ein Ende erreicht hat, oder ob eine weitere Ermässigung der Frachtgebühr zu erwarten ist, dürfte schwer zu entscheiden sein. Es möge hier nur auf einen Punkt hingewiesen werden, in welchem die Betriebsverwaltungen durch verbesserte Einrichtungen erhebliche Ersparnisse erzielen können, nämlich die Vermeidung von Unfällen. Eine Zusammenstellung der Railroad Gazette giebt für eine nicht näher bezeichnete Bahn, welche jedoch wirtschaftlich gute Erfolge aufweisen und zu den betriebssichersten in Amerika gehören soll, die Anzahl der Zusammenstöße, Entgleisungen und anderer Unfälle für 10000 Güterzug-Meilen zu 1,04 an, wodurch für eine Zug-Meile 1,69 Cents Kosten entstanden. Die Kosten für einen Unfall betragen im Mittel 163  $\text{ \$}$ , worin die Kosten für die Entschädigung der verletzten Personen oder die Hinterbliebenen der Getödteten nicht einbegriffen sind. Durch die Uebertragung dieses Durchschnittes auf die gesammten Güterzug-Meilen der Vereinigten Staaten werden die Kosten für Unfälle an Güterzügen im Jahre 1889 auf 7953286  $\text{ \$}$  berechnet, welche Summe einer Erhöhung der Gewinnanteile um 10 v. H. entsprechen würde.

Als eine wesentliche Ursache der Verringerung der Betriebskosten ist schliesslich der gesteigerte Verkehrsumfang zu erwähnen, wodurch bei gleichzeitiger besserer Ausnutzung der Betriebsmittel eine weitere Verminderung der Betriebskosten eintrat. Augenblicklich scheint sich in dieser Wechselwirkung ein Stillstand vorzubereiten, da die Grösse der Wagen- und Zug-Ladung der Grenze nahe gekommen sein dürfte, wo die Nachteile die Vortheile zu überwiegen anfangen.

## Beiträge zur Oberbaufrage.

Die neuerdings immer lebhafter erörterte Verstärkung des Querschwellen-Oberbaues der deutschen Eisenbahnen giebt mancherlei Anregung auch zu theoretischen Untersuchungen. Wenn z. B. erwogen wird, ob sehr starke Fahrschienen mit verhältnismässig weiter Schwellenlage, oder aber Schienen des jetzt üblichen Gewichtes bei kleinen Schwellenabständen mehr empfohlen werden könnten, und wenn dabei auch von den lothrechten Durchbiegungen die Rede ist, welche der Schienen-

strang unter den Einwirkungen der Fahrzeuge erleidet, so wird dadurch das Interesse an dem Bilde erweckt, welches die Theorie in ihrem gegenwärtigen Stande von diesen Verhältnissen vor Augen führt.

Die folgenden Betrachtungen über die Durchbiegung der Gleisstränge in der Lothebene unter der Voraussetzung, die Stützstellen derselben seien nachgiebig, liefern ein solches theoretisches Bild. Die Schlüsse, welche man vielleicht aus

demselben ziehen kann, werden jedenfalls den wirklichen Verhältnissen näher kommen, als wenn man Berechnungen zu Grunde legen würde, die für festliegende Stützpunkte Gültigkeit haben.

Es soll eine Anordnung des Querschwellen-Oberbaues betrachtet werden, wie sie zur Zeit auf verschiedenen Linien der bayerischen Staatsbahn in Verwendung steht: Die sogenannte Schiene II<sup>a</sup>, übereinstimmend mit der, Anfang der achtziger Jahre auf den Preussischen Staatsbahnen eingeführten Stahlschiene (Deutsche Bauzeitung 1880, No. 50) in Verbindung mit Holzschwellen verschiedenen Querschnittes, oder statt dessen mit Eisenschwellen nach der von Heindl angegebenen Form.

Die Schiene, im neuen Zustande 31,2 kg/m schwer, ist 13,05 cm hoch, am Fuhs 10,5, an der dünnsten Stelle des Stegs 1,1 und im Kopf 5,8 cm breit; die Laschenanschlusflächen haben die Steigung 1:4 gegen die Wagrechte. Der Flächeninhalt ihres Querschnittes beträgt 40 qcm und dessen Trägheitsmoment für die wagrechte, 6,57 cm über der Unterkante des Fufses gelegene Schwerpunktsachse rund 930 cm<sup>4</sup>.

Für die Querschwellen aus Fichten- und Föhrenholz mit einer Länge von 250 cm sind die in den Textabbildungen 73 bis 76

Fig. 73.

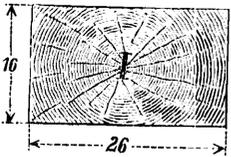


Fig. 74.

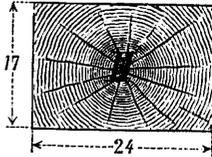


Fig. 75.

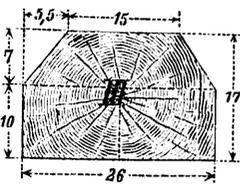
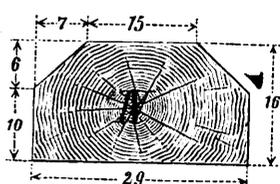
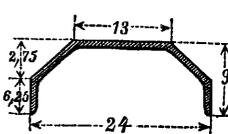


Fig. 76.



dargestellten Querschnitte I, II, III und IV zugelassen, während die ebensolangen Eisenschwellen einen Querschnitt nach Fig. 77 aufweisen. Bei 24 cm Breite, 9 cm Höhe und der Wandstärke von 0,8 bis 0,9 cm liegt der Schwerpunkt dieses Querschnittes 6,25 cm über seiner Grundlinie und sein Trägheitsmoment für die wagrechte Schwerpunktsachse beträgt 212 cm<sup>4</sup>.

Fig. 77.



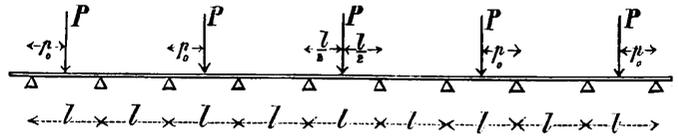
Die Schwellenentfernung ist, abgesehen von der engeren Theilung an den Schienenstößen, sowohl beim Holzschwellen-, wie auch beim Eisenschwellen-Oberbau 85 und 90 cm.

Zunächst ist daran festzuhalten, daß immer nur wenige Raddrücke von Einfluß auf den Zustand des Schienenstranges sind, und daß man an Stelle eines längeren Stückes desselben ein verhältnismäßig kurzes Stück mit etwa 7 oder 8 Unterstützungspunkten von den üblichen gegenseitigen Abständen setzen, oder also annehmen kann, die für einen solchen Träger gültigen Verhältnisse könnten mit befriedigender Genauigkeit auf den durchlaufenden Schienenstrang übertragen werden. (Allgemeine Bauzeitung 1888, S. 1 ff.)

Betrachtet man in dieser Hinsicht vorerst den von Winkler aufgestellten Belastungsfall für einen auf unendlich vielen unnach-

giebigen Stützpunkten ruhenden Schienenstrang (Textabbildung 78), welcher den bekannten Momentenwerth  $M = 0,139 Pl$  für die Feldmitte liefert, so erkennt man, daß die in der Mitte des

Fig. 78.



Feldes ruhende Last für sich allein schon den Momentenbetrag 0,1707 Pl und die beiden Nachbarlasten zusammen noch 0,0167 Pl, also diese 3 Lasten zusammen 0,187 Pl liefern, während alle übrigen unendlich vielen Lasten zusammengenommen nur noch den kleinen fehlenden Betrag beizusteuern vermögen. Aehnliches gilt für federnde Stützpunkte, wie in der angezogenen Abhandlung nachgewiesen ist.

Hieraus geht hervor, daß von den Eisenbahnfahrzeugen vor allen die Locomotiven für die Anstrengung des Schienenstrangs von Bedeutung sein werden, und daß bei den gewöhnlichen Abmessungen der dreiachsigen Locomotiven in der That nur 3 Achsen in Betracht gezogen zu werden brauchen, insofern zwischen jeder Gruppe von Locomotivrädern (Tenderrädern) immer eine mehrere Meter lange Strecke des Gleises unbelastet bleibt. Alles in Allem genommen, mag die Annahme gerechtfertigt erscheinen, daß eine große Zahl von ausschlaggebenden Laststellungen durch die in den Textabbildungen 79 bis 81 darge-

Fig. 79.

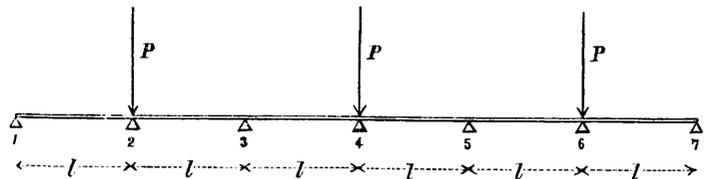


Fig. 80.

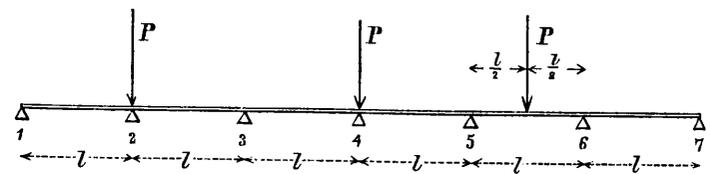
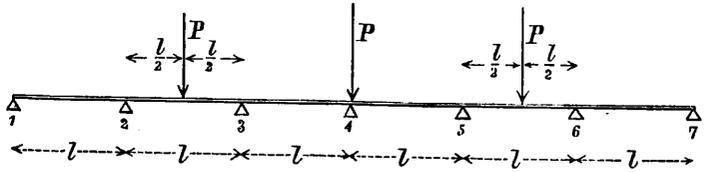
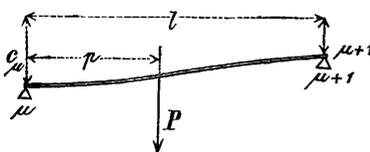


Fig. 81.



stellten Fälle veranschaulicht sein werden. Für diese sollen

Fig. 82.



daher die Durchbiegungsmasse bei verschiedenen Zuständen des Bettungskörpers berechnet werden.

In Abbildung 82 werde die Strecke l der Schiene zwischen 2 auf einander folgenden Schwellen No.  $\mu$  und  $(\mu + 1)$  betrachtet; auf dieser Strecke befinde sich ein

Raddruck P im Abstände p vom Mittel der linksseitigen Schwelle. Dann ist das Angriffsmoment für einen Querschnitt links von der Last P und in der Entfernung x vom Stützpunkte No.  $\mu$

$$\mathfrak{M}_x = \mathfrak{M}_\mu \left(1 - \frac{x}{l}\right) + \mathfrak{M}_{\mu+1} \cdot \frac{x}{l} + \frac{x}{l} P (l - p) \quad (1)$$

und die Differentialgleichung der verbogenen Achse

$$E\Theta \frac{d^2 y}{dx^2} = - \mathfrak{M}_x \quad (2)$$

wobei E das Elasticitätsmafs des Schienenmaterials, und

$\Theta$  das Trägheitsmoment des Schienenquerschnitts für die wagerechte Schwerpunktsachse,

$\mathfrak{M}_\mu$  und  $\mathfrak{M}_{\mu+1}$  aber die Stützenmomente bedeuten.

Durch Integration und mit Rücksicht darauf, daß die Neigungswinkel der elastischen Linie gegen die Wagerechte an den Stützpunkten bzw.  $\tau_\mu$  und  $\tau_{\mu+1}$  und die Abstände dieser Stützpunkte von einer wagerechten Grundebene  $c_\mu$  und  $c_{\mu+1}$  sind, erhält man bekanntlich für den Kraftangriffspunkt unter der Voraussetzung, daß dieser in der Mitte zwischen 2 Schwellen liegt, also für  $x = p = \frac{l}{2}$ :

$$y = c_\mu + \frac{1}{2} \cdot \text{tg } \tau_\mu - \frac{l^2}{48 E\Theta} (5 \mathfrak{M}_\mu + \mathfrak{M}_{\mu+1} + 0,5 Pl) \quad (3)$$

$$\text{tg } \tau_\mu = \frac{c_{\mu+1} - c_\mu}{l} + \frac{1}{48 E\Theta} (16 \mathfrak{M}_\mu + 8 \mathfrak{M}_{\mu+1} + 3 Pl) \quad (4)$$

oder, wenn man beide Gleichungen vereinigt und die abgekürzte Bezeichnung

$$\alpha = \frac{6 E\Theta}{l^3} \cdot \frac{1}{f} \quad (5)$$

einführt,

$$y = \frac{c_\mu + c_{\mu+1}}{2} + \frac{1}{8\alpha} \left[ P + \frac{3}{l} (\mathfrak{M}_\mu + \mathfrak{M}_{\mu+1}) \right] \cdot \frac{1}{f} \quad (6)$$

oder endlich, indem man die Beziehungen

$$c_\mu = \frac{1}{f} \cdot A_\mu \quad c_{\mu+1} = \frac{1}{f} \cdot A_{\mu+1} \quad (7)$$

berücksichtigt

$$y = \frac{1}{f} \left\{ \frac{A_\mu + A_{\mu+1}}{2} + \frac{1}{8\alpha} \left[ P + \frac{3}{l} (\mathfrak{M}_\mu + \mathfrak{M}_{\mu+1}) \right] \right\} \quad (8)$$

Darin bedeuten  $\frac{1}{f}$  eine von der Beschaffenheit der Bettung und der Schienenunterlagen abhängige Erfahrungszahl,  $A_\mu$  und  $A_{\mu+1}$  aber die Auflagerdrücke, welche letztere sich aus der allgemeinen Beziehung

$$A_\rho = \frac{1}{l_\rho} (\mathfrak{M}_{\rho+1} - \mathfrak{M}_\rho) - \frac{1}{l_{\rho-1}} (\mathfrak{M}_\rho - \mathfrak{M}_{\rho-1}) + \frac{P_\rho (l_\rho - p_\rho)}{l_\rho} + \frac{P_{\rho-1} \cdot p_{\rho-1}}{l_{\rho-1}} \quad (9)$$

ergeben.

Die Feldweiten l sind in dieser allgemeinen Gleichung ungleich gedacht und mit der Nummer der linksseitigen Stütze als Zeiger versehen; die Zeiger bei P und p geben an, in welchem Felde sich das betreffende P befindet.

In der Hilfsgröße  $\alpha = \frac{6 E\Theta}{l^3} \cdot \frac{1}{f}$  kommt einerseits die Widerstandsfähigkeit der Schiene durch E und  $\Theta$  zum Ausdruck, andererseits die Nachgiebigkeit der Stützpunkte in der Erfahrungszahl  $\frac{1}{f}$ . Letztere setzt sich aus zwei Theilen  $\frac{1}{f_1}$  und  $\frac{1}{f_2}$  zusammen, wovon ersterer durch die Elasticität der Bettung, letzterer durch die etwaige Prefsbarkeit des Schwellenmaterials bedingt wird.

$\frac{1}{f_1}$  wird aus der bekannten Gleichung

$$c = \frac{k}{2cb} (1 + u) A = \frac{k}{2cb} \cdot \frac{2 + \cos 2kt + \cos 2kt}{\sin 2kt + \sin 2kt} \cdot A = \frac{k}{2cb} \cdot \frac{4 + e^{2kt} + e^{-2kt} + 2 \cos 2kt}{e^{2kt} - e^{-2kt} + 2 \sin 2kt} \cdot A = \frac{1}{f_1} \cdot A \quad (10)$$

entnommen, welche die Größe der Schwellendurchbiegung lothrecht unter dem Schienenstrange angiebt. Darin bedeuten

c die Bettungsziffer, nach den Erfahrungen auf den Reichseisenbahnen 3 und 8,

b die Breite der Schwelle, an ihrer Grundfläche gemessen,

$$k = \sqrt[4]{\frac{cb}{4 E'\Theta'}}$$

$E'$  = Elasticitätsmafs des Schwellenmaterials,

$\Theta'$  = Trägheitsmoment des Schwellenquerschnittes für dessen wagerechte Schwerpunktsachse,

4 t die Strecke, auf welche die Schwelle fest unterstopft gedacht ist,

e = 2,71828 die Grundzahl der natürlichen Logarithmen.

Die immerhin umständlich zu berechnende Verhältniszahl  $\frac{1}{f_1}$

läßt sich mit Hilfe der von Zimmermann (die Berechnung des Eisenbahn-Oberbaues, Berlin 1888) angegebenen, oder der nachstehend aufgenommenen Zusammenstellung I leicht bestimmen.

I.

k . t	1 + u	Differenz	k . t	1 + u	Differenz
0,60	1,7092	0,1170	1,10	1,1356	0,0145
0,65	1,5922	0,0970	1,15	1,1211	0,0107
0,70	1,4952	0,0806	1,20	1,1104	0,0078
0,75	1,4146	0,0670	1,25	1,1026	0,0053
0,80	1,3476	0,0556	1,30	1,0973	0,0034
0,85	1,2920	0,0458	1,35	1,0939	0,0020
0,90	1,2462	0,0374	1,40	1,0919	0,0010
0,95	1,2088	0,0303	1,45	1,0909	0,0005
1,00	1,1785	0,0241	1,50	1,0904	0,0001
1,05	1,1544	0,0188	1,55	1,0903	0,0000
1,10	1,1356		1,60	1,0903	

Die Größe  $\frac{1}{f_2}$  endlich soll, in Ermangelung anderer Versuchsergebnisse, mit Rücksicht auf die Weber'schen Versuche zu 0,000057 angenommen werden. (Siehe z. B. »Organ« 1886, Seite 209.)

Bayerischer Holzschwellen-Oberbau.

Die Querschnitte der Schwellen sind in den Fig. 73—76 dargestellt, das Trägheitsmoment ( $\Theta'$ ) derselben ist aus Zusammenstellung II zu entnehmen, der Werth von t beträgt 50 cm.

II.

Holzschwelle No.	Abbildung No.	Länge cm	Unterstopfte Länge 4 t cm	Breite cm	Dicke cm	$\Theta'$ cm
I.	73	250	200	26	16	8875
II.	74	250	200	24	17	9826
III.	75	250	200	26	17	8937
IV.	76	250	200	29	16	8153

Hiermit und für die Elasticitätszahl von Holz  $E=120000 \text{ kg/qcm}$  sowie die beiden Werthe der Bettungsziffer  $c = 3$  und  $c = 8$  findet man zunächst aus  $k = \sqrt[4]{\frac{c b}{4 E' \Theta}}$  den Werth von  $k$ , sodann mit  $kt$  aus einer Auftragung der Werthe der Zusammenstellung I die zugehörigen Werthe  $(1 + u)$ , hierauf  $\frac{1}{f_1} = \frac{k(1+u)}{2cb}$  und mit dem oben besprochenen Werthe  $\frac{1}{f_2} = 0,000057$  die Verhältniszahl  $\frac{1}{f}$ . Zusammenstellung III gibt eine Uebersicht der gefundenen Zahlen.

III.

Holzschwelle No.	log k	k . t	1+u	log $\frac{1}{f_1}$	$\frac{1}{f_1}$	$\frac{1}{f_2}$	$\frac{1}{f}$
<b>c = 3</b>							
I.	0,06567-2	0,582	1,76	6,11806-10	0,000131	0,000057	0,000188
II.	0,04593-2	0,556	1,83	6,15002-10	0,000141	0,000057	0,000198
III.	0,06492-2	0,581	1,76	6,11731-10	0,000131	0,000057	0,000188
IV.	0,08674-2	0,611	1,68	6,07150-10	0,000118	0,000057	0,000175
<b>c = 8</b>							
I.	0,17216-2	0,743	1,43	5,70841-10	0,0000511	0,000057	0,000108
II.	0,15242-2	0,710	1,48	5,73835-10	0,0000547	0,000057	0,000112
III.	0,17141-2	0,742	1,43	5,70766-10	0,0000510	0,000057	0,000108
IV.	0,19323-2	0,780	1,37	5,66343-10	0,0000461	0,000057	0,000103

Nun kann weiter die Größe  $\alpha$  aus Gleichung (5) für  $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$ ,  $\Theta = 930$  und die Schwellenabstände  $l = 90$  und  $l = 85 \text{ cm}$  berechnet werden. Siehe Zusammenstellung IV.

IV.

Holzschwelle No.	Abbildung No.	Bettungsziffer c	$\frac{1}{f}$	$\alpha$	
				l = 90	l = 85
I.	73	3	0,000188	2,878 = <b>2,9</b>	3,416 = <b>3,4</b>
II.	74	.	0,000198	3,013 = <b>3,0</b>	3,598 = <b>3,6</b>
III.	75		0,000188	2,878 = <b>2,9</b>	3,416 = <b>3,4</b>
IV.	76		0,000175	2,679 = <b>2,7</b>	3,180 = <b>3,2</b>
			Mittel 0,000187		
I.	73	8	0,000108	1,653 = <b>1,7</b>	1,963 = <b>2,0</b>
II.	74		0,000112	1,715 = <b>1,7</b>	2,035 = <b>2,0</b>
III.	75		0,000108	1,653 = <b>1,7</b>	1,963 = <b>2,0</b>
IV.	76		0,000103	1,577 = <b>1,6</b>	1,872 = <b>1,9</b>
			Mittel 0,000108		

Hieraus ist ersichtlich, dass sich die Werthe von  $\alpha$  bei Zuständen des Bettungskörpers, wie sie durch die Bettungsziffer  $c = 8$  gekennzeichnet werden, zwischen den Grenzen 1,6 und 2,0, und bei der Bettungsziffer  $c = 3$  zwischen 2,7 und 3,6 bewegen, und dass im ersten Fall für die Verhältniszahl  $\frac{1}{f} = 0,00011$ , im zweiten Fall aber  $\frac{1}{f} = 0,00019$  festgehalten werden kann.

Um nun aber zu übersehen, welchen Einfluss Unterschiede in den Werthen von  $\alpha$  auf den Werth der Durchbiegungen haben,

solle die Rechnung mit Hilfe der in der Allgem. Bauz. 1888, Seite 19 angegebenen Zusammenstellung für  $\alpha = 1, 2, 3$  und 4 geführt werden.

Für die drei in den Abbildungen 79—81 dargestellten Belastungsfälle ist die Senkung  $c_4 = \frac{1}{f} \cdot A_4$ , wobei nach Gleichung 9

$$A_4 = \frac{1}{1} (\mathfrak{M}_5 - 2 \mathfrak{M}_4 + \mathfrak{M}_3) + P,$$

während insbesondere für den Fall der Abbildung 79 die Gleichungen

$$c_2 = c_6 = \frac{1}{f} \cdot A_2, \quad A_2 = \frac{1}{1} (\mathfrak{M}_3 - 2 \mathfrak{M}_2) + P,$$

gelten. Dieselben behalten, soweit sie sich auf die Schwelle No. II, Abbildung 74 beziehen, ihre Gültigkeit auch für den Fall der Abbildung 80, dagegen ergibt sich in diesem Falle als Senkung des Kraftangriffspunktes zwischen den Schwellen 5 und 6 nach Gleichung 8

$$y_{5-6} = \frac{1}{f} \left\{ \frac{A_5 + A_6}{2} + \frac{1}{8\alpha} \left[ P + \frac{3}{1} (\mathfrak{M}_5 + \mathfrak{M}_6) \right] \right\}$$

Für den Belastungsfall (Abbildung 81) endlich gilt insbesondere

$$y_{2-3} = y_{5-6} = \frac{1}{f} \left\{ \frac{A_2 + A_3}{2} + \frac{1}{8\alpha} \left[ P + \frac{3}{1} (\mathfrak{M}_2 + \mathfrak{M}_3) \right] \right\}$$

Die Berechnung nach diesen Gleichungen liefert die Ergebnisse der Zusammenstellung V.

V.

Belastungsfall Abbildung No.	A u f l a g e r - D r u c k	$\alpha = 1$	$\alpha = 2$	$\alpha = 3$	$\alpha = 4$
		79	$A_2 = A_6$	0,5759 P	0,5144 P
	$A_4$	0,5735 P	0,5687 P	0,5684 P	0,5673 P
80	$A_2$	0,5671 P	0,5096 P	0,4872 P	0,4758 P
	$A_4$	0,6576 P	0,6577 P	0,6561 P	0,6527 P
	$f \cdot y_{5-6}$	0,6745 P	0,6126 P	0,5827 P	0,5636 P
81	$f \cdot y_{2-3} = f \cdot y_{5-6}$	0,6665 P	0,6153 P	0,5932 P	0,5797 P
	$A_4$	0,7417 P	0,7466 P	0,7438 P	0,7381 P

VI.

Holzschwellen-Oberbau,  $c = 3, \frac{1}{f} = 0,00019$ .

Belastungsfall Abbildung No.		S e n k u n g					
		$\alpha = 2$		$\alpha = 3$		$\alpha = 4$	
		$\frac{P = 7000 \text{ kg}}{\text{cm}}$		$\frac{P = 7000 \text{ kg}}{\text{cm}}$		$\frac{P = 7000 \text{ kg}}{\text{cm}}$	
79	$c_2 = c_6$	0,0000977 P	0,68	<b>0,0000926 P</b>	<b>0,65</b>	0,0000898 P	0,63
	$c_4$	0,0001081 P	0,76	<b>0,0001080 P</b>	<b>0,76</b>	0,0001078 P	0,75
80	$c_2$	0,0000968 P	0,68	<b>0,0000926 P</b>	<b>0,65</b>	0,0000904 P	0,63
	$c_4$	0,0001250 P	0,88	<b>0,0001247 P</b>	<b>0,87</b>	0,0001240 P	0,87
	$y_{5-6}$	0,0001164 P	0,81	<b>0,0001107 P</b>	<b>0,77</b>	0,0001071 P	0,75
81	$y_{2-3} = y_{5-6}$	0,0001169 P	0,82	<b>0,0001127 P</b>	<b>0,79</b>	0,0001101 P	0,77
	$c_4$	0,0001419 P	0,99	<b>0,0001413 P</b>	<b>0,99</b>	0,0001402 P	0,98

VII.

Holzschwellen-Oberbau,  $c = 8, \frac{1}{f} = 0,00011$ .

Belastungsfall Abbildung No.	S e n k u n g				
		$\alpha = 1$		$\alpha = 2$	
			P=7000kg cm		P=7000kg cm
79	$c_2 = c_6$	0,0000633 P	0,44	<b>0,0000566 P</b>	<b>0,40</b>
	$c_4$	0,0000631 P	0,44	<b>0,0000626 P</b>	<b>0,44</b>
80	$c_2$	0,0000624 P	0,44	<b>0,0000561 P</b>	<b>0,39</b>
	$c_4$	0,0000723 P	0,51	<b>0,0000723 P</b>	<b>0,51</b>
	$y_{5-6}$	0,0000742 P	0,52	<b>0,0000674 P</b>	<b>0,47</b>
81	$y_{2-3} = y_{5-6}$	0,0000733 P	0,51	<b>0,0000677 P</b>	<b>0,47</b>
	$c_4$	0,0000816 P	0,57	<b>0,0000821 P</b>	<b>0,57</b>

Die Zusammenstellung V enthält die den 4 Werthen von  $\alpha$  entsprechenden Auflagerdrücke A, bezw. die ihnen entsprechenden Producte  $f \cdot y$ , für den jeweiligen Kraftangriffspunkt; in die Zusammenstellungen VI und VII sind die Durchbiegungsmasse in Centimetern eingetragen.

Die für  $\alpha = 3$  und  $\frac{1}{f} = 0,00019$ , sowie  $\alpha = 2$  und  $\frac{1}{f} = 0,00011$  erhaltenen, in den Zusammenstellungen fettgedruckten Werthe der Einbiegung entsprechen demnach genau genug dem bayerischen Holzschwellenoberbau für die beiden Werthe der Bettungsziffer  $c = 3$  und  $c = 8$ .

Bayerischer Querschwellen-Oberbau in Eisen.

Das in Betracht kommende Trägheitsmoment des Schwellenquerschnittes (Abbildung 77) hat den Werth  $212 \text{ cm}^4$  und die untere Schwellenbreite ist  $b = 24 \text{ cm}$ ; außerdem gilt, wie früher,  $t = 50 \text{ cm}$ , dagegen  $E' = 2000000 \text{ kg/qcm}$ .

Hiermit berechnet sich für die beiden, durch die Ziffern  $c = 3$  und  $c = 8$  gekennzeichneten Zustände des Bettungskörpers

c	log k	kt	1 + u	log $\frac{1}{f}$	$\frac{1}{f}$
3	0,15698—2	0,718	1,47	6,16594—10	0,00015
8	0,26347—2	0,917	1,23	5,76905—10	0,00006

und sodann die von der Tragfähigkeit des Schienenstranges abhängige Größe  $\alpha$ , nämlich:

bei  $c = 3$ , also  $\frac{1}{f} = 0,00015$  für die

Schwellenentfernung  $l = 90 \text{ cm } \alpha = 2,243 = 2,2$   
 $l = 85 \quad = 2,663 = 2,7$

bei  $c = 8$ , also  $\frac{1}{f} = 0,00006$  für die

Schwellenentfernung  $l = 90 \text{ cm } \alpha = 0,900 = 0,9$   
 $l = 85 \quad = 1,068 = 1,1$

und endlich, wenn man im Falle  $c = 3 \alpha = \text{rund } 2$  und  $3$ , für  $c = 8$  aber  $\alpha = 1$  festhält, zunächst aus der Zusammenstellung V die Auflagerdrücke A, bezw. die Producte  $f \cdot y$ , und sodann mit  $\frac{1}{f} = 0,00015$  und  $\frac{1}{f} = 0,00006$  die in der Zusammenstellung VIII übersichtlich geordneten Durchbiegungsmasse.

VIII.

Querschwellen-Oberbau mit eisernen Schwellen.

Belastungsfall Abbildung No.	$c = 3, \frac{1}{f} = 0,00015$				$c = 8, \frac{1}{f} = 0,00006$			
	S e n k u n g							
		$\alpha = 2$		$\alpha = 3$		$\alpha = 1$		
		P=7000kg cm		P=7000kg cm		P=7000kg cm		
79	$c_2 = c_6$	0,0000772 P	0,54	0,0000731 P	0,51	0,0000346 P	0,24	
	$c_4$	0,0000853 P	0,60	0,0000853 P	0,60	0,0000344 P	0,24	
80	$c_2$	0,0000764 P	0,53	0,0000731 P	0,51	0,0000340 P	0,24	
	$c_4$	0,0000987 P	0,69	0,0000984 P	0,69	0,0000395 P	0,28	
	$y_{5-6}$	0,0000919 P	0,64	0,0000874 P	0,61	0,0000405 P	0,28	
81	$y_{2-3} = y_{5-6}$	0,0000923 P	0,65	0,0000890 P	0,62	0,0000400 P	0,28	
	$c_4$	0,0001120 P	0,78	0,0001116 P	0,78	0,0000445 P	0,31	

Für den Fall  $c = 3$  könnte man das Mittel aus den für  $\alpha = 2$  und  $\alpha = 3$  gefundenen Werthen nehmen.

München, 1891.

Loewe.

Die Luftgedruckbremse für Locomotiven.

Von Leitzmann, Königl. Eisenbahn-Bauinspector zu Köln.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1 bis 5 auf Taf. XXXXII.)

Die Bremsmittel der Eisenbahn-Fahrzeuge haben den doppelten Zweck, einen in Bewegung befindlichen Eisenbahnzug zum Stillstande zu bringen, oder die Geschwindigkeit desselben innerhalb bestimmter Grenzen zu erhalten.

Im ersteren Falle soll die gesammte in den bewegten Massen entwickelte lebendige Kraft in möglichst kurzer Zeit vernichtet werden, wozu bis zu einer noch nicht erreichten Grenze der höchste Aufwand einer plötzlich eintretenden Hemmkraft erforderlich ist, während im zweiten Falle eine Zunahme der lebendigen Kraft verhütet werden soll. Um dies zu erreichen und die Geschwindigkeit eines auf starken Gefällen bewegten

Eisenbahnzuges möglichst gleichförmig erhalten, jedes Anwachsen derselben leicht und sicher verhüten zu können, muß die Bremskraft der jeweiligen auf Beschleunigung des Zuges wirkenden Kraft entsprechen.

Es fragt sich, ob dieser Zweck: die Regelung der Geschwindigkeit eines Eisenbahnzuges auf Gefällstrecken, durch die gewöhnlichen Bremsvorrichtungen vollkommen erfüllt wird.

Mit Hilfe der von der Hand der Locomotiv- und Zugmannschaft bedienten Bremsen kann eine Thalfahrt mit gleichförmiger Geschwindigkeit niemals bewirkt werden, da es nicht möglich ist, stets den richtigen Druck der Bremsklötze gegen

die Radreifen zu treffen, selbst wenn die Mannschaften gut genug geschult sein sollten, um die Zuggeschwindigkeit annähernd richtig beurtheilen zu können.

Das Bremsen eines Eisenbahnzuges behufs Erreichung einer gleichförmigen Zuggeschwindigkeit muß vor Allem einer einzelnen Person und zwar dem Locomotivführer übertragen werden; dies ist bei den immer mehr zur Einführung gelangenden durchgehenden Bremsen zwar der Fall, dieselben sind aber aus anderen Gründen für den fraglichen Zweck nicht zu empfehlen.

Während, wie oben bemerkt wurde, beim Stellen eines Zuges eine schnellwirkende, möglichst starke Bremskraft verlangt wird, und bei eintretender Gefahr sonstige Nachteile einer kräftigen Bremswirkung, wie Erschütterungen der Fahrzeuge und aufsergewöhnliche Abnutzung der Bahn und der Betriebsmittel unbeachtet bleiben, wird beim Erhalten der Zuggeschwindigkeit nur eine allmähliche Bremswirkung unter Vermeidung dieser Nachteile beabsichtigt. Bei den bisher verwendeten durchgehenden Bremsen kann aber eine allmählich bis zu einem bestimmten Grade anwachsende und andauernde Bremswirkung nur schwer hergestellt werden, oder es sind anderweite Nachteile, wie bei den Luftdruck-Bremsen: Erschöpfung des Bremsluftvorrates, Abhängigkeit von der Dampfspannung u. s. w. damit verbunden. Zweckmäßiger erscheint es daher, die Bremsung durch die Locomotive allein bewirken zu lassen, wobei die Wagenbremsen frei bleiben und im Falle einer Gefahr zum schnellen Anhalten des Zuges verwendet werden können.

Von den bisher ausgeführten Locomotivbremsen wird dieser Zweck am vollkommensten durch die auf den Badischen Staatsbahnen eingeführte Luftgegendruckbremse erreicht.\*) Dieselbe besteht aus folgenden Theilen:

- 1) einer Klappe im Ausblaserohre zur Absperrung der Rauchkammer von der Schiebermuschel und Herstellung einer Verbindung der letzteren mit der Außenluft;
- 2) einem an die Einströmungsrohre sich anschließenden Rohre mit einem vom Führerstande aus zu bewegenden Hahne, behufs Einstellung der Luftspannung und
- 3) einer Vorrichtung zum Einspritzen von Wasser in die Ausströmungsrohre.

Ferner ist zu bemerken, daß der Reglerschieber gegen Abheben gesichert sein muß. Beim Gebrauche der Bremse wird der Regler geschlossen, die Luftklappe geöffnet, die Steuerung zurückgelegt, und der Stellhahn, sowie die Einspritzvorrichtung nach Bedürfnis gestellt.

Bei dieser Bremsanordnung wird daher wie bei der Le Chatelier-Bremse das vorhandene Triebwerk als Bremsmittel benutzt, und zwar hier als Luftdruckpumpe. Während aber die Le Chatelier-Bremse durch Umkehrung des Dampfweges wirkt, bilden hier die Räume der Einströmungsrohre, der Schieberkästen und die schädlichen Räume der Dampfzylinder einen Behälter für die durch Kolben und Schieber angesaugte Luft, welche dann in gleicher Weise den Kolben entgegenwirkt, wie der Dampf bei der Le Chatelier-Bremse.

Betrachtet man den Hergang der Kraftwirkung z. B. hinter dem Kolben auf Grund der Fig. 1, Taf. XXXXII und bezeichnet:

MK die Kurbel,

- MR die Mittelpunkts-Verschiebung des Rückwärtsexcenters,  
 1 die Stellung beider am hintern todten Punkte der Kurbel,  
 2 die Stellung, bei welcher die Einströmung abgeschlossen wird,  
 3 diejenige, bei welcher die Ausströmung geöffnet,  
 4 diejenige, bei welcher letztere wieder geschlossen wird und  
 5 den Punkt, in welchem die Wiederherstellung der Einströmung erfolgt,

so entstehen dementsprechend, während einer Umdrehung der Treibachse hinter dem Kolben folgende Wirkungsabschnitte:

- von 1 bis 2 treibende Kraft der in die oben erwähnten Räume hineingeprefsten Luft,  
 von 2 bis 3 desgleichen durch Ausdehnung derselben,  
 von 3 bis 4 Ausgleichung der hinter den Kolben befindlichen geprefsten Luft mit der Außenluft. (Dieser Abschnitt wirkt über den vorderen todten Punkt der Kurbel hinaus, also derart, daß beim Rückwärtsgange des Kolbens dieser die Luft bis zum Punkte 4 vor sich her treibt),  
 von 4 bis 5 Zusammendrücken der eingeschlossenen Luft und  
 von 5 bis 1 Gegendruck der geprefsten Luft.

Die entsprechende Indicator-Schaulinie zeigt daher im Allgemeinen die Form Fig. 2, Taf. XXXXII. In Folge der schleichenden Schieberbewegung tritt bei K 5 nicht plötzlich der ganze Gegendruck ein, sondern er wächst nur allmählich in dem Maße, wie der Kolben vorrückt und die Verbindung mit der aufgespeicherten geprefsten Luft hergestellt wird.

Diese Wirkungsweise ist auf beiden Kolbenseiten gleich, und die Größe der Wirkung hängt bei gegebenen Steuerungsverhältnissen von der Luftspannung ab, welche beim Ingangsetzen der Bremse rasch anwächst, und ihren höchsten Werth erreicht, wenn die Luftzufuhr der Luftausströmung gleich wird. Im Punkt 2 wird alsdann derjenige Theil der geprefsten Luft, welcher in dem betreffenden Dampfkanal und Kolbenspielraume, d. h. in den schädlichen Räumen sich befindet, von der übrigen Luftmasse abgetrennt. Der Inhalt dieses Raumes sei  $\frac{1}{n}$  der Cylinderfüllung und die wirkliche Anfangsspannung der Luft  $= p$  kg für 1 qcm, welche sich nach und nach bei weiterer Bewegung des Kolbens bis auf 1 kg verringert; es erreicht dann die im schädlichen Raume ( $= \frac{1}{n}$ ), vermehrt um die im Cylinder von 4 bis 1 ( $= \frac{1}{m}$ ) enthaltene Luft bei der Zusammendrückung von  $(\frac{1}{n} + \frac{1}{m})$  bis zu  $\frac{1}{n}$  wieder den Anfangsdruck.

Wird die bei dem Zusammendrücken der Luft eintretende Erwärmung unberücksichtigt gelassen, so erhält man nach dem Mariotte'schen Gesetze die Bedingung für diesen Beharrungszustand durch die Gleichung  $\frac{1}{n} \cdot p = (\frac{1}{n} + \frac{1}{m}) \cdot 1$  oder  $p = 1 + \frac{n}{m}$ .

Unter Vernachlässigung der inneren Deckung der Dampf-schieber ist der dem Abschnitte des Vorganges von 4 bis 1 entsprechende Raum des Cylinders bei ganz zurückgelegter Steuerung annähernd  $\frac{1}{m} = \frac{1 + \cos \delta}{2}$ , wenn mit  $\delta$  der Voreilwinkel des Rückwärtsexcenters bezeichnet wird.

$$\text{Ist z. B. } \frac{1}{n} = \frac{1}{12} \text{ und } \delta = 30^\circ, \text{ so ist } p = 1 + \frac{12(1 + \cos 30^\circ)}{2} = 12,2 \text{ kg.}$$

\*) Vergl. Organ 1889. S. 95, 133 u. 219.

Die Bremswirkung kann daher durch Verkleinerung der schädlichen Räume und der Voreilwinkel an den Rückwärts-excentern gesteigert werden.

Die mittlere wirksame Luftspannung darf aber nicht denjenigen Werth überschreiten, bei welchem die Hemmkraft der Bremse der Reibung der getriebenen Achsen auf den Schienen entspricht.

Bedeutet:

A die Reibung der Triebräder auf den Schienen in kg,

d den Kolbendurchmesser in m,

h den Kolbenhub in m,

D den Triebraddurchmesser in m und

$p_m$  den mittleren wirksamen Druck der Luft in at,

so muß also  $\frac{2 \cdot \pi \cdot (100 d)^2}{4} \cdot p_m \frac{2h}{\pi D} \leq A$  sein oder

$$\frac{d^2 \cdot h \cdot p_m}{D} \leq \frac{A}{10000}.$$

Ist  $d = 0,420$

$h = 0,600$

$D = 1,580$

$A = 26,7 \cdot 1000 \cdot \frac{1}{7}$

$= 3814$ , so ist

$p_m \leq 5,7$  kg.

Bei dieser Berechnung ist der Eigenwiderstand des Triebwerkes, welcher ebenfalls bremsend wirkt, außer Acht geblieben, so daß der Werth von  $p_m$  thatsächlich noch etwas größer sein kann.

Die Gebirgsstrecke Gräfenroda-Suhl gehört zu denjenigen Strecken des Königlichen Eisenbahn-Direktions-Bezirks Erfurt, auf welchen die Einführung solcher Locomotivbremsen ein dringendes Bedürfnis ist. Es wurden deshalb auf der Strecke Oberhof-Gräfenroda mit dieser Bremse umfassende Versuche angestellt, nachdem eine von Herrn Baurath Bissinger bereitwilligst gestattete Besichtigung der an den Badischen Staatsbahnen mit dieser Bremse ausgerüsteten Locomotiven im Dienste vorausgegangen war. Die krümmungsreiche Versuchsstrecke Oberhof-Gräfenroda hat eine Länge von 15,9 km und besitzt mit geringen Abweichungen ein stetiges Gefälle von 1 : 50.

Die Versuchs-Locomotive hatte folgende Abmessungen und Größenverhältnisse:

Kolbendurchmesser . . . . .	0,420 <sup>m</sup>
Kolbenhub . . . . .	0,600 "
Treibraddurchmesser . . . . .	1,580 "
Rostfläche . . . . .	1,65 qm
Gesamte Heizfläche . . . . .	96,17 "
Dampfüberdruck . . . . .	10 at
Dienstgewicht . . . . .	38,2 t
Triebachsbelastung . . . . .	26,7 t
Dienstgewicht des Tenders . . . . .	27,5 t

Die Versuche wurden mit Sonderzügen bis zu 24 Achsen Stärke und bei verschiedenen Zuggeschwindigkeiten bis zu 50 km in der Stunde ausgeführt, und dabei so viel als möglich Indicator-Schaulinien aufgenommen.

Es soll nun zunächst aus der in Fig. 2, Taf. XXXXII dargestellten theoretischen Drucklinie der durchschnittliche wirksame Luftdruck  $p_m$  ermittelt, und mit den aus diesen Versuchen erhaltenen Ergebnissen verglichen werden.

In Fig. 2, Taf. XXXXII ist der Maßstab für die Abscissen 1 cm = 2,34<sup>mm</sup> und für die Ordinaten 1 kg = 7,25<sup>mm</sup> den

durch die Versuche erhaltenen Schaulinien entsprechend. An der zu diesen Versuchen verwendeten Locomotive wurden die nachfolgenden Abmessungen festgestellt, welche, wie auch die als elliptische Linie dargestellten Ein- und Ausströmungsöffnungen der Dampfschieber, aus Fig. 3, Taf. XXXXII hervorgehen.

$$K_1 K_2 = 0,3 \text{ cm}$$

$$K_1 K_3 = 6,8 \text{ "}$$

$$K' K_4 = 3,7 \text{ "}$$

$$K' K_5 = 15,6 \text{ "}$$

Hierbei sei bemerkt, daß der schädliche Raum der Locomotiv-Cylinder bis auf  $\frac{1}{17}$  verringert wurde, und daß die Dampfschieber keine Kanäle besaßen. Hieraus ergibt sich ferner für

$$p_1 = 11,0 \text{ kg, daß}$$

$$p_2 = 11,0 \text{ "}$$

$$p_3 = 4,06 \text{ "}$$

$$p_4 = 1,00 \text{ " und}$$

$$p_5 = 1,25 \text{ " wird.}$$

Wird nun zunächst angenommen, daß bei 5 der volle Druck  $p_1 = 11$  kg sofort eintritt, so ergibt sich aus Fig. 2, Taf. XXXXII  $p_m = 6,36$  kg.

Mehrfach aufgenommene Indicator-Drucklinien ergaben bei einer Zuggeschwindigkeit von 50 km in der Stunde und ganz zurückgelegter Steuerung (etwa 75 v. II. Füllung) einen mittleren Luftüberdruck von nur 4,36 at. Die betreffende Drucklinie, aus welcher dieser Werth hervorgeht, ist in Figur 4, Taf. XXXXII zugleich mit der berechneten dargestellt. Der bedeutende Unterschied beider Werthe wird zum größten Theile dadurch verursacht, daß der Luftdruck im Punkte 5 nicht, wie angenommen, seine größte Höhe plötzlich erreicht, sondern in Folge der langsam wachsenden Einströmungsöffnung nur allmählig ansteigt.

Dieser Druckverlust von etwa  $\frac{6,36 - 4,36}{6,36} \times 100 = 31$  v. II. des theoretischen Werthes soll wegen seiner auffälligen Größe nachstehend einer annähernden Berechnung unterzogen werden.

Es bezeichne

x einen beliebigen Weg des Kolbens bei seinem Rückgange =  $K'K$  (Fig. 5, Taf. XXXXII),

$x_0 = K'K_5$  und

$x_1 = K'K_6$  den Kolbenweg bis zu dem Punkte, in welchem der Luftdruck im Cylinder denjenigen der aufgespeicherten Luft erreicht hat,

s die Länge des auf den Kolbenquerschnitt bezogenen schädlichen Raumes, desgl.

$p, p_0$  und  $p_1$  die zugehörigen Werthe des wirklichen Luftdruckes in Atmosph.,

$\gamma, \gamma_0$  und  $\gamma_1$  die entsprechenden Gewichte der geprefsten Luft in Kilogr. für 1 cbcm,

F den Kolbenquerschnitt in Quadratcm.,

f den veränderlichen Querschnitt der Lufteinströmungsöffnung in Quadratcm.,

V die jeweilige Kolbengeschwindigkeit in Centim. in der Sekunde und

v die jeweilige Geschwindigkeit der einströmenden Luft in Centim. in der Sekunde.

Der Zuwachs an Luftgewicht im Cylinder in der Zeit  $dt$  ist:

$$f \cdot v \cdot dt \gamma_1; \text{ daher}$$

- 1)  $F(s + h - x) d\gamma = f v \cdot dt \gamma_1 + F dx \gamma,$
- 2)  $dx = V \cdot dt,$
- 3)  $p = k\gamma$  nach dem Mariotte'schen Gesetze und
- 4)  $v = k_1 \cdot \sqrt{p_1 - p},$  wenn  $k$  und  $k_1$  gewisse Unveränderliche bezeichnen.

Die Gleichung 4 ergibt sich aus folgender Betrachtung.

Für eine beliebige elastische Flüssigkeit ist, unter Vernachlässigung äußerer Kräfte

$$-dp = \frac{\gamma \cdot v \cdot dv}{g} \text{ und}$$

$$p = \frac{c \cdot \gamma}{g} (273 + \mathfrak{D}),$$

worin  $c$  einen Beiwert und  $\mathfrak{D}$  die Wärme in Graden Celsius bedeutet.

Daher ist bei unveränderlicher Wärme

$$c(273 + \mathfrak{D}) \ln \frac{p_1}{p} = \frac{v^2}{2}.$$

Ist aber  $\gamma$  und  $\mathfrak{D}$  der einströmenden Luft unveränderlich, was hier mit Bezug auf die in den Einströmungsrohren nach der Schieberöffnung hingerichtete heftige Bewegung der Luftmasse vorausgesetzt wird, so kann annähernd die Arbeit der auf die Raumeinheit der letzteren wirkenden bewegenden Kraft  $(p_1 - p) l =$  der lebendigen Kraft  $\frac{1 \cdot \gamma_1}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$  gesetzt werden,

$$\text{oder} \quad v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_1}} \sqrt{p_1 - p} = k_1 \sqrt{p_1 - p}.$$

Aus obigen 4 Gleichungen ergibt sich

$$F(s + h - x) \frac{dp}{k} = f \cdot k_1 \sqrt{p_1 - p} \frac{dx \cdot p_1}{V \cdot k} + F dx \cdot \frac{p}{k}$$

$$\text{oder} \quad \frac{dp}{p + \frac{k_1 p_1 f}{FV} \sqrt{p_1 - p}} = \frac{dx}{s + h - x}.$$

Da  $f$  und  $v$  verwickelte Funktionen von  $x$  sind, so läßt sich diese Differenzial-Gleichung nicht integrieren; es soll daher versucht werden, die Rechnung einfacher zu gestalten.

Die Schaulinien ergeben, daß die Tangente  $\frac{dp}{dx}$  von einem bekannten Anfangswert  $tg \alpha$  bei  $x_0$  an immer mehr zunimmt und die Drucklinie annähernd die Gestalt einer Parabel hat. Es genügt daher für den vorliegenden Zweck, wenn an Stelle des betreffenden Stückes eine Parabel angenommen wird. Dieselbe schließt sich bei  $x_0$  in der Weise an die Drucklinie 4, 5 an, daß im Punkte 5 beide eine gemeinschaftliche Tangente haben.

Ist in Figur 5 BC die Achse und A der Scheitel der Parabel, sind AB =  $a$  und BD =  $b$  noch näher zu bestimmende Unveränderliche, so ist die Scheitelgleichung der Parabel mit dem Parameter  $c$ :

$$(x - x_0 + b)^2 = 2 \cdot c(p - a), \text{ oder}$$

$$5) \quad (x - x_0)^2 + 2b(x - x_0) + b^2 = 2c(p - a).$$

Ferner ist die Parabel ihrer Lage nach an die Bedingungen geknüpft:

$$6) \quad b^2 = 2c(p_0 - a) \text{ für } x = x_0 \text{ und}$$

$$7) \quad \frac{dp}{dx} = \frac{x - x_0 + b}{c} = \frac{b}{c} = tg \alpha.$$

Hieraus folgt:

$$b = c \cdot tg \alpha \text{ und } a = p_0 - \frac{c \cdot tg^2 \alpha}{2} \text{ und}$$

$$p = a + \frac{b^2}{2c} + \frac{(x - x_0)^2 + 2b(x - x_0)}{2c} =$$

$$= p_0 + (x - x_0) tg \alpha + \frac{(x - x_0)^2}{2c} \text{ und}$$

$$\frac{dp}{dx} = tg \alpha + \frac{x - x_0}{c} = \frac{p + \frac{k_1 p_1 f}{F \cdot V} \sqrt{p_1 - p}}{s + h - x} \text{ oder}$$

$$8) \quad (s + h - x) \left( tg \alpha + \frac{x - x_0}{c} \right) = p_0 + (x - x_0) tg \alpha +$$

$$+ \left( \frac{x - x_0}{2c} \right)^2 + \frac{k_1 p_1 f}{FV} \sqrt{p_1 - p_0 - (x - x_0) tg \alpha - \left( \frac{x - x_0}{2c} \right)^2}.$$

Aus dieser Gleichung kann der Parameter der angenommenen Parabel durch Einsetzen beliebiger einander entsprechender Werthe von  $x$ ,  $V$  und  $f$  ermittelt werden.

Dies sei an dem erwähnten Beispiele ausgeführt.

Zur Bestimmung von  $p_0$  und  $tg \alpha$  hat man die Gleichung der Zusammendrückungslinie

$$F(s + h - x)p = F(s + h - x_4) \cdot 1.$$

Hieraus folgt:

$$p = \frac{s + h - x_4}{s + h - x} \cdot 1,$$

$$p_0 = \frac{s + h - x_4}{s + h - x_0} \text{ und}$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{s + h - x_4}{(s + h - x)^2},$$

ferner für  $x = x_0$

$$\frac{dp}{dx} = tg \alpha = \frac{s + h - x_4}{(s + h - x_0)^2}.$$

Es ist  $h = 60$ ,  $s = 3,5$ ,  $x_4 = 3,7$  und  $x_0 = 15,6$ , daher ist

$$p_0 = \frac{3,5 + 60 - 3,7}{3,5 + 60 - 15,6} = 1,25 \text{ kg und}$$

$$tg \alpha = \frac{3,5 + 60 - 3,7}{(3,5 + 60 - 15,6)^2} = 0,026 \text{ kg}$$

z. B. für  $x = \frac{h}{2} = 30 \text{ cm}$  ist  $f = 1,3 \cdot 30 = 39$  (siehe Fig. 3, Taf. XXXXII oder durch Rechnung zu bestimmen) für den vollen Rückwärtsgang, bezw. 75 v. H. Füllung. Für Kanalschieber würde  $f = 2,0 \cdot 30 = 60 \text{ qcm}$  sein.

Ferner ist  $V$  für 50 km Zuggeschwindigkeit  $5,3 \text{ m} = 530 \text{ cm}$ ;

endlich ist  $k_1 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_1}}$  für Kilogr. und Centim. Für  $p = 1$

ist  $\gamma = 1,3 \text{ kg}$  für 1 cbm und  $\frac{1,3}{100^3}$  für 1 cbcm; daher

$$k_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 100}{1,3 \cdot 11}} \cdot 100^3 = 11700.$$

Hieraus folgt zunächst der Ausdruck

$$p_0 + (x - x_0) tg \alpha + \left( \frac{x - x_0}{2c} \right)^2 \text{ ist}$$

$$= 1,25 + (30 - 15,6) 0,026 + \left( \frac{30 - 15,6}{2c} \right)^2$$

$$= 1,624 + \frac{103,7}{c},$$

$$\text{ferner } (3,5 + 60 - 30) \left( 0,026 + \frac{30 - 15,6}{c} \right) = 1,624 + \\ + \frac{103,7}{c} + \frac{11700 \cdot 11 \cdot 39}{1385 \cdot 530} \times \sqrt{11 - 1,624 - \frac{103,7}{c}} \\ = 0,871 + \frac{482,4}{c} = 1,624 + \frac{103,7}{c}$$

$$+ 6,84 \sqrt{9,376 - \frac{103,7}{c}}$$

$$c^2 - 9,77 \cdot c - 327,42 = 0$$

$$c = 4,885 + \sqrt{327,42 + 4,885^2} = 23,6 \text{ cm.}$$

$x_1 = K^1 K_6$  kann daher aus der Gleichung

$$(x_1 - x_0 + b)^2 = 2c(p_1 - a)$$

ermittelt werden, in derselben ist

$$b = c \cdot \operatorname{tg} \alpha = 23,6 : 0,026 = 0,61.$$

$$a = p_0 - c \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{2} = 1,25 - \frac{23,6 \cdot 0,026^2}{2}$$

$$= 1,25 - 0,008 = 1,24.$$

$$x_1 = x_0 - b + \sqrt{2c(p_1 - a)}$$

$$= 15,6 - 0,61 + \sqrt{2 \cdot 23,6 \cdot (11 - 1,24)} = 36,5 \text{ cm.}$$

Die dem Arbeitsverluste entsprechende Indicatorfläche ist nun

$$= \frac{2}{3} [(p_1 - a)(x_1 - x_0 + b) - (p_0 - a)b] - (p_1 - p_0)b \\ = \frac{2}{3} [(11 - 1,24)(36,5 - 15,6 + 0,61)$$

$$- (1,25 - 1,24)0,61 - (11 - 1,25)0,61] = 134 \text{ kg cm,}$$

was einem Verluste an Luftpressung entspricht von

$$\frac{134}{60} = 2,23 \text{ kg, oder}$$

$$\frac{2,23 \cdot 100}{6,36} = \sim 35 \text{ v. H.}$$

der theoretischen Leistung.

Der wirksame Luftdruck beträgt daher nach Abzug des berechneten Verlustes  $6,36 - 2,23 = 4,13 \text{ kg}$ , während der wirkliche nach den aufgenommenen Schaulinien um  $0,23 \text{ kg}$  größer ist. In den letzteren ist die Luftpressung durchgängig etwas niedriger, was von der Durchlässigkeit der Kolben und Schieber veranlaßt sein kann.

Der oben berechnete Verlust von  $2,23 \text{ kg}$  an mittlerer Luftpressung im Cylinder kann durch Anwendung der Kanalschieber nicht unwesentlich verringert werden: denn es würde dann für  $f$  fast der doppelte Werth einzusetzen sein.

Aus Fig. 4, Taf. XXXXII geht ferner hervor, daß die treibende Luftspannung beim Hingang des Kolbens von  $K_1$  durch  $K_2$  bis  $K'$  durch Verkleinerung des schädlichen Raumes abnimmt, und diese sonach auch hier eine Erhöhung der Bremswirkung herbeiführt.

Ferner ist noch zu bemerken, daß bei obiger Berechnung die mittlere Pressung  $p_1$  der aufgespeicherten Luftmasse als gleichförmig betrachtet, und die Einschnürung der einströmenden Luft vernachlässigt wurde.

Bei den erwähnten Versuchen wurde bei einer Luftpressung von  $10 \text{ at}$  Ueberdruck und ganz zurückgelegter Steuerung, also bei größter Bremsleistung, die Thalfahrt auf  $1:50$  mit  $24$  Achsen und ganz gleichförmiger Geschwindigkeit von  $50 \text{ km}$  in der Stunde, ohne andere Bremsmittel, ausgeführt, während die Leistung dieser Locomotive auf derselben Strecke aufwärts bei  $30 \text{ km}$  Zuggeschwindigkeit  $14$  Achsen beträgt.

Diese hierbei ausgeübte Bremswirkung wird durch folgende Berechnung bestätigt.

Der Eigenwiderstand der Locomotive sei  $12 \text{ kg}$ , der des Tenders  $6 \text{ kg}$  und derjenige der Wagen  $2,5 + 0,001 \cdot v^2 = 2,5 + 0,001 \cdot 50^2 = 5,0 \text{ kg}$  für  $1 \text{ t}$ . Die treibende Kraft des Zuges bei der Thalfahrt, wenn jede Wagenachse mit  $6 \text{ t}$  belastet ist, ergibt sich daher zu:

$$(38,0 + 27,5 + 24 \cdot 6) \frac{1000}{50}$$

$$- (38,0 \cdot 12 + 27,5 \cdot 6 + 24 \cdot 6 \cdot 5,0)$$

$$= 4190 - 1341 = 2849 \text{ kg.}$$

Dieselbe ist gleich dem Werthe

$$\frac{d^2 h \cdot p_m}{100^2 D} = \frac{0,42^2 \cdot 0,6 \cdot p_m}{100^2 \cdot 1,58} \text{ oder}$$

$$p_m = \frac{2849 \cdot 1,58 \cdot 100^2}{0,42^2 \cdot 0,60} = 4,3 \text{ kg.}$$

Dieser mittlere wirksame Luftdruck ist daher zu der angeführten Bremsleistung erforderlich, und wird auch unter den angegebenen Verhältnissen vollkommen erreicht. Derselbe entspricht einem Füllungsgrade von  $25 \text{ v. H.}$  bei einer Zuggeschwindigkeit von  $40 \text{ km}$  in der Stunde während der größten Leistung der Locomotive, so daß man hiernach sagen kann, die Bremskraft bei  $10 \text{ at}$  Luftüberdruck und  $50 \text{ km}$  Zuggeschwindigkeit ist gleich der Zugkraft bei  $40 \text{ km}$  Geschwindigkeit.

Nachdem sowohl durch die angeführten Ergebnisse von Versuchen, wie auch durch die vorangegangenen Betrachtungen und Berechnungen nachgewiesen ist, daß diese Bremse ihren Zweck erfüllt, mögen die Vortheile derselben nochmals kurz zusammengefaßt werden

1. Die Bedienung der Bremse liegt in der Hand des Locomotivführers.
2. Die Bremswirkung kann durch größeres oder geringeres Zurücklegen der Steuerung und beliebige Einstellung des Lufthahns allmählig gesteigert und in gewissen Grenzen nach Bedürfnis eingestellt werden.
3. Die Wagen werden nicht mitgebremst, erleiden daher keine Erschütterungen und keine Abnutzung der Radreifen und Bremsklötze, was für Gebirgsstrecken ein nicht zu unterschätzender Vortheil ist.
4. Durch die Erhaltung der Zuggeschwindigkeit mittels dieser Bremse bleibt dem Locomotivführer in Gefahrenfällen immer noch die volle Wirkung der durchgehenden Bremse zur Verfügung.

Ferner wird die Sicherheit noch dadurch erhöht, daß die Reibung der Treibräder und somit die Bremswirkung durch Sandstreuen künstlich erhöht werden kann, während gegen das öfters eintretende Festbremsen und Schleifen der Wagenachsen und die damit verbundene Abnahme der Bremswirkung kein Mittel zu Gebote steht.

5. Die Bremse ist sehr einfach und ein Versagen ausgeschlossen; die Haupttheile derselben sind an jeder Locomotive bereits vorhanden.
6. Die Bremse ist von der Dampfspannung im Kessel unabhängig, der Locomotivführer braucht daher auf Gefällstrecken keinen hohen Dampfdruck zu halten; mit der Thätigkeit der Bremse ist kein Dampfverbrauch verbunden.

Dem gegenüber dürfen auch die Nachteile dieser Bremse nicht unerwähnt bleiben.

1. Alle Theile des Triebwerkes der Locomotive unterliegen einer stärkeren Abnutzung, denn die Schieber, Kolben und Stopfbüchsen stehen unter dem Drucke und der Wärme der geprefsten Luft. Die Geradfürungen, Zapfen und Lager werden wie bei der Dampfarbeit in Anspruch genommen.
2. Die Bedienung der Bremse erfordert einige Uebung, insbesondere bezüglich der Menge des Einspritzwassers.
3. Die Anwendung der Bremse erleidet dadurch eine Einschränkung, daß sie sich vorzugsweise nur für lange gleichmäßige Gefällstrecken eignet.

Bezüglich der Menge des Einspritzwassers ist zu bemerken, daß sie der durch die Bremsarbeit frei werdenden Wärme entsprechen muß. Praktisch läßt sie sich sehr genau dadurch einstellen, daß das aus dem Lufthahne entweichende Gemisch von Luft und Dampf nur als durchsichtiger Nebel erscheinen darf.

Zum Schlusse sei noch bemerkt, daß diese Bremse, welche in ihrer jetzigen Bauart durch Herrn Baurath Bissinger in

Karlsruhe ausgebildet wurde\*), schon seit einer Reihe von Jahren auf der Badischen Schwarzwaldbahn und Höllenthalbahn in größerem Mafsstabe und mit dem besten Erfolge zur Anwendung gebracht ist\*\*), auf der letzteren sowohl an der Reibungs- als an der Zahnradmaschine.

Ferner ist die Bremse eingeführt bei den Riggerbachschen und Abt'schen Zahnrad-Locomotiven der Rigi-Bahnen, der Harzbahn Blankenburg-Tanne\*\*\*) u. s. w.

Im Jahre 1888 hat die Königliche Eisenbahn-Direction Erfurt die Personenzug-Locomotiven der Strecke Neudietendorf-Ritschenhausen mit dieser Bremse versehen und damit günstige Ergebnisse in Bezug auf die Sicherheit des Betriebes und Schonung der Betriebsmittel erzielt.

\*) Soweit bekannt, ist diese Luftrückdruckbremse bei der Rigi-bahn und den folgenden Zahnradbahnen zuerst von Riggerbach und erst später auf der Badischen Staatsbahn eingeführt worden. D. Red.

\* ) Vergl. Organ 1889, S. 95, 133 und 219.

\*\*\*) Vergl. Organ 1887, S. 189 und 1888, S. 287.

## Elektrischer Betrieb von Strafsenbahnen.

(Journal of the Franklin Institute Bd. 129, S. 265.)

E. Griffin giebt einen Ueberblick über die Erfahrungen mit elektrischem Betriebe auf amerikanischen Strafsenbahnen, deren große Bedeutung aus der Beförderung von jetzt mehr als 4 Billionen Fahrgästen im Jahre hervorgeht. Die vorkommenden Betriebsarten sind: Pferde, Kabel, Dampf (geräuschlos), Dampf auf Hochbahn und Elektrizität.

Mit Speicherbatterie wird zur Zeit nur noch die Linie der IV. Avenue in New-York betrieben, wo aber von den 10 gebauten Speicherwagen nur noch einer läuft. Die Gründe hierfür liegen in den höheren Kosten, dann in der begrenzten Beschaffung der Elektrizität, welche sich bei durch Schneefall erschwerten Betriebe unangenehm fühlbar macht, dann aber namentlich in den vielfachen Patentstreitigkeiten, denen die Speicher-Anordnungen zur Zeit unterworfen sind.

Bei Anlage der Stromerzeugungsstellen ist zu beachten, daß Dampf- und Dynamomaschinen in ihrer Leistungsfähigkeit den sehr wechselnden Ansprüchen des Betriebes genügen müssen. Die Dynamomaschinen sind denen für Glühlampen ähnlich; die neueste in New-York ist eine der Thomson-Houston-Company von 100 Pferden, mit 4 Polen, gemischter Wickelung, 95 v. H. elektrischer Wirkung und vorzüglicher Regelung. Es ist jedoch bereits eine gleiche von 250 Pferden im Bau. Die Abnutzung der Stromsammler wird durch Verwendung von Kohlenbürsten erheblich gemindert. Für die Strafsenbahnen wird Gleichstrom bei 500 Volt höchster Spannung gewählt.

Die Motoren an den Wagen mit Siemens'schen Trommelankern und Reihenwicklung ergeben eine Leistung von 91,5 v. H. Die Anbringung unter den Wagen ist nicht wohl zu vermeiden, obwohl die nahe liegende Gefahr von Verletzungen und die

Unübersichtlichkeit hier leicht dazu führen, daß zunächst kleine Schäden bald große Ausbesserungsarbeiten bedingen; deshalb ist die Einführung besonderer Motorwagen ins Auge gefaßt.

In den meisten Fällen hat jede Achse ihren unmittelbar wirkenden Motor, wobei nur geringes Geräusch entsteht. Eine Wurmradübertragung von Wharton an Wagen mit Speichern hat sich bei den freilich noch nicht sehr ausgedehnten Versuchen gut bewährt. Reibungsübertragungen haben noch keine zweckentsprechende Form erhalten, Kettenübertragung hat sich nicht bewährt. In den Kohlenwerken von Scranton treibt der Motor eine Zwischenwelle an, mit deren Rade die Laufräder durch gewöhnliche Kuppelstangen verbunden sind.

Die Stromleitung ist unterirdisch noch nicht befriedigend gelöst. Ueberirdisch wäre eine Kreisleitung erwünscht, die aber an den großen Schwierigkeiten in Weichen, Kreuzungen u. dgl. scheitert. Deshalb begnügt man sich regelmäßig mit den Schienen als Rückleitern. Die Zuleitung wird unmittelbar von Pfosten getragen, wenn das Gleis nahe den Bordsteinen liegt, andernfalls werden Querdrähte zwischen 2 Pfostenreihen gespannt, die die Zuleitung an jeder Stelle aufnehmen können. Bei breiten Strafsen stellt man eine Pfostenreihe zwischen mitten in den 2<sup>m</sup> betragenden Abstand der Gleise, welche dann beide Zuleiter trägt, so z. B. in der New-York-Avenue in Washington. Wird an einzelnen Stellen wegen Steigung, schwerem Verkehre u. s. w. besonders starker Strom verlangt, so führt man hierher eine Hilfsleitung (feeder wire) überirdisch oder unterirdisch auf kürzestem Wege. Vor andern etwa herabfallenden Drahtleitungen schafft man Schutz durch besondere Stahl-Fangdrähte, die natürlich von den Zuleitern gut gesondert sein müssen; in

Boston sind 3 Schutzdrähte gespannt, einer 36 cm über dem Leiter, zwei in derselben Höhe 36 cm zu jeder Seite.

Gefährdungen von Menschen oder Sachen sind bisher nicht vorgekommen, was bei 500 Volt auch nicht zu erwarten war.

Die Betriebskosten betragen für die Kraft für 1 Wagen-Kilometer an der Maschine 2,3 Pf. bis 18 Pf., wenn die Elektrizität von den Elektrizitätswerken bezogen wird. Der letztere Preis wird für einen unter ungünstigen Verhältnissen einzeln laufenden Wagen gezahlt, der grade sehr viel einbringt.

Die Geschwindigkeit ist in Boston durch Einführung der Elektrizität von 15,4 km auf 20,5 km in der Stunde gestiegen, auf der Watervlietbahn hat sich die tägliche Kilometerzahl beinahe verdoppelt. Besonders wichtig ist es bei starkem Verkehre, daß man einen und selbst zwei Wagen ohne bedeutende Mehrkosten mittels Tau ankuppeln kann. 1 Reisender brachte im Jahre 1888 auf

	Ein- nahme	Kosten	Gewinn
den Hochbahnen in New-York . . . .	21,3	11,9	9,4
„ Straßenbahnen in New-York . . .	20,9	17,2	3,7
der Third ward electric Railway in Syracuse	20,8	11,8	9,0
den Straßenbahnen in Pennsylvania . .	23,6	13,5	10,1
„ „ „ Massachusetts . . . .	21,6	18,2	3,4
der Boston and Revere electric Railway	19,9	11,5	8,4

Abnutzungen sind seit 1887 im Betriebe nur bei den bewegten Theilen vorgekommen, die Anker und Feldmagnete sind unverändert. Betriebsstörungen sind selten, so ist bei der unter schwierigen Verhältnissen betriebenen West-End-Road in

Boston bei 33665 Rundfahrten (~ 584000 km) keine Störung aufgetreten. Bei Schneefall hat sich der elektrische dem Pferdebetriebe überlegen gezeigt. Bei starkem Schneefalle werden elektrisch angetriebene Schneeräumer verwendet. Ein solcher, von der Thomson-Houston-Company\*), hat ein zweiaxsiges Gestell mit flacher Bühne, auf der ein Pfosten mit dem Zuleitungsarme steht; der Antrieb erfolgt durch je einen 15pferdigen Motor auf jeder Achse. Ein dritter ebenso starker steht auf der Bühne und treibt zwei unter 45° zur Wagenmittellinie gestellte lange, wagerechte Bürsten wie bei den Strafsenkelrmaschinen behufs Beseitigung' des Schnees um.

Die Anlagekosten für eine gut ausgeführte zweigleisige Strafsenbahn betragen in Amerika etwas über 25000 M. für 1 km Gleis. Stromerzeuger, Leitung, Hochbauten, Antriebswagen und anzukuppelnde Wagen kosten unter durchschnittlichen Verhältnissen für ein solches Paar von Wagen etwa 42000 M. Eine Bahn von 20 km Länge mit 20 Wagenpaaren würde daher einen Aufwand von rund 1,90 Mill. M. verursachen.

Nach Ansicht E. Griffin's steht zu erwarten, daß die elektrischen Bahnen nicht allein die Pferdebahnen in kurzer Zeit, sondern bald auch den Dampf auf den Hochbahnen verdrängen werden, da die Verhältnisse hier für die Leitungsanlagen besonders günstige sind. Es stände auch nichts im Wege, eine Reihe von Antriebswagen jeden mit besonderer Zuleitung hinter einander zu hängen, und dann den ganzen Zug wie einen mit Dampf betriebenen von einer Stelle am vordern oder hintern Ende aus zu bedienen.

\*) Elektrotechnische Zeitschrift 1890, S. 411.

## Neuere Erfahrungen mit Feuergewölben in den Locomotivfeuerkisten.

Von Otto Busse, Maschinenchef der dänischen Staatsbahnen in Aarhus.

Seitdem ich im Organe 1885, Seite 223 meine Erfahrungen über die Gewölbe in den Feuerkisten mittheilte, sind dieselben hier fortgesetzt mit gutem Erfolge angewandt worden; da diese Feuergewölbe inzwischen weitere Verbreitung gefunden haben, so dürften die mit denselben gemachten weiteren Erfahrungen Beachtung verdienen.

Wie schon früher angegeben, wurden die Thürringe und das darum liegende Kupfer von der Flamme stark angegriffen; durch verschiedene Mittel ist dieses Uebel nun auf ein geringes Maß zurückgeführt. Der verbliebene Uebelstand ist nicht bedenklich, da die Feuerbüchsen bei guter Wartung so lange aushalten, bis die Rohrwände brechen; wir haben beispielsweise eine Reihe von Locomotiven, welche schon 300000 km mit derselben Feuerkiste gemacht haben und zwar im schwersten Dienste, wobei die Thürwände und Ringe noch die ursprünglichen sind.

Die Gewölbe werden jetzt etwas kürzer gemacht, so daß sie statt früher 55 bis 60 v. H. der Länge zwischen Rohr und Thürwand jetzt bloß 50 v. H. derselben haben.

Der Rauchbrennstein, welcher vom Gewölbe bis über die Thür reicht, ist umgekehrt angeordnet worden, so daß das

300<sup>mm</sup> breite Ende auf dem Gewölbe ruht und das schmale 150<sup>mm</sup> breite Ende sich an die Feuerkiste über der Thür stützt; die Rauchverbrennung hat dadurch nicht gelitten, sondern ist immer noch fast vollkommen.

Bei den Kesselproben werden jetzt die Stemmungen um die Thür herum völlig dicht gemacht. Es ist leider ein ziemlich verbreiteter Aberglaube unter Praktikern, daß ein Tropfen Wasser bei der Kesselprobe nichts thut; »das wird unter Dampf ganz dicht«, heißt es meist, und man sieht ja auch unter Dampf nicht mehr die Undichtigkeiten. Dennoch sind solche kleine Lecke von großem Schaden und sorgfältig zu vermeiden. Eine Oeffnung schließt sich eben nicht, weil der Kessel warm wird, sondern sie ist bloß unbemerkbar, weil der Dampf selbst unsichtbar ist, so lange er warm genug bleibt. Wenn aber der Dampf mit heißen Metalltheilen, also Nietköpfen und Blechwänden in Verbindung kommt, so spaltet er sich in Sauerstoff und Wasserstoff. Der Sauerstoff tritt gleich in chemische Verbindung mit dem Metalle und bildet pulverförmige Oxyde, welche fortfliegen; so wird das Metall verzehrt, und durch diesen Vorgang verschwindet in ziemlich kurzer Zeit die Blechkante und

der Nietkopf; sorgt man aber dafür, daß die Verbindungen dicht gehalten werden, so findet auch kein Verzehren oder Wegbrennen, wie es fälschlich genannt wird, statt, und die Thürringe halten. Immerhin ist der Thüring wegen seiner großen Massen, der langen Niete und der höchst verschiedener Erwärmung schwer dicht zu halten, weshalb ich zu der Webb'schen Feuerlochbauart übergegangen bin, welche in jeder Beziehung vorzuziehen ist, sich leicht dicht halten läßt, billiger herzustellen ist und auch bei alten Kesseln angebracht werden kann.

In der Auflagerung der Gewölbe habe ich auch eine Veränderung vorgenommen, indem die Leisten fortgefallen sind, und die Kämpfersteine ohne die Aussparung hergestellt werden. Diese Steine werden jetzt mit trapezförmigem Querschnitt geformt und für die Stützsrauben und die Stelbolzenköpfe mit dem Meißel passend ausgehauen, was völlig genügt, um in Verbindung mit der Reibung das Gewölbe zu tragen. Die feuerfesten Steine werden in der Hitze bald sehr mürbe und können deshalb der Biegung oder Abscheerungsbeanspruchung, welche in den schmalen Flügeln der Kämpfersteine vorkommen, nicht widerstehen; sie brechen deshalb ab, was zu frühzeitigem Verluste des ganzen Gewölbes führt; durch die beschriebene Veränderung in der Anbringung ist die Haltbarkeit bedeutend verlängert. Ueberhaupt muß entschieden angerathen werden, die Gewölbe sehr sauber anzupassen und die Steine sehr genau an einander zu fügen; alle Buckel und Vorsprünge müssen abgearbeitet werden, so daß die Steine mit ihrer ganzen Fläche an einander liegen. Mörtel darf nicht angewandt werden, höchstens ein wenig in den ausgehauenen Löchern für die Stützsrauben; zwischen den Steinen und an die Kupferwand darf kein Mörtel kommen, nur gießen wir nach Aufstellung des Gewölbes alle Fugen mit einem ganz dünnen Brei von feuerfestem,

feingemahlten Thone aus. So behandelt halten die Gewölbe 7000 bis 9000 km in einer Personen- und Schnellzug-Locomotive aus, und etwa die doppelte Weglänge in einer Güterzugfeuerkiste. Die Ursache der längeren Dauer liegt darin, daß die Hitze in den Güterzug-Locomotiven nie so stark ist, wie in Schnellzug-Locomotiven. Die Erneuerung des Gewölbes kostet alles in allem etwa 14 Mark, bei einer Kohlenersparnis von nur 15 v. H., auf welche man sicher rechnen darf, wenn die Heizung und Luftzuführung richtig gehandhabt werden, erspart man bei der angegebenen Dauer der Gewölbe jährlich etwa 200 Mark an Kohlen, welcher Ersparnis gegenüber die Kosten für das Gewölbe kaum in's Gewicht fallen. Außerdem wird der lästige Kohlenqualm der Locomotive vermieden, welcher die Gebäude und Betriebsmittel verschmutzt und die Reisenden belästigt. Während der Fahrt mit Dampf ist so gut wie kein Rauch zu sehen, und beim Stillhalten braucht man nur den Hilfsbläser etwas zu öffnen, um den Kohlenrauch zu verbrennen.

Für die Haltung des Feuers selbst ist noch zu erwähnen, daß man dünne und gleichmäßige Schichten aufbringen muß, und nicht etwa in Haufen auf einer Stelle aufwerfen darf, und daß man durch die Thür immer so viel Luft geben muß, daß der Rauch völlig verbrennen kann, durch den Aschenkasten aber nicht mehr Luft geben soll, als eben zur vollkommenen Verbrennung nöthig ist, weil ein Ueberschuß an Luft die Kohlentheile in der Feuerkiste herumwirft und Löcher in das Feuer bläst, während die Kohlenstückchen unverbrannt in die Rauchkammer abgehen. Bei richtig geleiteter Verbrennung muß die Flamme in der Feuerkiste weißglühend sein, das Feuer ganz ruhig liegen, und es dürfen keine Theile in die Rauchkammer gelangen, welche größer sind als ein Stecknadelkopf; so gehandhabt giebt das Gewölbe die größte Ersparnis im Kohlenverbrauche und die höchste Leistung der Locomotive.

## Theorie und Praxis der Wagenlüftung.

Von Rudolf Schmidt, Technischem Director der Waggonfabrik Ludwigshafen.

Im Organ 1877, Seite 61, habe ich die wichtige Frage der Wagenlüftungen besprochen, meine Ansichten darüber entwickelt und im Anschlusse daran eine einfache Einrichtung (Zeichnung Tafel VIII) angegeben, um eine zweckmäßige Lüftung zunächst für die Wagen der Krankenzüge, aber auch für Wagen mit ungetrenntem Innenraum, herzustellen.

Als Grundbedingung habe ich die Erzielung eines Luftwechsels hingestellt, der einen gleichzeitigen zweifachen Vorgang erfordert, nämlich die Zuführung frischer Luft von Außen und die Absaugung der mit den Athmungszerzeugnissen beladenen Innenluft. Allein durch Einblasen oder durch Absaugen kann ein richtiger Luftwechsel niemals herbeigeführt werden.

Mein Vorschlag geht mit Rücksicht auf diese Grundlage dahin, die frische Luft, für den Winter zum Theil durch Einblasen zwischen die Mäntel eines Mantelofens erwärmt, zu einem weiteren Theile durch besondere Vorrichtungen an der Decke, einzuführen, während behufs gleichzeitiger Abführung Saugeröhren angebracht werden, welche auf dem Wagendache mit Saugern

versehen sind. Damit die Vermischung der Athmungsgase mit der frischen Luft bei dem kleinen Raume eine möglichst vollkommene wird, habe ich vorgeschlagen, die Zu- und Abgangsstellen thunlichst entfernt von einander anzulegen; ferner verlängere ich die Saugröhren der Winterlüftung bis in die Nähe des Fußbodens, um die durch Oefen oder anderweite Heizung erzeugte Wärme besser auszunutzen und namentlich, um die unteren Schichten durch Herabsaugen der warmen Luft zu erwärmen.

Es ist zweifellos möglich, mit Hilfe mechanischer Kräfte eine vollkommene Lüftung zu erreichen, allein eine solche würde zu theuer, wäre nur auf einzelne bessere Wagen anwendbar, und müßte beim Neubau eingerichtet werden, während mein Ziel ist, eine mit einfachen, billigen Mitteln erreichbare, möglichst, wenn auch nicht völlig, vollkommene Lüftung herzustellen, welche zu jeder Zeit an den Wagen eingerichtet werden kann.

Als hauptsächliche Kraftquelle habe ich darum den Wind vorgeschlagen, zwar einen sehr launigen Gesellen, welcher aber

bei Bahnfahrten dennoch durch die Bewegung des Zuges als relative Luftbewegung ausreicht und auch meist benutzt wird.

Der Wind hat zwei Fehler, er ist veränderlich in Stärke und Richtung; der Richtungswechsel kann unschädlich gemacht werden, wenn man Einrichtungen trifft, welche jeder Windrichtung die gleiche Fangfläche entgegenzustellen gestatten. Man kann dies durch bewegliche, mit einer Windfahne versehene Köpfe erreichen, aber auch durch solche von rundem Querschnitte; erstere sind bei Bahnfahrten durch leichtes Festsetzen in Folge des Schmutzes unpraktisch, sie können sogar eine der gewünschten entgegengesetzte Leistung ergeben, es bleiben somit nur die runden Köpfe, um eine regelmäßige, nur von der Stärke, nicht mehr von der Richtung des Windes abhängige Leistung zu ergeben.

Mit den, nach dem Vorgange der Amerikaner zur Lüftung oft verwendeten Dachreitern kann man eine irgend gleichmäßige Lüftung nicht erreichen, weil diese mehr durch die Richtung, weit weniger durch die Stärke des Windes beeinflusst werden und also, namentlich für Bahnfahrten, eine stets wechselnde Leistung unbedingt ergeben müssen; ein zweiter Fehler der Dachreiter ist, daß bei Heizung die warme Luft sofort oben durch die Oeffnungen entweicht, die unteren Schichten also im Winter kalt bleiben werden.

Kurzgefaßt gehen also meine Vorschläge zur Erzielung einer möglichst zweckmäßigen Lüftung in der Hauptsache dahin: Herstellung von getrenntem Zu- und Abgange unter Benutzung des Windes als Bewegkraft an feststehenden Vorrichtungen runden Querschnittes.

Mit einem nach diesen Grundsätzen eingerichteten Wagen habe ich s. Z. im Beisein von Sachverständigen viele Probefahrten gemacht, welche eine, den hygienischen Anforderungen genügende Leistung ergaben. Da die Sauger nicht mehr Luft fortschaffen können, als hereinkommt, und die Messung der eintretenden Luft schwierig ist, maß ich mittels Anemometer die Abzugsgeschwindigkeit an den Saugröhren und fand als Mittelwerth bei fahrendem Zuge eine solche von  $6^m$  in der Secunde, welche bei 10 cm Durchmesser der Röhren einer Leistung von etwa 170 cbm in der Stunde entspricht, für die verwendeten 4 Sauger mithin etwa 680 cbm stündliche Gesamtlüftung ergibt. Auf mathematische Genauigkeit macht diese Zahl keinen Anspruch, sie ist ein Mittelwerth der durch die äußeren Umstände wechselnden Leistung.

Das Königl. Bayerische Kriegsministerium, welches damals mit der Einrichtung von Krankenzügen beschäftigt war, verfolgte meine Versuche, und hatte das hygienische Institut der Universität München beauftragt, die Bedingungen zweckmäßiger Lüftung und die Mittel zur Prüfung zu untersuchen; durch diese Veranlassung haben die Herren Dr. Lang und Dr. Wolffhügel Versuchsfahrten gemacht und die von mir empfohlenen Einrichtungen näherer Prüfung unterzogen; das Ergebnis ihrer Beobachtungen veröffentlichten diese Herren in der »Zeitschrift für Biologie« 1876, Heft IV.

Bekanntlich beurtheilt man nach Prof. v. Pettenkofer den gesundheitlichen Werth der Athmungsluft nach deren Gehalt an Kohlensäure; die zulässigen Grenzwerte sind festgesetzt zu 0,7 bis höchstens  $1,0\text{‰}$ . Lang und Wolffhügel

erweiterten in dankenswerther Weise auf Grund ihrer Versuche für Bahnfahrten diese Zahlen auf 1,0 bis höchstens  $1,5\text{‰}$ . Diesen Zahlen entspricht eine Lüftungsgröße, welche mir für meine Fahrten zu 12 bzw. 24 cbm für Kopf und Stunde angegeben war, während das erstattete Gutachten, welches mir erst später bekannt wurde, 21 bzw. 38 cbm für die gleichen Verhältnisse rechnet.

Meine Berechnung der Leistung durch Messung mit dem Anemometer an einem Sauger und Multiplication mit der Zahl der verwendeten Sauger wurde als sehr zweifelhaft und der Wahrheit nicht entsprechend dargestellt. \*)

Dagegen stellten Lang und Wolffhügel ein anderes Prüfungsverfahren auf, dasselbe, welches Prof. v. Pettenkofer für feststehende Gebäude (Krankenhäuser, Schulen u. s. w.) angegeben hat.

Nach dieser wird die Lüftungsgröße eines Raumes berechnet: aus der Zunahme, welche der bestimmte oder erfahrungsgemäß angenommene Gehalt der äußeren Zufuhrluft an Kohlensäure durch die Athmung einer bestimmten Zahl von Personen in bekannter Zeit erfährt. Ausgangspunkt dieses wissenschaftlichen Verfahrens ist also der Kohlensäure-Gehalt der freien Luft, welcher als Mittelwerth für Städte zu 0,5, im Freien zu  $0,4\text{‰}$  gefunden wurde. Die Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Luft ist nicht leicht, und nur für den Fachmann ausführbar.

Nach diesem Beobachtungsverfahren wurde mein Versuchswagen durch einen Abgeordneten des Bayerischen Kriegsministeriums geprüft, und bestand, wenigstens nach den wissenschaftlichen Berechnungen, recht schlecht; statt der von mir berechneten etwa 680 cbm sollte die Leistung noch nicht 200 cbm durchschnittlich stündlich betragen haben.

Auf Grund dieser Ergebnisse lautete die Beurtheilung von Lang und Wolffhügel:

»Dafs das Ventilationssystem von R. Schmidt dem von uns normirten niedersten Ventilationsbedarfe von 21 cbm per Kopf und Stunde unter einigermassen günstigen äußeren Umständen genügen wird.«

Der Unterschied zwischen der von Sachverständigen und mir, nach oft wiederholten Anemometermessungen, berechneten Leistung und der sich aus dem wissenschaftlichen Verfahren ergebenden war zu groß, um einen Irrthum auf unserer Seite annehmen zu können, es mußte in letzterem Prüfungsverfahren ein damals noch unbekannter Fehler vorhanden sein. Nach Erwägung anderer Möglichkeiten kam ich bei näherer Ueberlegung zu der Ansicht, daß für Bahnfahrten, bei der massenhaften Erzeugung von Kohlensäure durch die Locomotive, je nach der Entfernung des Wagens von dieser, nach Wind, Wetter und anderen äußeren Umständen, die in den Wagen geführte äußere, angeblich reine, Luft nicht dauernd so kohlenäurereich sein dürfte, wie die Hygiene annimmt ( $0,4\text{‰}$ ). Auf eine Anfrage in diesem Sinne wurde mir die Antwort, daß bei der Raschheit, mit welcher die Gase sich vermischen (diffundiren), diese Ansicht wissenschaftlich unhaltbar sei; da ich nicht in der Lage war, einen wissenschaftlichen Gegenbeweis zu führen,

\*) Zeitschrift für Biologie 1876, Seite 675.

musste ich schweigen; ein Weiterarbeiten in der Frage war mir ohnehin unmöglich, da der mir leihweise zur Verfügung gestellte Wagen damals bereits wieder von der Einrichtung befreit war und als Güterwagen Dienst that.

Nach Jahren lernte ich durch Zufall einen höheren Militärarzt kennen, welcher meine Bemühungen, die Lüftung der Krankenwagen zu verbessern, verfolgt hatte und meiner Ansicht über die Wahrscheinlichkeit höheren Kohlensäuregehaltes in der Aussenluft beipflichtete.

Auf dessen Veranlassung setzte ich den Hebel nochmals an und gab in der »Deutschen militärärztlichen Zeitschrift« 1884 eine Beschreibung meiner Vorschläge, an deren Schluss ich den Wunsch aussprach, dafs, bei der Wichtigkeit der Sache, neue Versuche unter Mitwirkung von Sachverständigen vorgenommen werden möchten.

Meine Arbeit hatte den Erfolg, dafs das Kgl. Preussische Kriegsministerium die Einrichtung eines Wagens nach meinen Vorschlägen bewilligte und die Liniencommission F. in Karlsruhe beauftragte, die Versuche anzustellen.

Um in der Leistung sicher zu gehen, wurden diesmal die Vorrichtungen gröfser gewählt, als an meinem Versuchswagen: 4 Sauger von je 15 cm statt 10 cm Durchmesser, statt eines Zubringers (Pulsators) von 15 cm zwei solche von 20 cm, auch wurde der Luftfang zum Ofen vergrößert.

Bei der ersten Fahrt bemerkte ich, dafs, wie ich schon früher vermuthet, der Luftfang nur gut wirkt, wenn der Wind denselben unmittelbar trifft. Kommt der Wind von der anderen Wagenseite, so läfst die Leistung sehr nach; für die zweite Fahrt wurde eine gleiche Vorrichtung auch auf der anderen Seite angebracht, ebenfalls durch einen Kanal mit dem Ofen verbunden, die Wirkung war jetzt gleichförmig.

Auf mein Ersuchen wurde bei beiden Fahrten sowohl die Leistung mit Anemometern gemessen, als auch die Kohlensäure nach Pettenkofer'scher Vorschrift bestimmt. Die gefundenen Gehaltszahlen waren wieder ziemlich hoch, unregelmäfsig und mit den Anemometermessungen gar nicht übereinstimmend.

Nach Beobachtung athmet der erwachsene Mensch stündlich 22,6 l reine Kohlensäure aus, für 11 Mitfahrende betrug diese Menge  $248,6 \text{ l} = 0,2486 \text{ cbm}$ . Nach den Anemometermessungen war bei der zweiten Fahrt, welche an einem windstillen, nebeligen Tage stattfand, die Leistung nicht unter 600 cbm in der Stunde gesunken: nehme ich selbst diese niedere Zahl als Beispiel an, so ist die ausgeathmete Kohlensäure der  $0,000414$ te Theil der 600 cbm, d. h. die Athmung der 11 Insassen hätte den Gehalt der zugeführten Aussenluft nur um  $0,414 \text{ ‰}$  erhöhen können. Hätte nun die Zufuhrluft die ihr vorgeschriebene Reinheit von nur  $0,4 \text{ ‰}$  gehabt, so hätte der Gehalt der Wagenluft  $0,4 + 0,414 = 0,814 \text{ ‰}$  nicht überschreiten können; er betrug aber nach den chemischen Bestimmungen über  $1,5 \text{ ‰}$ . Davon entstammen die  $0,414$  der Athmung, der Rest mit etwa  $1,1 \text{ ‰}$  mufs also mit der Aussenluft hereingekommen sein; dieselbe war also wesentlich unreiner als Lang und Wolffhügel angaben.

Obwohl gegen diese Rechnungsart, wenn sie auch vielleicht nicht streng wissenschaftlich ist, nicht viel einzuwenden sein dürfte, so genügte sie mir, durch Erfahrung belehrt, nicht, ich

musste einen gänzlich unparteiischen unmittelbaren Beweis besitzen, ehe ich mit meiner Ansicht an die Oeffentlichkeit treten wollte.

Im Frühjahr 1887 wurden in München neue Wagen, welche zu etwaiger Verwendung in Krankenzügen mit Lüftung versehen sind, geprüft; ich richtete dorthin das Ersuchen, ausser den Kohlensäuregehalten der Wagenluft, auch diejenigen der Aussenluft zu bestimmen. Das Ergebnis dieser Untersuchung war ein überraschendes, statt der früher angenommenen  $0,4 \text{ ‰}$ , wurde die Kohlensäure der Aussenluft bei »mehrfachen« Bestimmungen zu  $3,5$  bis  $3,6 \text{ ‰}$  gefunden, also 9 mal höher, als von Lang und Wolffhügel behauptet war.

Meine Vermuthung war also vollauf und über Erwarten bestätigt, und ich veröffentlichte dies, unter Beifügung der sich ergebenden Folgerungen, in der »Deutschen militärärztlichen Zeitschrift 1887«.

Zunächst war ich jetzt in der Lage, das oben erwähnte Urtheil über meinen Versuchswagen zu bekämpfen, weil das Prüfungsverfahren ein der Grundlage nach mangelhaftes war; die Berechnung ging von der Annahme eines unveränderlichen Gehaltes von Kohlensäure aus, welcher sich durch die neueren Versuche als veränderlich und noch dazu innerhalb recht weiter Grenzen schwankend erwiesen hat. Die von Lang und Wolffhügel empfohlene Prüfung wäre selbst bei Doppelbestimmungen innen und aussen unbrauchbar, denn eine schnell vorüberziehende Rauchwolke, welche kurz vor der Bestimmung mehr Kohlensäure in den Wagen gebracht hat, ist aussen meist nicht mehr zu entdecken, und umgekehrt.

Wenn man die sehr ausführliche und in alle Möglichkeiten eingehende Arbeit von Lang und Wolffhügel (etwa 140 Druckseiten) genau durchforscht, so findet man an keiner Stelle eine Andeutung, noch weniger den Nachweis, dafs die Verfasser sich über den für ihr Verfahren so wichtigen Zustand der Aussenluft auch nur einmal vergewissert hätten; sie waren so fest überzeugt von der Richtigkeit der  $0,4 \text{ ‰}$ , dafs sie von der Untersuchung der Aussenluft ganz absahen, ja die von mir betonte Möglichkeit einer gröfseren Unreinheit bestimmt verneinten; gegenüber dem sonstigen Inhalte der Schrift ist diese Unterlassung geradezu unbegreiflich.

Dafs eine äufsere Bestimmung der Kohlensäure nicht stattgefunden hat, ist ersichtlich an der Forderung von Lang und Wolffhügel, nach welcher der Gehalt der Innenluft 1,0 bis höchstens  $1,5 \text{ ‰}$  nicht übersteigen solle. Diese Forderung hätten die Beobachter nicht aufstellen können, wenn sie, wie später an demselben Orte, in München, geschehen, die Luft aussen über 2 bis 3 mal unreiner gefunden hätten, als sie dieselbe für innen verlangten.

Nachdem es mir mit Beharrlichkeit, wenn auch erst nach Jahren, gelungen war, den Beweis für die Richtigkeit meiner Ansicht durch Andere führen zu lassen, kann ich getrost behaupten:

»dafs das Prüfungsverfahren Lang-Wolffhügel den ihm beigelegten Werth durchaus nicht besitzt und selbst unter günstigen Umständen die Forderungen der Wissenschaft nicht erfüllen wird«.

Das, mit ähnlichen Worten, über das »System Schmidt« gefällte Urtheil ist gleichfalls werthlos, da das Prüfungsverfahren ein ganz haltloses war, sich nicht insbesondere auf die mit dem Worte »System« bezeichnete Einrichtung bezog, auch nur die einzelnen Vorkehrungen, freilich mit aller Gründlichkeit, aber nicht deren Zusammenwirken umfasste.

Meine Veröffentlichung vom Jahre 1887, in welcher ich erstmals die Thatsache feststellte, daß die Außenluft bei Bahnfahrten wesentlich unreiner sein könnte, als bisher angenommen wurde, somit auch die Lüftungsfrage für Wagen nicht so hoffnungslos ist, wie sie nach der Arbeit von Lang und Wolffhügel erscheinen mußte, veranlaßte bei der Wichtigkeit der Sache die Königl. Preussischen Ministerien des Krieges und der öffentlichen Arbeiten unter Mitwirkung des Reichsgesundheitsamtes neue Versuche zu veranstalten, welche im Winter 1888—1889 stattfanden.

Herr Prof. Löffler in Greifswald hat bei der Naturforscherversammlung in Straßburg 1889 u. a. auch über diesen Theil der Eisenbahnhygiene berichtet \*), und erwähnt, daß sich auch in Berlin der Gehalt der Außenluft als nicht unveränderlich erwiesen habe, zwar nicht in dem Maße, wie von München angegeben ist (3,5—3,6 ‰), wohl aber zwischen 0,36 und 1,5 ‰. Auf Grund dieser Bestätigung war man gezwungen die Berechnung der Leistung nach Lang und Wolffhügel, hoffentlich für immer, zu verwerfen, man berechnete unter Anwendung aller Vorsichtsmaßregeln nach Messungen mit Anemometern.

Gefunden wurde eine bis 25fache Erneuerung der Wagenluft in der Stunde, d. h. bei 40 cbm Wageninhalt eine Leistung von 1000 cbm stündlich

Während Lang und Wolffhügel nach englischen Erfahrungen in Spitälern eine mehr als 3malige Erneuerung der Innenluft wegen Luftzug nicht glauben empfehlen zu sollen\*\*), betont der Bericht ausdrücklich, daß sich die über 8mal größere Erneuerung trotz des kleinen Raumes ohne jede Unannehmlichkeit für die Insassen vollzog; das befürchtete »Kreuzfeuer zwischen Suktion und Pulsion« ist somit schadlos, nicht vorhanden.

Der Wärmeausgleich in der Höhenrichtung durch die untere Absaugung war nicht so günstig wie bei meinen Versuchen, wohl durch Verwendung von Personenwagen, deren dünne, außen mit Blech, innen mit schwacher Verschalung bekleideten Wände, sowie zahlreichen Fenster mit ihren unvermeidlichen Spalten, mehr Abkühlung veranlassen, als bei meinem innen und außen mit starkem Holze verschalteten Güterwagen, dessen Rollthür mit Wulsten bestmöglichst gedichtet war, während die Lichtöffnungen mit fest eingesetzten Scheiben geschlossen wurden. Bei meinen Versuchen wurde wiederholt in den Bahnhöhen (0,25 und 1,50 m vom Boden) ein Unterschied von nur 3° R. gefunden, während man in Berlin zwischen Boden und Decke 10° fand, was unter diesen Umständen nicht auffallen kann.

\*) Vierteljahrsschrift f. öffentl. Gesundheitspflege XXII, Heft 1, 1890.

\*\*) Zeitschrift f. Biologie 1876, Seite 642.

War die Frage der Wagenlüftung durch das Gutachten von Lang und Wolffhügel eine ziemlich aussichtslose, so ergibt sich aus dem Berichte des Professor Löffler beste Hoffnung auf eine endliche Lösung; er sagte in Straßburg:

»Meine Herren! Durch diese Versuche war bewiesen, daß eine ganz genügende Lüftung wohl erzielt werden kann, daß aber das, was man von einer Verbindung dieser künstlichen Lüftung mit der Heizung im Winter erwartete — eine gleichmäßige Erwärmung der Wagen — noch nicht erreicht worden war. Die Lösung dieser Frage ist noch der Zukunft vorbehalten. Höchstwahrscheinlich wird es erst durch eine geeignete Fußbodenheizung in Verbindung mit der Lüftung möglich sein, eine gleichmäßige Wärme im Wagen zu erzeugen. Aber das haben die Versuche gelehrt, daß wir berechtigt sind, an den Forderungen, wie sie die Hygiene aufstellt, festzuhalten. Es ist möglich, in einem Eisenbahnwagen von 40 cbm Inhalt die Luft in der Stunde 25 — ja auch 30 mal zu erneuern, ohne daß dadurch eine irgendwie erhebliche Störung des Wohlbefindens der Insassen durch Zug veranlaßt wird.«

Nachdem also in diesen Worten ein Vertreter der Wissenschaft bestätigt hat, daß eine regelmäßige Wagenlüftung recht wohl möglich ist, werden auch die Praktiker die Frage mit mehr Muth wieder aufnehmen und zu einem guten Ende führen, namentlich wenn die Hygiene ihre Forderungen nicht unausführbar hoch stellt. Eine genaue Ausgleichung der Wärme z. B. findet sich in keinem Zimmer, es giebt oben kein Mittel die leichte warme Luft am Emporsteigen zu verhindern; besserer Schutz gegen Wärmeverluste an Boden, Wänden, Decken an den bisher dünnwandigen Wagen wird neben der unteren Absaugung eine genügende Ausgleichung bewirken.

Mein Zweck in diesen Zeilen ist der, den Fachgenossen über den Stand der Frage zu berichten und sie aufzufordern zur Verbesserung beizutragen, nachdem jetzt die Grundbedingungen klargestellt sind und kein ungeeignetes Prüfungsverfahren die Sache mehr erschwert.

Wenn auch Prof. Löffler meine Ausführungen nicht berührte, so glaube ich den bisherigen Erfolg dennoch diesen zuschreiben zu dürfen und möchte wiederholt empfehlen, die Wagen zu lüften, indem ein gleichzeitiger Ab- und Zugang durch feststehende Vorkehrungen runden Querschnittes hergestellt und durch den Wind oder die Bewegung des Zuges betrieben wird; die Absaugung muß bei Heizung unten stattfinden.

Die zu erstrebende Verbesserung erstreckt sich nach meiner Ansicht nur auf die praktische Ausführung der von mir vorgeschlagenen Vorkehrungen, deren Vervollkommnung möglich sein dürfte, und auf die Art ihrer Anwendung und ihres Zusammenwirkens. Leider ist in dieser Sache die Erledigung nicht auf dem Papier möglich, sondern nur auf dem Wege des Versuches unter verschiedenen äußeren Verhältnissen; ich bin nicht in der Lage neue Versuche anstellen zu können, meine Erfahrungen werde ich aber gerne mittheilen.

Ludwigshafen a. Rhein, April 1891.

## Entwicklung der Anwendung der Verbundwirkung bei den Locomotiven.\*)

Nach Mémoires de la Société des Ingénieurs Civils.

Ein von Mallet, dem Begründer der Verbundanordnung bei den Locomotiven, verfaßter längerer Aufsatz beschäftigt sich mit der Darstellung der Entwicklung dieser Dampf-ausnutzung zu ihrer jetzigen Ausdehnung und mit der Widerlegung der von verschiedenen Seiten dagegen erhobenen Einwände. Der Aufsatz lehnt sich eng an das Werk von Polonceau über die geschichtliche Entwicklung der Verbundwirkung bei Locomotiven an, dieses in Einigem ergänzend, in Anderem bekämpfend.

Die Anzahl der augenblicklich auf der Erde vorhandenen Verbundlocomotiven wird auf 1000, das heißt etwa 1 % aller Locomotiven, geschätzt; von diesen hat Deutschland allein etwa 205 im Betriebe. Die erste Andeutung der Anwendung der Verbundwirkung auf Locomotiven findet sich schon 1834 in einem von der Firma Koechlin & Co. auf die Maschine mit zweifacher Dampfdehnung genommenen Patente. 1850 bis 1851 wurden in England Versuche mit Locomotiven gemacht, welche mit der sogenannten »continuierlichen Expansion« von Nicolson arbeiteten. Diese besteht wesentlich in Folgendem: Es ist ein kleiner und ein großer Cylinder vorhanden mit um 90° versetzten Kurbeln. Der Dampf strömt in den kleinen Cylinder bis zur Hälfte des Weges ein; dann tritt er mit der Einströmungsseite des großen Cylinders, dessen Kolben in diesem Augenblicke im toten Punkte steht, in Verbindung und dehnt sich in beiden Cylindern gleichzeitig aus bis zur Vollendung des Kolbenhubes im kleinen Cylinder. Dann tritt der in diesem eingeschlossene Dampf in die Außenluft aus, während sich die im großen Cylinder befindliche Menge bis zur Vollendung des Kolbenhubes weiter ausdehnt und darauf austritt. Diese unvollkommene Ausdehnung in 2 Cylindern sollte den Zweck haben, eine bessere Ausnutzung des Dampfes zu erreichen, ohne auf den viermaligen Auspuff während eines Kolbenspieles zu verzichten, den man für eine genügend große Saugwirkung des Ausblaserohres für erforderlich hielt. Die ersten drei wirklichen Verbundlocomotiven wurden von Mallet entworfen, 1875 in der Werkstatt von Creuzot gebaut und auf der Strecke von Bayonne nach Biarritz †) in Betrieb genommen. Sie bewährten sich von vornherein so gut, daß mehrere nach ihrem Muster gebaute Locomotiven auf anderen französischen Bahnen folgten. Jedoch lieferten die mit einer ähnlichen Locomotive auf der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Oesterreich angestellten Versuche ein ungünstiges Ergebnis und verhinderten die weitere Einführung der Verbundwirkung auf den dortigen Bahnen. Dies ungünstige Ergebnis scheint dadurch hervorgerufen zu sein, daß der Kesseldampf beim Eintritte in den großen Cylinder nicht genügend gedrosselt und die Zusammendrückung im kleinen Cylinder zu groß war, beides Fehler, welche unabhängig von

der Beibehaltung der Verbundwirkung hätten beseitigt werden können. Dagegen hatten die 1879 von dem russischen Ingenieur Borodine mit einer nach Mallet'scher Bauart geänderten Personenzuglocomotive gemachten Versuche derartigen Erfolg, daß auf russischen Bahnen die Verbundwirkung eingeführt wurde.

Eine bedeutende Vervollkommnung erhielt die Verbundlocomotive im Jahre 1880 durch die selbstthätige Anfahrvorrichtung von v. Borries, welche jener in größerer Zahl in Deutschland, und als Bauart Worsdell-von Borries auf verschiedenen Linien in Europa, Süd-Amerika, Britisch-Indien und anderen Eingang verschaffte. Die an vielen Orten mit Verbundlocomotiven gemachten schlechten Erfahrungen werden vom Verfasser in zahlreichen Fällen auf Ungenauigkeiten in den Versuchen zurückgeführt und es werden Beispiele angeführt, in denen aus Eincylinderlocomotiven ungeänderte Verbundlocomotiven nach anfänglich verhältnismäßig ungünstiger Wirkung durch Verwendung geeigneten Brennstoffes und nach Aenderung des Ausblaserohres u. dergl. zu einer um Vieles größeren Leistungsfähigkeit gebracht worden sind, als sie als Eincylinderlocomotiven besaßen.

### Anfahrvorrichtungen.

Die ersten Verbundlocomotiven hatten die Mallet'sche Anfahrvorrichtung, welche auch jetzt bei vielen französischen Locomotiven gebräuchlich ist und in dem Berichte von Professor Salomon †) genauer beschrieben ist. Die Locomotive kann sowohl als Eincylinder- wie als Verbund-Locomotive fahren. v. Borries erstrebte Eincylinderwirkung nur für den Augenblick der Abfahrt, dann sofortige selbstthätige Umwandlung in Verbundwirkung; bei der ersten für diesen Zweck angewandten Vorrichtung mußte das Abschlußventil vor der Abfahrt durch einen Hebel von Hand auf seinen Sitz gedrückt werden; bei der später vervollkommenen Bauart fiel auch dieser Handgriff weg. Th. Urquhart ††) wandte eine Vorrichtung ähnlich der Mallet'schen, jedoch viel verwickelter an. In Deutschland war längere Zeit nur das v. Borries'sche Ventil in Gebrauch, selten das von Henschel oder das Schieberventil von Schichau. Von Lindner †††) ist eine Vorrichtung ersonnen worden, welche sich von allen Unzuverlässigkeiten der Ventile frei machen will und in einem Hahn besteht, welcher zwangsläufig bei den äußersten Stellungen der Steuerung geöffnet wird und gedrosselten Kesseldampf dem großen Cylinder zuführt; sie ist bei den Locomotiven im Königreiche Sachsen in Gebrauch. Es werden in der Quelle ausführlich die Vorzüge und Nachtheile der beiden Grundge-

†) Zeitschr. d. V. deutscher Ing. 1890, Seite 647.

††) Organ 1891, Seite 117.

†††) Organ 1888, Seite 299.

†) Organ 1888, Seite 210.

\*) Vergl. auch Organ 1890, Seite 294.

danken, des von Mallet und v. Borries gegeneinander abgewogen. \*) Auch die in Südrussland von Borodine eingeführten Verbundlocomotiven haben die von Hand zu bedienende Mallet'sche Anfahrvorrichtung.

#### Steuerung während der Fahrt.

So lange das Cylinderverhältnis 2 bis 2,1 oder noch größer ist, genügt es, beim Einrücken der Steuerung beiden Cylindern gleiche Füllung zu geben; bei kleinerem Cylinderverhältnis jedoch muß der große Cylinder größere Füllung erhalten, als der kleine, da sonst die Arbeiten zu verschieden groß ausfallen würden. Bei den ersten Mallet'schen Locomotiven waren daher die Steuerhebel der beiden Cylinder nicht starr verbunden, sondern gestatteten eine gegenseitige Verschiebung der beiden Steine innerhalb gewisser Grenzen von Hand, eine Lösung, welche von Borodine durch geschicktere Durchbildung weiter ausgebildet wurde. Da hierbei jedoch große Anforderungen an die Geschicklichkeit des Führers gestellt wurden, erreichte v. Borries durch verschieden hohe Aufhängung der Kulissen eine selbstthätige gegenseitige Verstellung der Steine gegen einander beim Einrücken der Steuerung, eine Anordnung, bei welcher jedoch eine desto ungünstigere Dampfvertheilung beim Rückwärtsfahren in Kauf genommen werden mußte. Bei seinen späteren Locomotiven nahm Mallet den v. Borries'schen Grundgedanken in einer sinnreichen Anordnung an, welche in gleich günstiger Weise für Vorwärts- und Rückwärtsgang arbeitete und von Kuhn für die anderen Kulissensteuerungen allgemein ausgearbeitet wurde. \*\*)

#### Zwischenbehälter.

Der Zwischenbehälter hat im Allgemeinen die Form bewahrt, welche er bei der ersten Mallet'schen Locomotive besaß, nämlich ein gewundenes Rohr in der Rauchkammer; bei einigen deutschen Locomotiven ist ein cylindrisches Gefäß unterhalb des Kessels angebracht, bei sächsischen Locomotiven der Behälter zum Zwecke der Heizung in den Kessel gelegt.

#### Verbund-Locomotiven mit 2 Cylindern.

Der zuerst gegen die Verbundlocomotiven mit 2 Cylindern gemachte Einwurf, daß der große Cylinder weder außerhalb der Rahmen noch innerhalb derselben in genügender Größe angebracht werden könne, weil er im ersteren Falle durch die Umrifslinie des lichten Raumes, im zweiten Falle durch den Kessel und die Rahmen beengt würde, ist durch Ausführungen wiederlegt, bei welchen z. B. bei einem außen liegenden Cylinderpaar der große Cylinder 737<sup>mm</sup> Durchmesser hatte, in einem anderen Falle von einem innen angebrachten Cylinderpaar der große Cylinder 712<sup>mm</sup> lichte Weite erhielt. Falls jedoch die Lage der Rahmen dazu zwingt, kann man den großen Cylinder in zwei übereinander liegende theilen (zuerst von Mallet 1879, dann von Lapage durch ein englisches Patent von 1889 in

Vorschlag gebracht). Man kann auch den großen und kleinen Cylinder nach Tandem-Art angeordnet unter die Mitte des Kessels legen und hat dann den Vortheil einer sehr sicheren Bauart, bei welcher das Schlingern fortfällt. Es werden zwei Entwürfe dieser Art beschrieben und durch Zeichnungen erläutert. Der erstere (Mallet 1879) betrifft eine Schnellzuglocomotive mit vorderem Drehgestell; beide Cylinder treiben die hinter dem Drehgestell liegende Achse an, und zwar der große unmittelbar, der kleine durch Hebel und rückwärts geführte Lenkerstangen; der zweite (Entwurf Mallet-Brunner 1889) betrifft eine vierachsige Schnellzuglocomotive mit vorderer und hinterer Laufachse; der kleine Cylinder treibt die hintere, der große die vordere Achse mittels Hebel und rückwärts geführten Lenkerstangen an.

#### Verbund-Locomotiven mit 3 Cylindern.

Bei den Verbundlocomotiven mit 2 Cylindern steht dem Vortheile einer großen Einfachheit der Nachtheil gegenüber, daß die Arbeiten auf beiden Cylinderseiten nicht genau gleich zu machen sind und daher ein unregelmäßiger Gang namentlich bei großen Geschwindigkeiten zu befürchten ist. Um diesem Uebelstande abzuwehren, wurde zuerst von Jules Morandière eine Verbundlocomotive mit 3 Cylindern vorgeschlagen, indem von 2 gekuppelten Achsen die eine von einem inneren Hochdruck-, die andere von 2 äußeren Niederdruckcylindern getrieben wurde.

Ähnliche Locomotiven wurden von Andrade und dem Schweizer John Moschell vorgeschlagen. Die erste wirklich ausgeführte Locomotive mit 3 Cylindern ist die nach dem Vorschlage von Webb in der Fabrik von Struwe in Südrussland gebaute mit einem inneren Hochdruck- und 2 äußeren Niederdruckcylindern, welche auf dieselbe Achse wirken. Dann baute Webb im Jahre 1881 nach seiner Erfindung eine Locomotive »Experiment«: 2 äußere Hochdruckcylinder treiben eine, ein innerer Niederdruckcylinder eine andere Achse, ohne daß beide Achsen gekuppelt sind. Diese Locomotive, mit welcher zahlreiche Versuche angestellt worden sind und die in der Quelle einer ausführlichen Betrachtung unterzogen ist, besitzt eine Bauart, welche für große Geschwindigkeit einen ruhigen Gang hat und bei welcher die durch die Kuppelstangen hervorgerufenen Reibungsarbeiten und das häufig vorkommende Heißlaufen der Kuppelzapfen vermieden sind, die jedoch andere Fehler hat, welche nach Mallet's Dafürhalten die Vortheile in den Hintergrund drängen. Einerseits ist nämlich für die Anfahrt nur eine sehr geringe Kraft zur Verfügung, da der große und der eine kleine Kolben im todten Punkte stehen können, also nur der andere kleine Kolben in Wirkung tritt. Ferner besitzt die Achse, an welcher der große Cylinder allein angreift, ein stärker wechselndes Drehmoment und daher einen höheren Werth der größten Umfangskraft, als es der Fall sein würde, wenn die Achse durch 2 Cylinder mit rechtwinkelig versetzten Kurbeln von derselben Gesamtleistung angetrieben würde. Da nun aber in der Formel für die größte Zugkraft der Locomotive,  $f \cdot P = \frac{P \cdot d^2 l}{D}$ , die Reibungswertlziffer  $f$ , zu welcher die Zugkraft der Locomotive in geradem Verhältnis steht, so

\*) Vergl. Zeitschr. d. V. deutscher Ing. 1890, S. 647.

\*\*) Organ 1889, Seite 224; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1890, Seite 170 u. 323.

klein angenommen werden muß, daß selbst bei der größten Umfangskraft ein Gleiten nicht stattfindet, also um so kleiner, je größer die größte Umfangskraft im Verhältnis zur mittleren ist, so muß die von einem Cylinder angetriebene Achse eine kleinere Zugkraft haben, als eine von 2 Cylindern mit rechtwinkelig versetzten Kurbeln von derselben Gesamtleistung getriebene Achse haben würde, und zwar ist das Verhältnis der Zugkräfte nach der in der Quelle ausgeführten Berechnung 1 : 1,375. Die Zugkraft wird natürlich sofort eine höhere, wenn die von dem einen Cylinder getriebene Achse mit der anderen gekuppelt wird, da die Wirkung beider Achsen dann dieselbe ist, wie wenn alle Cylinder auf eine einzige Achse von einem Gewichte gleich der Gewichtssumme der gesonderten Achsen wirkten; dabei wird das Verhältnis der größten Umfangskraft zur mittleren wesentlich geringer.

#### Locomotiven mit 4 Cylindern und 2 Kurbeltriebwerken.

Die Locomotiven mit 4 Cylindern sind theils aus dem Bestreben entstanden, die Maschine symmetrisch zu gestalten, um das Kräftespiel auf beiden Seiten gleichmäÙig zu machen — es ist daher stets auf jeder Seite ein Hochdruck- und ein Niederdruckcylinder vorhanden — theils, um bei schweren Locomotiven übermäÙig große Cylinderabmessungen zu vermeiden. Die erste Locomotive mit 4 Cylindern wurde 1860 von Ebenezer Kemp vorgeschlagen [in der Quelle durch Abbildungen erläutert\*).]. Es befand sich auf jeder Seite ein Niederdruckcylinder; der zugehörige Hochdruckcylinder war in 2 einseitig wirkende Cylinder aufgelöst, welche an beiden Stirnflächen des Niederdruckcylinders angeschlossen, dessen als Mönchskolben wirkende verlängerte Kolbenstange antrieben. Die Maschine arbeitete also nach Woolf'scher Bauart. William Dawes lieÙ sich 1872 ein Patent auf verschiedene Arten von Verbundlocomotiven mit 4 Cylindern geben, unter denen sich eine Tandemlocomotive nach Woolf'scher Bauart befand. Die erste ausgeführte Tandemlocomotive ist jedoch die der Boston-Albany-Railroad. Die mittelmäÙigen Erfolge dieser Locomotive lassen sich vielleicht durch das ungünstig hohe Cylinderverhältnis (nämlich 3 : 1), und dieses wieder durch den Zusammenbau erklären, welcher das Einführen von Kolben und Deckel des kleinen Cylinders durch den großen bedingt. Mallet schlägt dafür eine andere, in der Quelle näher angegebene Bauart vor. Eine eigenartige Locomotive ist von Baldwin\*\*) für die Baltimore- und Ohio-Bahn erbaut worden: auf jeder Seite der Locomotive ist ein Hoch- und Niederdruckcylinder aus einem Stücke gegossen übereinander angeordnet; die Kolbenstangen sind durch Querkopf verbunden, die Schieber als Rundschieber ausgebildet. Es ist dieses eine sehr gedrängte Bauart, an welcher Mallet jedoch tadelt, daß in dem Querkopfe durch die verschiedenen starken Kolbendrucke leicht hohe Beanspruchungen auftreten können.

\*) Organ 1890, Seite 294.

\*\*\*) Organ 1891, Seite 130.

#### Locomotiven mit 4 Cylindern und 4 Kurbeltriebwerken.

In das oben erwähnte Patent von Dawes sind bereits 2 Arten von Verbundlocomotiven mit 4 Cylindern und 4 Kurbeltriebwerken aufgenommen: bei der ersten Art sind die Kurbeln des auf jeder Seite befindlichen Hoch- und Niederdruckcylinders gegeneinander um 180° verdreht; es ist dies eine sehr sichere Bauart, welche jedoch nur einmal, bei der 1884 gebauten Locomotive »Vulcan« auf der Scinde Punjab and Delhi-Bahn, zur Ausführung gelangt und von gutem Erfolge begleitet gewesen ist. Bei der zweiten Art treiben die beiden Hochdruckcylinder die eine, die beiden Niederdruckcylinder die andere Achse, ohne daß die Achsen mit einander gekuppelt sind. Eine derartige Locomotive, bei welcher 2 innen liegende Hochdruckcylinder die vordere, 2 außen liegende Niederdruckcylinder die hintere der beiden Treibachsen antreiben, ist von M. A. Glehn erbaut, auf der französischen Nordbahn in Betrieb genommen worden. \*)

Bei einer anderen sowohl für schwere Güterzug- als Schnellzuglocomotiven angewandten Art, wirken die in derselben Weise angebrachten Hoch- und Niederdruckcylinder auf ein und dieselbe oder auf 2 gekuppelte Achsen. \*\*)

Eine besondere Gattung bilden in neuerer Zeit die Gelenklocomotiven, welche aus 2 durch ein Gelenk verbundenen Zwillingsmaschinen, einer Hochdruck- und einer Niederdruckmaschine bestehen. \*\*\*) Die erste Locomotive dieser Gattung wurde nach den Angaben Mallet's von Decauville im Jahre 1888 gebaut; zur Zeit befinden sich bereits 50 derartige Locomotiven im Betriebe, welche namentlich für Gebirgs- und Schmalspurbahnen überall mit Vortheil verwendet werden, wo starke Krümmungen und Steigungen bei geringer Tragfähigkeit des Gleises in Betracht kommen. Selbst die schwerste Locomotive des Festlandes, die Gotthard-Locomotive, ist nach dieser Art gebaut. †)

Mallet kommt zu dem Schlusse, daß weder jetzt, noch in Zukunft einer bestimmten der verschiedenen Bauarten der Verbundlocomotiven unter allen Umständen der Vorzug gegeben werden wird, sondern daß sowohl der Geschmack des Entwerfenden, als auch der Zweck der Verwendung auf eine gewisse Mannigfaltigkeit hinwirken werden. Für die meisten Fälle ist die einfache zweicylindrige Anordnung brauchbar; die Viercylinderlocomotiven mit ungekuppelten Achsen mögen für Schnellzuglocomotiven wegen des Fortfalles der Reibungsarbeit an den Kuppelzapfen, die viercylindrigen Tandemlocomotiven für schwere Güterzüge wegen gleichmäÙiger Vertheilung der Arbeit und Verkleinerung der Cylinderabmessungen vorzuziehen sein; die Gelenklocomotiven werden in den oben genannten Fällen ihr Feld mit Recht behaupten.

Der letzte Abschnitt des Aufsatzes, welcher eine Widerlegung der gegen die Verbundlocomotive erhobenen Einwürfe enthält, bringt nichts wesentlich Neues und kann daher trotz seiner Ausführlichkeit übergangen werden. N.

\*) Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen 1890, Seite 610.

\*\*\*) Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, Seite 645 u. 706.

\*\*\*\*) Organ 1888, Seite 251, 1887 Seite 170.

†) Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1890, Seite 707.

## Report of Proceedings of the Master Car Builders' Association. 1890.

Das vorliegende Heft enthält den durch Textfiguren und 16 Tafeln erläuterten Bericht über die im Juni 1890 zu Old Point Comfort (Virginia) abgehaltene vierundzwanzigste Jahresversammlung der Vereinigung amerikanischer Wagenbaumeister; derselbe besteht im Wesentlichen aus den Berichten einzelner in der vorjährigen Versammlung gewählter Ausschüsse und den anschließenden Besprechungen.

I. Den ersten Verhandlungsgegenstand bilden Vorschläge für einheitliche Behandlung der Anschriften an Güterwagen.

II. Ein weiterer Ausschuss hat die ihm übertragenen Versuche mit metallenen Bremschuhen noch nicht zum Abschlusse gebracht; einige Punkte aus dem Vorberichte sind jedoch bemerkenswerth. Der Berichterstatter erwähnt zunächst, daß Versuche sowohl in der Werkstätte, als auch auf der Strecke angestellt wurden, und daß die Unterschiede der Ergebnisse bezüglich der Größe der Reibung sehr gering waren, während sich bezüglich der Abnutzung große Verschiedenheiten zeigten. Als sehr wesentlich zur Erzielung brauchbarer Ergebnisse wird es bezeichnet, einmal den Bremsweg möglichst lang und sodann auch das Gewicht des Versuchszuges nicht zu gering zu nehmen, da alsdann die Unterschiede deutlicher hervortreten.

Merkwürdige Ergebnisse zeigten sich in einzelnen Fällen bezüglich der Abnutzung: Schalengulfräder erlitten bei den Versuchen in der Werkstätte und bei Verwendung gewöhnlicher Bremschuhe nicht die geringste Abnutzung. Bei Anbringung eines gleichfalls aus hartem Schalguss hergestellten Bremschuhes blieb die Reibung die gleiche, wie bei einem weichen eisernen Schuhe; der Schuh zeigte keinerlei Verschleiß, dagegen wurde nunmehr das Rad abgenutzt. Diese Beobachtung zeigt, daß es bei solchen Versuchen durchaus nothwendig ist, auch das Gewicht der Räder vor und nach dem Versuche genau festzustellen.

III. Dampfheizung und Lüftung der Personewagen.

Zur Regelung der Wärme dienen bei der Dampfheizung im Allgemeinen Absperrventile verschiedener Art, in einzelnen Fällen auch Hähne, deren Oeffnungsweite an einem getheilten Bogen ersichtlich gemacht wird. Zwei verschiedene Arten der Dampfheizung sind in größerem Maßstabe in Gebrauch, die unmittelbare und die mittelbare; bei letzterer dient der Dampf nur zum Erhitzen des in den Heizkörpern der einzelnen Wagen umlaufenden Wassers. Die Vortheile der beiden Heizungsarten im Vergleiche mit einander sind folgende:

Unmittelbare Dampfheizung benöthigt nur kurze Anheizung, auch darf der Druck im Hauptrohre geringer sein;

Mittelbare Dampfheizung giebt eine mildere Wärme, welche weniger Schwankungen unterworfen ist; dagegen ist

sehr große Aufmerksamkeit erforderlich, um das Einfrieren der Heizkörper und der Leitungen zu verhüten, wenn die Wagen nicht im Betriebe sind.

Die Hauptleitungsrohre liegen im Allgemeinen unter den Wagenkasten, nur die Chicago-Milwaukee- und St. Paul-Eisenbahn hat dieselben unter die Decken der Wagen gelegt und rühmt dieser Anordnung nach, daß dadurch eine unmittelbare Verbindung erzielt werde (?) und außerdem an jeder Stelle wirkliches Gefälle in den Leitungen und Heizkörpern erreichbar sei, das Niederschlagswasser also nicht in ein und demselben Rohre sich dem Dampfstrom entgegen gesetzt bewegt.

Angaben über den Dampfverbrauch fehlen fast völlig. Die Delaware- und Hudson-Canal-Compagnie hat festgestellt, daß bei einem stündlichen Dampfverbrauche von 22 kg für jeden Wagen die Innenwärme 18,5° C. über der äußeren Temperatur gehalten werden konnte. Das abfließende Niederschlagswasser hatte dabei eine Wärme von 57° C. — Versuche der Chicago-Milwaukee- und St. Paul-Eisenbahn sowie einiger anderer hatten ziemlich übereinstimmend die folgenden Ergebnisse:

Wärme der Außenluft	Wärme im Wagen	Stündlicher Dampfverbrauch für einen Wagen
— 12° C.	} + 21° C.	45,4 kg
— 1° C.		38,6 kg
+ 4,5° C.		31,7 kg

Zur Kuppelung der Hauptdampfleitungen werden ausschließlich Schlauch-Verbindungen benutzt.

Zum Anheizen der Wagen in den Bahnhöfen werden meist feststehende Dampfkessel benutzt, zuweilen auch Wagenöfen, aus denen dann das Feuer entfernt wird, wenn die Wagen in den Betrieb genommen werden. Dieselben Öfen dienen auch als Aushilfe, falls die Dampfheizung versagen sollte. Besondere Heizwagen sind nur vereinzelt im Gebrauche; ihre Kessel liefern dann zugleich den Dampf zum Betriebe der elektrischen Lichtmaschinen; unter diesen Umständen sollen sich die Kosten der Heizung nicht höher stellen, als bei Entnahme des Dampfes von der Locomotive.

Besondere maschinelle Einrichtungen zur Lüftung der Wagen sind nur vereinzelt in Gebrauch.

Dem vorstehend kurz wiedergegebenen Berichte folgt eine Zusammenstellung der Erhebungen über die Dampfheizung, aus welcher noch folgende für unmittelbare Dampfzuleitung geltende Angaben hervorgehoben werden mögen:

Die durchschnittlich gebrauchte Zeit zum Anheizen der Züge schwankt zwischen 10 und 60 Minuten, der Dampfüberdruck zwischen 0,21 und 2,1 at. — Ueber die von der Chicago-Milwaukee- und St. Paul-Eisenbahn angewendete Ver-

änderung des Dampfdruckes bei verschiedener Außenwärme werden folgende Angaben mitgetheilt:

Außenwärme in ° C. . . . .	— 1	— 18	— 26	— 34
Dampfdruck in der Heizung in at	0,35	0,70	1,10	2,10

Durch Anwendung dieses Verfahrens wird die Wärme in den Wagen immer auf 18 bis 21° C. gehalten.

Der Durchmesser der Dampfleitungsrohre schwankt zwischen 32 und 51 mm. Ein bemerkenswerther Einfluß der Heizung auf den Dampfverbrauch der Locomotiven wurde nirgend beobachtet.

Der Bericht, welcher die Erfahrungen einer großen Zahl amerikanischer Eisenbahn-Gesellschaften zusammenfaßt, spricht sich entschieden für die Vorzüglichkeit der Dampfheizung aus.

Es folgt:

IV. Entwurf zu Bestimmungen über die gegenseitige Benutzung von Personenwagen.

Die wesentlichsten der ziemlich allgemein gehaltenen Vorschriften sind folgende:

1) Jede Verwaltung soll auf fremde Wagen dieselbe Sorgfalt und Aufmerksamkeit verwenden, wie auf ihre eigenen.

2) Die Wagen müssen in gutem Zustande übergeben und in ebenso gutem allgemeinen Zustande zurückgeliefert werden.

3) Die übernehmende Verwaltung ist befugt, solche Aenderungen und Ausbesserungen vorzunehmen, welche für die Betriebssicherheit erforderlich sind; dieselbe muß jedoch der übergebenden Verwaltung sofort von den vorgenommenen Aenderungen Kenntnis geben, damit die letztere ihre Zustimmung zur Anweisung der Rechnung giebt.

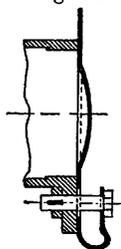
4) Sodann folgt die Aufzählung der Bedingungen, welche die Verweigerung der Uebnahme eines Wagens begründen können; dieselben beziehen sich ausschließlich auf beschädigte Achsen und beschädigte oder unrichtig aufgepresste Räder. Den Schluß bildet ein Abrechnungsvordruck und die Angabe der für Ausbesserungen und Ersatzstücke in Rechnung zu stellenden Preise.

V. Normal-Achsbüchse mit Lager und Deckel für 27 t-Wagen und Lagerdeckel für die ältere Normal-Achsbüchse.

Die für die schwereren Wagen bestimmte Achsbüchse hat außer veränderten Abmessungen, welche durch die stärkeren Achsschenkel nöthig wurden, gegen die bekannte in einem Stücke gegossene ältere Normalie der Master Car Builders' Association nur geringe Aenderungen erfahren, welche zum Theil durch die Anbringung des neuen aus Schweifeseisen oder gepresstem Stahlbleche hergestellten Deckels bedingt werden. Dieser Deckel, welcher in Fig. 83 im Schnitte dargestellt ist, wird auch zur Benutzung bei den älteren Normalachsbüchsen empfohlen.

Ein wesentlicher Unterschied der beiden Achslager besteht noch darin, daß der Spielraum, welcher die richtige Uebertragung des Auflagerdruckes auf die Mitte des Achsschenkels in dessen Längsrichtung sichern soll, nunmehr zwischen den Keil und den Obertheil der Achsbüchse gelegt ist, statt — wie früher — zwischen Keil und

Fig. 83.



Lagerschale. Wie aus den nachstehenden Fig. 84 u. 85 ersichtlich, behält bei dieser Bauart die Lagerschale auch dann noch ein breites und festes Auflager, wenn sie stark abgenutzt ist, sodafs ein Verbiegen der Lagerschale und eine Vermehrung des Druckes auf die Flächeneinheit nicht eintreten kann.

Fig. 84.

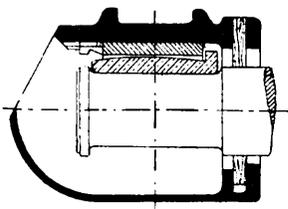
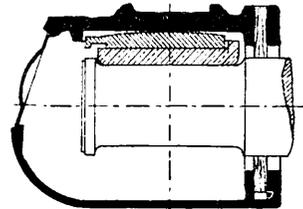


Fig. 85.



VI. Verwendung von gepressten Stahlplatten und von schmiedbarem Eisen im Wagenbau.

a) Die bedeutendsten Werke für Herstellung von Eisenbahn-Bedarfsgegenständen aus gepresstem Stahl (bezw. Eisen) sind Fox' Pressed Steel Works in Joliet, welche unter Leitung des Herrn Samson Fox stehen, des Erfinders der Fox'schen Wellrohre. Beim Ausflanschen dieser Rohre kam Fox auf die Verwendung von Wasserdruck-Pressen und sodann auf die weitere Ausbildung dieser Arbeitsweise zur Herstellung anderer Theile für die Betriebsmittel der Eisenbahnen.

Die Platten erhalten ihre Gestalt in einer Hitze und haben genügende Steifigkeit, um Verstärkungen aus Winkeleisen und dergl. überflüssig zu machen. So werden Rahmen für Drehgestelle aus einem Stücke gepresst, die sehr leicht und bei Ersparung eines Theiles des Materiales und bei Wegfall der Löhne für das Aufnieten der Winkeleisen-Versteifungen u. s. w. auch billig werden. Das Material hat eine Zugfestigkeit von 35—38 kg/qmm bei 25% Dehnung, Zahlen, welche ziemlich genau den hier üblichen Festigkeitsvorschriften für Flußeisen entsprechen.

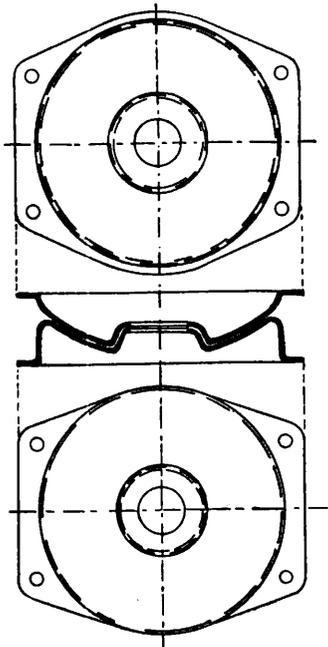
Die Platten werden bis zur hellen Gelbgluth erhitzt und erhalten dann ihre Form unter Wasserdruck-Pressen, welche mit einem Drucke von etwa 60 at arbeiten. Auf diese Art hergestellte Spurplatten für die Mittelzapfen der Drehgestelle haben sich bei mehr als 12 Verwaltungen durchaus bewährt; ihr Gewicht beträgt nicht ganz  $\frac{1}{3}$  desjenigen der gußeisernen Spurplatten. Die gepressten Platten sind im gewöhnlichen Betriebe so gut wie unzerstörbar und vor allem durchaus unempfindlich gegen die bei den Betriebsmitteln stets auftretenden starken Stöße. Die Fig. 86 u. 87 auf folgender Seite zeigen zwei solche Spurplatten, wie sie in den Fox'schen Werken hergestellt werden.

Außer Fox stellt das Schoen'sche Werk in Philadelphia gepresste Stahltheile her. Als Beispiel diene der in Fig. 88 auf folgender Seite in Ansicht dargestellte Rungenhalter (Patent Schoen).

b) Auch schmiedbarer Eisenguss wird von den amerikanischen Eisenbahnverwaltungen vielfach verwendet, besonders an Stellen, wo sonst gewöhnliches Gußeisen gebraucht wurde, in einzelnen Fällen jedoch auch als Ersatz für Schweifeseisen.

Die Vortheile des schmiedbaren Gusses gegenüber dem gewöhnlichen Gußeisen sind im wesentlichen geringeres Ge-

Fig. 86.



wicht der Theile bei gleicher Festigkeit und grössere Widerstandsfähigkeit gegen Stöße. Die Zugfestigkeit beträgt bis zu  $\frac{4}{5}$  derjenigen des Schweisseisens, wie es im Wagenbau verwendet wird. Es vereinigt in sich großentheils die Vorzüge des Gufseisens — vor allem Billigkeit und leichte Herstellbarkeit verwickelter Formen — mit der grösseren Festigkeit und Zähigkeit des Schweisseisens. Bei dem Entwurfe von Theilen, welche aus schmiedbarem Gusse hergestellt werden sollen, sind folgende Regeln zu beachten:

Fig. 87.

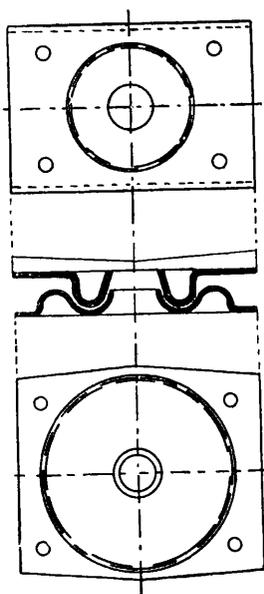
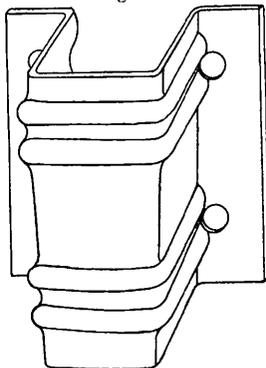


Fig. 88.



1) Plötzliche Querschnittsveränderungen sind zu vermeiden.

2) Da die Festigkeit an der Oberfläche am grössten ist, soll die letztere möglichst groß gemacht werden; der sternförmige Querschnitt ist daher am vortheilhaftesten; aus demselben Grunde empfiehlt sich die Anbringung einer grösseren Anzahl von dünnen Verstärkungsrippen an Stelle weniger starker.

3) Alle kreisrunden Querschnitte wie alle scharfen Knicke sind zu vermeiden.

Aus der grossen Zahl von Theilen, welche bei Güterwagen aus schmiedbarem Gusse hergestellt wurden, mögen nur die folgenden als Beispiele hervorgehoben werden: Bremsspindelstützen, Hebel und Büchsen dazu, Sperrräder und Sperrkegel, Thürgriffe, Verzierungen, Laternenhalter, Rungenhalter, Drehgestellzapfen.

Das Gewicht eines Stückes aus schmiedbarem Gusse beträgt etwa  $\frac{4}{10}$  des aus gewöhnlichem Gufseisen hergestellten entsprechenden Stückes; der Preis ist jedoch um etwa 60 % höher. Im Ganzen stellen sich daher die Beschaffungskosten nicht höher als für Gufseisen, während die Verminderung des toten Gewichtes der Betriebsmittel und die grössere Zähigkeit des schmiedbaren Gusses sehr zu Gunsten des letzteren Materials ins Gewicht fallen.

VII. Ausschufs-Berichte über Verladung von Langholz und Baumrinden und über etwaige Veränderung der normalen Höhenlage der Zugvorrichtungen, welche jedoch weniger allgemeines Interesse haben.

Eine Aufzählung von Urtheilen der Schiedsrichter in Streitfällen von Verwaltungen, welche der Master Car Builders' Association angehören, eine Zusammenstellung der Beschlüsse der letztjährigen Versammlungen, sowie die Satzungen der Vereinigung bilden den Schluss des Heftes.

G. L.

## Ueber Rostbildung im Inneren der Locomotivkessel.

Von Edmund Wehrenfennig, Oberingenieur der österr. Nordwestbahn in Wien.

Der auf Seite 226 in Aussicht gestellte Abschluss der Untersuchungen über Kesselanfressungen wird im Heft I des »Organ« 1892 mitgetheilt werden.