

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXII. Band.

Ergänzungs-Heft. 1885.

### Vier auf der allgemeinen Landesausstellung in Budapest ausgestellte Locomotiven der I. Maschinenfabrik der k. ungar. Staatseisenbahnen.

(Hierzu Taf. XXX.)

#### 1. Eilzugslocomotive mit Schlepptender. Kategorie I/d. der k. u. Staatseisenbahnen. Fabriks-No. 130, Bahn-No. 707.

(Hierzu Fig. 1 und 2 auf Taf. XXX.)

Die Locomotive ruht auf 4 Achsen; von diesen sind die zwei ersteren in einem Drehgestell situirt, die dritte Achse ist Treib- und die vierte Kuppelachse; letztere unter der Feuerbüchse gelagert. Die aus je 2 Blechen ausgeführten Hauptrahmen liegen ausserhalb der Räder und nehmen daselbst die Dampfzylinder auf, oberhalb deren sich in, nach Rückwärts geneigter Lage die Vertheilungsschieber befinden. Die Kurbeln sind sogenannte aufgesteckte und sitzen ausserhalb der Lager auf den Achsen; die Excenter sind mit den Treibkurbeln aus einem Stück hergestellt.

Die Dampfvertheilung geschieht durch die aussenliegende Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen, welche den Dampfschieber mittelst Bajonetübertragung bewegt.

Das Drehgestell, dessen Rahmen gleichfalls aus Doppelblechen gebildet sind, hat in der Mitte eine, mit Weissmetall ausgefütterte Kugelschale, deren Durchmesser 500<sup>mm</sup> beträgt. Diese Schale hat den Zweck, die Belastung des Gestelles central aufzunehmen und gleichzeitig als wirksamer Balancier der vier Tragfedern zu dienen.

Die Tragfedern der Laufachsen, sowie jene der gekuppelten Achsen liegen oben, jene der Letzteren sind durch einen zweiarmigen Balancier verbunden.

Der normalmässig gelagerte Kessel ist mit einem, nach Vorne geneigten Hauptrost versehen, welcher vorne in einem Kipprost endet.

Die Feuerbüchse, sowie die Rauchkammerrohrwand sind aus Kupfer, die Feuerröhren aus rhonitzer Eisen, die übrigen Wandungen aus ungarischem Schweisseisen hergestellt.

Die Speisung des Kessels erfolgt durch nichtsaugende Injectoren No. 7, resp. No. 9.

Die Köpfe der Kuppelstangen sind mit geschlossenen Büchsen aus Hartbronze gefüttert.

Die Verankerung der Feuerbüchsendecke ist derart beschaffen, dass ein möglicherweise eintretendes Aufsteigen der Rohrwand keine schädlichen Durchbiegungen nach sich ziehen kann.

Der Rauchfang ist mit einem Funkenfänger-Apparat versehen, dessen Anprallschirm in der Mitte so ausgeschnitten ist, dass ein Theil des ausströmenden Dampfes unbehindert in's Freie treten kann. Durch diese Vorkehrung wird der austretende Rauch höher steigend gemacht, als dies bei ähnlichen Funkenfängern sonst der Fall ist.

Das veränderliche Ausblasrohr ist nach dem vielfach angewandten Kordina'schen Patente ausgeführt, durch welches eine Verminderung des Gegendruckes vor dem Kolben erzielt wird. (Siehe Organ 1885, 6. Heft S. 222 und Fig. 1—6 auf Taf. XXIX.)

Die Schmierung der Schieber und Kolben geschieht vom Führerstande aus durch einen Centralschmierapparat.

Der Steuerhebel ist mit Schraube combinirt, wodurch sowohl ein rasches Umsteuern, als auch die Erreichung jeder beliebigen Expansion ermöglicht wird.

Die Kuppelung der Maschine mit dem Tender geschieht mittelst einer sogenannten Dreieckkuppel.

Die Bremsung beider Fahrzeuge, d. h. der gekuppelten Räder der Maschine und sämtlicher Tenderräder, wie auch des anzuhängenden Zuges, geschieht durch die Hardy'sche Vacuumbremse von der Maschine aus.

Wie aus den nachstehend angegebenen Abmessungen dieser Locomotive ersichtlich, befähigt der Feuerrost zur Leistung einer bedeutenden dynamischen Arbeit, die lange Radbasis aber zu einer Fahrgeschwindigkeit, wie selbe den Anforderungen des modernen Schnellverkehrs entspricht.

Die zulässige Fahrgeschwindigkeit dieser Maschinen-Gattung wurde behördlich mit 90 Kilometer per Stunde fixirt, nachdem bei den vorgenommenen Fahrproben diese Maschinen bei einer Geschwindigkeit von 102 Kilometer per Stunde noch genügend ruhigen Gang zeigten.

Die Construction des Drehgestelles ermöglicht ein sanftes und sicheres Durchfahren von Krümmungen von 275<sup>m</sup> Radius selbst noch bei einer Fahrgeschwindigkeit von 60 km.

#### Hauptdimensionen:

|   |                      |
|---|----------------------|
| Kolbenhub . . . . .                         | 650 mm               |
| Kolbendurchmesser . . . . .                 | 430 «                |
| Durchmesser der Treibräder . . . . .        | 1724 «               |
| « « Laufräder . . . . .                     | 1040 »               |
| Effectiver Dampfdruck . . . . .             | 10 Atmosph.          |
| Maximal-Zugkraft . . . . .                  | 4750 kg              |
| Rostfläche . . . . .                        | 2 m <sup>2</sup>     |
| Der Feuerrohre Anzahl . . . . .             | 199 Stück            |
| « « äuss. Durchmesser . . . . .             | 45 mm                |
| « « Länge zwischen den Rohrwänden . . . . . | 3960 «               |
| « « Heizfläche . . . . .                    | 111,4 m <sup>2</sup> |
| Der Feuerbüchse Heizfläche . . . . .        | 8,6 «                |
| Gesamt-Heizfläche . . . . .                 | 120,0 «              |
| « Radstand . . . . .                        | 5850 mm              |
| Der Maschine Gesamt-Länge . . . . .         | 8747 «               |
| « « « Breite . . . . .                      | 3060 «               |
| « « « Höhe . . . . .                        | 4570 «               |
| « « Gewicht leer . . . . .                  | 37,8 Tonnen          |
| « « « im Dienste . . . . .                  | 41,3 «               |
| Belastung der Treibräder . . . . .          | 25,4 «               |
| Bremsdruck auf die Bremsklötze . . . . .    | 10,7 «               |

#### 1a. Tender zu der vorstehend beschriebenen Locomotive.

Der Tender ist dreiaxsig, nach der in Oesterreich-Ungarn üblichen Construction ausgeführt und zwar mit, oberhalb des Wasserbehälters angeordnetem Kohlenraum. Er besitzt Doppelrahmen, zwischen deren Blechen die Lagerführungen und Tragfedern untergebracht sind.

Die Tragfedern der ersten und zweiten Achse sind durch einen gleicharmigen Balancier verbunden.

Sämmtliche Räder sind mittelst der bereits erwähnten Vacuumbremse und durch Schraubenspindel zum Bremsen eingerichtet.

Die Hauptdimensionen und Gewichte des Tenders sind die nachfolgenden:

|  |                       |
|--|-----------------------|
| Fassungsraum für Wasser . . . . .                              | 12,5 m <sup>2</sup> , |
| Fassungsraum für Brennstoff . . . . .                          | 8,0 «                 |
| Radstand . . . . .   | 3160 mm               |
| Bremsdruck auf die Bremsklötze . . . . .                       | 17,0 Tonnen           |
| Gewicht des complet ausgerüsteten Tenders im Dienste . . . . . | 31,5 «                |
| Gewicht des leeren Tenders exclusive der Ausrüstung . . . . .  | 12,7 «                |

#### 2. Tenderlocomotive, Categorie XII der kgl. ung. Staatsbahnen. Fabriks-No. 138, Bahn-No. 580.

(Hierzu Fig. 3 und 4 auf Taf. XXX.)

Für die Construction dieser Locomotiv-Gattung war die Tendenz richtunggebend, dass diese Maschinen den bei Secundärbahnen obwaltenden Oberbau- und Betriebsverhältnissen entsprechen, dass also ein 4,5 Tonnen nicht übersteigender Rad-

druck, bei möglichst grossen Wasser- und Brennstoffvorräthen, gute Zugänglichkeit und Einfachheit der Theile erreicht werden.

Die Locomotive ist auf drei gekuppelten Achsen gelagert, von denen die mittlere die Treibachse ist. Die aus je einer Platte gebildeten und mit Winkeleisen versteiften Rahmen liegen ausserhalb der Räder, tragen an ihren äusseren Flächen die aus Stahl hergestellten Achslagerführungen und die Dampfzylinder, oberhalb deren die nach Rückwärts geneigten Dampfvertheilungsschieber situirt sind.

Die stählernen, aufgesteckten Kurbeln sitzen vor den Lagern, die Treibkurbeln sind auch hier mit den Excentern aus einem Stück hergestellt.

Die Tragfedern sind neben den Rahmen direct auf die Achslager gelegt und hierdurch vollständig sichtbar und gut zugänglich gemacht.

Die Dampfvertheilung wird mittelst der, ausserhalb der Rahmen angeordneten Stephenson'schen Steuerung mit offenen Stangen bewirkt.

Auf den Rahmen zu beiden Seiten des Langkessels sind die Wasserkasten placirt; zur rechten Seite schliesst sich an den Wasserkasten der Werkzeugkasten, zur linken der Kohlenkasten an.

Die Construction des Ausblasrohres, des Funkenfänger-Apparates, der Schieber- und Kolbenschmierung ist analog jener der vorbeschriebenen Eilzugslocomotive.

Die Feuerbüsendecke ist halbkreisförmig gewölbt und bis zur dritten horizontalen Stehbolzenreihe gewellt, von da ab sind die Seitenwände eben. Auf dem Gewölbscheitel befinden sich 2 Sicherheitsanker, die eine freie Ausdehnung der Büchse in keiner Weise behindern. Dadurch, dass die Büchsenumfangswand unten eben hergestellt ist, wird die Ermöglichung einer leichteren Reinhaltung und eventuellen Reparatur der Seitenwände erstrebt. Um die Rauchkammerthüren vor Undichtigkeiten und Verziehen infolge Ueberhitzung zu bewahren, ist zwischen der äusseren und der inneren Wand durch entsprechende Aussparung für Luftcirculation vorgesorgt. Erwähnt seien noch die metallische Liederung der Kolben und Schieberstangen, die massive, nachstellbare Coulisse, die Stell- und Arretirvorrichtung der ohne Bajonet ausgeführten Schieberschubstangen. Die Locomotive ist mit einer Vorrichtung versehen, um das Speisewasser mittelst Ejector oder Pulsometer direct aus dem Brunnen aufzunehmen. Die Treib- und die Hinterachse sind bremsbar durch Vacuum- und Schraubenspindelbremse, welche auf Stahlgussklötze wirken.

Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser Locomotive sind die folgenden:

|   |                    |
|---|--------------------|
| Kolbenhub . . . . .                         | 480 mm,            |
| Kolbendurchmesser . . . . .                 | 350 «              |
| Durchmesser der Räder . . . . .             | 1110 «             |
| Effective Dampfspannung . . . . .           | 10 Atmosph.        |
| Maximal-Zugkraft . . . . .                  | 3750 kg            |
| Rostfläche . . . . .                        | 1,2 m <sup>2</sup> |
| Der Feuerrohre Anzahl . . . . .             | 109 Stück          |
| « « äusserer Durchmesser . . . . .          | 45 mm              |
| « « Länge zwischen den Rohrwänden . . . . . | 3000 «             |

|   |                     |
|---|---------------------|
| Heizfläche der Feuerrohre . . . . .                       | 46,2 m <sup>2</sup> |
| Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .                      | 5,5 «               |
| Gesamtheizfläche . . . . .                                | 51,7 «              |
| Gesamtradstand . . . . .                                  | 2800 mm             |
| Der Maschine ganze Länge . . . . .                        | 7780 «              |
| « « « Breite . . . . .                                    | 2985 «              |
| « « « Höhe . . . . .                                      | 4000 «              |
| Fassungsraum der Wasserkasten . . . . .                   | 4400 Liter          |
| « « Kohlenkasten . . . . .                                | 1,5 m <sup>3</sup>  |
| Gewicht der leeren Locomotive . . . . .                   | 19,95 Tonnen        |
| « « complet ausgerüsteten Maschine<br>im Dienst . . . . . | 27,4 «              |
| Bremsdruck auf die Bremsklötze . . . . .                  | 8,7 «               |

### 3. Lastzug-Locomotive, Categorie III e der kgl. ung. Staatsbahnen. Fabriks-No. 114, Bahn-No. 450.

(Hierzu Fig. 5 und 6 auf Taf. XXX.)

Die Locomotive ist, dem Hall'schen System entsprechend, mit aussenliegenden Rahmen, welche aus Doppelblechen gebildet sind und mit aussen angebrachten Dampfzylindern ausgeführt. Sie ruht auf drei, zwischen der Rauchkammer und der Feuerbüchse angeordneten, gekuppelten Achsen, deren mittlere die Treibachse ist.

Die Tragfedern sind oberhalb der Rahmen placirt und sind jene der Treib- und der hinteren Achse mittelst eines waagrechten, im Rahmen gelagerten Balanciers verbunden. Die mit gekreuzten Stangen ausgeführte Stephenson'sche Steuerung ist zwischen den Rädern montirt und bewirkt auf die übliche Weise die nöthige Bewegung der vertikal angeordneten Dampfvertheilungsschieber.

Der tief und solid auf dem Rahmen gelagerte Kessel hat eine, oben mit Ankerschrauben versteifte Kupferbüchse, Feuerrohren aus schwedischem Stahl, die Rauchkammerrohrwand aus Kupfer, alle übrigen Kesselwandungen aus inländischem Schweisseisen. Zur Bremsung der Tenderräder sind die erforderlichen Vorrichtungen der Vacuumbremse an der Locomotive angebracht. Die Kupplung mit dem Tender geschieht auch bei dieser Maschine mittelst Dreieckkuppel.

Der Funkenfänger-Apparat, das Blasrohr, die Umsteuerungsvorrichtung, Kipprost und Armaturen-Dampfdom, die Cylinder-schmierung sind analog mit jenen der Eilzugslocomotive.

#### Hauptdimensionen und Gewichte:

|   |                       |
|---|-----------------------|
| Kolbenhub . . . . .                         | 632 mm                |
| Kolbendurchmesser . . . . .                 | 460 «                 |
| Durchmesser der Räder . . . . .             | 1220 «                |
| Effective Dampfspannung . . . . .           | 10 Atmosph.           |
| Maximal-Zugkraft . . . . .                  | 7050 kg               |
| Rostfläche . . . . .                        | 1,65 m <sup>2</sup>   |
| Der Feuerrohre Anzahl . . . . .             | 198 Stück             |
| « « äusserer Durchmesser . . . . .          | 45 mm                 |
| « « Länge zwischen den Rohrwänden . . . . . | 4200 «                |
| « « Heizfläche . . . . .                    | 117,56 m <sup>2</sup> |
| Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .        | 7,82 «                |
| Gesamtheizfläche . . . . .                  | 125,38 «              |

|                                       |           |
|---------------------------------------|-----------|
| Gesamtradstand . . . . .              | 3160 mm   |
| Der Maschine ganze Länge . . . . .    | 8357 «    |
| « « « Breite . . . . .                | 3005 «    |
| « « « Höhe . . . . .                  | 4570 «    |
| Gewicht der leeren Maschine . . . . . | 33 Tonnen |
| « « Maschine im Dienste . . . . .     | 38,17 «   |

### 4. Schmalspurige Tender-Locomotive für Industriebahnen.

Fabriks-No. 131, Bahn-No. 8.

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

Diese Locomotive ist bestimmt, auf der Bergbahn der Salgótarjánér Steinkohlen-Bergbau-Actiengesellschaft den Güterverkehr zu vermitteln. Die Bahn hat anhaltende Steigungen von 25 ‰ und Krümmungen mit Minimalradien bis zu 35 m. Aus diesen Gründen musste die Maschine verhältnissmässig sehr kräftig, dabei aber schmiegsam construirt werden. Die Locomotive ist auf vier gekuppelten Achsen gelagert, von welchen die vorletzte die Treibachse ist. Die aus je einer Blechplatte construirten Rahmen sind innenliegend, die Dampfzylinder aussenliegend. Die zwei Endachsen erhalten ihre Belastung durch je eine quergelegte Tragfeder, die als Queralbalancier wirken, während die mittleren Achsen mittelst je einer, neben dem Rahmen liegenden, balancierend aufgehängten Tragfeder belastet werden. Selbstverständlich liegen sämtliche Tragfedern hier zwischen den Rahmen. Die Umfassungswand der Feuerbüchse ist aus gewelltem Kupferblech hergestellt und halbkreisförmig gewölbt, sie kann sich nach oben frei ausdehnen. Diese Construction bietet den Vortheil, dass in Folge der, durch Dampfdruck-Veränderungen eintretenden Dilatation der Wellen ein Ansetzen, beziehungsweise Ansammeln von Kesselstein auf der Feuerbüchsendecke ausgeschlossen ist.

Sowohl die Feuerrohre, wie auch alle übrigen, zur Anwendung gelangten Materialien sind durchwegs einheimischer Provenienz.

Zu beiden Seiten des Langkessels sitzen über den Rahmen die Wasserkasten, an welche sich links der Kohlen-, rechts der Werkzeugkasten anschliessen.

Die Steuerung ist aussenliegend, nach Stephenson, mit gekreuzten Stangen, deren Excenter auf einer Gegenkurbel befestigt sind. Die Bewegung des, oberhalb der Dampfzylinder — der Längsachse nach horizontal, zur Querachse aber nach Aussen abfallend — situirten Dampfschiebers geschieht von der Coullisse aus durch einen senkrecht schwingenden Uebertragungshebel mittelst einer nachstellbaren, horizontalen Schubstange.

Die Umsteuerung geschieht mittelst Handhebels. Zur Ermöglichung einer sicheren Durchfahrt der vorhandenen Bahnkrümmungen sind die Endachsen in verschiebbaren Lager-schalen gelagert, welche oben mit schiefen Ebenen in den Lagergehäusen aufliegen und eine seitliche Gesamtverschiebung von 10 mm gestatten. Die Spurkränze der Endräder sind mit besonderen Schmiervorrichtungen versehen. Um auf der anhaltenden Thalfahrt mit starkem Gefälle wirksam bremsen zu können, ist nebst der Schraubenspindelbremse eine Vacuumbremse angebracht, welche Vorrichtungen die Endräder mittelst Stahlgussklötzen bremsen.

## Hauptdimensionen und Gewichte.

|   |                    |
|---|--------------------|
| Spurweite . . . . .                         | 790 mm             |
| Kolbenhub . . . . .                         | 320 <              |
| Kolbendurchmesser . . . . .                 | 300 <              |
| Räderdurchmesser . . . . .                  | 634 <              |
| Effective Dampfspannung . . . . .           | 10 Atmosph.        |
| Maximal-Zugkraft . . . . .                  | 2900 kg            |
| Rostfläche . . . . .                        | 0,6 m <sup>2</sup> |
| Der Feuerrohre Anzahl . . . . .             | 75 Stück           |
| < < äusserer Durchmesser . . . . .          | 41 mm              |
| < < Länge zwischen den Rohrwänden . . . . . | 2300 <             |

|  |                     |
|--|---------------------|
| Heizfläche der Feuerrohre . . . . .      | 22,2 m <sup>2</sup> |
| Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .     | 3,0 <               |
| Gesamtheizfläche . . . . .               | 25,2 <              |
| Gesamtradstand . . . . .                 | 2200 mm             |
| Der Maschine ganze Länge . . . . .       | 6000 <              |
| < < < Breite . . . . .                   | 1938 <              |
| < < < Höhe . . . . .                     | 3150 <              |
| Fassungsraum der Wasserkasten . . . . .  | 1500 Liter          |
| < < < Kohlenkasten . . . . .             | 0,53 m <sup>3</sup> |
| Gewicht der Maschine leer . . . . .      | 12,4 Tonnen         |
| < < < im Dienste . . . . .               | 15,6 <              |
| Bremsdruck auf die Bremsklötze . . . . . | 5,7 <               |

## Ueber Leistungsfähigkeit des Oberbaues mit Vignoleschienen und hölzernen Querschwellen.

Von F. Loewe, Professor an der technischen Hochschule in München.

Die Construction des Eisenbahn-Oberbaues hat in den letzten zwei Jahrzehnten besondere Fortschritte gemacht. Vor Allem waren es die ununterbrochenen Versuche zum Ersatz des leicht vergänglichen Holzes durch ein dauerhafteres Material und die damit verbundenen Erörterungen, welche theilweise ganz neue Gesichtspunkte für den Constructeur eröffneten. Nicht weniger wichtig aber erscheinen die Bestrebungen zur möglichsten Verbesserung des alten Holzquerschwellen-Oberbaues, welche sogar bis auf den heutigen Tag im Vordergrund des Interesses stehen, denn immer noch findet sich der sogenannte »alte Oberbau« auf den allermeisten Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen\*), ja er bildet zur Zeit auch noch die herrschende Form in dem riesigen Eisenbahnnetze der Erde, dessen Länge das Zehnfache des Erdumfangs am Aequator schon überschritten hat.\*\*)

Unter solchen Umständen mussten die Eisenbahningenieure unausgesetzt bemüht sein, die Leistungsfähigkeit der bestehenden Gleise den immer wachsenden Anforderungen des Verkehrs entsprechend zu vergrössern, und es gelang ihnen dies auch in ausreichendem Maasse, wie die Thatsache beweist, dass alle jene Gleise älterer Construction den jeweiligen an sie gestellten Aufgaben gewachsen waren und auch heute noch im Stande

sind, die riesigen, schnell bewegten Verkehrsmassen mit erträglicher Sicherheit zu bewältigen.

Allerdings lassen sich gewisse Schwächen des Holzschwellen-Oberbaues nur bis zu einem gewissen Grade verbessern, aber nicht vollständig beseitigen, so dass die immer weitere Verbreitung des sogenannten »Eisernen Oberbaues« in Zukunft erwartet werden kann. Es ist deshalb von der grössten Bedeutung, sich über das Maass der erreichbaren Leistungsfähigkeit der älteren Construction klar zu werden und damit zugleich die Fähigkeit zu richtiger Beurtheilung der verschiedenen Formen des eisernen Oberbaues zu erlangen.

Hierzu aber sind zusammenfassende Betrachtungen über die zahlreichen Bemühungen zur Feststellung und Erhöhung jener Leistungsfähigkeit unentbehrlich, weshalb eine gute Aufnahme der nachfolgenden Arbeit dieser Art erhofft werden kann.

### Der Oberbau mit Vignoleschienen auf hölzernen Querschwellen.

Man möchte es fast auffallend finden, dass der in seiner Anordnung so einfache Oberbau mit Holzschwellen während der langen Zeit seines Bestehens nicht allseitig klar gestellt worden sei und noch immer Anregung zu Versuchen geben könne. Es darf jedoch nicht übersehen werden, welch' grosse Zahl ganz verschiedenartiger Faktoren dabei in Betracht kommt, dass deren Bedeutung im Einzelnen oft schwer verfolgt werden kann und zuverlässige Daten meist nur durch Versuche im grossen Stil, beim Bahnbetriebe selbst, erzielt werden können. Hier aber fällt die Kostspieligkeit solcher Unternehmungen schwer in die Wagschale, ebenso der Umstand, dass der Uebergang von Versuch zu Versuch naturgemäss nur im Verlaufe längerer Zeiträume möglich ist. Auch macht sich dabei die grosse Zahl der bestehenden Bahnverwaltungen, welche gewöhnlich ohne näheren Zusammenhang nach verschiedenen Gesichtspunkten verfahren, wie auch die Vielköpfigkeit des zusammenwirkenden Personals und dessen häufiger Wechsel bei einer und derselben Verwaltung fühlbar. Um so wichtiger ist es, von Zeit zu Zeit Umschau unter den in der Literatur zerstreuten Veröffentlichungen zu halten und sie zu einem Gesamtbild von dem jeweiligen Stande der Sache zu vereinigen.

\*) Nach der »Statistik der im Betriebe befindlichen Eisenbahnen Deutschlands«, bearbeitet vom Reichs-Eisenbahn-Amt, Bd. III, Betriebsjahr 1882/83, beträgt die Länge sämmtlicher normalspuriger Gleise der deutschen Eisenbahnen 59592,32 km. Unter diesen sind 1177,63 km mit Stuhlschienen und 54097,24 km mit breitbasigen Schienen auf Querschwellen, Steinwürfeln und sonstigen Einzelunterlagen hergestellt, und von diesen 55274,87 km entfallen 51689,98 km auf Gleise mit hölzernen, 3112,85 km auf solche mit eisernen Querschwellen, endlich 472,04 km auf Gleise mit Steinwürfeln.

\*\*) Nach einer Zusammenstellung in den »Annales industrielles«, Juni 1884, hatten die Eisenbahnlinien der Erde zu Anfang des Jahres 1883 eine Gesamtlänge von 411667 km, wovon auf

|                      |              |
|----------------------|--------------|
| Europa . . . . .     | 180137 km    |
| Asien . . . . .      | 17282 „      |
| Amerika . . . . .    | 200316 „     |
| Afrika . . . . .     | 5149 „       |
| Australien . . . . . | 8783 „ traf. |

Die Construction eines Eisenbahn-Oberbaues mit hölzernen Querschwellen und direct auf diesen gelagerten Fahrschienen wurde zum ersten Male im 8. Jahrzehnt des vorigen Jahrhunderts beobachtet. Sie ging aus der Verbindung plattenartiger Schienen aus Gusseisen und hölzernen Langschwellen hervor, wie sie zuerst von Mr. Reynolds im Jahre 1767 zur Ausführung gebracht\*) und später (1776) durch Mr. Curr\*\*) insofern abgeändert wurde, als er den Schienen seitliche Ansätze zum Festhalten der Fahrzeuge auf den Spurplatten gab. M. M. v. Weber nimmt an\*\*\*), das Querschwellengleis sei aus jenen Langschwellen-Constructionen durch Zufall entstanden, indem man sich nach dem Faulwerden der Langhölzer von der ausreichenden Steifigkeit der Schienen auch bei discontinuirlicher Unterstützung überzeugt und diese dann festgehalten habe.

In der folgenden Periode der hochkantigen Schiene tritt der in Rede stehende Querschwellen-Oberbau erst wieder zu Anfang der dreissiger Jahre unseres Jahrhunderts hervor, als man auf einer amerikanischen Bahn Schienen mit breitem Fuss unmittelbar auf Querschwellen von Holz befestigte†). Doch fand diese einfache Zusammenordnung bei den damaligen Ingenieuren noch keinen Anklang, vielmehr hielt man in Amerika, wie in England, eine Vereinigung der Querschwellen mittels Langschwellen zu einem Rost für dringend geboten, so dass doch schliesslich Deutschland zum Ausgangspunkt des später sogenannten deutschen Oberbausystems wurde. v. Weber schreibt in dieser Beziehung auf S. 35 seines Buches »die Stabilität etc.«:

»Nach allen von uns angestellten umfassenden Ermittlungen scheint in der That die Leipzig-Dresdener Bahn die erste in der Welt gewesen zu sein, auf welcher die breitbasige Schiene nur auf Querschwellen gelagert, im grossen Maassstabe und andauernd zur Anwendung gekommen ist, und ihrem Erbauer, Theodor Kunze, einem Techniker von grossem instinktiven Klarblick, gebührt die Ehre, mit diesem Wagnisse das in gewissem Sinne und für gewisse Verkehrsbeträge rationellste aller Oberbausysteme in das Leben geführt zu haben.«

\*) In dem Werke A History of the English Railway etc. by John Francis, London 1851, findet sich Vol. I pag. 47 folgender Passus:

In 1765, then, the common railroad was of wood, but it appears clear that in 1767 the idea was entertained of practically applying iron to a similar purpose. „I, some years ago,“ said Mr. Robert Stephenson, „visited the great iron works at Colebrook Dale, in Shropshire, where cast iron was indisputably first applied to the construction of bridges; and, according to the information which I have been able to obtain, it was here also that railways of that material were first constructed. It appears from their books that between five and six tons of rails were cast on the 13. Nov. 1767, as an experiment, on the suggestion of Mr. Reynolds, one of the partners.“

\*\*) Curr. The Coal Viewer and Engine Builder, London 1790.

\*\*\*) M. M. v. Weber. Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise, Weimar 1869, S. 25.

†) Nach einer Mittheilung von E. Pontzen aus einer ihm von Amerika zugekommenen Notiz hat der amerikanische Ingenieur Stevens im Jahre 1831 zuerst sogenannte Vignoles-Schienen herstellen lassen und sie im Jahre 1832 auf der Camden- und Amboy-Bahn in New-Jersey auf hölzernen Querschwellen verwendet. Zwei dem Herrn Pontzen übermittelte Abschnitte einer Schiene aus jener Zeit, welche 40 Jahre im Gebrauch gestanden haben soll, befinden sich in den Sammlungen des Oesterr. I.- u. A.-Vereins zu Wien. Ztschft d. österr. I.- u. A.-V., 1875, S. 173.

Dasselbe wurde denn auch von da ab zunächst in Deutschland mehr und mehr gewürdigt und dem entsprechend auch immer weiter verbreitet. Es ist jedoch sehr beachtenswerth, dass der so auffallende Erfolg des neuen Systems nicht nur durch eine befriedigende Erprobung auf einer Anzahl von Bahnlagen begründet ist, sondern dass hierzu namentlich auch die sehr günstigen Ergebnisse zahlreicher Versuche mit Eisenbahnschienen beigetragen haben. Als nämlich beim Bau der preussischen Ostbahn die Frage nach der zu wählenden Schienenform zum Austrag gebracht werden sollte, gelang es nicht, einen bestimmten, wohl motivirten Beschluss in dieser Beziehung zu erzielen. Th. Weishaupt sagt hierüber in der Einleitung seines Berichtes\*):

»Bei den Verhandlungen in der Ersten Kammer im Nov. 1849 über den Bau der Ostbahn wurde diese Frage ebenfalls in den Kreis der Erörterungen gezogen. Dieselben fanden ausserhalb den Kammern ihre Fortsetzung und hatten zunächst zur Folge, dass im Januar 1850 die Kgl. Eisenbahn-Commissariate und die einzelnen Bahnverwaltungen Seitens des Herrn Ministers für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten aufgefordert wurden, ihre Ansichten über die beste Form der Schienen in motivirten Berichten zu entwickeln. Als eine Zusammenfassung der in Folge dessen eingegangenen Mittheilungen kann ein Aufsatz betrachtet werden, welcher im April 1850 durch die öffentlichen Blätter zur Kenntniss des Publikums gelangte und also lautet.« (Folgt dieser Aufsatz.)

In demselben wird angeführt, dass von Seiten der Kgl. Direction der Ostbahn breitbasige Schienen in Vorschlag gebracht worden waren, dagegen von anderer Seite sogenannte Stuhlschienen. Der Minister habe behufs gründlicher Erörterung dieser Sache sowohl Gutachten von den erfahrensten Technikern des Preussischen Staates, wie auch Aeusserungen von den administrativen Eisenbahn-Commissariaten eingefordert, und es seien hierauf 14 Berichte eingegangen, von welchen sich 9 überwiegend für die Wahl von breitbasigen, 3 entschieden für die Wahl von Stuhlschienen ausgesprochen, während 2 den Gegenstand erörtert hätten, ohne sich für eine bestimmte Wahl zu entscheiden. Im Weiteren werden sodann die zur Geltung gebrachten Gründe einzeln durchgegangen und gezeigt, dass dieselben einen bestimmten Beschluss dennoch nicht stützen könnten, worauf dann wörtlich bemerkt wird:

»In Uebereinstimmung hiermit sind bei der kürzlich zu Berlin stattgefundenen Versammlung deutscher Eisenbahn-Techniker bei Erörterung dieser Frage Beschlüsse gefasst worden, welche die vorgeschlagene Bevorzugung der Stuhlschienen mit 20 gegen 13 Stimmen zurückweisen, nicht minder aber ebenfalls die entschiedene Bevorzugung der breitbasigen Schiene mit 17 gegen 16 Stimmen ablehnen.«

«Unter diesen Umständen war auch keine Veranlassung vorhanden, die auf die Anwendung von breitbasigen Schienen für die Ostbahn gerichteten Vorschläge der bauleitenden Behörde zurückzuweisen, sondern der Minister f. H., G. u. öff. Arb. hat beschlossen, die vorgeschlagenen breitbasigen Schienen zunächst

\*) Untersuchungen über die Tragfähigkeit verschiedener Eisenbahnschienen, angestellt im Sommer 1851 etc. Von Th. Weishaupt, k. Eisenbahn-Baumeister, Berlin 1852.

noch auf der Strecke der Ostbahn vom Kreuzungspunkte mit der Stargard-Posener Bahn bei Driesen über Bromberg und Dirschau nach Danzig, für welche Strecke die Schienen bald in Bestellung gegeben werden müssen, anwenden zu lassen.«

»Von dem Ausfall der angeordneten Versuche wird es demnächst abhängen, ob auf der Strecke von Dirschau über Marienburg und Elbing nach Königsberg breitbasige oder Stuhlschienen anzuwenden seien.«

Die hier erwähnten Versuche zur Feststellung »der relativen Tragfähigkeit« beider Schienensorten wurden im Sommer des Jahres 1851 unter Leitung Weishaupt's von dem Bauführer v. Vagedes mit grosser Sorgfalt ausgeführt und darüber der oben angeführte Bericht (Berlin 1852) erstattet. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in verschiedener Hinsicht von grossem Interesse; hier mag jedoch nur wiederholt betont werden, dass der durchschlagende Erfolg des deutschen Oberbausystems hauptsächlich durch sie veranlasst wurde.

Zunächst verbreitete sich dasselbe in Deutschland und Oesterreich, dann aber auch in vielen anderen Ländern und fand selbst dort Eingang, wo die Doppelkopfschiene bis dahin die unbestrittene Herrschaft innegehabt hatte. In Frankreich z. B., wo das deutsche System erst seit Mitte der fünfziger Jahre nur durch ganz kleine Versuchsstrecken bekannt geworden war, wurde es im Jahre 1857 durch den damaligen Oberingenieur Nördlinger der Direction der französischen Centralbahn warm empfohlen\*) und darauf hin für die neuen Linien des Centralbahnnetzes angenommen. Aber auch auf den anderen Bahncomplexen Frankreichs trat es in der Folge neben dem Stuhlsystem auf. In dieser Beziehung spricht sich Nördlinger in einem Artikel\*\*), wo er die Ausführung seiner 1857 gemachten Vorschläge behandelt, in folgender Weise aus: »Man sieht, wie rasche Eroberungen das Vignolesystem in Frankreich macht und wie es mehr und mehr auch hier, wie in Deutschland, die Oberherrschaft zu gewinnen scheint.« Und später: »Wir wiederholen, dass die symmetrischen Schienen (Stuhlschienen) auf dem Orleans-Central-Bahnnetze in den Hauptgleisen nur noch auf der im Bau begriffenen Strecke Perigueux-Brives, d. h. bis zur Erschöpfung der Vorräthe in Anwendung kommen, dass die mechanisch verlaschten Vignoleschienen (wobei die Laschenanschlussflächen an Schienen mit birnförmigem Kopfe mittelst Maschinen angeschnitten wurden) mit 3 Bolzen bereits auf der Strecke Limoges-Perigueux (98 km) und voraussichtlich auch von Perigueux nach Agen verwendet werden, endlich dass die roh verlaschten Vignoleschienen (hier meint Nördlinger Schienen mit unterschrittenem Kopf, bei welchen ausgesprochene Laschenanschlussflächen schon unter den Walzen hergestellt werden) mit 3 Bolzen auf allen neuen Bahnen der Paris-Mittelmeer-Gesellschaft, namentlich Moret-Nevers und Toulon-Nizza, ebenso versuchsweise auf einigen Strecken der Centralbahnen, endlich auch mit 4 Bolzen auf der Orleans-West-Bahn in Anwendung kommen sollen.«

In der Versammlung des »Verein für Eisenbahnkunde« zu Berlin vom 13. Januar 1884 hat Eisenbahn-Bauinspector

\*) Zeitschrift des A.- u. I.-Ver. zu Hannover, 1858, S. 284.

\*\*) Oberbausystem der französischen Orleans-Centralbahnen, Zeitschrift des A.- u. I.-Ver. zu Hannover, 1861, S. 78.

Claus in einem Vortrag »Ueber den Eisenbahn-Oberbau in England und Frankreich« dargethan, dass von den 6 grossen französischen Eisenbahn-Gesellschaften die Ost-, Nord- und die Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn mit einer Gesamtlänge von 10330 km ausschliesslich Vignoleschienen, dagegen die Orleans-, Süd- und West-Bahn, welche zusammen ein Netz von 9460 km repräsentiren, fast ausnahmslos Stuhlschienen verwenden; nur auf der Westbahn kämen für die neuen Linien mit schwachem Verkehr auch breitbasige Schienen von 30 kg Gewicht in Anwendung.)\*

So zweckmässig sich auch die Bahngleise bei unmittelbarer Auflagerung breitbasiger Schienen auf hölzernen Querschwellen erwiesen, so traten doch in dem Maasse, als dieselben bei zunehmendem Verkehr einer Verstärkung bedurften (abgesehen von der Vergänglichkeit des Holzes) gewisse prinzipielle Mängel hervor, welche die Befürchtung nicht ungerechtfertigt erscheinen liessen, es möchte die bei noch weiter gesteigerten Ansprüchen erforderliche Stabilität nur schwer erzielt werden können.

M. M. v. Weber war der erste, welcher diese Verhältnisse durch ausgedehntere Versuchsreihen zu beleuchten unternahm, wobei er seine Arbeiten in dem oben erwähnten Buche »Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise« veröffentlichte. Seinem Vorgange folgten später Andere und besonders in den letzten Jahren sind manche werthvolle Beiträge in dieser Beziehung in der Literatur bekannt gemacht worden.

Um über die Leistungsfähigkeit einer Construction ins Klare zu kommen, muss man dieselbe in ihren Theilen studiren. Der Oberbau oder die Fahrbahn der Eisenbahnen wird nun durch das Gleis gebildet, längs welchem sich die Räder der Fahrzeuge bewegen, sodann durch den Bettungskörper, in welchem jenes ruht. Beim Holzquerschwellen-Oberbau setzt sich ersteres unverkennbar aus zwei Theilen zusammen: den hölzernen Unterlagen und den Fahrschienen sammt den Mitteln zu ihrer Befestigung unter einander und auf den Unterlagen.

Die Frage nach der Leistungsfähigkeit dieses Oberbaues gliedert sich demnach in folgende 5 Unterfragen:

1. Besitzen die Fahrschienen an sich eine ausreichende Widerstandsfähigkeit?
2. Ist eine solche auch bei den Schwellen vorhanden?
3. Welches ist die Leistungsfähigkeit der Mittel zur Vereinigung der Schienen mit den Schwellen?
4. In wie weit wird bei Anwendung der zur Verfügung stehenden Mittel zur Verbindung der Schienen unter einander eine Schwächung der Stossstellen verursacht?
5. Welches ist die Widerstandsfähigkeit der Gleisconstruction im Ganzen?

#### Die Fahrschienen.

Es würde zu weit führen, hier auf die Qualität des Schienenmaterials einzugehen und auf die sehr verwickelte Frage nach der Abnutzung der Eisenbahnschienen; diese Angelegenheit verlangt eine selbstständige gründliche Untersuchung, welche nicht in dem Plane dieser Abhandlung liegt. Hier handelt es sich nur um Form und Dimensionen des Querprofils, unter der

\*) Verhandlungen des Vereins für Eisenbahnkunde in Berlin 1885.

Voraussetzung, das gut geschweisste oder homogene Schienenmaterial von ausreichender Härte und Zähigkeit gebe für sich keine Veranlassung zu Bedenken irgend welcher Art.

Was zunächst die **Form** des Schienenprofils betrifft, so wurde dieselbe ursprünglich nach rein praktischen Gesichtspunkten entwickelt: Es war ein der Radreifenform entsprechender Schienenkopf herzustellen und es verlangte die Befestigungsweise einen breiten Fuss; für die erforderliche Stärke des Kopfes lieferten frühere Erfahrungen mit hochkantigen Schienen Anhaltspunkte, ebenso für die Höhe des ganzen Profils, welche nur den immer wachsenden Verkehrsbedürfnissen anzupassen war; die ziemlich schwierige Herstellung der Schienen endlich liess in der Wahl des Verhältnisses zwischen Schienenhöhe und Basisbreite nur wenig Spielraum, verlangte eine bedeutende Dicke für Fuss und Steg und eine ganz allmähliche Ueberführung des letzteren nach oben und unten.

Die dringliche Berücksichtigung all' dieser Umstände führte bald auf ziemlich gute Profilformen, welche bei oberflächlicher Betrachtung nur wenig von den neueren Entwürfen abzuweichen scheinen und doch liegt eine Reihe von Entwicklungsstufen zwischen ihnen und ihren jüngsten Nachkommen.

Wenn man zunächst die lange Periode der Schweisseisen-schienen überblickt, welche gewöhnlich bis zum Beginn der 70er Jahre gerechnet wird, weil erst von da ab die Verbreitung der aus Gussblöcken gewalzten und eigens profilirten Schienen allgemeiner wurde, so trifft man auf 2 wesentlich von einander abweichende Umrissformen; zuerst auf das sogenannte Profil mit birnförmigem Kopf, welches später durch jenes mit unterschrittenem Kopf abgelöst wurde. Beide charakterisiren in ihrer Weise den jeweiligen Stand der Eisenbahntechnik, können geradezu als Maassstab für denselben angesehen werden. Denn die ganz allmähliche Ueberführung des Steges in Kopf und Fuss bei der einen, und der scharf unterschrittene Kopf bei den verschiedenen Arten der anderen Form mahnen nicht nur an die Schwierigkeiten, mit welchen seinerzeit die Walzkunst zu kämpfen hatte und an die fortschreitende Entwicklung der letzteren, sondern der Fachmann wird beim Anblick dieser verschiedenen Profile auch an die lange Kette mühsamer Versuche zur Auffindung einer entsprechenden Stossverbindung erinnert, welche schliesslich zu den zweckmässigen Laschenanordnungen neuester Art und allen den damit in Verbindung stehenden Verbesserungen des ganzen Gestänges geführt haben.

Die älteren Profile (mit birnförmigem Kopf), z. B. das von Weishaupt 1852 auf Grund seiner Versuche entworfene oder das um die Mitte der 50er Jahre aufgekommene sogenannte Normalprofil der Preussischen Bahnen waren zur Vereinigung der Schienen mittels Laschen wenig geeignet. Als daher die Zweckmässigkeit der letzteren immer deutlicher erkannt wurde, wendete man sich auch immer mehr den Schienen mit unterschrittenem Kopfe zu, wie solche vereinzelt schon früher in Verwendung gekommen waren. Dabei wurden die Berührungsfächen der Laschen am Fuss und Kopf entweder cylindrisch geformt, oder als Ebenen ausgeführt, so dass die dann keilförmigen Laschen zur grösstmöglichen Wirksamkeit gebracht werden konnten. Profile der ersten Art kamen An-

fangs häufiger zur Ausführung und die ersten Repräsentanten derselben mögen das im Jahre 1851 auf einer Strecke der Niederschlesisch-Märkischen Bahn\*), sowie das ungefähr zur selben Zeit von Heusinger von Waldegg für den Bau der Frankfurt-Homburger Eisenbahn in Vorschlag gebrachte Profil gewesen sein, welches damals für die Frankfurt-Hanauer Bahn angenommen wurde\*\*). Die cylindrischen Anschlussflächen der Laschen wurden jedoch bald durch die heut zu Tage ausschliesslich üblichen ebenen Berührungsfächen verdrängt, und es verdient bemerkt zu werden, dass die Schienen der Aachen-Mastrichter Eisenbahn seit dem Jahre 1855 ebene Anschlussflächen zeigen\*\*\*). Ein anderes bemerkenswerthes Profil dieser Art ist das im Jahre 1856 von der Main-Weser-Bahn†) angenommene, welches ein erhöhtes Interesse aus dem Grunde besitzt, weil es in Verbindung mit dem von Nördlinger auf der französischen Centralbahn eingeführten birnförmigen Profil mit angeschnittenen Stützflächen für die Laschen genannt wird, als nämlich die Frage auftauchte, ob nicht das mechanische Einschneiden von Anschlussflächen an den Enden der Schienen birnförmiger Bildung der Ausführung dieser Flächen auf die ganze Schienenlänge im Walzprocess vorzuziehen sei††). Eine weitere Erläuterung hierzu und eine Ergänzung zu den bisherigen Bemerkungen liefert das betreffende Referat für die in Dresden im Jahre 1865 abgehaltene Technikerversammlung des Vereins D. E.-V.†††), worin es wörtlich heisst:

»Auf der Versammlung in Dresden wurden die Vortheile des Schienenprofils mit scharf unterschrittenem Kopf im Vergleich zum birnförmigen Profil allerseits anerkannt. Zur Unterstützung dieser Ansicht wurden die langjährigen Erfahrungen der Main-Weser-Bahn, als derjenigen deutschen Bahn, welche zuerst ein solches scharf unterschrittenes Schienenprofil angewandt hat, mitgetheilt. Es ist auf dieser Bahn niemals ein Abdrücken der scharf unterschrittenen Ränder des Kopfes trotz des bedeutenden Gewichtes (bis 700 Ctr.) der daselbst gebräuchlichen Locomotiven vorgekommen. In Entgegnung auf die Behauptung, dass ein birnförmiges Profil durch Ausfräsen an den Enden sich zweckmässiger zu einer wirksamen Laschenverbindung geeignet machen lasse, als ein Profil mit scharf unterschrittenem Kopfe, wurde ferner mitgetheilt, dass in den letzten Jahren dieses Verfahren in Frankreich auf dem Orleans-Central-Bahnnetze wegen des dadurch veranlassten bedeutenden Kostenaufwandes und Zeitverlustes und der damit verbundenen Unzuträglichkeiten für die Bahn-Unterhaltung wieder aufgegeben und ein breitbasiges Schienenprofil mit scharf unterschrittenem Kopfe eingeführt worden sei.«

Die Beschlussfassung der Versammlung lautete demnach auch dahin, dass ein nach geraden Linien unterschrittenes Profil unbedingt den Vorzug verdiene.

\*) Weishaupt, Untersuchungen über die Tragfähigkeit etc., Tafel VI, sodann Zeitschrift für Bauwesen, 1851, S. 160.

\*\*\*) Heusinger v. Waldegg, Ueber verschiedene neue Stossverbindungen. Organ f. d. F. d. E., 1852, S. 204, resp. 207.

\*\*\*\*) Organ f. d. F. d. E., II. Suppl.-Bd, Taf. 1.

†) Organ f. d. F. d. E., 1865, S. 217.

††) Ztschft. des A.- u. I.-V. zu Hannover, 1861, S. 78. insbes. S. 83 oben.

†††) Organ f. d. F. d. E., I. Suppl.-Bd, S. 22.

Ein neues, die Profilbildung beeinflussendes Moment trat mit Einführung des Flussmetalls als Schienenmaterial hervor, nachdem man gelernt hatte, homogene Gussblöcke von solcher Grösse herzustellen, dass aus einem solchen eine ganze Schiene gewalzt werden konnte. Die fertige Schiene enthielt nun keine Schweissfugen mehr und damit entfielen auch alle durch diese veranlassten Formen der unregelmässigen Abnutzung und die von jeher so genannte regelmässige Abnutzung erwies sich erst jetzt ihrem Namen wirklich entsprechend. Die Stegdicke und die Randstärke des Fusses konnte nun geringer als früher genommen werden und man durfte auf eine wesentlich höhere Ausnutzungsfähigkeit des Kopfes rechnen, überhaupt konnte nun den Forderungen der Mechanik hinsichtlich einer zweckmässigen Vertheilung des Materials gegen die neutrale Achse des Querschnittes besser entsprochen werden. Wir treffen denn auch gerade in diesem Zeitraum öfters auf Versuche, Profile von grösster Tragfähigkeit bei möglichst geringem Materialaufwand festzustellen. Von Arbeiten dieser Art, soweit sie sich auf Eisenbahnverhältnisse im Gebiete des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen beziehen, mögen die folgenden Erwähnung finden:

Auf Grund seiner Versuche und nach Maassgabe theoretischer Betrachtungen hat Weishaupt schon im Jahre 1851/52 je 2 Normalprofile für breitbasige und Stuhlschienen mit birnförmigem Kopfe entworfen (Untersuchungen über die Tragfähigkeit versch. Eisenbahnschienen etc., Berlin 1852). Mit Benutzung derselben Versuchsergebnisse gelang es auf der Köln-Mindener Bahn durch Vergrösserung der Höhe der früheren Schienen und zweckmässiger Vertheilung des Materials in den verschiedenen Theilen des Schienenquerschnitts Schienen herzustellen, welche bei geringerem Gewicht eine grössere Tragfähigkeit als die früheren besaßen (Eisenbahnzeitung, 1853, S. 117.) In der Abhandlung »Vorschlag zu allgemeinen Profilen für Eisenbahnschienen« (Ztschft. des österr. I.- u. A.-V., 1868, S. 94, 123) bespricht Oberingenieur H. Schmidt den Vortheil von Normalprofilen und entwirft auch solche, wobei er jedoch merkwürdiger Weise für ein Angriffsmoment  $\text{Max } M = 0,192 \text{ Pl}$  bei Eisen nur 500 kg/qcm und bei Stahl nur 800 kg/qcm als zulässig erklärt und demzufolge im ersteren Fall für Radrücke von 6500 kg und eine freie Schienenlänge  $l = 80 \text{ cm}$  Schienen von 14,5 cm Höhe, 43,24 kg/m Gewicht und einem Widerstandsmoment von ungefähr 200 cm<sup>3</sup> erhält. — Von den Normalprofilen Winklers im Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik, 1. Bd. und in »Vorträge über Eisenbahnbau, 1. Heft«, wird später ausführlich die Rede sein. — Mit Berücksichtigung mehrerer in den Jahren 1866 bis 1876 auf österreichischen Bahnen eingeführten Stahlschienen, deren Gewicht für Radbelastungen zwischen 6000 und 6500 kg, sowie Schwellenentfernungen von 90 bis 100 cm zwischen 30,5 und 33,0 kg/m beträgt, hat Baumeister Fein für die Breslau-Schweidnitz-Freiburger Bahn ein Profil für Stahlschienen von 33 kg/m Gewicht entworfen (Organ f. d. F. d. E., 1877, S. 225.) Weiter hat Oberingenieur Pollitzer das Stahlschienenprofil der k. k. priv. österr. Staatsbahn-Gesellschaft in der Ztschft des österr. I.- u. A.-V., 1877, S. 139 behandelt und dabei nachdrücklich darauf hingewiesen, dass man beim Entwurf von Stahlschienen nicht

in einseitiger Weise nur die Tragfähigkeit, sondern ebensowohl auch die Ausnutzungsfähigkeit im Auge haben müsse, so dass beim Auswechseln der Schiene die zulässige Grenze nach beiden Seiten hin gerade erreicht sei. Im gleichen Artikel wird dann noch ein unsymmetrisches Profil aufgestellt und mit jenem in Vergleich gesetzt. Eine andere Arbeit von Pollitzer über Normalprofile findet sich im Organ f. d. F. d. E., 1882, S. 127, wobei er annimmt, die Stegdicke dürfe so klein genommen werden, als nur immer die Rücksicht auf Fabrikation gestatte, die Kopfbreite sei dann gleich dem 5fachen, die Fussbreite gleich dem 9fachen dieser Grösse zu wählen. Von H. Schmidt rührt sodann der Entwurf eines gänzlich unsymmetrischen Schienenprofils her, bei welchem das Abbiegen der eisernen Querschwellen zum Zwecke der Schiefstellung der Schienen vermieden werden soll (Ztschft des österr. I.- u. A.-V., 1881, S. 91.) Weiter mag noch auf das neue Normalprofil der K. Preussischen Staatsbahnen (Deutsche Bauztg, 1879, S. 205) und auf den damit in Verbindung stehenden Artikel »Vortheilhafteste Höhe des Kopfes der Stahlschienen und Vergleich der Beschaffungs- und Unterhaltungskosten der Stahlschienen nach ausgeführten Profilen« von Reg.-Baumeister Boedecker (Deutsche Bauztg, 1879, S. 269) und endlich auf die Abhandlung »Ueber Normalprofile von Eisenbahn-Schienen« von Loewe (Ztschft für Baukunde, 1884, S. 69) hingewiesen werden, in welcher letzterer eine möglichst zweckmässige Vertheilung des Materials im Querschnitt präziser als früher untersucht wird.

Die meisten der im Vorstehenden genannten Schienenprofile und noch einige andere sind in der später angegebenen Tabelle No. 2 zusammengestellt. Ausserdem ist noch an eine ausführliche Behandlung derselben in der Zeitschrift für Baukunde\*) zu erinnern.

Wie die Form, so wurde auch die Stärke der Schienen ursprünglich rein empirisch festgestellt. So heisst es z. B. in einem Artikel: Der Oberbau der Semmering-Bahn\*\*) in dieser Beziehung: »Das anfänglich gewählte Schienenprofil mit birnförmigem Kopf, bei welchem der lfd. Fuss Schiene 20 Wiener Pfund (der Yard ca. 72 englische Pfund) wog, ist verworfen worden; die fertigen Schienen werden auf anderen Strecken verwendet. Das neue Profil ist 4'' 6''' hoch, im Steg 11'', im Fuss 4'' 6<sup>1</sup>/<sub>2</sub>''' breit und am Kopf und Fuss schärfer oder vielmehr mit kleineren Radien abgesetzt. Von dieser neuen Schiene wiegt der Wiener Fuss 24 Pfund oder der Yard ca. 84 englische Pfund. Gleich die ersten Probefahrten stellten heraus, dass die zuerst gewählte Schiene noch zu schwach war und so entschloss man sich bei Zeiten für die Verstärkung.«

Bald aber wurden die von einzelnen Ingenieuren sicherlich schon früher ausgeführten Ueberschlagsrechnungen (es sei hier nur auf einen Aufsatz: »Die Schienen der österreichischen Eisenbahnen,« Ztschft des österr. I.- u. A.-V., 1849, S. 193 und 201, 1850, S. 11, sodann auf Weishaupt, Untersuchungen über die Tragfähigkeit etc., Cap. V: »Ueber

\*) Stahlschienen-Profile im Querschwellen-Oberbau, Zeitschrift für Baukunde, 1883, S. 297; auch als Separatabdruck bei Th. Ackermann in München.

\*\*) Organ f. d. F. d. E., 1854, S. 73.

die Leistungsfähigkeit der untersuchten Schienensorten im Vergleich zu den Anforderungen an dieselben« hingewiesen) allgemeiner angewendet und erweiterten sich dann zu genaueren Untersuchungen über die Spannungsverhältnisse der belasteten Schienen. Freilich waren die Fortschritte auf diesem Gebiete nur sehr langsame, denn gerade die inneren Zustände einer Eisenbahnschiene während der Betriebseinwirkungen gehören zu den verwickeltesten Fragen der Constructionstechnik. Vor Allem streben die in der Verticalebene wirkenden Drücke und Stösse der Räder Durchbiegungen, sowie eine Stauchung und Formänderung des Profils in seinen verschiedenen Theilen an, ausserdem wirken die durch Unregelmässigkeiten in der Bewegung der Fahrzeuge oder in gekurvten Gleisstrecken entstehenden seitlichen Angriffe gegen den Schienenkopf auf horizontale Ausbiegung, Verdrehung und Kantung der Schienen. Diese müssen deshalb in erster Linie so stark sein, dass sie beim Betriebe weder unzulässige Verticaldurchbiegungen, noch irgend welche Formänderungen des Profils erleiden; in letzterer Hinsicht sind neben den Verdrückungen des Kopfes namentlich auch die Verbiegungen des Fusses bei starken Verkehrseinwirkungen zu nennen, wenn die äusseren Theile des Fusses wegen zu grosser Breite oder zu geringer Stärke desselben, oder wegen zu jähem Uebergangs aus dem Fuss in den Steg den Vertikaldurchbiegungen nicht gleichmässig zu folgen im Stande sind\*). Ebenso wenig darf eine richtig construirte Schiene erweisbare Verbiegungen nach der Seite oder Verdrehungen irgend welcher Art erleiden und bei der stärksten noch zu verwirklichenden Befestigung auf den Unterlagen müssen ihre Abmessungen den auf Kantung abzielenden Angriffen vollständig gewachsen sein. Auch ist nicht ausser Acht zu lassen, dass die Schienen wegen der fortwährend sich vollziehenden Abnutzung nur eine veränderliche Widerstandsfähigkeit bieten können und ihre Dimensionen deshalb ausreichend gross gewählt werden müssen, so dass sie den Betriebseinwirkungen auch nach vollständiger Ausnutzung eben noch gewachsen sind, endlich dass eine besondere Anstrengung der Schienen an ihren Stossstellen eintritt.

Einen entschiedenen Erfolg hatte die Anwendung der Theorie des continuirlichen Trägers auf den durch Verticalkräfte transversal belasteten Schienenstrang, wofür die Biegungsgleichung

$$\text{Max } \mathfrak{M} = \sigma \cdot \frac{\Theta}{m} = \sigma' \cdot \frac{\Theta}{n}$$

Gültigkeit hat. (Max  $\mathfrak{M}$  das grösste Angriffsmoment als Maass der äusseren Einwirkungen,  $\Theta$  das Trägheitsmoment des Schienenquerschnitts für die horizontale Schwerpunktsachse,  $m$ , bzw.  $n$  der Abstand der Basis, bzw. der Kopfoberfläche von dieser Achse, endlich  $\sigma$  und  $\sigma'$  die betreffenden Längsspannungen in den äussersten Fasern.)

Und wieder ist es Winkler, welcher, wie in anderen verwandten Fragen, auch hier bahnbrechend gearbeitet hat. Er entwickelte zuerst im Handbuch für specielle Eisenbahntechnik\*\*) und eingehender noch in seinem Werke über Eisen-

\*) Weishaupt, Untersuchungen über die Tragfähigkeit etc., S. 12 in der Mitte.

\*\*) Handbuch für spezielle Eisenbahn-Technik, unter Mitwirkung von Fachgenossen herausgegeben von Heusinger von Waldegg, 1. Bd. Der Eisenbahnbau, Leipzig, 1870, Cap. VII.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. XXII. Band. Ergänzungsheft 1885.

bahnbau\*) ein Maximalmoment als Maass für die auf die Eisenbahnschienen in lothrechter Richtung erfolgenden Angriffe. Er dachte sich dabei den Schienenstrang ohne Stossstellen von unbegrenzter Länge, die unendlich vielen gleich weit von einander abstehenden Stützpunkte desselben alle unverrücklich in derselben Horizontalebene gelegen und nur concentrirte Kräfte von gleicher Grösse auf denselben einwirkend. Indem sodann noch an der Thatsache festgehalten wurde, dass bei den üblichen Achsenständen der Locomotiven und den gewöhnlichen Abständen der Schwellen von einander auf der Strecke zwischen zwei solchen niemals mehrere Räder gleichzeitig auftreten können, ergab sich für die, unter solchen Voraussetzungen denkbar ungünstigsten Belastungsfälle der bekannte Werth

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 0,189 Pl$$

wobei  $P$  den Maximalraddruck und  $l$  den Normalabstand zweier auf einander folgenden Schienenunterlagen von Mitte zu Mitte bedeutet. (In der 1867 zu Prag erschienenen ersten Auflage der oben genannten »Vorträge über Eisenbahnbau« wurde noch jener Momentenwerth festgehalten, welchen eine einzige Last  $P$  in der Mitte eines Feldes des unendlich langen Schienenstranges zu erzeugen im Stande ist.)

Der theoretische Werth  $\text{Max } \mathfrak{M} = 0,189 Pl$  stellt in der That mit befriedigender Annäherung den Angriff dar, welchen die schwersten Fahrzeuge im Ruhezustande auf die Gleise auszuüben im Stande wären, falls diese wirklich unter den oben zusammengestellten Voraussetzungen bestehen würden. Es erhellt dies aus der Ueberlegung, dass der Beitrag eines Raddruckes zu dem Angriffsmoment an irgend einer Stelle sehr rasch mit seiner Entfernung von derselben abnimmt, so dass immer nur einige wenige, dieser Stelle zunächst befindliche Räder von wesentlicher Bedeutung für das Angriffsmoment sein werden, und geht weiter aus einer Vergleichung der üblichen Maasse für die Radstände der Fahrzeuge und die Schwellenentfernungen hervor, wonach es fast immer möglich sein wird, 3 auf einander folgende, schwer belastete Räder dem theoretischen Belastungsfall entsprechend aufzustellen. Durch Verbindung dieses theoretischen Ergebnisses mit dem nur durch Erfahrung festzustellenden Maass für die Schienenstärke  $\frac{\Theta}{m}$  oder  $\frac{\Theta}{n}$  ergab sich weiter aus der Biegungsgleichung ein sogenannter zulässiger Werth für die Längsspannungen ( $\sigma$  oder  $\sigma'$ ), welcher dann umgekehrt eine zweckmässige Verwendung beim Entwurf neuer Schienenprofile finden konnte.

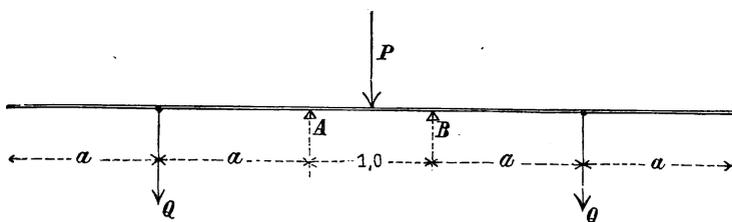
Auf dem von Winkler vorgezeichneten Weg kann man noch einen Schritt weiter gehen in der Absicht, den thatsächlich am Schienenstrang auftretenden Angriffsmomenten näher zu kommen und damit eine zutreffende Vorstellung von den wirklichen Spannungsverhältnissen der Eisenbahnschienen zu gewinnen. Wie schon erwähnt, kennt man aus langjährigen Erfahrungen ungefähr den Werth des Widerstands-Momentes  $\left(\frac{\Theta}{m}, \frac{\Theta}{n}\right)$  der Schienen, welches für die Hauptbahnen Deutschlands unter den gegenwärtigen Betriebsverhältnissen gerade noch

\*) Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau, 1. Heft, Eisenbahnbau, 2. Auflage, Prag 1871.

als erforderlich bezeichnet werden muss; ausserdem aber kann man auf die zu erwartenden grössten Längsspannungen in den äussersten Kopf- und Fussfasern mit einiger Sicherheit Schlüsse ziehen.

Freilich hängt die Entscheidung, ob ein Schienenprofil als ausreichend stark zu erachten sei, von mancherlei verschiedenartigen Umständen ab, die sich nicht vom Schreibtisch aus beurtheilen lassen, ein Umstand aber kommt dabei jedenfalls mit in Betracht, dass nämlich die Schienen unter den gewöhnlichen Betriebsverhältnissen keine, dem Auge bemerklichen bleibenden Durchbiegungen erleiden dürfen; würde dies der Fall sein, so müssten sie jedenfalls durch stärkere ersetzt werden. Umgekehrt aber muss man annehmen, dass alle, weder durch die einfachen Hilfsmittel der Praxis, noch durch das Augenmaass nachweisbare Verbiegungen auch wirklich vorhanden sind und die ihnen zugehörigen Spannungswerthe am befahrenen Strange hervortreten, denn die zur Zeit vorhandenen Bahnschienen sind allen Anzeichen nach wirklich gerade nur ausreichend, keineswegs aber übermässig stark. Man wird also nur festzustellen haben, bei welcher Grenze die bleibenden Verbiegungen dem Auge bemerklich zu werden beginnen und welche Spannungsgrössen denselben zugehören. Dass diese Spannungen die Elasticitätsgrenze des Schienenmaterials wesentlich überschreiten werden, geht recht anschaulich auch aus den Proben hervor, welche unter anderen von den Bahnverwaltungen für Schienenlieferungen vorgeschrieben zu werden pflegen. Es wird da von den Eisenbahnen insbesondere verlangt, dass sie auf zwei festen Unterlagen von 1,0<sup>m</sup> Abstand frei aufliegend, in der Mitte eine ruhende Last von 250 Zoll-Centner 5 Minuten lang aushalten können, ohne bleibende Durchbiegungen zu erleiden. \*)

Fig. 79.



Nach Fig. 79 ruft eine solche Belastung ein Angriffsmoment

$$\mathfrak{M} = \left( \frac{P}{2} + Q \right) 0,5 - Q(a + 0,5)$$

hervor, welches bei einer Schiene von 37,5 kg/m Gewicht und einer Länge von 6<sup>m</sup> den Werth

$$\mathfrak{M} = 3007,81 \text{ m.kg} = 300781 \text{ cm.kg}$$

annimmt und nach der Bieungsgleichung  $\mathfrak{M} = \sigma' \cdot \frac{\Theta}{n}$  für ein

Widerstandsmoment  $\frac{\Theta}{n} = \text{circa } 160 \text{ cm}^3$  die Spannung  $\sigma' = 1880 \text{ kg/qcm}$  liefert. Würden bei dieser Erprobung statt ganzer Schienen nur Schienenenden benutzt, für welche die Kräfte Q vernachlässigt werden könnten, so würde  $\mathfrak{M} = 312500$  und  $\sigma' = 1950$  betragen.

\*) Heusinger v. Waldegg, Handbuch f. specielle Eisenbahntechnik, Bd. I, Cap. IV, 4. Aufl., S. 164.

In einer Abhandlung\*) aus dem Jahre 1883 wurde bei Untersuchung des Einflusses, welchen die Verdrückbarkeit der Unterlagen, sowie die Bewegung der Eisenbahnfahrzeuge auf die Anstrengung der Fahrschienen äussern, die Annahme gemacht, dass bleibende Durchbiegungen von 0,2 bis 0,3<sup>mm</sup> auf Schwellenentfernung, weil nicht nachweisbar, jedenfalls vorhanden seien, und sodann aus den Versuchen Weishaupt's über die Tragfähigkeit von Eisenbahnschienen geschlossen, dass im Schienenstrang auch unter ganz normalen Verhältnissen Spannungen mindestens gleich dem 1,5fachen der Grenzspannung (Spannung bis zur sogenannten Elasticitätsgrenze) erwartet werden müssen. Würde man hiernach die Spannungen für Schweiss-eisenschienen zu 2500 kg/qcm annehmen, so hätte man in Verbindung mit einem Widerstandsmoment  $\frac{\Theta}{n} = 160$

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 2500 \cdot 160 = 400000 \text{ cm.kg}$$

und für einen Raddruck  $P = 7000 \text{ kg}$  und die Schwellenentfernung  $l = 90 \text{ cm}$

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 0,63 P \cdot l.$$

Von den übrigen Ergebnissen der erwähnten Arbeit mag nur noch angeführt werden, dass ein besonders ungünstiger und dabei ziemlich einfacher Belastungsfall derjenige ist, wobei auf einer hohl liegenden Schwelle, in Folge dessen der Schienenstrang ein Feld gleich dem doppelten normalmässigen Abstand der Unterlagen enthält, das Rad einer schweren Locomotive trifft.

Für die Praxis möchte es dabei genügend und zugleich rätlich sein, überhaupt nur dieses eine Rad zur Berechnung des Angriffsmomentes in Betracht zu ziehen und von allen übrigen Rädern abzusehen. Man würde dadurch nämlich auch etwas stärkere Schienen bekommen als nach der bisherigen Berechnungsweise, was aus manchen Gründen, besonders für Bahnen mit sehr schnell fahrenden Zügen, empfehlenswerth erscheint.

Die Rechnung würde sich dann einfach in folgender Weise gestalten:

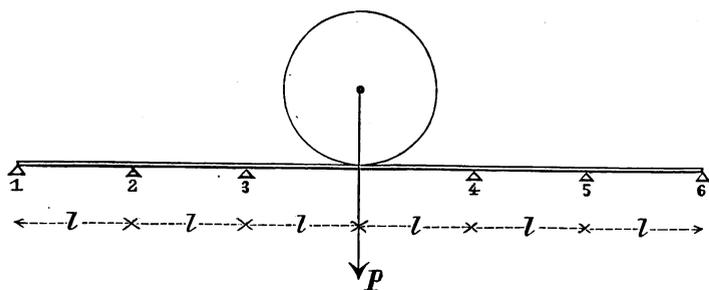
Zur Berücksichtigung der Steifigkeit der Schiene wird der Ausdruck

$$\alpha = \frac{6 \varepsilon \Theta}{l^3} \left( \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} \right)$$

bestimmt, worin  $\varepsilon$  der Elasticitätsmodul des Schienenmaterials (kg/qcm),  $l$  der Normalabstand zweier Schwellen von Mitte zu Mitte (cm),  $\frac{1}{f_1}$  der von der sogenannten Bettungsconstanten (c) abhängige und aus der nachstehenden Tabelle A zu entnehmende Coefficient,  $\frac{1}{f_2} = 0,0000571$  ein wegen der Zusammen-drückbarkeit des Schwellenholzes einzuführender und aus den Weber'schen Versuchen abgeleiteter Coefficient. Mit dem so gefundenen Werth von  $\alpha$  geht man sodann in die andere Tabelle B ein und entnimmt daraus das grösste Angriffsmoment, welches eine Einzellast (P) an dem in Fig. 80 dargestellten Träger auf 6 verdrückbaren Stützen, in der Mitte desselben ruhend, hervorzurufen im Stande ist. Dieser Momentwerth ist endlich noch wegen der verstärkten Wirkung der in Bewegung befindlichen

\*) Loewe, Zur Frage der Betriebssicherheit der Eisenbahngleise etc., Organ f. d. F. d. E. 1883, S. 125. — Auch als Separat- abdruck bei Kreidel in Wiesbaden.

Fig. 80.



Verkehrslasten um 94% zu vergrössern, so dass also das in die Rechnung einzuführende Moment den Werth

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,94 \mu \text{ Pl}$$

erhält.

Tabelle A.

| Bettungs-<br>constante<br>c | Coefficient<br>$\frac{1}{f_1}$ |
|-----------------------------|--------------------------------|
| 4                           | 0,0000800                      |
| 6                           | 533                            |
| 8                           | 400                            |
| 10                          | 320                            |
| 12                          | 267                            |
| 14                          | 229                            |
| 16                          | 200                            |
| 18                          | 178                            |
| 20                          | 160                            |
| 22                          | 145                            |
| 24                          | 133                            |
| 30                          | 107                            |
| 35                          | 091                            |
| 40                          | 0,0000080                      |

Tabelle B.

| Coefficient<br>a | Angriffsmoment in d.<br>Mitte des grossen Fel-<br>des, wenn die Last P<br>dasselbst ruht<br>$\mathfrak{M} = \mu \cdot \text{Pl}$ |
|------------------|--|
| 0,6              | 0,3649 Pl  |
| 0,8              | 0,3759 "   |
| 1,0              | 0,3854 "   |
| 1,2              | 0,3939 "   |
| 1,4              | 0,4017 "   |
| 1,6              | 0,4089 "   |
| 1,8              | 0,4157 "   |
| 2,0              | 0,4222 "   |
| 2,2              | 0,4283 "   |
| 2,4              | 0,4342 "   |
| 2,6              | 0,4400 "   |

Will man genauer rechnen und auch die übrigen, der hohl liegenden Schwelle zunächst befindlichen Raddrücke mit in Betracht ziehen, so braucht man nur an Stelle der Tabelle B die ausführlichere, auf S. 182 des Jahrgangs 1883 dieser Zeitschrift angegebene Tabelle XIV zu benutzen.

Was nun den Werth des beim Betriebe der Bahnen ausprobierten Widerstandsmomentes betrifft, welches den gegenwärtigen Verkehrsverhältnissen der Hauptbahnen Deutschlands angemessen erscheint, so ist dessen Bestimmung allerdings mit Schwierigkeiten verbunden. Vor Allem sind darauf bezügliche Angaben nur spärlich in der Literatur vertreten; selten ist das Trägheitsmoment und die Schwerpunktlage eines sicher erprobten Schienenprofils aus der Schweisseisenzeit angegeben. Die Sammlungen statistischen Materials über Schienen aus Schweisseisen, z. B. die »Statistik über die Dauer der Schienen auf den Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen«, welche im Auftrage der geschäftsführenden Direction des Vereins von F. Kiepenheuer, Wiesbaden 1879, bearbeitet wurde, sind zu wenig nach den gerade hier in Frage kommenden Gesichtspunkten angelegt, indem namentlich bestimmte Aeusserungen der Bahnverwaltungen darüber fehlen, unter welchen Umständen ihr Profil als ausreichend stark zu erachten sei, oder aus welchen Gründen sich etwa dasselbe als zu schwach erwiesen habe.

Allgemeine Aeusserungen in dieser Richtung wurden auf der Technikerversammlung zu Dresden (1865) gelegentlich der Berathung der Frage A. 5 gemacht. In dem betreffenden Referate heisst es:\*) »Nach den Angaben der Eisenbahnverwaltungen genügen die jetzigen Schienenprofile überall, während frühere, niedrigere und leichtere Schienen nach und nach haben verworfen werden müssen. Für Bahnen mit grossem Verkehr und schwer belasteten Achsen (100 Ctr. pro Achse Nettobelastung), wie bei den Bahnen des norddeutschen Verbandes, scheint die Höhe von 128—130<sup>mm</sup> und ein Gewicht von 70 bis 75  $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$  nothwendig, aber auch vollständig ausreichend zu sein.« Andere Anhaltspunkte liefern die Berathungen der vom 29. October bis 1. November 1873 auf Veranlassung des Handelsministeriums zu Berlin stattgefundenen Konferenz, welche sich mit den zur Erhöhung der Sicherheit im Eisenbahnbetriebe zu ergreifenden Maassnahmen zu befassen hatte\*\*) und sich über die Höhe der Schienen dahin aussprach, »dass die normale Höhe der jetzt vorzugsweise angewandten Schienen von 131<sup>mm</sup> als unbedenklich zu erachten sei, dass dagegen eine Vergrösserung der Höhe bei den jetzigen Befestigungsmitteln nicht rätlich erscheine.« Auch mag noch auf die »Technischen Vereinbarungen des Vereins D. E.-B.-V.« § 11—15 hingewiesen und daraus nur Folgendes hervorgehoben werden: »Der Kopf der Schienen soll nicht weniger als 57<sup>mm</sup> breit sein.« »Für die Höhe der Schienen wird bei Querschwellen-Oberbau ein Maass von nicht unter 125<sup>mm</sup> empfohlen.« »Für die Breite des Schienenfusses wird bei Querschwellen ein Maass von nicht unter 0,8, bei Langschwellen nicht unter 0,7 der Schienenhöhe empfohlen;« und endlich: »Schienen für Gleise, welche von Locomotiven befahren werden, sollen mit Rücksicht auf ihre Unterstützung so stark construirt sein, dass jede Stelle der einzelnen Schienen mindestens 7000 kg bewegter Last mit Sicherheit tragen kann.«

Winkler hat seinerzeit (Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik, I. Bd, 1870) eine grössere Zahl der üblichen Profile auf ihre Anstrengung untersucht und gefunden, dass für den Momentenwerth  $\mathfrak{M} = 0,189 \text{ Pl}$  eine zulässige Spannung von 750 kg/qcm den Betriebsverhältnissen der deutschen Bahnen als entsprechend erachtet werden könne. Sein aus jener Zeit stammendes Normalprofil von 13 cm Höhe, mit dem Trägheitsmoment  $\Theta = 1062$  und dem Widerstandsmoment  $\frac{\Theta}{m} = \frac{1062}{6,229} = 170$ , beziehungsweise  $\frac{\Theta}{n} = \frac{1062}{6,77} = 157$  kann jedenfalls als der Repräsentant der für die deutschen Bahnen damals erforderlichen Schienen aus geschweisstem Eisen betrachtet werden und die folgenden Ausführungen sollen zeigen, dass es auch unter den gegenwärtigen Verhältnissen gerade noch als ausreichend betrachtet werden kann.

Es ist zu dem Zweck die Tabelle No. 1 zusammengestellt worden. Dieselbe enthält neben den erforderlichen Angaben über das Winkler'sche Normalprofil auch solche von vier anderen Schienenquerschnitten, nämlich von dem seit 1867 bis

\*) Organ f. d. F. d. E., I. Suppl.-Bd. S. 19.

\*\*) Organ f. d. F. d. E. 1874, S. 238.

| Lit. No. | Schienenprofil   | Literaturquelle  | Eingeführt seit | Des Profils |                                 |             |             | Des Profils     |                   | Grösster Rad-Druck P | Grösster Abstand der Schwellen I | Grösste Längsspannungen in d. Kopffasern für das Angriffsmoment |   | Bemerkungen. |
|----------|--|--|-----------------|-------------|---------------------------------|-------------|-------------|-----------------|-------------------|----------------------|----------------------------------|---|---|--------------|
|          |  |  |                 | Höhe h      | Fussbreite b                    | Kopfdicke k | Stegdicke s | Flächeninhalt F | Trägheitsmoment I |                      |                                  | Maassgebendes Widerstandsmom. $\frac{\theta}{n}$                | Max $\mathfrak{M}$ = 1,94 $\mu$ Pl  |              |
|          | Winkler's Vorschlag zu einem Normalprofil                                  | Handbuch f. Spec. Eisenbahnr.-Technik I. Bd. Cap. VII. | 1870            | 13,0        | 11,0                            | 6,0         | 1,5         | 48,18           | 1062              | 156,8                | 3006                             | <b>744</b>  |   |              |
| 1.       | Bayerische St.-B.  | Normalien  | 1867            | 12,5        | 10,5                            | 6,0         | 1,6         | 48,6            | 942               | 146,3                | 2859                             | 672   |   |              |
| 2.       | Niederschlesische Zweigb.  | II. Suppl.-Bd. des O. f. d. F. d. E.                   | 1869            | 13,06       | 10,14                           | 5,89        | 1,42        | ca. 48          | ca. 1050          | ca. 159              | 2908                             | 740   |   |              |
| 3.       | Magdeburg - Halberstädter u. Berlin-Hannoversche B.                        | Desgl.   | 1865            | 13,08       | 10,14                           | 5,89        | 1,42        | ca. 48          | ca. 1040          | ca. 158              | 2955                             | 731   | * Die für Rangirnaschinen angegebenen 9000 kg sind nicht in Betracht gezogen. |              |
| 4.       | Berlin-Görlitzer B.  | Desgl.   | 1867            |             | dasselbe Profil wie unter No. 3 |             |             |                 |                   |                      | 2958                             | 732   |   |              |
| 5.       | Breslau-Schweidnitz-Freib., Niederschlesisch-Märkische und Westfälische B. | Desgl.   | 1868            |             | dasselbe Profil wie unter No. 3 |             |             |                 |                   |                      | 3065                             | 773   |   |              |
| 6.       | Bayerische St.-B.  | Normalien  | 1867            |             | übereinstimmend mit No. 1       |             |             |                 |                   |                      | 3068                             | <b>756</b>  |   |              |
| 7.       | Desgl.   | Desgl.   | 1867            |             | übereinstimmend mit No. 1       |             |             |                 |                   |                      | 3124                             | <b>734</b>  |   |              |
| 8.       | Niederschlesisch-Märkische Bahn (Gebirgsbahn)                              | II. Suppl.-Bd. des O. f. d. F. d. E.                   | 1865            | 13,08       | 10,13                           | 5,89        | 1,53        | ca. 47          | ca. 1020          | ca. 153              | 3157                             | 798   |   |              |
| 9.       | Magdeburg - Halberstädter u. Berlin-Hannoversche B.                        | Desgl.   | 1865            |             | dasselbe Profil wie unter No. 3 |             |             |                 |                   |                      | 3316                             | 871   |   |              |
| 10.      | Preussische Ostbahn  | Desgl.   | 1870            |             | dasselbe Profil wie unter No. 3 |             |             |                 |                   |                      | 3319                             | 837   |   |              |
| 11.      | Bayerische St.-B.  | Normalien  | 1867            |             | übereinstimmend mit No. 1       |             |             |                 |                   |                      | 3351                             | 826   |   |              |
| 12.      | Oberschlesische Bahn   | II. Suppl.-Bd. des O. f. d. F. d. E.                   | 1863            |             | dasselbe Profil wie unter No. 3 |             |             |                 |                   |                      | 3418                             | 862   |   |              |
| 13.      | Bergisch-Märkische B.  | Desgl.   | 1863            |             | dasselbe Profil wie unter No. 3 |             |             |                 |                   |                      | 3868                             | 957   | * Auf der geneigten Ebene bei Hochbahn.                                       |              |

heute auf den bayerischen Staatsbahnen in grosser Ausdehnung üblichen, sodann über das, Ende der sechziger Jahre auf 10 verschiedenen deutschen Bahnen in einer Länge von ungefähr 4500 km vorhandene Profil von 5'' dd. preuss. Höhe, endlich Angaben über die Schienen der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Gebirgsbahn) und der Niederschlesischen Zweigbahn, beide in den Jahren 1865, beziehungsweise 1869 eingeführt. Die in der Tabelle aufgenommenen Daten wurden theils aus dem II. Suppl.-Bd. des Organs f. d. F. d. E., theils aus den Normalien der bayerischen Staatsbahnen entnommen, die genaue Cotirung des 5 zölligen norddeutschen Profils lieferte die Zeitschrift für Bauwesen, Jahrgang 1862, S. 107. Eine solch' genaue Angabe der Profilform, wie sie leider in dem so werthvollen II. Suppl.-Bd. nur von wenigen Bahnverwaltungen geliefert wurde, war zur Bestimmung des Trägheits- und Widerstandsmoments erforderlich, welche Grössen nur für die bayerischen Schienen bekannt waren. Dieselbe wurde mittelst des Momentenplanimeters von Amsler und auch durch Anwendung der Simpson'schen Regel vorgenommen und die gewünschten Grössen dabei mit der jedenfalls ausreichenden Genauigkeit von ungefähr 2% gefunden. Mit ihnen ergab sich schliesslich die grösste Längsspannung ( $\sigma'$ ) aus der Gleichung  $\text{Max } \mathfrak{M} = \sigma' \cdot \frac{\theta}{n}$ , wobei ein Mal  $\text{Max } \mathfrak{M} = 0,189 \text{ Pl}$ , sodann  $\text{Max } \mathfrak{M} = 1,94 \mu \text{ Pl}$  angenommen wurde. Das letztere ist zwar aller Wahrscheinlichkeit nach etwas grösser als das zur Zeit beim normalen Betrieb zu erwartende,\*) kann aber doch der Einfachheit halber bei vergleichenden Betrachtungen hier festgehalten werden.

Sehr wichtig für die hieraus zu ziehenden Schlüsse ist das Profil der bayerischen Staatsbahnen, indem einige bemerkenswerthe Anhaltspunkte über dessen Zulänglichkeit zur Verfügung stehen. Nach dem Urtheile sehr erfahrener Ingenieure scheint dasselbe nämlich gegenwärtig für die meist vorhandenen Radbelastungen bis zu ungefähr 6500 kg auch bei einer Entfernung der Schwellen von Mitte zu Mitte von 90 cm noch ganz gut zu entsprechen, während bei Verwendung der neueren schweren Tendermaschinen mit Achsenbelastungen bis zu 14,2 Tonnen das Anwachsen der Unterhaltungskosten des Gestänges eine Minderung der Schwellenentfernung auf das ursprüngliche Maass von 80 cm als wünschenswerth erscheinen lässt.

Man scheint sohin annehmen zu dürfen, dass bei den gegenwärtigen Betriebsverhältnissen der Hauptbahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen Schienen aus Schweisseisen eine ausreichende Stärke besitzen, wenn sie bei einem Angriffsmoment  $\text{Max } \mathfrak{M} = 0,189 \text{ Pl}$  Längsspannungen von höchstens 750 kg/qcm erleiden, oder hierbei — weil die Elasticitätsgrenze der bayerischen Schienen bei 1700 kg/qcm angenommen wird — eine 2,3fache Grenzsicherheit gewähren. (Siehe Tabelle No. 1 die fettgedruckten Zahlen der vorletzten Vertikalreihe.) Ein Ergebnis, welches bemerkenswerther Weise ganz übereinstimmend mit den Annahmen Winkler's für sein Normalprofil ist.

Bei den übrigen, ebenfalls in der Tabelle aufgenommenen Spannungswerthen, welche die in Betracht gezogenen Schienen

\*) Siehe die Bemerkung auf S. 244.

erleiden würden, falls das Angriffsmoment den Werth  $M = 1,94 \mu \cdot Pl$  erreichen würde, kommt durch Rücksichtnahme auf die Verdrückbarkeit der Unterlagen die Steifigkeit der Schienen mehr zur Geltung und man könnte mit Rücksicht hierauf als Kennzeichen für die erforderliche Stärke der Schienen angeben, dass dieselben für letzteren Momentenwerth keine grösseren Längsspannungen als  $3100 \text{ kg/qcm}$ , d. h. das 1,8fache der Spannung bis zur ursprünglichen Elasticitätsgrenze erfahren sollen.

Bei einer Schienenhöhe  $h = 12,5$  bis  $13,0 \text{ cm}$ , einer Basisbreite  $b = 0,8 h$ , Kopfdicke  $k = 6,0 \text{ cm}$ , Stegdicke  $s = 1,5 \text{ cm}$  ergibt sich dann eine Querschnittsfläche  $F = \text{ca. } 48 \text{ qcm}$ , ein Widerstandsmoment für die horizontale Schwerpunkts-Achse  $\frac{G}{n} = 145$  bis  $158 \text{ cm}^3$  und ein Gewicht der Schienen von  $37$  bis  $38 \text{ kg/m}$ .

Als Stahlvollschienen und namentlich solche aus Bessemer- und Martinsstahl in grösserer Anzahl zur Verwendung kamen, erschienen, wie schon früher angegeben, mehrere Modificationen des Profils für Eisenschienen angezeigt und es tauchte auch bald die Frage auf, um wie viel wohl das Widerstandsmoment wegen der grösseren Festigkeit des neuen Materials verringert werden dürfe. Zur sicheren Beantwortung derselben fehlten vorerst noch alle Anhaltspunkte und es konnte auf die Erlangung solcher natürlich auch nicht so bald gerechnet werden. Man scheint sich hierin jedoch um so leichter gefunden zu haben, als mancherlei Gründe, z. B. die Bequemlichkeit und Einfachheit des Anschlusses der neuen Schienen an die alten oder der Umstand, dass letztere zuweilen ohnehin der Verstärkung bedurften, für die Beibehaltung des bisherigen Profils der Eisenschienen sprachen. Nur österreichische Bahnen, welche sich dem Stahl schon früher zugewandt hatten, versuchten schon damals Schienen mit schwächeren Abmessungen.\*) Wie schwierig übrigens eine Entscheidung in dieser Angelegenheit ist, geht recht deutlich aus den Berathungen hervor, welche noch im Jahre 1878 auf der Technikerversammlung in Stuttgart über die Frage: Lassen die bisherigen Erfahrungen mit Schienen aus Bessemerstahl es motivirt und rathsam erscheinen, für das Profil derselben andere Annahmen zu machen, wie für das Profil der eisernen Schienen? gepflogen wurden.\*\*\*) Von 40 Verwaltungen erklärten damals 17 es als nicht motivirt, für das Profil der Schienen aus Bessemerstahl andere Annahmen zu machen, wie für jenes der Schweisseisenschienen. Während aber ein Theil derselben zur Begründung dieser ihrer Meinung anführten: »der Bessemerstahl habe allerdings eine grössere Festigkeit wie Eisen, doch sei von einer Verminderung des Querschnitts abzusehen, weil bei den Stahlschienen häufiger Brüche eintreten als bei den Eisenschienen und eine Vermehrung dieser Brüche zu befürchten sei, wenn man den Querschnitt vermindere,« erklärten andere Verwaltungen, dass, wenn auch die grössere Festigkeit des Bessemerstahls eine Ver-

kleinerung des Profils gestatte, so werde der hiermit erzielte Vortheil doch wieder durch die Nothwendigkeit aufgehoben, neue Sorten Kleiseisenzeug etc. anzuschaffen. Da endlich die übrigen 23 Bahnverwaltungen, welche für eine Abänderung des Profils eingetreten waren, dabei dennoch von ganz verschiedenen Gesichtspunkten geleitet wurden, indem nur ein Theil von ihnen für eine Verkleinerung des Eisenprofils war, der andere aber die ursprüngliche Stärke beibehalten und nur einige Abmessungen verändert wissen wollte, so konnte die Schlussfolgerung: »Ueber die Frage, ob und event. in welchem Maasse das Profil der Stahlschienen schwächer anzunehmen ist als das der Eisenschienen, kann nach den bisherigen Erfahrungen eine Entscheidung noch nicht getroffen werden,« nicht mehr auffallend erscheinen. Dagegen wurden bezüglich der für Bessemerstahlschienen der Hauptbahnen im Flachlande zu empfehlenden Dimensionen mehrere Beschlüsse gefasst, aus welchen die folgenden angeführt werden sollen:

»Nach den Erfahrungen einer Mehrzahl von Bahnen kann der Steg der Schienen schwächer gestaltet werden, wie früher von den meisten Bahnen angenommen wurde. Es erscheint unbedenklich, die Dicke desselben je nach der Höhe der Schienen zu  $11$  bis  $14 \text{ mm}$  anzunehmen.«

»Für die Breite des Fusses der Schienen zu Querschwellen-Oberbau ist das Maass von  $100$  bis  $110 \text{ mm}$  zu empfehlen.«

»Da nach den bisherigen Erfahrungen die Gussstahlschienen (Bessemer-, Martins- und Tiegel-Gussstahlschienen) in ihrer grossen Mehrzahl nur in Folge einer allmählichen Abnutzung des Kopfes durch die überrollenden Räder auszuwechseln sein werden, so ist es rathsam, namentlich für sehr frequente Bahnen und solche Strecken, auf welchen regelmässig gebremst wird, zur Verlängerung der Schienendauer den Kopf höher zu gestalten, wie solches für die aus Lamellen erzeugten Schienen üblich war.«

»Zur Erzielung einer möglichst wirksamen Laschenconstruction sind an Kopf und Fuss der Schienen gerade symmetrische Anlageflächen für die Laschen nach der Steigung  $1:2$  bis  $1:3$  anzuwenden.«

Weitere Anhaltspunkte mögen aus der nachstehenden Tabelle 2 ersehen werden, welche eine Anzahl, meist erst in den achtziger Jahren vorgeschlagener oder ausgeführter Stahlschienenprofile enthält.

Mit Hülfe der Elasticitätstheorie können die Spannungsverhältnisse in den Schienen noch weiter verfolgt und namentlich Untersuchungen über die Stärke des Steges angestellt werden. (Siehe z. B. Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau.) Solche Untersuchungen hatten bei Schienen aus Schweisseisen wenig Bedeutung, weil bei diesen schon mit Rücksicht auf die Fabrikation eine Stegdicke erforderlich wurde, welche allen äusseren Angriffen gewachsen war. Für einzelne Angriffe konnte dies auch experimentell erwiesen werden. Schon Weishaupt zeigte im Jahre 1851 gelegentlich seiner anderen Versuche mit Schienen, dass Steg und Fuss der Biegung des Kopfes bis zum Bruch gleichmässig folgten, wenn die Schienen, auf der Seite liegend, in der Mitte einer freien Länge von  $3'$  concentrirte Drücke gegen die Seitenfläche des Kopfes erlitten. Noch weiter

\*) Schwarz, Geschichtlicher Ueberblick der stufenweisen Entwicklung des Oberbaues auf der Kaiser Ferdinands-Nordbahn, Zeitschr. des österr. I.- u. A.-V. 1866, S. 135. Sodann Organ f. d. F. d. E., II. Suppl.-Bd.

\*\*) Organ f. d. F. d. E., VI. Suppl.-Bd. S. 10.

T a b e l l e 2.

Längeneinheit = cm, Gewichtseinheit = kg.

| Nr. | Schienenprofil                              | Literaturquelle                          | Höhe d. Profils |                       | Fussbreite b | Kopfdicke k | Stegdicke s | Flächeninhalt |                       | Trägheitsmoment f. d. horizontale Schwerpunktsaxe |                           | Maassgebendes Widerstandsmoment                |                           | Grösster Abstand der Schwellen l | Grösster Rad-Druck P | Grösste Längsspannungen nach der Abnutzung für das Angriffsmoment |   | Bemerkungen.   |
|-----|---|--|-----------------|-----------------------|--------------|-------------|-------------|---------------|-----------------------|---|---------------------------|--|---------------------------|----------------------------------|----------------------|---|---|--|
|     |   |  | voll h          | abgen. h <sub>1</sub> |              |             |             | voll F        | abgen. F <sub>1</sub> | voll $\frac{\theta}{m}$ od. $\frac{\theta}{n}$    | abgen. $\frac{\theta}{n}$ | voll $\frac{\theta}{m}$ od. $\frac{\theta}{n}$ | abgen. $\frac{\theta}{n}$ |                                  |                      | Max $\frac{M}{\sigma}$  | Max $\frac{M}{\sigma} = 0,189 \frac{P l}{\sigma}$ |  |
| 1.  | Breslau-Schweidnitz-Freiburger B.           | Organ f. d. F. d. E. 1877, S. 225        | 12,5            | 11,5                  | 10,0         | 5,6         | 1,25        | 41,8          | 37,6                  | 863   | 676                       | 134,8  | 111,4                     | 93,4                             | 6500                 | 4016  | 1029  |  |
| 2.  | K. k. priv. österr. Staatsbahn-Gesellschaft | Ztschr. d. öst. I. u. A. V. 1877, S. 139 | 12,5            | 11,75                 | 10,5         | 5,9         | 1,4         | 42,3          | 38,8                  | 862   | 719                       | 135,7  | 116,9                     | 100,0                            | 6500                 | 4031  | 1050  |  |
| 3.  | Kgl. Württembergische St.B.                 | Normalien 1882                           | 13,0            | 12,0                  | 10,4         | 5,8         | 1,1         | 42,0          | 37,0                  | 958   | 754                       | 146,3  | 120                       | 100,0                            | ca. 6700             | 4072  | 1055  |  |
| 4.  | K. k. priv. österr. N.W. Bahn               | Normalien                                | 12,2            | ca. 11,2              | 10,5         | 5,5         | 1,3         | ca. 41,3      | ca. 36,4              | ca. 806   | ca. 617                   | ca. 125,3                                      | ca. 99,4                  | 88,0                             | 6250                 | 4118  | 1045  |  |
| 5.  | Schweiz. Gotthard-B.                        | Normalien                                | 13,0            | ca. 12,0              | 11,0         | 6,0         | 1,3         | 47,0          | ca. 41,4              | 1044  | ca. 816                   | 158,4  | ca. 127,5                 | 93,0                             | 7500                 | 4122  | 1033  |  |
| 6.  | K. k. österreichische Staatsbahnen          | Centralbl. d. Bau-Verw. 1883, S. 26      | 12,5            | 11,5                  | 11,2         | 5,8         | 1,2         | 45,4          | ca. 40,2              | 920   | ca. 717                   | 141,6  | ca. 114,5                 | 90,0                             | 7000                 | 4131  | 1038  |  |
| 7.  | K. preussische Staats-B.                    | Deutsche Bauzeit. 1879 u. Normalien      | 13,05           | 12,05                 | 10,5         | 5,8         | 1,1         | 40,0          | 34,7                  | 931,4   | 736,3                     | 141,8  | 116,9                     | 100,0                            | 6700                 | 4168  | 1082  |  |
| 8.  | K. italienische Staats-B.                   | Centralbl. d. Bau-Verw. 1882, S. 44      | 13,0            | ca. 12,0              | 10,0         | 6,0         | 1,4         | ca. 46,2      | ca. 41,0              | ca. 1008  | ca. 798                   | ca. 153,0                                      | ca. 125,7                 | ca. 93,0*                        | ca. 7500*            | 4172  | 1048  | * P u. l wurden wie bei der Gotthardbahn angenommen. |
| 9.  | Entwurf eines Normalprofils v. Pollitzer    | Organ f. d. F. d. E. 1882, S. 127        | 13,0            | 12,5                  | 10,8         | 6,0         | 1,2         | 42,2          | 39,62                 | 928   | 741                       | 141,7  | 116,7                     | 95,0                             | 7000                 | 4213  | 1076  |  |

Alle Grössen der ersten 16 Columnen, welche nicht unmittelbar als Literaturangabe entnommen sind, sondern erst bestimmt oder angenommen werden mussten, sind durch die Befügung „ca.“ gekennzeichnet.

ging v. Weber\*) auf die Sache ein, als er sich vorsetzte, »zu erörtern, welche Minimaldimension des Halses der Schienen demselben noch eine Widerstandsfähigkeit belasse, die dem höchsten Maass der Widerstandsfähigkeit der Befestigungsmittel der Schienen auf den Schwellen noch überlegen sei.«

Er legte zu dem Zweck eine Schiene von 6' Länge in richtiger Stellung auf 2 Stützpunkte von 0,9<sup>m</sup> Abstand und constatirte die Vertikaldurchbiegung, welche dieselbe durch ein in der Mitte zwischen den Stützen angebrachte concentrirte Last von 50 Ctr. (wodurch die Schiene bis nahe an die Elasticitätsgrenze angestrengt wurde) erlitt. Dasselbe Experiment wiederholte er mehrmals, nachdem der Steg jedesmal durch Abhobeln um 3<sup>mm</sup> verschwächt worden war und erhielt so folgendes Resultat:

Bei der ursprünglichen Stärke des Steges von 5/8" (15 mm) betrug der Biegungspfeil 0,016"

bei der Stegstärke von 1/2" (12 mm) betrug der Biegungspfeil 0,016"

|   |   |   |             |   |   |   |         |
|---|---|---|-------------|---|---|---|---------|
| * | * | * | 3/8" (9 mm) | * | * | * | 0,019"  |
| * | * | * | 1/4" (6 mm) | * | * | * | 0,0194" |
| * | * | * | 1/8" (3 mm) | * | * | * | 0,022"  |

Gleichlaufend mit diesen Versuchen wurden sodann andere angestellt, wobei dieselbe Schiene, jedesmal auf doppelt so vielen frischen Föhrenschwellen, als in Wirklichkeit angewendet wurden und mit doppelt so vielen Nägeln befestigt, an ihren Enden durch Kräfte so stark auf Kantung beansprucht wurde, bis die inneren Befestigungsnägel sich zu heben begannen und zwar wurde zuerst mittelst einer gegen den Kopf wirkenden Winde ein Druck, sodann mittelst eines langen Hebels, welcher die Schiene am Kopf mit einer Klaue fasste, ein ruck- und stossweise erfolgreicher Angriff ausgeübt. Die Formänderungen des Profils hierbei wurden durch Einschlagen desselben in eine Bleiplatte constatirt.

Das Ergebniss war, dass das Profil, selbst bei einer Stegstärke von nur 6<sup>mm</sup>, noch keine Deformationen erlitt und nur, als der Steg auf 3<sup>mm</sup> reducirt worden war, eine kleine bleibende Neigung des Kopfes in dem Augenblicke zeigte, wo sämtliche Nägel nachgaben. Schliesslich wurde auch noch constatirt, dass sich eine solche Schiene mit 3<sup>mm</sup> starkem Steg als Auffahrtsschiene an einer stark benutzten Drehscheibe eine Reihe von Jahren unverändert erhielt.

v. Weber schliesst hieraus, »dass eine Stegstärke von 1/4" (3 mm) in Bezug auf alle Betriebseinwirkungen ausreichen würde, wenn nicht bei den Senkungen der Schienenstösse dann leicht ein Aufreissen des Halses in den Laschenlöchern zu befürchten stände, dem indess durch gehörige Construction der Anlagefläche zwischen Schiene und Lasche in beträchtlichem Maasse zu begegnen ist,« dagegen werde die Fabrikation durch dünne Stege zu sehr erschwert.

Weiter spricht er sich dahin aus: »Jedenfalls erheben die Versuche es über jeden Zweifel, dass eine Stärke des Schienenhalses von 3/8—1/2" (9—12 mm) für jede übliche Schienenhöhe ausreichenden Widerstand gegen alle vertikalen, horizontalen und drehenden Einwirkungen, welche auf Schienen stattfinden können, gewähre.«

\*) Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise S. 103.

Ist man nun auch in der Praxis bei Eisenschienen niemals und bei Stahlschienen selten bis zu diesem Maass heruntergegangen, so verdient es doch Beachtung, dass auf der X. Technikerversammlung zu Berlin im Juli 1884 die Frage: »Ist bei Eisen- oder Stahlschienen jemals eine in Folge des gewöhnlichen Betriebs (nicht durch besondere Ereignisse) entstandene seitliche Verbiegung des Schienenstrangs beobachtet worden?« von 34 beteiligten Verwaltungen mit »Nein« beantwortet worden ist.\*)

v. Weber hat schon im Hinblick auf Schweisseisenschienen ausgesprochen, dass der Steg aus dem Grunde nicht so dünn gewählt werden dürfe, weil sonst leicht ein Aufreissen desselben durch die Laschenbolzenlöcher eintreten könnte. Dieser Umstand scheint nun in der That bei den Flussstahlschienen, welche theilweise mit entschieden dünneren Stegen zur Ausführung gekommen sind, hervorzutreten; jedenfalls ist die aus der Statistik über die Schienendauer zu entnehmende Thatsache von Bedeutung, dass ein sehr beträchtlicher Theil der beobachteten Schienenbrüche durch die Laschenbolzenlöcher verläuft. Einige Bahnverwaltungen haben sich hieraus schon eine bestimmte Anschauung gebildet, wie z. B. aus Aeusserungen gelegentlich der Berathung der schon früher erwähnten Frage: »Lassen die bisherigen Erfahrungen mit Schienen aus Bessemerstahl es motivirt und rathsam erscheinen, für das Profil derselben andere Annahmen zu machen wie für das Profil der Eisenschienen?« auf der VIII. Technikerversammlung zu Stuttgart (1878) hervorgeht. In dem betreffenden Referate\*\*) heisst es: »die Direction der Niederschlesisch-Märkischen Bahn giebt an, es lägen ihr zwar Erfahrungen, welche einen sicheren Anhalt für die Dimensionen der Schienen geben könnten, nicht vor, da jedoch eine grössere Anzahl von Schienenbrüchen, ebenso wohl der gussstählernen, wie der schmiedeeisernen, im Stege zwischen den Bolzenlöchern eintrete, so schein es sich zu empfehlen, das Material, welches der grösseren Widerstandsfähigkeit des Gussstahls wegen am Kopfe der Schienen erspart werden könne, zur Verstärkung des Steges zu verwenden.«

\*) Organ f. d. F. d. E., IX. Suppl.-Bd. S. 4.

\*\*) Organ f. d. F. d. E., VI. Suppl.-Bd. S. 11.

Und weiter: »Auch die Direction der Oberschlesischen Bahn ist ähnlicher Ansicht. Sie sagt, für Querschwellenoberbau erscheine es nicht rathsam, ein anderes Profil für Stahlschienen als für Eisenschienen zu wählen, insbesondere erscheine eine Verdünnung des Steges unter das dort angewendete Maass von 14<sup>mm</sup> schon deshalb bedenklich, weil gerade im Steg bei den Laschenlöchern die meisten Brüche beginnen, die Neigung hierzu deshalb vergrössert werden dürfte, wenn der Steg dünner angenommen werde.«

In neuerer Zeit ist eine bemerkenswerthe theoretische Arbeit in dieser Richtung bekannt geworden,\*) in welcher unter Anderem auch die Stegdicke mit Rücksicht auf die grössten Biegespannungen und die durch die Keilwirkung der Laschen erzeugte Anstrengung festgestellt wird, wobei es freilich wesentlich auf eine richtige Bestimmung der dabei unentbehrlichen Constanten ankommt. Von Bedeutung scheint dabei der Nachweis des Einflusses, welchen die Länge der Laschen bei der Anstrengung der Schienenenden spielt.

Des Weiteren wird in dieser Abhandlung auch versucht, die Stärke des Fusses beim Uebergang in den Steg zu bestimmen, doch wird man hier noch mehr wie beim Steg von den Erfahrungen in der grossen Praxis abhängig bleiben. Für die Schweisseisenschienen sind diese, wie überhaupt sämtliche Dimensionen hinreichend sicher ausprobiert, so dass man annehmen kann, dass eine gut profilirte Schiene weder Verdrückungen des Kopfes, noch Stauchungen des Steges oder Verbiegungen des Fusses oder sonst dergl. erleiden wird, wie man auch den Erfahrungssatz festhalten darf, ein mit Rücksicht auf die vertikalen Angriffe hinreichend stark construirtes Profil werde sich auch den seitlichen Angriffen gegenüber als genügend widerstandsfähig erweisen. Für die Flussmetallschienen fehlen, wie schon mehrmals hervorgehoben wurde, manche dieser Anhaltspunkte und es ist erst noch abzuwarten, ob nicht einzelne, zuweilen etwas kühn gewählte Dimensionen, wie namentlich die Randstärke des Fusses oder die Höhe des abgenutzten Kopfes, sich doch zu schwach erweisen.

\*) R. Kolster, die Einwirkung der Laschen auf die Schienen und die Construction des Schienenprofils, Organ f. d. F. d. E., 1883, S. 159—172.

## Schnell- und Zweiwagen-Bremse für Eisenbahn-Fahrzeuge.

System L. Gassebner.

(Hierzu Fig. 1—14 auf Taf. XXXI und Fig. 16 auf Taf. XXXII.)

Die heute allgemein in Verwendung stehende Spindelbremse der Eisenbahn-Fahrzeuge bietet zwei eminente und unbestritten dastehende Vortheile, und diese sind:

1. die sichere Function, wodurch selbe stets der vertrauenswertheste, nie versagende Rettungsanker bleibt,
2. die Fähigkeit, jeden Wagen seiner Belastung entsprechend bremsen zu können, was die volle Ausnutzung des Bremsbrutto — für Bremszwecke nämlich — ermöglicht.

Dem gegenüber muss zugegeben werden, dass diese Bremse

den dermaligen erhöhten Anforderungen des Verkehrs aus dem Grunde nicht mehr genügt, weil sie

1. zu viel Zeit beansprucht um wirksam zu werden und
2. weil die Bedienung je eines Bremswagens einen Mann erfordert, ein Umstand der die Betriebskosten bedeutend vertheuert.

Die nachstehend beschriebene Construction bezweckt, die für das Anbremsen erforderlichen Kurbelumdrehungen zu ersparen, und die Bremsklötze momentan, also mit einem

Ruck und einer immerhin nennenswerthen Kraft an die Radreifen anzustellen; ferner ermöglicht dieselbe die rationelle Bedienung zweier Bremswagen durch nur einen Mann.

Sie beseitigt also die Nachtheile der jetzigen Spindelbremse, ohne deren Vortheile preiszugeben.

Auf Taf. XXXI Fig. 1—3 erscheint das Wesen meiner Construction und zwar wie selbe an Wagen mit Bremsplateau, dann an solchen mit Dachsitz zur Ausführung gelangte, veranschaulicht.

Wie dort zu ersehen, wird die Bremsspindel a mit dem Zahnstück b derart verbunden, dass eine Drehung derselben ermöglicht bleibt, beim Heben der Spindel jedoch auch dieses Zahnstück mitgehoben wird.

Das Zahnstück b erhält seine Führung und Unterstützung durch den Schuh c, der am Brustbaum resp. an der Stirnwandbohle des Wagens unverrückbar befestigt ist.

Dieser Schuh dient auch zur Aufnahme der Sperrriegel f, welche durch die Spiralfedern g gegen die Zähne des Zahnstückes b gedrängt werden.

Endlich wird der Kreuzkopf k (Fig. 1, 2, 5 und 12), resp. die Bremsspindel an irgend einem passenden Punkte vom Balancier m erfasst, der um den Punkt o drehbar, an seinem anderen Ende ein Gewicht p trägt, das im ungebremsten Zustand des Wagens — wie ersichtlich — aufgehängt ist.

Das Bremsmanöver bei einem einzelnen Wagen ist nun folgendes:

#### A. Beim Zubremsen:

Vorerst wird durch Auslösen der Aufhängung des Fallgewichtes p der Balancier m in Function gesetzt. Hierdurch wird die Bremsspindel sammt Zahnstück gehoben, die Bremsklötze werden momentan mit einer dem Fallgewichte und der Hebelübersetzung des Balanciers und des Bremsgestänges entsprechenden Druck an die Radreifen angepresst. Die Sperrriegel f, resp. einer derselben, halten die so gewonnene Position fest und bilden den Stützpunkt für das nun erfolgende totale Festbremsen, das durch  $\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$  Kurbelumdrehungen bewerkstelligt wird.

#### B. Beim Aufbremsen:

Hierbei werden die  $\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$  Kurbelumdrehungen statt wie beim Zubremsen nach rechts, nun nach links gemacht, das Fallgewicht wieder aufgehängt und die Sperrriegel mittelst der Auslösevorrichtung n ausser Eingriff mit dem Zahnstück b gebracht, worauf die Spindel sammt Zugehör wieder in ihre ursprüngliche Lage zurückfällt.

Es sei hier noch erwähnt, dass für geschlossene Bremshäuschen, vortheilhaft statt des Fallgewichtes, ein Fusstritt, Taf. XXXI Fig. 3 y, zur Anwendung gelangte, der im Momente des Zubremmens vom Bremser getreten wird.

Wie diese Bremse als Verschub-Bremse vom Bahnplanum aus bedient werden kann, zeigt die Darstellung auf Taf. XXXI Fig. 3 bei z.

Als Zweiwagenbremse ist diese Construction in der Art zu verwerthen, dass man die Bremsplateaus zweier Wagen einander gegenüberstellt (siehe Fig. 16 Taf. XXXII). Die

Plateaus der beiden Wagen gestatten das Uebertreten des Bremsers von einem der beiden Vehikel zum anderen.

Ertönt das Signal: »Bremsen fest«, so werden beide Wagen durch Auslösen der Fallgewichte angebremst, hierauf wird der eigene Wagen festgebremst und sodann der gegenüberstehende Wagen, indem der Bremser auf dessen Plateau übertritt. Diese Manipulation ist in 10—12 Secunden ausgeführt und gestattet, jeden der beiden Bremswagen seiner Belastung entsprechend zu bremsen, wodurch sich diese Construction von den gekuppelten Zweiwagenbremsen unterscheidet.

Um den Vortheil meiner Zweiwagenbremse gegenüber den gekuppelten derartigen Bremsen entsprechend zu beleuchten, wollen wir annehmen, es sei von den gekuppelten zwei Wagen der eine 6 Tonnen, der andere 16 Tonnen schwer — eine Gewichts Differenz die bei Lastwagen, wo die Zweiwagenbremsen in erster Linie Anwendung zu finden hätten — oftmals vorkommen wird.

Diese Wagen werden, da deren Bremsapparate gekuppelt sind, nur durch einen Mann bedient und die Uebertragung der Bremskraft erfolgt auf beide Wagen zu gleichen Theilen.

Es kann also der 16 Tonnen schwere Wagen nur mit einer Kraft gebremst werden, die einem Wagengewichte von 6 Tonnen entspricht, da ja sonst die Räder dieses leichten Wagens schleifen würden, was nicht statthaben darf.

Gesetzt nun, man brems mit einer Kraft, welche  $\frac{5}{6}$  des Druckes der Räder eines Wagens auf die Schienen entspricht, so brems man in unserem Falle beide Wagen mit:

$$2 \times \frac{5}{6} \times 6 \text{ T} = 10 \text{ Tonnen.}$$

Würde man aber nur den einen, 16 Tonnen schweren Wagen bremsen, so erzielte man einen Bremseffect, welcher  $\frac{5}{6} \times 16 = 13,3$  Tonnen entspricht, woraus sich ein Plus von 3,3 Tonnen ergibt. Man ersieht also, dass unter Umständen solche Zweiwagen-Bremsen unvortheilhafter wirken, als eine Einzelbremse.

Wird in diesem Falle unsere Bremse angewendet, so stellt sich nach dem Gesagten das wirksame Bremsbrutto für den besetzten 16 Tonnen schweren Wagen auf . . . 13,3 T.  
für den zweiten Wagen mit  $\frac{5}{6} \times 6 \text{ T.} =$  . . . 5,0 T.

in Summa also auf . . . 18,3 T.

woraus gegenüber den gekuppelten Zweiwagen-Bremsen ein Plus an Bremsbrutto von . . . 8,3 T. resultirt und überdies die Schnell-Bremswirkung erzielt wird.

Nun ist der Einwand laut geworden, dass eine gut erhaltene Spindelbremse auch nur weniger Spindelumdrehungen bedarf, bis das Anbremsen des Wagens vollzogen ist, und dass diese angeblich wenigen Kurbelumdrehungen in sehr kurzer Zeit ausgeführt werden können.

Hierauf ist zu erwidern, dass constatirtermaassen bei im Betriebe befindlichen Bremswagen — jene ausgenommen, die nach erfolgter Bremsen-Regulierung die Werkstätten erst verlassen haben — im Durchschnitte acht Spindelumdrehungen bis zum Anbremsen erforderlich sind (welche einen Zeitaufwand von 8 bis 12 Secunden beanspruchen), wobei die geringste Zahl dieser Umdrehungen vier, die grösste zwölf war.

Sind aber Spindelumdrehungen zu vollziehen, so beanspruchen diese Zeit, selbst wenn — wie dies bei Bremsproben der Fall ist — junge, gewandte und leicht gekleidete Bremser die sorgsamst vorbereiteten Bremsapparate bei günstiger Witterung handhaben. Im normalen Betriebe trifft man aber solche Zustände selten an.

Bei starkem Verkehr, wo der Instandhaltung, insbesondere der Lastwagen, nicht immer die wünschenswerthe Sorgfalt zugewendet werden kann, bei ungünstigen Witterungsverhältnissen etc. lässt der Zustand der Bremsspindeln in Betreff der leichten Handhabung Manches zu wünschen übrig. Auch die Kleidung der Bremser bildet in der Regel ein weiteres sehr beachtenswerthes Hinderniss gegen die Ausführungen schneller Bewegungen. Der durch die Hallina oder den Pelz vor den Unbilden der Witterung sich schützende, oft halb erstarrte Bremser besitzt nicht die geringste Fähigkeit, irgend welche Manipulationen rasch auszuführen; dagegen wird er stets noch so viel Kraft bewahrt haben, um beim Ertönen des Bremsignales im Aufstehen den Fusstritt zu activiren, eventuell das Fallgewicht auszulösen, um sodann — ohne irgend einer Gelenkigkeit zu bedürfen — das nur mit Kraftaufwand verbundene Festbremsen zu besorgen.

Man hat also auch hier, wie überhaupt bei Beurtheilung aller praktischen Fragen, mit den Verhältnissen zu rechnen, wie sie sind, nicht aber wie sie sein sollten und in der Wirklichkeit nur in Ausnahmefällen angetroffen werden.

Die sichere Wirkung meiner Bremse betreffend, muss besonders hervorgehoben werden, dass selbst im Falle, dass der ganze Schnellbremsapparat versagen, also entweder das Zahnstück oder die Sperrriegel oder die Federn brechen würden, unter allen Verhältnissen die Wirkung der heutigen Bremse

gewahrt bleibt, also im schlimmsten Falle nur die Schnellwirkung verloren gehen kann.

Factisch ist auch während einer mehr als dreijährigen Verwendung meiner Bremse, an über 300 (davon der grösste Theil bei der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Betriebe) Wagen, weder ein Versagen derselben noch ein Verkehrsanstand der sich auf diese Bremse zurückführen liesse, zu verzeichnen, — ein Umstand, der wohl am beredtesten für diese Bremse spricht. Zum Schluss soll nur noch darauf hingewiesen werden, dass durch diese Neuerung das oftmalige und zeitraubende Nachstellen der Bremsklötze entfällt, sowie dass durch selbe die Möglichkeit geboten ist, den Gepäckwagen (s. Fig. 16 Taf. XXXII) vom Führerstand aus anzubremsen, und so eine bedeutende Bremskraft in die Hand des Locomotivführers zu legen.

Erwägt man, welcher Werth beim Eisenbahnbetriebe oft nur Bruchtheilen von Secunden zuerkannt werden muss, in wie vielen Fällen Eisenbahn-Katastrophen und Unfälle kleinerer Art vermieden, oder doch in ihren Folgen abgeschwächt werden können, wenn ein Zug nur um wenige Meter früher, als dies heute möglich ist, zum Stillstand gebracht oder dessen Geschwindigkeit in entsprechend kürzerer Zeit herabgemindert werden kann; hält man sich ferner gegenwärtig, dass selbst bei der grössten Aufmerksamkeit des Zugpersonales etwaige Fahrthindernisse, als: unrichtig stehende Einfahrtwechsel, nicht freie Sicherheitsgrenzen oder Hindernisse auf der currenten Bahn, entweder in Folge ungünstiger Local-Verhältnisse, bei Nacht und Nebel oder bei durch Schneegestöber oder Staub behinderter Fernsicht oft erst in unmittelbarer Nähe wahrgenommen werden können, so wird man wohl zugeben müssen, dass jede Verbesserung und Vervollkommnung der Bremsapparate um so mehr Beachtung verdient, je einfacher, handlicher und billiger die betreffenden Constructionen sind und je sicherer selbe functioniren.

## Ueber den Zusammenhang zwischen dem Radstand der Eisenbahn-Fahrzeuge, dem Curven-Halbmesser und der Spurweite.

Von Regierungs-Maschinenmeister Krüger, in Köln a. Rh.

(Hierzu Fig. 1—15 auf Taf. XXXII.)

Die steigenden Anforderungen an die Transportfähigkeit der Eisenbahnen, sowie die in diesem Transportgewerbe entstandene Concurrenz haben sehr bald zu der Erkenntniss hingeführt, dass unter Anderen für die Rentabilität solcher Unternehmungen die grösstmögliche Ausnutzung der vorhandenen Betriebsmittel ein Hauptfactor ist. Die nach dieser Richtung hin zur Geltung gelangten Bestrebungen, haben, unterstützt durch die Erfahrungen im Betriebe, darauf hingewiesen, die Construction der zu den Transporten benutzten Wagen so herzustellen, dass die Möglichkeit vorhanden ist, in der Belastung derselben die äusserste Grenze zu erreichen, welche die Tragfähigkeit der die Unterstützung der Räder bildenden Schienen zulässt. Weil die Breite der Wagen gewisse beschränkte Grenzen nicht übersteigen durfte, so blieb zur Erreichung

dieses Zweckes nur die möglichste Vergrösserung der Länge und des Radstandes derselben übrig. Die neuere Zeit hat nach dieser Richtung das dringende Erforderniss gezeitigt, mit dieser Maassnahme bis zur Grenze des überhaupt Erreichbaren vorzugehen. Diese Grenze wird gezogen durch den innigen Zusammenhang, welcher zwischen der Form der Räder der Eisenbahnfahrzeuge und der Gestalt der den Weg für die ersteren darstellenden Schienengleisen besteht. In den Fällen, in welchen dieser Weg Ablenkungen aus der geraden Richtung erfahren muss, also in Curven, tritt besonders diese Beziehung bestimmend auf den Zusammenhang zwischen Radstand und Curvenhalbmesser auf. Die Curven sind aus örtlichen Rücksichten zum Theil nur mit scharfer Krümmung herzustellen gewesen. Es ist darum für den Betrieb auf Eisenbahnen die

Frage in der neuesten Zeit eine brennende geworden, in welchem Zusammenhange stehen Curvenradius und Radstand der Fahrzeuge zu einander, welches ist der Einfluss, welchen die Grösse des einen, unter Berücksichtigung der Erhaltung eines gefahrlosen Betriebes, auf die Grösse des anderen ausübt, oder mit anderen Worten, welche längsten Radstände können Curven mit solchen Radien, welche durch den Gebrauch allgemein als die kleinsten üblichen zur Anwendung gelangen, noch durchlaufen, ohne dass die für den Eisenbahn-Betrieb erforderliche Sicherheit beeinträchtigt wird. Einen Beitrag zur Beantwortung dieser Frage enthalten die folgenden Ausführungen.

Für dieselben entsteht zunächst die Frage, in welcher Art und Weise bewegen sich Eisenbahnfahrzeuge bei ihrem Lauf durch die Curven, welchen Einfluss üben Radstand und Curvenhalbmesser auf die Art dieser Bewegung in Folge des innigen Zusammenhanges ihrer beiderseitigen Formen auf einander aus? Diesen diesbezüglichen Erörterungen sollen zunächst die zumeist auf den Eisenbahnen jetzt noch üblichen Fahrzeuge mit gegen das Gestell unverschiebbaren und unverrückbaren Achsen zu Grunde gelegt werden.

Es handelt sich mithin zunächst hier um die Bewegung steifachsiger Fahrzeuge durch Curven.

Läuft ein Fahrzeug, dessen Achsen mit dem Untergestell in derartig fester Verbindung stehen, dass dieselben ihre gegenseitige Lage und Richtung in keiner Weise verändern können in eine Curve ein, so beginnt in dem Augenblick, in welchem das äussere Rad der Vorderachse mit der gebogenen äusseren Curvenschiene in Berührung kommt, die Ablenkung der letzteren, und mit dieser auch die des ganzen übrigen Wagengestelles und der Hinterachse aus ihren ursprünglichen Bewegungsrichtungen.

Es sei noch vorausgesetzt, das Fahrzeug bewege sich mit einer gleichbleibenden Geschwindigkeit  $V$  durch die Curve, d. h. es werden die Arbeitsverluste, welche aus Richtungsveränderungen, Reibungsverlusten etc. resultiren, durch eine gegen die Leistung im geraden Geleise entsprechend erhöhte Mehrleistung der Locomotivzugkraft ersetzt gedacht.

Wie durch die Erfahrung erwiesen und anderweitig bereits des Oeffteren dargethan worden ist, ist für einen durch eine Curve bewegten Zug die Spannung der Kuppelungen bezw. die durch dieselben übertragene Zugkraft, ebenso wie auch die Ueberhöhung der äusseren Curvenschienen von einem durchaus nur zu vernachlässigenden Einfluss auf die Bewegungsart der einzelnen Fahrzeuge desselben. Es resultiren vielmehr diejenigen Kräfte, als deren Folge die Richtungsveränderung eines in eine Curve durchlaufenden Fahrzeuges anzusehen ist, fast ausschliesslich aus der Wirkung der lebendigen Kraft des bewegten Fahrzeuges. Wird dieser letzteren Wirkung die gleichwerthige Arbeit einer äusseren Kraft substituiert, so hätte diese Kraft an dem äusseren Rade der Vorderachse in einer Richtung zur Geltung zu kommen, welche zu der in dem jedesmaligen Anlaufpunkte an den Curvenkreis gezogenen Tangente normal steht, welche also in der Richtung des nach dem jedesmaligen Anlaufpunkte gezogenen Curvenradius liegt. Weil die Richtungen der Vorderachse und dieser ablenkenden Kraft nahezu zusammenfallen, so wird sich die ablenkende Wirkung der letzteren nur

in der Weise äussern, dass die hieraus resultirende Bewegung der Vorderachse ausschliesslich als eine Verschiebung in ihrer eigenen Richtung erscheint, während die der Hinterachse in Folge des festen Zusammenhanges derselben mit dem Untergestell und der Lage des Angriffspunktes fraglicher Kraft in Bezug auf letztere Achse sich als eine Verdrehung derselben um eines ihrer beiden Räder als festen Drehpunkt äussern muss. Für eine Verschiebung der Hinterachse in ihrer eigenen Richtung fehlen sämtliche Bedingungen.

Die für das ganze Verhalten des Fahrzeuges bei seiner Bewegung durch die Curve bedeutsamste Frage ist die nach der Lage dieses fraglichen Drehpunktes der Hinterachse. Es kann selbstverständlich, wie vorher bereits erwähnt, diesen Drehpunkt nur einer der beiden Stützpunkte, das ist eines der beiden Räder dieser Achse, abgeben. Eine gleichzeitige Bewegung beider Stützpunkte, also eine Drehung des Fahrzeuges etwa um das Mittel der Hinterachse, ist ausgeschlossen. Es fragt sich nun, um welchen der beiden Stützpunkte der Hinterachse wird die durch die Curvenablenkung veranlasste Drehung derselben bezw. die des ganzen Fahrzeuges erfolgen? Vor diesen hierauf bezüglichen, zur Beantwortung dieser Frage erforderlichen weiteren Erörterungen wird es zweckdienlich sein, die Art und Weise zu untersuchen, in welcher durch die beiden auf der Hinterachse festsitzenden Räder der Ausgleich der Differenz der verschiedenen langen Wege erfolgen wird, welche als die Folge, einmal der von einander verschiedenen Längen der inneren und äusseren Curvenschienen, und zum Anderen der verschiedenen grossen, gleichzeitig im Rollen befindlichen Radkreise auftritt.

Weil, wie angenommen die Geschwindigkeit  $V$  des sich durch die Curve bewegenden Fahrzeuges constant sein soll, so ist, wenn  $r$  der Radhalbmesser,  $\frac{V}{r} = w$  die Winkelgeschwindigkeit der sich drehenden Räder ebenfalls constant. Es sei  $J$  das Trägheitsmoment der bewegten Achse. Eine, durch irgend welche Ursache etwa hervorzurufende Vermehrung der lebendigen Kraft  $\frac{w^2}{2} J$  der Achse findet, weil  $w$  und  $J$  Constante sind, demnach nicht statt. Das auf der äusseren längeren Curvenschiene laufende äussere Rad der Hinterachse muss deshalb, bei derselben Umdrehungszahl bezw. Geschwindigkeit, den durch die Aussenschiene dargestellten grösseren Weg in derselben Zeit zurücklegen, wie das auf der kürzeren Innenschiene laufende innere Rad.

Dies ist nur dadurch erreichbar, dass das eine der beiden Räder unter gleichzeitiger gleitender Reibung, das andere ohne die letztere rollt. Würde das äussere Rad mit der, der Geschwindigkeit  $V$  des Fahrzeuges entsprechenden Anzahl Umdrehungen ohne gleitende Reibung rollen, so wäre das den kürzeren Weg durchlaufende innere Rad gezwungen, die Differenz der Wege durch Gleiten, so zu sagen, auf derselben Stelle, auszugleichen. Rollt das innere Rad dagegen ohne gleitende Reibung, so ist die rollende Bewegung des äusseren Rades ebenfalls nur unter gleichzeitigem Gleiten denkbar, und zwar würde dieselbe hier derartig aufzufassen sein, als würde durch das sich drehende Wagengestell fragliches Rad ohne eine Vermehrung der Um-

drehungszahl gleitend vorgeschoben. Auf das innere Rad würde diese Art der fortschreitenden Bewegung des auf derselben Achse feststehenden äusseren Rades derartig mit zurückwirken, dass bei demselben, wenn nicht direct gleitende Reibung durch Rollen auf derselben Stelle, so doch zum Mindesten die Tendenz hierzu erzeugt wird.

Die Differenz derjenigen Wege, welche ferner bei vorhandener Conicität der Reifen aus der Differenz der Durchmesser der rollenden Kreise der beiden Räder resultirt, kann sich nach Lage der für gewöhnliche Radstände und Curvenhalbmesser bestehenden Verhältnisse ebenfalls nur dadurch ausgleichen, dass das mit grösserem Durchmesser auf der inneren Schiene, also auf dem kürzeren Wege rollende innere Rad der Hinterachse, ebenfalls auf der Stelle gleitet, während das äussere Rad bei dem Ausgleich dieser Weg-Differenzen ausschliesslich ohne Gleiten rollen wird. Weitere Erhebungen über diesen Gegenstand sind vorläufig von weniger Werth für die hier vorliegenden Untersuchungen, von Wichtigkeit ist augenblicklich nur der vorgefundene Umstand, dass das innere Rad der Hinterachse eines eine Curve passirenden Fahrzeuges in allen Fällen stets zum Mindesten die Tendenz für Rollen auf derselben Stelle unter gleichzeitigem Auftreten gleitender Reibung zeigen wird, was bei dem äusseren Rade derselben Achse nicht immer der Fall sein wird, und zwar niemals bei langradständigen Fahrzeugen, deren Hinterachse an die innere Curvenschiene anläuft. Weil die vorbereiteten Bewegungswiderstände sich bei dem inneren Rade ausschliesslich durch Rollen auf derselben Stelle zur Geltung bringen, so wird diesem Rade schon durch die Bewegungswiderstände, natürlich unter gleichzeitiger Einwirkung der der Achse selbst innewohnenden lebendigen Kraft, und der durch das bewegte Wagen-gestell direct auf dieselbe übertragenen, die fortschreitende Bewegung derselben bewirkenden Kräfte gleichsam die Eigenschaft eines Treibrades ertheilt werden, welche in der Weise zur Wirkung kommen muss, dass dieses mehrberegte Rad irgend welchen anderen äusseren Kräften, welche auf seine Verschiebung, entgegengesetzt der Bewegungsrichtung, hinwirken würden, einen erhöhten Widerstand entgegensetzen kann und wird.

Mit diesen Ergebnissen kann nunmehr an die Beantwortung der oben gestellten Frage nach dem festen Punkt, um welchen die Drehung des Fahrzeuges erfolgen wird, herangegangen werden. Offenbar wird dieser Drehpunkt derjenige von den beiden vorhandenen sein, an welchem dieser Drehung des Fahrzeuges bezw. der Achse der grössere Widerstand entgegen gestellt werden wird. Würde das äussere Rad der Hinterachse als Drehpunkt angesehen, so würde das innere Rad, nachdem der Wagen durch die Curvenablenkung in die punktirte Lage, cfr. Fig. 1 Taf. XXXII gebracht ist, gezwungen gewesen sein, eine Bewegung zu vollbringen, deren Richtung entgegengesetzt der Laufrichtung der Achse ist. Wird dagegen das innere Rad als fester Punkt angesehen, so wird bei der Ablenkung des Wagens das äussere Rad nach seiner Bewegungsrichtung, also nach vorn verschoben erscheinen. In dem erst erwähnten Falle würde bei dem inneren Rade, welchem, wie vorstehend erörtert, schon durch die Bewegungswiderstände in der Curve die Tendenz zur Wirkung als Treibrad innewohnt, diese Tendenz durch eine, in Folge der Einwirkung anderweitiger äusseren Kräfte, also hier durch

die Reaction der äusseren Schiene wirklich veranlasste, und entgegengesetzt der Bewegungsrichtung erfolgende Bewegung des Rades, die Wirkung eines wirklichen Treibrades erreichen. Dies ist bei der Annahme des inneren Rades als Drehpunkt für das äussere Rad nicht der Fall, dessen Verschiebung nach der Bewegungsrichtung der Achse selbst erfolgt. Es werden dieser letzteren Bewegungsweise erheblich geringere Widerstände entgegenstehen wie der ersteren. Für die numerische Bestimmung dieser Widerstände sei die Achse freilaufend, jedoch mit dem ihr zukommenden Theil des Wagengewichtes behaftet, und sonst ihre Bewegung unter den Bedingungen fortsetzend gedacht, welche derselben ihr Zusammenhang mit dem Fahrzeug auferlegen würde. Für den Fall, dass das äussere Rad den Drehpunkt abgeben würde, wird die Arbeit  $L$ , welche zu einer Rückwärtsbewegung des inneren Rades aufgewendet werden müsste, den Werth  $L \geq \frac{1}{2} \cdot \frac{w^2}{2} J + \mu \frac{G}{4} \cdot s$  in der Zeiteinheit z. B. der Secunde haben müssen. In dieser Formel ist, wie oben bereits angeführt,  $J$  das Trägheitsmoment der Achse, welche letztere mit der als constant angenommenen Geschwindigkeit  $V$  des Fahrzeuges fortschreitet. Ferner ist  $w = \frac{V}{r}$  die Winkelgeschwindigkeit,  $r$  der Radhalbmesser,  $\frac{G}{4}$  der Raddruck auf die Schienen,  $\mu$  der Coefficient der gleitenden Reibung sowie  $s = \frac{b}{R} \cdot V$  der Weg, um welchen in der Zeiteinheit fragliches Rad zurück zu schieben sein würde.

In dem Werth für  $s$ , dessen Herleitung weiter unten erfolgt, bedeuten  $b$  die Entfernung der rollenden Radkreise beider Räder einer Achse, welche gleich  $1,49^m$  zu setzen ist, und  $R$  den Curvenradius.

Bei einer Drehung des Fahrzeuges um das innere Rad der Hinterachse tritt, weil eine Vergrösserung der Umdrehungszahl der Achse ausgeschlossen, als Widerstand gegen das Vorschieben des Rades ausschliesslich der Betrag  $\mu \cdot \frac{G}{4}$  der gleitenden Reibung auf, während die lebendige Kraft der Achse die Arbeit des Vorschiebens ohne Mitwirkung anderer äusseren Kräfte von selbst besorgen würde. Die für diesen Fall erforderliche Arbeit  $L_1$  wird demnach

$$L_1 = \mu \frac{G}{4} S.$$

Es ist demnach die Arbeit  $L$ , welche zur Verschiebung des inneren Rades aufgewendet werden muss, um  $\frac{w^2}{4} J$  grösser als die für die Verschiebung des äusseren Rades erforderliche Arbeit  $L_1$ . Die durch die lebendige Kraft  $\frac{w^2}{2} J$  einer bewegten Achse repräsentirte Arbeit wird für eine Normalachse mit neuen Reifen, bei Zuggeschwindigkeiten von 30 bezw. 40 und 50 Kilometern, 120 bezw. 230 und 345 Kg.mtr., von welchen Beträgen also die Hälfte für jene oben beregte Mehrleistung anzusetzen ist. Es unterliegt somit wohl keinem Zweifel, dass das innere Rad der Hinterachse den festen Punkt darstellt, um welchen die durch die Curvenablenkung hervorgerufene

Drehung des ganzen Fahrzeuges bei seinem Lauf durch die Curve stattfinden wird.

Hat ein Fahrzeug eine Curve mit einem Centriwinkel von  $90^\circ$  oder  $180^\circ$  u. s. w. durchlaufen, so erscheint dasselbe um denselben Winkel aus seiner ursprünglichen Richtung im geraden Gleise gedreht. Wird von der fortschreitenden Bewegung des Fahrzeuges abgesehen, so ist nach Obigem diese aus der Ablenkung durch die Curve resultierende Drehung desselben als eine Drehung seiner Diagonale um das innere Rad der Hinterachse als festen Drehpunkt aufzufassen. Die Wege, welche die drei übrigen Räder des Fahrzeuges in Folge fraglicher Ablenkung gezwungen sind zurückzulegen, werden sich demnach in den Kreisbögen darstellen, welche mit den Längen  $b$ ,  $d$  und  $l$  als Radien cfr. Fig. 2 Taf. XXXII um den fraglichen festen Punkt beschrieben werden. Die aus der Ablenkung durch die Curve resultierende augenblickliche Bewegungsrichtung eines jeden dieser 3 Punkte  $a_d$ ,  $a_b$  und  $a_l$  wird jedesmal durch die Tangente dargestellt, welche in dem fraglichen Punkt an die Peripherie des mit  $d$ ,  $b$  oder  $l$  gezogenen Kreises gelegt wird. Wird das Fahrzeug um einen Winkel  $\delta$  in die punktirte Stellung gedreht gedacht, so bilden die in den drei neuen Punkten  $a$  an die betreffenden Kreise gelegten Tangenten, also die jetzigen Bewegungsrichtungen sämtlich denselben Winkel  $\delta$  mit den Richtungen der ursprünglichen Tangenten. Dieser Umstand ist wichtig für die spätere Definition der wirklichen Bewegung der Hinterachse des Fahrzeuges in der Curve. Es haben ferner nach dieser Drehung um den Winkel  $\delta$  die Endpunkte  $a$  dieser drei Linien  $b$ ,  $d$  und  $l$  die aus Fig. 2 ersichtlichen Bogenlängen beschrieben, welche die Grösse der Ablenkung resp. die Grösse des in Folge derselben zurückgelegten Weges der einzelnen Räder darstellen, in dem Augenblick, in welchem das Fahrzeug in der Curve bzw. das äussere Rad der Vorderachse, vom Beginn des ersten Anlaufes ab, denselben Centriwinkel  $\delta$  durchlaufen hat. Das Fahrzeug durchläuft die mit dem Radius  $R$  hergestellte Curve, den ganzen Kreis angenommen, mit einer Geschwindigkeit  $V$ , also den Weg  $2 R \pi$  in  $\frac{2 R \pi}{V}$  Sekunden. In derselben Zeit müssen die durch die beiden Räder der Vorderachse und das äussere Rad der Hinterachse dargestellten drei Punkte  $a$  Fig. 2 ihre mit den Radien  $b$ ,  $d$  und  $l$  hergestellten Kreise durchlaufen haben. Es erfolgen demnach die Ablenkungen der einzelnen Räder mit den Geschwindigkeiten, oder auf in der Zeiteinheit gemessenen Weeglängen von

$$s_b = \frac{b}{R} V, \quad s_d = \frac{d}{R} V \quad \text{und} \quad s_l = \frac{l}{R} V,$$

ein Resultat, welches unmittelbar für die Ermittlung von Curvenwiderständen zu verwerthen wäre.

Obwohl im Vorstehenden ausschliesslich nur von einer Vorderachse und Hinterachse, also von 2 Achsen die Rede gewesen ist, so haben sich die dort gefundenen Gesetze für die Art der Ablenkung eines eine Curve passirenden Fahrzeuges doch nicht nur auf zweiachsige Fahrzeuge zu beziehen, sondern gelten auch für dreiachsige unverändert, wie hier noch kurz ausgeführt werden soll. Der am äusseren Rade der Vorderachse in der Richtung des nach dem Anlaufpunkte gezogenen

Curvenradius wirkende Schienenwiderstand ist auch hier die nur zu berücksichtigende, auf die Ablenkung des Fahrzeuges und der Achsen einwirkende Kraft. Eine selbstständige Tendenz zur Verschiebung oder Verdrehung besitzen die Mittel- und Hinterachse nicht; eine anderweitige Bewegung als die in der geraden Richtung fortschreitende es ist, kann denselben somit nur durch die, der Verschiebung in ihrer eigenen Richtung ausgesetzte Vorderachse ertheilt werden. Es lässt daher die Richtung und die Lage des Angriffspunktes der ablenkenden Kraft am äusseren Vorderrade, unter Berücksichtigung der Lage der 4 Räder der beiden anderen Achsen als widerstandleistende Punkte zu diesem Angriffspunkt, als Bewegung des Fahrzeuges nur eine Drehung desselben als Folge der Ablenkung durch die Vorderachse möglich erscheinen. Der feste Punkt, um welche diese Drehung stattfindet, kann jedes der beiden Räder der Mittel- oder Hinterachse sein; offenbar wird es jedoch, wie bereits oben erörtert, derjenige Punkt sein, an welchem einer, aus dieser Drehung resultierenden Bewegung der grösste Widerstand entgegengesetzt werden wird. Von vornherein erscheint hier eine etwaige Annahme eines der äusseren Räder der fraglichen beiden Achsen als Drehpunkt auszuschliessen zu sein, weil in diesem Falle ebenso, wie beim zweiachsigen Fahrzeug erläutert, die inneren Räder der Mittel- und Hinterachse eine Verschiebung, entgegengesetzt der Laufrichtung, zu erfahren hätten, wohingegen die Verschiebung der äusseren Räder mit einem der inneren Räder als festen Punkt, also eine Verschiebung in der Fahrrichtung, sich auch hier aus denselben Gründen, wie dieselben oben erörtert, mit geringerem Widerstand verbunden zeigen wird. Es wird daher die Drehung des Fahrzeuges um das innere Rad und zwar entweder um das der Mittelachse oder das der Hinterachse erfolgen können. In Wirklichkeit wird aber als fester Punkt, also als Drehpunkt, derjenige von den beiden aufzufassen sein, an welchem der Widerstand gegen eine Verschiebung der grössere ist, oder was dasselbe, es wird diejenige Art der Bewegung wirklich stattfinden, welche der bewegenden Kraft den geringsten Widerstand entgegengesetzt, bei welcher also die bewegende Kraft kleiner sein kann, wie für jede andere Bewegungsweise. Wird das innere Rad der Mittelachse als dieser Drehpunkt angenommen, so wird die Momentengleichung stattfinden müssen

$$\begin{aligned} P_1 m &= \frac{2}{3} \mu G \frac{l}{2} + \frac{1}{6} \mu G b = \frac{1}{3} \mu G \left( l + \frac{b}{2} \right) \\ &= \frac{2l + b}{6} \mu G, \end{aligned}$$

worin  $G$  der gesammte Raddruck auf die Schienen und  $\mu$  der Reibungscoefficient ist, während  $l$  und  $b$  ihre frühere Bedeutung behalten.

Für das innere Rad der Hinterachse als Drehpunkt würde jedoch diese Momentengleichung lauten

$$\begin{aligned} P_2 \cdot n &= \frac{1}{3} \mu G \cdot \frac{l}{2} \left( 1 + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{6} \mu G \cdot b \\ &= \frac{1}{4} \mu G \left( l + \frac{2}{3} b \right) \\ &= \frac{3l + 2b}{12} \cdot \mu G. \end{aligned}$$

So wird z. B. für  $l = 3b$

$$P_1 m = \frac{14}{12} \mu G \cdot b \text{ oder } P_1 = \frac{14}{12 \cdot m} \mu \cdot G \cdot b$$

$$P_2 n = \frac{11}{12} \mu G \cdot b \text{ oder } P_2 = \frac{11}{12 \cdot n} \mu \cdot G \cdot b$$

also  $P_2 < P_1$ . Da ausserdem noch der Hebelsarm  $n > m$ , und zwar nahezu  $n = 2m$  ist, so ist in diesem Falle die Kraft  $P_2$ , welche zur Bewegung, bezw. Drehung des Fahrzeuges um das innere Rad der Hinterachse erforderlich ist, annähernd  $2\frac{1}{2}$  mal geringer, als es die Kraft  $P_1$  sein müsste, welche die drehende Bewegung um das innere Rad der Mittelachse veranlassen würde.

Es ist demnach auch bei 3achsigen Fahrzeugen das innere Rad der Hinterachse der feste Punkt, um welchen die durch die äussere Curvenschiene veranlasste Drehung des Fahrzeuges erfolgt. Die Bewegung des 3achsigen Fahrzeuges durch eine Curve findet demnach genau nach denselben Gesetzen statt, wie die eines 2achsigen, wenn dieses letztere einen Radstand besitzt, der gleich ist der Entfernung der Achsmittel der Vorder- und Hinterachse des 3achsigen Fahrzeuges. Also auch hier sind die in Folge der Ablenkung durch die einzelnen Achsen bezw. Räder zurückzulegenden Wege dadurch darzustellen, dass mit den bezüglichen Entfernungen  $l$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $d$  und  $d_1$  derselben um den Berührungspunkt des inneren Rades der Hinterachse Kreise geschlagen werden, Fig. 3 Taf. XXXII. Jeder Radius dieser concentrischen Kreise, welcher unter einem Winkel  $\delta$  an die ursprüngliche Lage der Diagonalen  $d$  oder der Seiten  $l$  und  $b$  des Fahrzeuges gezogen wird, schneidet ein von den Anfangslagen ab gemessenes Bogenstück ab, welches, wie bereits oben erörtert, die Grösse der Ablenkung des bezüglichen Rades in dem Augenblick darstellt, in welchem die nach dem augenblicklichen und dem ersten Anlaufpunkt des äusseren Rades der Vorderachse gezogenen Curvenradien, denselben Winkel  $\delta$  bilden. Wie aus der Fig. 3 ersichtlich ist, erleiden durch die Curvenablenkung die Vorderachse und die Mittelachse nur Verschiebungen in ihren Richtungen, während sich auch hier, wie bei einem zwei-

achsigen Fahrzeuge, die diesbezügliche Bewegung der Hinterachse als eine Drehung des äusseren Rades um das innere, als Drehpunkt darstellt.

Nachdem durch Vorstehendes die Art der durch die Curvenablenkung bedingten Bewegung der Fahrzeuge festgelegt ist, wird es nunmehr möglich, die wirkliche Bewegung der letzteren in den Curven in feste Formen zu bringen. Das hierfür nachstehend Angeführte gilt dabei sowohl für zwei- als auch dreiachsige Fahrzeuge ohne Unterschied.

Der Wirklichkeit in den meisten Fällen entsprechend, sei angenommen, dass in dem Augenblick, in welchem die Vorderachse den Curvenanfang passirt, das Geleisemittel mit der Mittellinie des Wagens bezw. mit der Verbindungslinie der Achsmittel zusammenfällt, d. h. es laufen die beiden Räder jeder Achse mit je einem beiderseitigen Spielraum von  $5\text{ mm}$  zwischen den Spurkränzen und den Schienen-Innenkanten. Tritt die Vorderachse eines Fahrzeuges in den Curvenanfang ein, so läuft dieselbe vermöge ihres und des Fahrzeuges Trägheitsvermögen noch so lange in der Richtung des geraden Geleises fort, bis die Innenkante der gebogenen äusseren Curvenschiene sich so weit dem äusseren Rade der Vorderachse genähert hat, dass der obenerwähnte Spielraum von  $5\text{ mm}$  auf Null reducirt ist. In diesem Augenblick erfolgt das erste Anlaufen dieses bewegten äusseren Rades und beginnt zu gleicher Zeit die durch die Curve veranlasste Ablenkung des Fahrzeuges.

Die vom Radius im Curvenanfang ab zu zählende Länge  $l_1$ , auf welche ein Fahrzeug in eine Curve bereits eingetreten ist, wenn das erste Anlaufen erfolgt, findet sich in der Abscisse  $x$  aus der Kreisgleichung

$$x^2 = y(2R - y)$$

$$l_1 = x = \sqrt{y(2R - y)}$$

worin  $R$  der Curvenradius und die Ordinate  $y = 0,005\text{ m}$  zu setzen ist. Diese Längen  $l_1$ , welche für alle Radstände in einer und derselben Curve die gleiche Grösse haben, sind in nachstehender Tabelle für verschiedene Curvenradien  $R$  eingetragen.

| R     | 100   | 150   | 180   | 200   | 300   | 400 | 500   | 600   | 700   | 800   | 900   | 1000  | 1100  | 1500 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| $l_1$ | 1,003 | 1,227 | 1,344 | 1,416 | 1,734 | 2,0 | 2,233 | 2,450 | 2,647 | 2,830 | 3,000 | 3,160 | 3,317 | 3,87 |

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass beim ersten Anlauf der Vorderachse, die Hinterachse von Fahrzeugen mit kurzem Radstand beim Einlauf in Curven, welche mit grösseren Radien hergestellt sind, bereits ganz in die Curve eingetreten ist. So steht dieselbe bei einem, in eine Curve von 700 Meter Radius eintretenden Fahrzeug von  $2,5\text{ m}$  Radstand zu der oben berechneten Zeit bereits um die Entfernung  $l_1 - l = 2,647 - 2,5 = 0,147$  Meter vom Curvenanfang entfernt in der Curve, während bei Fahrzeugen mit längerem Radstand etwa 4 Meter und darüber die Hinterachse zu dieser Zeit in den allermeisten Fällen noch vor dem Curven-Anfang stehen wird. Dieser Stand der Hinterachse in Bezug auf den Curven-Anfang und zwar im Augenblick des ersten Anlaufs der Vorderachse, ist von ausschliesslichem Einfluss auf das Anlaufen der ersteren Achse

an die innere oder äussere Curvenschiene, mithin auf die Stellung der Fahrzeuge in den Curven, wie hier nachstehend näher erläutert werden soll.

Hat bei irgend einem Fahrzeug der erste Anlauf des äusseren Vorderrades an die Aussenschiene stattgefunden, so beginnt mit demselben Augenblick die Ablenkung des Fahrzeuges, welche nach früherem als eine Drehung der das innere Hinterrad mit dem äusseren Vorderrad verbindenden Diagonale um das erstere Rad als Drehpunkt aufzufassen ist. In Fig. 4 schliesse der nach dem ersten Anlaufpunkt  $B_0$  gezogene Curvenradius  $\overline{MB_0}$  mit dem Radius  $\overline{MA}$  im Curven-Anfang einen Winkel  $\beta_0$  ein. Denselben Winkel bildet die in  $B_0$  an den Curvenkreis gezogenen Tangente mit der Tangente im Curven-Anfang, also auch mit der Richtung der zu dieser Zeit

mit letzterer Tangente parallelen Längsseiten des mit dem äusseren Vorderrade in  $B_0$  befindlichen Fahrzeuges. Das äussere Rad der Vorderachse ist bei seinem Weiterlauf in der Curve in Folge seiner nach einem Kreisbogen gestalteten, durch die äussere Curvenschiene hergestellten, Führung gezwungen, auf einem Kreisbogen zu laufen, und liegt die augenblickliche Bewegungsrichtung desselben stets in der Richtung der Tangente, welche in dem augenblicklichen Anlaufpunkte an die Peripherie des Curvenkreises gelegt wird. In Folge des starren Zusammenhanges der Achse mit dem Fahrzeug muss das letztere und mit ihm die Hinterachse die jedesmaligen Veränderungen in den Bewegungsrichtungen des äusseren Rades der Vorderachse unverändert mit ausführen, d. h. es muss, wie dies auch schon durch Fig. 2 erläutert, die Bewegungsrichtung jedes der beiden Räder der Hinterachse denselben Winkel  $\delta$  mit ihrer Anfangsrichtung, das ist die Richtung des geraden Geleises einschliessen, welchen in demselben Augenblick die Bewegungsrichtung des äusseren Rades der Vorderachse, das ist die Tangente im derzeitigen Anlaufpunkt, mit ihrer Anfangsrichtung, also mit der Tangente im ersten Anlaufpunkt  $B_0$  bildet. Es werden sonach die zu derselben Zeit statthabenden Bewegungsrichtungen der Vorderräder mit denen der Hinterräder in jedem Augenblick den mehrerwähnten Winkel  $\beta_0$  bilden müssen, d. h. es werden die Räder der Hinterachse ebenfalls auf Kreisbögen laufen, welche so beschaffen bzw. gelegen sind, dass die in den augenblicklichen Berührungspunkten der Hinterräder an die fraglichen Bögen gezogenen Tangenten mit der an den äusseren Curvenkreis in den entsprechenden Anlaufpunkten des äusseren Vorderrades gezogenen Tangente stets den constanten Winkel  $\beta_0$  bilden. Weil die in der Zeiteinheit zurückzulegenden Wege für die äusseren und die inneren Räder dieselben oder nahezu dieselben sind, so müssen auch, unter Berücksichtigung der vorstehenden Relation, die Radien der Kreise, auf welchen die bezüglichen Räder der beiden Achsen laufen, dieselbe Länge besitzen. Die Räder der Hinterachse beginnen bereits ihre Kreisbewegung in dem Augenblick, in welchem der erste Anlauf der Vorderachse erfolgt, für Fahrzeuge von grösserem Radstand in Curven von geringeren Radien also schon, ehe die erstere Achse den Curvenanfang erreicht hat. In diesem Augenblick ist die augenblickliche Bewegungsrichtung, also die Tangente an die von den Rädern der Hinterachse zu durchlaufenden beiden Kreise, parallel der Tangente im Anfang A der wirklichen Curve, mithin ist auch der Radius, mit welchem diese Kreisbewegung beginnt, ebenfalls parallel dem im Curvenanfang A gezogenen ersten Curvenradius  $\overline{MA}$ , vergleiche Fig. 4 Taf. XXXII und wird, weil die Länge dieses letzteren Radius gleich sein muss der des wirklichen Curvenradius, der Mittelpunkt O dieser Kreise auf der durch den Curvenmittelpunkt M zur Tangente im Curvenanfang A gezogenen Parallelen liegen.

Es ist mithin die Entfernung, in welcher sich die Hinterachse, zur Zeit des ersten Anlaufs der Vorderachse an der äusseren Curvenschiene, entweder vor oder hinter dem Curvenanfang befindet, bestimmend auf die Lage desjenigen Mittelpunktes O, von welchem aus mit dem Curvenradius R diejenigen Kreisbögen zu ziehen sind, auf denen die Räder der Hinterachse laufen. Dieser Mittelpunkt fällt mit dem eigentlichen

Curvenmittelpunkt nur in den Fällen zusammen, in welchen die Hinterachse zu der beregten Zeit genau im Curvenanfang steht. Diese Fälle, in welchen also  $l = l_1$  wird, sind direct aus der Tabelle für die Länge  $l_1$  herauszulesen. Eine nähere Untersuchung, welche auf die oben beregten drei Lagen des qu. Mittelpunktes O,

also auf  $l_1 < l$

$l_1 = l$

und  $l_1 > l$

zu beziehen sein wird, wird die Bewegungsweise von Fahrzeugen beim Durchlaufen von Curven dem in der Praxis und durch directe Beobachtungen festgestellten Verhalten derselben entsprechend erscheinen lassen.

1. Die Hinterachse eines Fahrzeuges von dem Gesamttrahstand  $l$  befinde sich in der Entfernung  $l - l_1$  vor dem Curvenanfang zur Zeit des ersten Anlaufs der Vorderachse an die Aussen-schiene. Hier ist also  $l_1 < l$ .

Es sei Fig. 5: M der Mittelpunkt des Curvenkreises. Der Radius, nach welchem die äussere Schiene gebogen ist, sei R, und O der von M in der Entfernung  $l - l_1$  liegende Mittelpunkt für die beiden concentrischen, punktirt gezogenen Kreise, auf denen die Räder der Hinterachse laufen würden, wenn dieselben ohne Spurkränze und Schienen auf einer ebenen Fläche rollen könnten, unter der Voraussetzung dass das äussere Rad der Vorderachse auf einem um den Mittelpunkt M mit dem Radius R gezogenen Kreise geführt wird.

Diese punktirten Kreise liegen innerhalb der durch die Fahrschienen dargestellten Kreise, und beträgt ihre grösste Entfernung von einander  $l - l_1$ . Die Hinterachse hat demnach in dem hier behandelten Falle das Bestreben, sich, nachdem das Fahrzeug einen Centriwinkel von nahezu  $90^\circ$  in der Curve durchlaufen, dem Curvenmittelpunkt M um die Länge  $l - l_1$  zu nähern, mithin nach dem Curveninnern zuzulaufen. Die innere Curvenschiene gestattet jedoch den mit Spurkränzen versehenen Rädern der Hinterachse nicht, diese Annäherung an den Curvenmittelpunkt M in dem Maasse auszuführen. Dieses Maass beschränkt sich vielmehr nur auf die in den Curven angelegte Spurerweiterung, welche bei den schärfsten Curven nur bis zu  $30^{\text{mm}}$  betragen darf. Die Hinterachse bzw. das Fahrzeug ist dadurch verhindert, diejenige Stellung in der Curve zu erreichen, welche dasselbe nach dem vorstehend entwickelten Bewegungsgesetz bestrebt ist einzunehmen. Die unmittelbare Folge hiervon ist, dass die Hinterachse eines Fahrzeuges von dem Augenblick an, an welchem ihr erstes Anlaufen erfolgt ist, auf ihrem Lauf durch die ganze Curve unter Druck gegen die Innenschiene anlaufen muss, weil letztere dem angestrebten Weiterlaufen nach dem Curveninnern zu hinderlich im Wege steht. Das erste Anlaufen der Hinterachse kann je nach der Länge des Radstandes und des Curvenradius entweder schon vor dem Eintritt derselben in die Curve, oder in der letzteren selbst erfolgen. Ist R der Radius, nach welchem die äussere Curvenschiene gebogen ist, so läuft das innere Rad der Hinterachse aus seiner in der Entfernung  $l - l_1$  von Curvenanfang gelegenen Anfangs-Stellung heraus, auf einem um den Mittelpunkt O mit dem Taf. XXXII Radius  $OD = R - 1,430$  zu

ziehenden Kreisbogen (vergl. Fig. 5) und wird der Anlauf an der Stelle  $D_0$  erfolgen, in welcher der mit OD beschriebene Kreis die Innenkante der inneren Schiene schneidet. Wird die Entfernung  $\overline{JD_0} > 1 - l_1$ , so erfolgt der Anlauf erst in der Curve, wird dieselbe kleiner, so findet derselbe bereits vor dem Curvenanfang statt.  $\overline{JD_0}$  findet sich aus der Scheitgleichung des Kreises  $x = \sqrt{y(2R - y)}$ , in welcher  $y = \overline{JD}$  gleich dem Spielraum von 5 mm zwischen Schiene und Spurkranz zu setzen ist. Es wird demnach die Entfernung

$$\overline{JD^0} = \sqrt{2(R - 1,43 - 0,005) \cdot 0,05}$$

und folgt dann die Entfernung  $l_2$  dieses Anlaufpunktes  $D_0$  vom Curvenanfang aus der Differenz

$$(1 - l_1) - \overline{JD_0} = l_2.$$

In nachstehender Tabelle sind für die Radstände von 4, 5 und 6 m diese Werthe  $l_2$  für Curven von 100 bis 600 m Radius eingetragen.

| Radstand<br>l | Werthe $l_2$ für die Radien |       |       |       |       |      |       |      |
|---------------|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|------|
|               | 100                         | 150   | 180   | 200   | 300   | 400  | 500   | 600  |
| 4,0           | 1,992                       | 1,445 | 1,310 | 1,165 | 0,532 | 0    | —     | —    |
| 5,0           | 2,992                       | 2,445 | 2,310 | 2,165 | 1,532 | 1,00 | 0,524 | 0,09 |
| 6,0           | 3,992                       | 3,445 | 3,310 | 3,165 | 3,532 | 2,00 | 1,524 | 1,09 |

Fahrzeuge von 4,0 und 5,0 m Radstand laufen demnach in Curven von 400 bzw. 600 m Radius im Curvenanfang, in kleineren Curven vor, in grösseren Curven hinter dem Curvenanfang mit dem inneren Rade ihrer Hinterachse an die innere Curvenschiene an.

Der erste Anlauf der beiden Achsen findet unter bestimmten Winkeln statt. Es sei  $\beta_0$  der für die Vorderachse und  $\alpha_0$  der für die Hinterachse geltende Anlaufwinkel. Diese beiden Winkel, deren Grösse sich aus

$$\sin \beta_0 = \frac{l_1}{R}$$

$$\text{und } \sin \alpha_0 = \frac{1 - (l_1 + l_2)}{R - 1,43} \text{ findet,}$$

sind fast genau einander gleich.

Erfolgt bei einem Fahrzeug der erste Anlauf des inneren Rades der Hinterachse noch vor dem Curvenanfang, wie dies bei Radständen von 4,0 bis 6,0 m in Curven unter 400 bzw. bis 700 m Radius geschieht, so muss in Folge der bei dem Weiterlauf des Fahrzeuges durch die Vorderachse veranlassten Drehung des letzteren um das, bis zum Curvenanfang an der noch geraden inneren Schiene hingleitende innere Rad der Hinterachse, der Anlaufwinkel  $\alpha_0$  so lange wachsen, bis durch den Eintritt der Spurerweiterung der Hinterachse Gelegenheit gegeben ist, ihrem Bestreben nach dem Curveninnern zuzulaufen, wieder nachkommen zu können. Von diesem Augenblick an nimmt der Anlaufwinkel  $\alpha$  wieder ab und zwar so lange, bis das Fahrzeug an die Stelle in der Curve gelangt ist, an welcher die Spurerweiterung ihre volle Grösse erreicht hat. Von dieser Zeit an bleibt dann der mehrgedachte Winkel  $\alpha$  constant für den weiteren Lauf des Fahrzeuges durch die Curve, und zwar dies aus dem Grunde, weil in Folge des steten Anlaufens der Vorder- und Hinterachse und der constant bleibenden Spurweite eine weitere Verdrehung des Fahrzeuges nicht mehr möglich ist.

Für jedes Fahrzeug, bei welchem der Anlauf der Hinterachse noch vor dem Curvenanfang erfolgt, liegt der Maximalwerth des Anlaufwinkels  $\alpha$  genau im Curvenanfang, vorausgesetzt, dass erst dort die Spurerweiterung beginnt. Erfolgt der Anlauf hinter dem Curvenanfang, jedoch vor der Stelle, an welcher die volle Spurerweiterung eingetreten ist, so ist dieser Anlaufwinkel der grösste von den überhaupt vorkommenden; nur in dem Falle, in welchem die Hinterachse erst dort anlauft, wo die Spurerweiterung voll vorhanden ist, giebt es einen einzigen Anlaufwinkel, dessen Grösse von Anfang an dieselbe bleibt.

Die Anlaufwinkel  $\alpha$  und  $\beta$  der Hinter- bzw. der Vorderachse stehen in fester Abhängigkeit zu einander, und ist die Grösse derselben das bestimmende Moment für die Sicherheit des Laufens der Fahrzeuge durch Curven. Es bleibt demnach die Grösse dieser Winkel, sowie der fragliche Zusammenhang derselben zu ermitteln. In Fig. 6 Taf. XXXII steht das innere Rad der Hinterachse im Curvenanfang A, mit dem Spurkranz an der Schienen-Innenkante anliegend. Dasselbst sei das Geleise noch ohne Spurerweiterung verlegt, so dass die Entfernung  $\overline{AD}$  gleich ist der Spurweite 1,435 m. Die Punkte E, B, C und D seien diejenigen Punkte der Spurkränze der Räder, welche beim Anlauf der letzteren an den Schienen mit denselben zur Berührung gelangen. Es sind dann die Längen  $\overline{ED} = \overline{BC} = b = 1,425$  m, und ferner  $\overline{EB} = \overline{DC} = l$  gleich dem Radstand. Die Länge der Diagonale d ist  $\overline{DB} = d = \sqrt{l^2 + b^2}$ .

Werden die Curvenradien nach den augenblicklichen Anlaufpunkten B und D der Vorder- bzw. der Hinterachse gezogen, und wird ein rechtwinkeliges Coordinaten-System angenommen, mit dem Radius  $\overline{MA}$  und der Tangente im Curvenanfang A als Achsen, so findet sich aus der Scheitgleichung des Kreises

$$x^2 + y^2 - 2Ry = 0$$

und der gleichzeitig stattfindenden Gleichung für die Diagonale  $\overline{DB}$

$$x^2 = d^2 - (1,435 - y)^2$$

durch Umformung und Subtraction dieser beiden Gleichungen, also aus  $x^2 + y^2 - 2,87y = d^2 - 1,435^2$

$$x^2 + y^2 - 2Ry = 0$$

$$\text{in } y = \frac{d^2 - 1,435^2}{2(R - 1,435)}$$

die Ordinate des dem Kreise und der Diagonale d gemeinschaftlichen Punktes B.

Aus dem Dreieck MBD, in welchem alle drei Seiten

$$\overline{MB} = R \text{ dem Curvenradius,}$$

$$\overline{DB} = d \text{ der Diagonale des Fahrzeuges}$$

$$\text{und } \overline{MD} = R - 1,430$$

bekannt sind, findet sich wenn S gleich der halben Summe der Seiten, also

$$S = \frac{2R - 1,430 + d}{2} \text{ ist}$$

der Winkel  $\widehat{DMB} = \delta$  aus

$$\sin \frac{\delta}{2} = \sqrt{\frac{(S - R)(S - R + 1,43)}{R \cdot (R - 1,43)}}$$

Mit diesem Winkel  $\delta$  ist aus

$$R \sin \delta = x$$

die Abscisse des Anlaufpunktes B gefunden, sowie aus der Gleichung

$$\sin \widehat{MBD} = \frac{\sin \delta \cdot (R - 1,43)}{d}$$

der Winkel  $\widehat{MBD}$ . Aus der Differenz der Winkel  $\widehat{DBC} - \widehat{MBD} = \widehat{MBC} = \beta$  folgt der Winkel  $\beta$ , welchen die Richtung der Vorderachse mit dem nach ihrem Anlaufpunkt gezogenen Curvenradius bildet. Der Winkel  $\widehat{DBC}$  der letzten Gleichung ist bekannt. Seine Tangente ist  $\text{tg } \widehat{DBC} = \frac{b}{l}$ . Wird die  $\overline{ED}$  parallele Seite  $\overline{BC}$ , also die Richtung der Vorderachse bis zu ihrem Schnitt F mit dem durch den Anlaufpunkt des inneren Rades der Hinterachse gezogenen Curvenradius, das ist hier der Radius  $\overline{AM}$  im Curvenanfang, verlängert, so ist der bei F entstehende Winkel gleich dem Anlaufwinkel  $\alpha$  der Hinterachse. In dem Dreieck BMF ist der Centriwinkel  $\delta$  Aussenwinkel, mithin findet die Relation statt  $\delta = \alpha + \beta$ .

Der Winkel, welchen die Richtung der Hinterachse mit ihrem zugehörigen Radius bildet, findet sich dann aus  $\alpha = \delta - \beta$ . Diese Relation für die drei Winkel, von denen also  $\alpha$  und  $\beta$  die zu gleicher Zeit auftretenden Anlaufwinkel der Hinter- bzw. der Vorderachse sind, findet an jeder Stelle in der Curve von dem Augenblick an statt, in welchem das erste Anlaufen der Vorderachse erfolgt war.

Der mit obigen Werthen gefundene Winkel  $\alpha$  stellt den Maximalwerth desselben und daher der zugehörige Winkel  $\beta$  in Folge vorstehender Beziehung seinen Minimalwerth dar.

Bei dem Weiterlauf in der Curve wird der obenberegte Maximalwerth für  $\alpha$  kleiner, und darum der Werth für  $\beta$  grösser,

und zwar dies so lange, bis, wie bereits oben erwähnt, das innere Rad der Hinterachse die Stelle der Curve erreicht hat, an welcher die Spurerweiterung mit ihrer vollen Grösse eingetreten ist (vergl. Fig. 6). Von da ab bleiben  $\alpha$  und  $\beta$  constant. Um diese constanten Werthe zu finden, ist nur in der obigen Formel für  $y$ , statt des Werthes  $AD = 1,435$  dasselbe Maass 1,435 plus der Spurerweiterung einzuführen, im Uebrigen aber die Rechnung auf dem vorangegebenen Wege durchzuführen.

Wie aus dem Vergleich der Figuren 5 und 6 ersichtlich wird, erscheint, wenn das Fahrzeug sich ohne den durch die Geleise und die Spurkränze der Räder ihm auferlegten Zwang bewegen kann, Fig. 5, die Richtung der Hinterachse DE in Bezug auf die Richtung des nach ihrem Anlaufpunkt gezogenen Curvenradius MD auf der entgegengesetzten Seite desselben liegend, wie in der Figur 6, welche die zwangläufige Bewegung darstellt. Weil das Fahrzeug stets das Bestreben beibehält sich in die Lage zu bringen, welche den durch Fig. 5 erörterten Gesetzen für dessen freie Bewegung durch die Curve entspricht, so zeigt auch die mit dem Fahrzeug starr zusammenhängende Hinterachse das scheinbare Bestreben aus ihrer durch die zwangsweise Bewegung hervorgerufenen Stellung in die andere hineinzuschwenken, zu welchem Zweck die radiale Stellung derselben vorher zu passiren wäre. Hieraus erklärt sich von selbst das sogenannte Bestreben der Hinterachse langradständiger Fahrzeuge zur Radialeinstellung.

In nachstehender Tabelle sind die oben erwähnten beiden Grenzwerte der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  und der Werthe der ersten Anlaufwinkel  $\delta_0$  zusammengestellt.

| Für den Radstand | Bezeichnung der Winkel |             | Anlaufwinkel in Curven von Meter Radius |             |             |         |         |         |         |         |
|------------------|------------------------|-------------|---|-------------|-------------|---------|---------|---------|---------|---------|
|                  |                        |             | 100                                     | 150         | 180         | 200     | 300     | 400     | 500     | 600     |
| 1 = 4 m          |                        | $\delta_0$  |   | 27' 56"     | 25' 30"     | 24' 10" | 19' 45" | 17' 5"  | 15' 20" | 14' 0"  |
|                  | Im Curven-Anfang       | $\alpha$    | 10' 0' 21"                              | 37' 20"     | 29' 35"     | 25' 45" | 14' 15" |         |         |         |
|                  |                        | $\beta$     | 10' 17' 3"                              | 54' 20"     | 46' 45"     | 42' 55" | 31' 45" |         |         |         |
|                  | In der Curve           | $\alpha$    | 34' 21"                                 | 11' 20"     | 7' 58"      | 4' 9"   | 3' 2"   | 0' 4"   | 0' 2"   | 0' 1"   |
| $\beta$          |                        | 10' 42' 43" | 10' 19' 30"                             | 10' 8' 8"   | 10' 4' 21"  | 49' 0"  | 34' 43" | 28' 22" | 20' 4"  |         |
| 1 = 5 m          |                        | $\delta_0$  |   | 27' 56"     | 25' 30"     | 24' 10" | 19' 45" | 17' 5"  | 15' 20" | 14' 0"  |
|                  | Im Curven-Anfang       | $\alpha$    | 10' 19' 21"                             | 50' 33"     | 40' 48"     | 35' 54" | 21' 41" | 14' 40" | 10' 11" | 7' 21"  |
|                  |                        | $\beta$     | 10' 32' 29"                             | 10' 4' 7"   | 54' 46"     | 50' 0"  | 35' 39" | 28' 0"  | 24' 29" | 21' 39" |
|                  | In der Curve           | $\alpha$    | 58' 31"                                 | 29' 52"     | 23' 42"     | 18' 48" | 12' 51" | 7' 41"  | 5' 26"  | 5' 21"  |
| $\beta$          |                        | 10' 51' 29" | 10' 24' 28"                             | 10' 11' 38" | 10' 6' 58"  | 44' 25" | 35' 19" | 29' 14" | 23' 39" |         |
| 1 = 6 m          |                        | $\delta_0$  |   | 27' 56"     | 25' 30"     | 24' 10" | 19' 45" | 17' 5"  | 15' 20" | 14' 0"  |
|                  | Im Curven-Anfang       | $\alpha$    | 10' 37' 41"                             | 10' 3' 11"  | 51' 40"     | 45' 51" | 28' 41" | 20' 1"  | 14' 51" | 11' 31" |
|                  |                        | $\beta$     | 10' 48' 35"                             | 10' 15' 29" | 10' 3' 0"   | 57' 9"  | 40' 0"  | 31' 29" | 26' 39" | 23' 9"  |
|                  | In der Curve           | $\alpha$    | 10' 21' 29"                             | 45' 51"     | 37' 11"     | 31' 31" | 21' 11" | 14' 21" | 10' 51" | 9' 41"  |
| $\beta$          |                        | 20' 4' 31"  | 10' 31' 29"                             | 10' 16' 9"  | 10' 10' 29" | 43' 29" | 37' 9"  | 30' 39" | 25' 0"  |         |

Hierbei sind für den Curvenanfang die Werthe  $\alpha$  max.,  $\beta$  min., sowie die für die Curve selbst geltenden zusammengehörigen Werthe der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$ , und zwar unter der

Voraussetzung berechnet, dass erst vom Curvenanfang ab die Spurerweiterung beginnt, und dass in der Curve selbst bei einem Radius von:

|           |               |         |
|-----------|---------------|---------|
| 100—150 m | die Spurweite | 1465 mm |
| 180—200 m | »             | 1460 mm |
| 300 m     | »             | 1448 mm |
| 400 m     | »             | 1445 mm |
| 500 m     | »             | 1442 mm |
| 600 m     | »             | 1438 mm |
| 750 m     | und darüber   | 1435 mm |

betragen soll.

Aus der vorstehenden Tabelle ist die für die Construction von Radialeinstellungen der Achsen wichtige Thatsache zu erkennen, dass, weil die Ablenkungswinkel der Vorder- und Hinter-Achse so erheblich differiren, jede diesbezügliche Construction, welche die Bewegung der beiden Achsen abhängig von einander herstellt, als auf unrichtigen Principien aufgebaut, zu bezeichnen ist.

2. Die Hinterachse ist bereits selbst in die Curve eingetreten, wenn der erste Anlauf der Vorderachse erfolgt, also  $l_1 > l$ .

Nach der Tabelle über die Werthe von  $l_1$  kommt dieser Fall nur für Fahrzeuge mit den kürzeren der jetzt üblichen Radstände beim Lauf durch Curven mit grossen Halbmessern vor. Die nachstehend gebrauchten Buchstaben haben die frühere Bedeutung.

Die Entfernung der Hinterachse vom Curvenanfang ist hier  $l_1 - l$  zu der Zeit, wenn der erste Anlauf der Vorderachse erfolgt und ist die Richtung derselben normal zur Richtung des geraden Gleises, also parallel zum Radius im Curvenanfang. Aus denselben Gründen, wie sie bei dem vorstehend zuerst behandelten Fall zur Geltung gebracht sind, beginnt aus dieser Anfangsstellung heraus die Kreisbewegung der Räder der Hinterachse um einen auf der Richtung dieser Anfangsstellung gelegenen Mittelpunkt O, und zwar mit den Radien R und  $R - 1,430$ , wenn der Radius R derjenige ist, nach welchem die äussere Curvenschiene gekrümmt ist. Der mit R um dem Mittelpunkt O geschlagene punktirt gezogene Kreis muss den um M mit demselben Radius gezogenen Curvenkreis in zwei Punkten schneiden (vergl. Fig. 7 auf Tafel XXXII). In dem ersten dieser beiden, dem Curvenanfang zunächst gelegenen Punkte, wird also das äussere Rad der Hinterachse an die Aussenschiene aulaufen, und dies Bestreben auch in dem weiteren Verlauf der Curve mit mehr oder weniger Intensität beibehalten, je nachdem die Entfernung  $l_1 - l$  des Mittelpunktes O von dem Mittelpunkt M eine grössere oder geringere ist, d. h. je weiter bezw. je weniger weit die Hinterachse in die Curve eingetreten war zu der Zeit, als der erste Anlauf der Vorderachse erfolgte. Je geringer der Radstand und je grösser der Curvenradius R, desto grösser ist demnach die Intensität des äusseren Rades der Hinterachse zum Anlaufen an die äussere Curvenschiene, natürlich solche Radstände und Curvenradien vorausgesetzt, bei denen  $l_1 > l$  wird.

Die Ordinaten y und x dieses ersten Anlaufpunktes  $E_0$  des äusseren Rades der Hinterachse finden sich aus den Mittelpunktsleichungen beider Kreise, wenn in O der Anfang eines rechtwinkligen Coordinatensystems angenommen wird, dessen Lage aus der Fig. 7, Tafel XXXII ersichtlich ist, also aus den Gleichungen

$$x^2 + y^2 = R^2$$

$$(x + c)^2 + y^2 = (R - 0,005)^2,$$

wenn  $\overline{ME_0} = R$  und  $\overline{OE_0} = R - 0,005$  ist.

Von  $E_0$  ab laufen demnach die beiden äusseren Räder der Vorder- und der Hinterachse an der äusseren Curvenschiene an. Werden in der durch  $\overline{E_0B}$  charakterisirten Stellung die Radien  $\overline{MB}$  und  $\overline{MD}$  gezogen, und  $\overline{MD}$  wieder bis zu seinem Schnitt F mit der Richtung  $\overline{BC}$  der Vorderachse verlängert, so bildet sich wieder wie früher der Aussenwinkel  $\delta$  am Dreieck MBF, welcher gleich ist der Summe der beiden bei F und B gelegenen Winkel  $\alpha$  und  $\beta$ . Es bleibt demnach auch hier die Relation

$$\delta = \alpha + \beta$$

bestehen, worin  $\alpha$  und  $\beta$  die bezüglichen Anlaufwinkel sowohl, wie auch diejenigen Winkel bedeuten, welche die beiden Achsen mit den Richtungen der bezüglichen Curven-Radien bilden.

Eine numerische Festlegung der Grösse dieser Winkel ist bei dem hier vorliegenden Fall von grösserem Interesse für den Betrieb nicht, und ist darum die Zusammenstellung dieser Werthe unterlassen worden.

3. Die Hinterachse steht genau im Curvenanfang, wenn der erste Anlauf der Vorderachse erfolgt, also  $l_1 = l$ .

Der Mittelpunkt der Kreisbögen, auf welchen die Hinterachse laufen wird, liegt hier auf dem im Curvenanfang A gezogenen Curvenradius, fällt mithin mit dem Curvenmittelpunkt zusammen. Fig. 8, Tafel XXXII. Die Räder der Hinterachse laufen demnach in diesem Falle, welcher nach der Tabelle für die Werthe von  $l_1$  z. B. eintritt, für ein Fahrzeug von 3,0<sup>m</sup> Radstand in einer Curve von 900<sup>m</sup> Radius, mit denselben Spielräumen zwischen Spurkränzen und Schienen durch die Curve weiter, mit welchen dieselben im geraden Gleise gelaufen, und in den Curvenanfang eingetreten sind. Es findet hier ein Anlaufen weder des äusseren noch des inneren Rades der Hinterachse an die Fahrschienen statt. Die letztere Achse zeigt in diesem Falle während ihres Laufes durch die ganze Curve eine genaue radicale Einstellung; der Winkel  $\alpha$  ist demnach gleich Null, und ist darum stets, weil auch hier die Relation  $\delta = \alpha + \beta$  stattfinden muss, der Winkel

$$\delta = \beta,$$

d. h. der Anlaufwinkel der Vorderachse, sowie die Ablenkung derselben aus der radicalen Richtung bleibt constant, und zwar stets gleich dem Winkel im ersten Anlaufpunkte der Vorderachse. Es ist mithin hier stets

$$\sin \delta = \sin \delta_0 = \frac{l}{R}.$$

Die bisher gefundenen Resultate können, soweit dieselben die Grösse des Anlaufwinkels betreffen, auch zu Schlüssen über die Wirkung des für die Betriebssicherheit in Curven angewandten Mittels der Spurerweiterung verwendet werden, und wird es sich hier hauptsächlich wieder um den ersten der vorerwähnten drei Fälle, in welchem  $l > l_1$ , also um langradständige Fahrzeuge im Zusammenhang mit Curven von kleineren Radien handeln.

Je kleiner der Winkel ist, mit welchem die Räder an die Schienen anlaufen, desto geringer ist die Gefahr des Aufsteigens

der ersteren auf die letzteren, desto geringer mithin auch die Gefahr einer Entgleisung. Aus der Behandlung des fraglichen Falles geht hervor, dass der Anlaufwinkel für die Vorderachse desto grösser wird, je grösser die Spurerweiterung, während für die Hinterachse das umgekehrte Resultat gilt, sodass hier mit dem Geringerwerden der Spurerweiterung der Anlaufwinkel wächst. Wie aus der letzten Tabelle hervorgeht, ist der Anlaufwinkel  $\beta$  der Vorderachse stets ein Mehrfaches des Anlauf-Winkels  $\alpha$  der Hinterachse. Es entsteht darum die Frage, ob es nicht in Erwägung zu ziehen sein würde, die Spurerweiterung in Curven ganz fallen zu lassen, um dadurch die Werthe der beiden Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  einander zu nähern, und die Betriebssicherheit für den Verkehr der Fahrzeuge in Curven dadurch zu erhöhen. Wenn ausschliesslich nur zweiachsige Fahrzeuge vorhanden wären, so würde die Verringerung der Spurweite in den Curven auf das normale Spurmaass aus vorerwähnten Gründen gewiss vorzuschlagen sein.

Für die Hinterachse ist die Stelle, an welcher im Curvenanfang die gerade innere Schiene in die gebogene übergeht, die gefährlichste Stelle; dort ist der Anlaufwinkel  $\alpha$  ein Maximum. Dieses Maximum könnte jedoch erheblich dadurch heruntergezogen werden, wenn bereits im Curvenanfang die volle Spurerweiterung angelegt werden würde. Die Werthe der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  würden sich dann den für die Curve berechneten Werthen nähern,  $\alpha$  max. demnach erheblich geringer werden. Weiter würde für die Verringerung der Curvenwiderstände es geboten erscheinen, die Reibung zwischen dem inneren Rad und der inneren Schiene ganz zu beseitigen oder doch auf ein Minimum zu beschränken. Dies würde nur dadurch zu erreichen sein, dass das Fahrzeug möglichst weit in die Curve eintreten kann, bevor der erste Anlauf erfolgt, dass also die Hinterachse zu der Zeit in oder doch kurz vor dem Curvenanfang steht. Auch hierfür bietet die Anlage der vollen Spurerweiterung bereits im Curvenanfang das sicherste Auskunftsmittel, denn es würde hierdurch in Folge des aus der Conizität der Radreifen resultirenden Bestrebens der Achsen, ihre eigenen Mittel in die Mittellinie des Gleises zu bringen, das Fahrzeug bereits vor dem Curvenanfang nach dem Curveninnern zu sich verschieben, mithin den Spielraum zwischen der äusseren Schiene und den Spurkränzen der äusseren Räder vergrössern, und darum weiter in die Curve eintreten können, bevor der erste Anlauf erfolgt. Es ist mithin in jedem Falle, sowohl bezüglich Erhöhung der Betriebssicherheit als bezüglich der Verminderung der Curvenwiderstände zu empfehlen, das Gleise so zu verlegen, dass durch die innere Schiene bereits im Curvenanfang die volle, für die bezügliche Curve geltende Spurerweiterung vorhanden ist. Die hierdurch auftretende Vergrösserung des ersten Anlaufwinkels der Vorderachse ist so gering, dass dieselbe von untergeordnetem Einfluss bleibt.

Nachdem hiermit der Zusammenhang zwischen Curvenradius, Spurweite und Radstand, sowie die Gesetze darüber festgelegt sind, in welcher Art und Weise dieselben sich gegenseitig beeinflussen, erübrigt noch die Anwendung dieser Gesetze zur Beantwortung der Frage über den directen Einfluss der Grösse dieser Factoren auf die Sicherheit des Betriebes selbst.

Für die diesbezüglichen Erörterungen wird es erforderlich, die Form der Anlauffläche des Spurkranzes näher zu betrachten.

Wird ein Rad mit seinem Spurkranz fest an die Fahrachse anlaufend gedacht, so liegt, die wohlerhaltene Form des Profils sowohl bei dem Radreifen wie bei dem Schienenkopf vorausgesetzt, der Berührungspunkt beider Profile (cfr. die zur Verdeutlichung dieses Umstandes in doppelter natürlicher Grösse dargestellte Figur 9, Tafel XXXII) an der Stelle B, an welcher die beiden bezüglichen, mit 14 und 15<sup>mm</sup> Radius angelegten Kreise für die obere Abrundung des Schienenkopfes bzw. für die Hohlkehle des Spurkranzes eine gemeinschaftliche Tangente haben. Dieser Punkt muss daher in der Verlängerung der Verbindungslinie der Mittelpunkte dieser beiden vorerwähnten Kreise liegen. Wird durch diesen Punkt B eine Schnittebene parallel zur Ebene des Schienenfusses gelegt, so ergibt sich für ein normales Wagenrad die schraffierte Schnittfläche Fig. 10, Tafel XXXII, und in dieser die gekrümmte Linie  $\overline{ABC}$ , in deren einzelnen Punkten die Berührungen zwischen Spurkranz und Schiene stattfinden. Je nach der Grösse des Anlaufwinkels liegen diese Berührungspunkte entfernter oder näher von bzw. an der Mittellinie des Querschnitts, in welcher letzteren der Anlaufpunkt nur für den Fall gelegen ist, in welchem die Radebene parallel zum Schienenkopfe steht, in welchem also der Anlaufwinkel gleich Null ist.

Die Lage der Schnittebene in Fig. 10, Tafel XXXII, und zwar in Bezug auf die Seiten der durch die Innenfläche des Spurkranzes dargestellten Kegelfläche lässt in der gekrümmten Linie  $\overline{ABC}$  der Querschnittsfigur die Hyperbel erkennen. Nach einschlägigen Untersuchungen lässt sich diese flache Hyperbel auf eine diesseits und jenseits des Punktes B gelegene Länge von je 90<sup>mm</sup>, also auf der Gesamtlänge von 180<sup>mm</sup> durch einen Kreisbogen von 820<sup>mm</sup> Halbmesser ohne irgend welche zu berücksichtigende Abweichung ersetzen. Ueber diese vorerwähnte Länge von 90<sup>mm</sup> liegt keiner der Anlaufpunkte, welche den geringsten Curven-Halbmessern im Zusammenhang mit den längsten Radständen entsprechen würden, hinaus.

Hiermit ist jetzt die Auffindung des jedesmaligen Anlaufpunktes am Spurkranz für die verschiedenen Curvenhalbmesser und Radstände, unter Zuhilfenahme der vorgegebenen Tabelle über die verschiedenen Anlaufwinkel, leicht erreichbar. Werden an den Durchmesser eines Kreises von 820<sup>mm</sup> Radius, in welchem ersteren der Punkt B des Querschnittes Fig. 10, Taf. XXXII, liegend gedacht wird, die verschiedenen Anlaufwinkel  $\beta$  und  $\alpha$  der Vorder- bzw. Hinterachse als Centriwinkel angetragen, vergl. Fig. 11, Taf. XXXII, so stellen die Schnitte D und E der jedesmaligen freien Schenkel dieser Winkel mit der Kreisperipherie den dem fraglichen Anlaufwinkel  $\alpha$  bzw.  $\beta$  entsprechenden Anlaufpunkt zwischen Schiene und Rad dar, und die in D und E an fraglichen Kreis gezogenen Tangenten die Innenkanten der angelaufenen Schiene ihrer Lage und Richtung nach in Bezug auf die durch den Radius  $\overline{MB}$  repräsentirte Mittellinie der unter dem Winkel  $\alpha$  oder  $\beta$  anlaufenden Achse. Die Entfernung dieser Anlaufpunkte von dem Radius  $\overline{MB}$  bestimmt sich z. B. für den Punkt E aus der Gleichung

$$\overline{EG} = 0,82 \sin \beta.$$

Die Maximalwerthe (vergl. die bezügliche Tabelle) sind die 3 Winkel  $\beta$  für die Fahrzeuge von 4,0, 5,0 und 6<sup>m</sup> Radstand, in einer Curve von 100<sup>m</sup> Radius. Es werden somit die Anlaufpunkte am Radreifen für diesen extremen Fall die folgenden Maximalwerthe annehmen:

für 4<sup>m</sup> Radstand

$$\overline{EG} = 0,82 \sin 1^\circ 42' 43'' = 0,025^m$$

für 5<sup>m</sup> Radstand

$$\overline{EG} = 0,82 \sin 1^\circ 51' 29'' = 0,027^m$$

für 6<sup>m</sup> Radstand

$$\overline{EG} = 0,82 \sin 2^\circ 4' 31'' = 0,030^m$$

Diese vorstehenden Werthe, im Zusammenhang mit denen der mehrerwähnten Tabelle über die Anlaufwinkel, lassen in Verbindung mit den vorgefundenen Gesetzen über die Art der Bewegung der Fahrzeuge in Curven, und über die Stellung, welche dieselben in den letzteren einzunehmen gezwungen sind, erkennen, dass auch die mit den längsten Radständen begabten Fahrzeuge, wenn vorläufig von solchem mit 3 Achsen abgesehen wird, Curven bis zu 100<sup>mm</sup> Radius passiren können. Denn es erfolgt der Anlauf auch bei grossen Radständen selbst in Curven bis zu 100<sup>m</sup> Radius nicht über 30<sup>mm</sup> vom Achsmittel entfernt und es bleibt zwischen dem äusseren Rad der Hinterachse und der Aussenschiene bzw. zwischen dem inneren Rad der Vorderachse und der Innenschiene fast der ganze Spielraum bestehen, welcher aus der Spurerweiterung  $e$  und dem auch für das gerade Gleise vorhandene Spiel von 10<sup>mm</sup> zwischen Spurkränzen und Schienen-Innenkanten zu  $e + 10^{\text{mm}}$  resultirt. Aus der Fig. 11 a, Taf. XXXII, in welcher die Curve durch die Tangenten in den Anlaufpunkten  $B_v$  und  $B_h$  und die in der Entfernung  $e + 10$  gezogenen Parallelen ersetzt gedacht sind, geht ohne Weiteres die Bestätigung des Vorgesagten hervor.

Es werden die Grenzen für die Zulassung bestimmter Radstandlängen zum Verkehr in Curven von bestimmten Radien für zweiachsige Fahrzeuge demnach offenbar nur gezogen werden durch die Geschwindigkeit, mit welcher unter Erhaltung der erforderlichen Betriebssicherheit die Bewegung der Fahrzeuge noch erfolgen kann.

Für diese Untersuchungen werden die beiden Fälle von einander zu trennen sein, in welchen einmal das Fahrzeug bei seinem Eintritt in die Curve mit dem äusseren Rad seiner Vorderachse an die Aussenschiene oder mit dem inneren Rad seiner Hinterachse an die Innenschiene zum erstenmal aulaufend gedacht werden kann, und zweitens der Fall, in welchem die beiden gleichzeitig anlaufenden Räder, also das äussere Rad der Vorderachse und das innere Rad der Hinterachse, nachdem der Curvenanfang bereits passirt ist, in permanenter Berührung mit den bezüglichen Curvenschienen sind und bleiben.

In dem ersten Fall tritt bei dem ersten Anlaufen sowohl der Vorderachse als der Hinterachse an die Aussen- bzw. die Innenschiene der Schienenwiderstand als Stosswirkung auf. Das erste Anlaufen erfolgt für beide Achsen unter denselben Winkeln, wie früher ausgeführt worden ist, und zwar sind diese die in der Tabelle für die Anlaufwinkel mit  $\delta_0$  bezeichneten Winkel, welche für sämtliche Radstände in einer und derselben Curve unverändert dieselben sind.

Das Fahrzeug trete in die Curve mit einer Geschwindigkeit  $V$  ein, deren Richtung in der seiner Mittellinie, also auch in der Richtung des geraden Gleises gelegen ist. In dem Augenblick, in welchem eines der beiden bezüglichen Räder der Vorder- oder der Hinterachse anläuft, tritt der Schienenwiderstand als Stoss mit der Wirkung auf, dass eine plötzliche Ablenkung der ursprünglichen Bewegungs- bzw. der Geschwindigkeitsrichtung des Fahrzeugs in die Richtung der in den Anlaufpunkt an die äussere bzw. innere Curvenschiene gezogenen Tangente erfolgt. Die oben beregte ursprüngliche Richtung der Geschwindigkeit  $V$  zerlegt sich in 2 Componenten, von denen die eine in der Richtung fraglicher Tangente, die andere senkrecht dazu, also in der Richtung des nach dem Anlaufpunkt gezogenen Curvenradius liegt. Die Grösse der letzteren Componente ist  $V \sin \delta_0$ .

Weil das Rad nach dem Stoss in permanenter Berührung mit der Schiene bleibt, so ist der Stoss als ein vollkommen unelastischer anzusehen. Darum wird der durch den Stoss hervorgerufene Verlust der lebendigen Kraft für den Augenblick, in welchem derselbe stattfindet, sich beziffern auf

$$\frac{MV^2 \sin^2 \delta_0}{2}$$

Diese verlorene Arbeit kann unter Umständen dazu verwandt werden, das anlaufende Rad in dem Augenblick, in welchem der Stoss erfolgt, seitlich in der Richtung der Geschwindigkeit  $V \sin \delta_0$  über die Schiene hinwegzuschieben, und zwar durch Vermittelung der in diesem Augenblick auftretenden Stosskraft  $R = MV \sin \delta_0$ . Soll diese Wirkung eintreten, so müsste demjenigen Theil der ganzen Masse  $M = \frac{G}{g}$  des Wagens, welcher über die Schiene weggehoben wird, im Augenblick des Stosses, und durch denselben, plötzlich eine Geschwindigkeit, welche  $V \sin \delta_0$  gleich und gleich gerichtet ist, ertheilt werden. Weil diese letztere Bewegung fraglicher Masse in Folge der conischen Form des Spurkränzes nur derart erfolgen kann, dass, cfr. Fig. 12, Taf. XXXII, der letztere an dem Schienenkopf hinaufgleitet, so wird, wenn der Neigungswinkel der Kegelseiten des Spurkränzes gleich  $\gamma$  ist, das bezügliche Wagengewicht mit der Geschwindigkeit  $V \sin \delta_0 \cdot \sin \gamma$  plötzlich gehoben werden müssen. Weil nach angestellten Ermittlungen von dem Gesamt-Wagengewicht  $G$  ungefähr 0,26  $G$  für das bei der Entgleisung des anlaufenden Rades zu hebende Gewicht in Ansatz zu bringen sein werden, so resultirt aus dieser Hebung ein Arbeitsquantum von

$$\frac{0,26 MV^2 \sin^2 \delta_0 \sin^2 \gamma}{2}$$

Weitere Widerstände, welche sich dieser Bewegung des Rades beim Herausspringen aus dem Gleise entgegenstellen werden, entstehen aus der Reibung, welche durch den, bei einer plötzlichen Hebung des Rades in gleicher Weise wie die Stosskraft  $R$  wirkenden und zu messenden Raddruck 0,26  $G$  sowohl, wie durch die Stosskraft  $R$  selbst hervorgerufen werden wird, und berechnet sich die für die Ueberwindung dieser Reibung ausser der oben berechneten noch weiter zu leistende Arbeit zu

$\mu \cdot (0,26 G \sin \gamma + R \cos \gamma) V \sin \delta_0 \cdot \sin \gamma$ ,  
worin  $\mu$  der Coefficient der gleitenden Reibung ist.

Soll ein Entgleisen des fraglichen Rades nicht stattfinden können, so muss die hierfür beim Anlaufen desselben disponibel werdende Arbeit  $\frac{MV^2}{2} \sin^2 \delta_0$  kleiner bleiben, als die zur Ueberwindung der der Entgleisung des Rades entgegenstehenden Widerstände erforderlichen Arbeit. Die hierauf bezügliche Bedingungsgleichung lautet demnach

$$0,26 \cdot \frac{GV^2 \sin^2 \delta_0}{2g} \sin^2 \gamma + \mu (0,26 G \sin \gamma + R \cos \gamma) V \sin \delta_0 \sin \gamma > \frac{MV^2}{2} \sin^2 \delta_0,$$

woraus sch herstellt

$$R > \frac{GV \sin \delta_0 (1 - 0,26 \sin^2 \gamma)}{g \cdot \mu \cdot \sin 2 \gamma} - 0,26 \cdot G \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Wird für R der Werth  $MV \sin \delta_0$  eingesetzt, so ergibt sich nach einigen Umformungen die Bedingung

$$\frac{0,26 \mu \cdot g \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin 2 \gamma}{1 - 0,26 \sin^2 \gamma - \mu \sin 2 \gamma} > V \sin \delta_0.$$

Der Ausdruck links, dessen Grösse bei gegebenen Winkel  $\gamma$  ausschliesslich nur noch von der Veränderlichkeit von  $\mu$ , also von der des Reibungs-Coefficienten abhängig ist, muss grösser bleiben als  $V \sin \delta_0$ , wenn eine Entgleisung des Rades nicht stattfinden soll.

Der Winkel  $\gamma$  ist für einen Radreifen normalen Profils gleich  $29^\circ 17' 50''$ . Mit diesem Werth gestaltet sich obige Gleichung zu

$$V \sin \delta_0 < \frac{1,221 \mu}{0,938 - 0,853 \mu}.$$

Bei der Benutzung dieser Formel für eine allgemein gültige Feststellung der für die Sicherheit des Betriebes noch zulässigen Geschwindigkeit, mit welcher ein Fahrzeug von bestimmtem Radstand eine Curve von bestimmtem Halbmesser passiren darf, wird der kleinste Reibungs-Coefficient, also der für nasse oder glatte Schienen etwa mit  $\mu = 0,10$  einzusetzen sein. Es heisst dann, es muss, wenn keine Entgleisung erfolgen soll,

$$V \sin \delta_0 < 0,143$$

oder

$$V < \frac{0,143}{\sin \delta_0} \text{ bleiben.}$$

Die Grösse der noch zulässigen Geschwindigkeit hängt in der letzten Formel nur noch von dem Werthe  $\sin \delta_0$  in der Weise ab, dass, je grösser dieser Werth, also je kleiner der Curvenradius und je grösser der Radstand, desto kleiner darf die zulässige Geschwindigkeit sein, mit welcher ein Fahrzeug von beregtem Radstand eine Curve von bestimmtem Radius passiren darf. Die aus der letzten vorstehenden Formel zu findenden Werthe für die Geschwindigkeit V sind die Grenzwerte für einen sicheren Betrieb, weil mit diesen im ersten Anlauf der Räder in der Curve eine Entgleisung unter Umständen zu erwarten steht. Weil es sich hier um den ersten Anlauf handelt, und darum, zumal für die Vorderachse, der Radstand ohne Einfluss auf die Werthe von  $\sin \delta_0$  ist, so ist derselbe darum auch in obiger Formel nicht enthalten. In nachstehender Tabelle sind diese fraglichen Grenzwerte der Geschwindigkeit V zusammengestellt.

Tabelle über die Grenzwerte der Geschwindigkeit V für den ersten Anlauf in der Curve.

|                        | Curven-Radius R                    |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
|                        | in Meter Grenzhgeschwindigkeit für |      |      |      |      |      |      |      |
|                        | 100                                | 150  | 180  | 200  | 300  | 400  | 500  | 600  |
| V in Meter pro Sekunde | 14,3                               | 17,6 | 19,3 | 20,3 | 24,9 | 28,8 | 32,0 | 35,1 |
| V in Kilom. pro Stunde | 50                                 | 63   | 69   | 73   | 90   | 104  | 115  | 126  |

Aus diesen vorstehenden Zahlen für diese Grenzhgeschwindigkeiten lassen sich unter einer bestimmten Annahme die Zahlen für diejenigen Geschwindigkeiten herauslesen, welche für einen sicheren Betrieb noch gelten können. Wenn angenommen wird, dass Curven mit 500 m Radius mit jeder also bis zu 90 Kilometer reichenden Geschwindigkeit sollen befahren werden können, so werden die Tabellenzahlen mit rot. 0,75 zu multipliciren sein, um diese fraglichen Zahlen zu erhalten. Ob dieser Sicherheits-Coefficient für Curven von den geringeren Radien nicht noch weiter herabzuziehen sein wird, müsste durch geeignete Versuche festgestellt werden.

Es bleibt der obenerwähnte zweite Fall zu untersuchen, welche Geschwindigkeiten für den Lauf eines Fahrzeugs von bestimmtem Radstand durch eine Curve von bestimmtem Radius für die Betriebsicherheit noch zulässig erscheint, wenn angenommen wird, dass der Curvenanfang bereits passirt ist, und das bezügliche Rad der Vorder- und der Hinterachse in permanenter Berührung mit der bezüglichen Schiene an der letzteren hinrollt. Eine Entgleisung des betreffenden Rades wird in diesem Falle nur durch das Aufsteigen des letzteren auf den Schienenkopf erfolgen können. Hierzu ist erforderlich, dass die durch den Druck zwischen Schiene und Spurrand erzeugte Reibung so gross ist, dass dieselbe dem zu hebenden Wagengewicht, also nach früherem dem Gewicht  $0,26 \cdot G$  gleich wird. Die Reibung wird erzeugt, einmal durch die als Druck gegen die Schiene auftretenden Bentrifugalkraft R und zum anderen durch Componente  $0,26 \cdot G \sin \gamma$  des Wagengewichts, cfr. Fig. 13, Taf. XXXII. Es findet hier demnach für den Fall, dass eine Entgleisung nicht erfolgen soll, die Bedingungsgleichung statt:

$$\mu (R \cos \gamma + 0,26 G \cdot \sin \gamma) < 0,26 G \cos \gamma - R \sin \gamma,$$

worin R die Centrifugalkraft hier gleich  $\frac{G}{g} V^2 \frac{\cos^2 \beta}{R}$  und G das Wagengewicht. Es wird demnach nach einigen Umformungen

$$\frac{G}{g} V^2 \frac{\cos^2 \beta}{R} < 0,26 G \frac{(\cos \gamma - \mu \sin \gamma)}{\sin \gamma + \mu \cos \gamma}$$

oder es muss

$$V < \frac{1}{\cos \beta} \sqrt{\frac{0,26 \cdot g \cdot R (\cos \gamma - \mu \sin \gamma)}{\sin \gamma + \mu \cos \gamma}}$$

bleiben. Werden für  $\gamma$  und  $g$  die Werthe eingesetzt, so wird die Relation  $V < \frac{1}{\cos \beta} \sqrt{2,73 \cdot R}$ , wenn den hier vorliegenden Verhältnissen angemessen, zur Bestimmung dieser zulässigen Grenzhgeschwindigkeit der Coefficient  $\mu$  der gleitenden Reibung gleich 0,25, also möglichst gross angenommen wird. Das Auftreten einer grossen Reibung zwischen Rad und Schiene wird

hier entgegengesetzt dem oben zuerst erörterten Fall als der für die Betriebssicherheit ungünstigere Fall erscheinen.

Die auf diese Art gewonnenen Zahlen für die Grenzgeschwindigkeiten sind um circa 25 % grösser als es diejenigen sind, welche, für den ersten Anlauf der Achsen geltend, in der letzten Tabelle aufgeführt sind. Für die Sicherheit des Passirens von Fahrzeugen in Curven ist darum dieser letztere Fall nicht der für die Beurtheilung maassgebende. Die Gefahr der Entgleisung eines Fahrzeugs beim Passiren von Curven liegt demnach nicht in der letzteren selbst, sondern an der Stelle, an welcher das äussere oder innere Rad der Vorder- bzw. Hinterachse zuerst zum Anlaufen kommt.

Hiermit sind die Bedingungen, unter welchen ein zweiachsiges Fahrzeug von bestimmtem Radstand Curven verschiedener Halbmesser mit Sicherheit passiren, zahlenmässig festgelegt. Aus den hierfür aufgestellten Tabellen ist ferner ersichtlich, dass 2 achsige Fahrzeuge auch von längeren Radständen noch Curven von den geringsten Halbmessern ohne Gefahr der Entgleisung passiren können, wenn die Fahrgeschwindigkeit auf das für die Sicherheit erforderliche Maass eingeschränkt wird. Es bleibt nur noch übrig, dieselben Bedingungen für ein Fahrzeug mit 3 Achsen festzustellen.

Es sei vorausgesetzt, dass die Mittelachse verschiebbar angeordnet, und dass die Grösse der möglichen Verschiebbarkeit  $10^{\text{mm}}$  nach jeder der beiden Richtungen beträgt.

Wie bereits vorstehend nachgewiesen, liegen der Art der Bewegung eines dreiachsigen Fahrzeugs durch eine Curve genau dieselben Gesetze zu Grunde, wie sie von den zweiachsigen Fahrzeugen befolgt werden. Es stellt sich auch hier die durch die äussere Schiene der Curve bewirkte Ablenkung des Fahrzeugs als eine Drehung um das innere Rad der Hinterachse als festen Punkt dar und zwar dies so lange, als die Verschiebbarkeit der Mittelachse bei dem Anlauf ihres inneren Rades eine etwa erforderliche Verschiebung dieser Achse gestattet. In Fällen, welche bei grossem Gesamttrahstand und kleinem Curvenradius eintreten, und für welche die angenommene Verschiebbarkeit der Achse nicht mehr ausreicht, müsste dann der Berührungspunkt dieses inneren Rades der Mittelachse der Drehpunkt werden, und müsste darum bei dieser in Folge der Curvenablenkung auftretenden Bewegung die Hinterachse in der Richtung auf das äussere Gleis zu geschoben werden. Diese Art der Bewegung würde jedoch, weil dieselbe entgegengesetzt der Tendenz, welche die Hinterachse bei ihrer Bewegung verfolgt, zu geschehen hätte und weil ferner grosse Reibungswiderstände zu überwinden wären, im Gefolge haben, dass das innere Rad der Mittelachse mit sehr grossem Druck gegen die Innenkante der Aussenschiene anzulaufen gezwungen wäre, als dessen Folge eine bedeutende Reibung auftreten müsste, welche, besonders bei grösseren Geschwindigkeiten, ein Aufsteigen des fraglichen Rades der Mittelachse auf die Innenschiene als nicht ausgeschlossen erscheinen liesse. Es wird darum als Grenze für den Gesamttrahstand eines dreiachsigen Fahrzeuges, welcher noch für das Passiren von Curven mit bestimmten Radien zuzulassen sein wird, derjenige anzusehen sein, bei welchem die Mittelachse, wenn eine Verschiebbarkeit derselben überhaupt vorhanden, um den ganzen Betrag der

Verschiebbarkeit verschoben erscheint, oder falls die letztere nicht vorhanden, bei welchem das innere Rad der Mittelachse eben an der inneren Curvenschiene anläuft.

Zur zahlenmässigen Festlegung dieser Beziehung zwischen dem Curvenradius und dem Gesamttrahstand eines dreiachsigen Fahrzeugs wird wieder das Verhalten des Fahrzeugs für die durch die gewählten Verhältnisse gegebenen beiden Fällen zu untersuchen sein, nämlich, dass einmal das erste Anlaufen des inneren Rades der Mittelachse noch vor dem Curvenanfang, also noch im geraden Gleise und an einer Stelle erfolgt, an welcher noch keine Spurerweiterung vorhanden, oder dass zweitens dieser Anlauf dort nicht, sondern erst in der Curve erfolgt. Ersteres wird stattfinden für geringe Curven-Radien und grosse Radstände, letzteres im umgekehrten Falle. Es soll hier das einschlägige Verhalten von Fahrzeugen mit  $4,0^{\text{m}}$ ,  $5,0^{\text{m}}$  und  $6,0^{\text{m}}$  Gesamttrahstand beim Lauf in Curven von  $100^{\text{m}}$  Radius und darüber untersucht und vorausgesetzt werden, dass die Spurerweiterung erst in dem Curvenanfang beginnt.

Die früheren Bezeichnungen bleiben hier beibehalten. So bleibt  $l_1$  diejenige Länge des Gesamttrahstandes, um welche, vom Curvenanfang ab gerechnet, die Vorderachse des Fahrzeugs in die Curve eingetreten ist, wenn der erste Anlauf ihres äusseren Rades erfolgt, und darum  $l - l_1$  die Entfernung der Hinterachse vom Curvenanfang in demselben Augenblick, wenn  $l$  den Gesamttrahstand bedeutet. Der Abstand der Mittelachse von der Vorderachse und Hinterachse sei gleich, also  $\frac{l}{2}$ .

Für den ersten der oben erwähnten beiden Fälle, also für den Eintritt in die Curve werden sich folgende Resultate ergeben. Sobald das äussere Rad der Vorderachse an der äusseren Curvenschiene angelaufen ist, beginnt bei dem Weiterlauf des Fahrzeugs die Ablenkung desselben, welche nach früherem, so lange nicht ein Anlaufen des inneren Rades der Hinterachse an die Innenschiene erfolgt, diese letztere Achse in der Weise beeinflusst, dass dieselbe auf einem, gegen den um den Mittelpunkt  $M$  liegenden Curvenkreis excentrisch gelegenen, jedoch mit dem Curven-Radius hergestellten Kreise sich zu bewegen gezwungen ist. Die Mittelpunkte  $M$  und  $O$  dieser beiden Kreise liegen um die bekannte Entfernung  $l - l_1$  auseinander. Für die erste Zeit dieser Bewegung und für die kleinen, hier nur in Betracht kommenden Kreisbögen, wird ohne irgend welchen Fehler die Annahme zu machen zulässig sein, dass die der Wagenmittellinie parallele Verbindungslinie  $\overline{F_0 H_0}$  (vergl. Fig. 14, Taf. XXXII) der beim Anlauf zur Berührung mit den Schienen gelangenden Punkte der Spurkränze  $F$ ,  $G$  und  $H$  der inneren Räder sämmtlicher 3 Achsen, stets Tangente an den, um den Mittelpunkt  $O$  gezogen gedachten Curvenkreis sei. Bei dem Beginn der Kreisbewegung der Hinterachse stehe dieselbe im geraden Gleise mit einem Spielraum von  $5^{\text{mm}}$  zwischen Spurkränzen und Schienen-Innenkanten. Die Linie  $SS$  sei die Innenkante der inneren Schiene des geraden Gleises. Radius  $\overline{OF_0}$ , mit welchem das innere Rad der Hinterachse bzw. der oben erwähnte Berührungspunkt  $F$  desselben um den Mittelpunkt  $O$  läuft, wird, wenn  $R$  der Curvenradius ist, nach welchem die äussere Curvenschiene gebogen ist

$$OF_0 = r = R - 1,430.$$

Weil die Linie  $\overline{FH}$  stets als Tangente an diesen Kreis anzusehen ist und weil ferner  $\overline{FG} = \overline{GH} = \frac{1}{2}$  ist, so folgt, dass sich auch der Punkt G auf einem Kreise von dem Radius  $\overline{OG}_0 = r_1 = \sqrt{r^2 + \frac{1^2}{4}}$  bewegen muss. Der Schnittpunkt G dieses letzteren Kreises mit der Linie SS giebt demnach den ersten Anlaufpunkt des inneren Rades der Mittelachse an die Innenschiene, in welchem noch keine Verschiebung fraglicher Achse erfolgt ist, hierbei vorausgesetzt, dass der Anlauf noch vor dem Curvenanfang erfolgt. Die Abscisse x dieses Anlaufpunktes G wird, wenn  $\overline{OC}$  und die in C auf  $\overline{OC}$  gezogene Normale als Abscissenachsen gewählt werden, und weil die Ordinate  $y = r_1 - r + 0,005$  ist, zu

$$x = \sqrt{(r_1 + r - 0,005)(r_1 - r + 0,005)}.$$

Muss jedoch in Folge der zwischen Curvenradius und Radstand bestehenden Verhältnisse ausserdem noch eine Verschiebung der angelaufenen Mittelachse erfolgen, bevor dieselbe den Curvenanfang erreicht hat, so fragt es sich, an welchem Ort erreicht diese Verschiebung das an der Achse disponible Maximum von  $10^{mm}$ . Nach der Fig. 14 ist dieser Ort derjenige Punkt G, dessen Ordinaten  $y_1 = r_1 - r + 0,015$  und

$$x_1 = \sqrt{(r + r_1 - 0,015)(r_1 - r + 0,015)}$$
 sind.

Die Abscissen x und  $x_1$  sind für die Radstände von 4,5 und 6<sup>m</sup> für verschiedene Curvenradien berechnet, und sind die Differenzen  $(l - l_1) - x = a_m$  bzw.  $(l - l_1) - x_1 = v_m$ , das sind die Entfernungen vom Curvenanfang, in welchen das erste Anlaufen des inneren Rades der Mittelachse ohne Verschiebung derselben, bzw. mit der grössten seitlichen Verschiebung erfolgt, in die nachstehende Tabelle eingetragen. In dieselbe Tabelle sind zum Vergleich der Lagen der ersten Anlaufpunkte der Hinterachse und der Mittelachse die Entfernungen  $a_h$  vom Curvenanfang ebenfalls aufgenommen, in welchen fraglicher Anlauf ersterer Achse erfolgt. Hierbei bedeuten die mit einem Minuszeichen versehene Zahlen, dass der fragliche erste Anlauf in dieser Entfernung erst hinter dem Curvenanfang erfolgen wird.

T a b e l l e

über die Lage Anlauforte der Mittel- und Hinterachse 3achsiger Fahrzeuge beim Eintritt in Curven.

| Radstand<br>l<br>in Meter | Be-<br>zeich-<br>nung | Entfernungen der Anlauforte vom Curvenanfang<br>in Metern bei einem Curven-Radius von |        |        |        |        |        |        |
|---------------------------|-----------------------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                           |                       | 100   | 150    | 180    | 200    | 300    | 400    | 500    |
| 4                         | l-l <sub>1</sub>      | 2,997   | 2,773  | 2,656  | 2,584  | 2,266  | 2,0    | 1,762  |
|                           | a <sub>h</sub>        | 1,994   | 1,546  | 1,312  | 1,168  | 0,532  | 0      | -0,476 |
|                           | a <sub>m</sub>        | 0,734   | 0,430  | 0,250  | 0,134  | -0,372 | -0,828 | -1,238 |
|                           | v <sub>m</sub>        | 0,324   | -0,140 | -0,409 | -0,578 | -1,334 | -2,0   | -2,608 |
| 5                         | l-l <sub>1</sub>      | 3,997   | 3,773  | 3,656  | 3,584  | 3,266  | 3,0    | 2,762  |
|                           | a <sub>h</sub>        | 2,994   | 2,546  | 2,312  | 2,168  | 1,532  | 1,0    | 0,524  |
|                           | a <sub>m</sub>        | 1,314   | 0,951  | 0,842  | 0,756  | 0,266  | -0,224 | -0,554 |
|                           | v <sub>m</sub>        | 0,964   | 0,487  | 0,262  | 0,120  | -0,607 | -1,289 | -1,820 |
| 6                         | l-l <sub>1</sub>      | 4,997   | 4,773  | 4,656  | 4,584  | 4,266  | 4,0    | 3,762  |
|                           | a <sub>h</sub>        | 3,994   | 3,546  | 3,312  | 3,168  | 2,532  | 2,0    | 1,524  |
|                           | a <sub>m</sub>        | 1,867   | 1,528  | 1,425  | 1,298  | 0,802  | 0,423  | 0,021  |
|                           | v <sub>m</sub>        | 1,562   | 1,099  | 0,862  | 0,737  | 0,025  | -0,560 | -1,135 |

Unter Beachtung des auch schon vorerwähnten Umstandes, dass das Passiren solcher Curven für 3achsige Fahrzeuge nicht mehr sicher gegen Entgleisungen erscheint, wenn die Mittelachse so weit angelaufen ist, dass eine weitere Verschiebbarkeit nicht mehr möglich ist, ist aus obiger Tabelle und zwar aus den Zeilen a<sub>m</sub> und v<sub>m</sub> für Wagen, deren Mittelachse nicht verschiebbar, bzw. verschiebbar angeordnet ist, folgendes direkt herauszulesen: Es können

- a) 3achsige Fahrzeuge, deren Mittelachse nicht verschiebbar angeordnet ist, noch Curven mit Sicherheit passiren, deren Radius

- 1. bei 4<sup>m</sup> Gesamttrradstand über 200<sup>m</sup>,
- 2. < 5<sup>m</sup> < < 300<sup>m</sup>,
- 3. < 6<sup>m</sup> < < 500<sup>m</sup>

gelegen ist, ohne dass im Curvenanfang ein Aufsteigen des inneren Rades der Mittelachse auf die innere Schiene zu befürchten wäre;

- b) für 3achsige Fahrzeuge, deren Mittelachse nach jeder der beiden Richtungen um je 10<sup>mm</sup> verschiebbar angeordnet sind, gilt dasselbe, wie oben erwähnt, für einen Gesamttrradstand von

- 1. 4<sup>m</sup> in Curven von über 100<sup>m</sup> Radius,
- 2. 5<sup>m</sup> < < < < 200<sup>m</sup> <
- 3. 6<sup>m</sup> < < < < 300<sup>m</sup> <

Es bedürfen somit 3achsige Fahrzeuge Locomotiven und Wagen von 4<sup>m</sup> Gesamttrradstand nur dann überhaupt einer verschiebbaren Mittelachse, wenn unter den zu passirenden Curven Radien von 100<sup>m</sup> vorkommen. Tender-Locomotiven von 4<sup>m</sup> Radstand und darunter können somit, obwohl mit geringer Geschwindigkeit, die Curvenanfänge von Curven bis zu 150<sup>m</sup> Radius gefahrlos durchlaufen. Als die hierbei zulässige Geschwindigkeit ist diejenige anzunehmen, welche in der oben gegebenen Tabelle über die Grenz-Geschwindigkeiten zweiachsiger Fahrzeuge für die bezüglichen Curvenradien festgelegt sind.

Für den anderen Fall, also bei dem Lauf 3achsiger Fahrzeuge in der Curve selbst, werden die oben gefundenen Resultate sich einigermaassen modificieren. Weil die 3achsigen Wagen beim Lauf durch Curven sich genau ebenso verhalten wie 2achsige Wagen von demselben Radstand, so bleiben auch für diese die diesbezüglichen Werthe der für 2achsige Wagen oben gegebenen Tabelle über die Anlaufwinkel  $\alpha$  und  $\beta$  in voller Geltung. Weil auch hier das Anlaufen des inneren Rades der Mittelachse von Bedeutung für die Möglichkeit und Zulässigkeit des Laufes in Curven von bestimmten Radien ist, so interessirt hier nur der Anlaufwinkel  $\alpha$ , dessen Grösse durch Radstand und Curvenradius bestimmt ist. Weil die Hinterachse langgradständiger Fahrzeuge in Curven von geringeren Radien, welche für die vorliegenden Untersuchungen nur in Frage kommen, stets an der Innenschiene anläuft, so wird nach Früherem als der grösste zulässige Radstand für Fahrzeuge ohne verschiebbare Achsen derjenige zu gelten haben, bei welchem zu gleicher Zeit auch das innere Rad der Mittelachse zum Anlaufen kommt. Das Fahrzeug sei (Fig. 15, Taf. XXXII) in dieser Stellung gezeichnet; die Linien CD und EF stellen die Hinter- bzw. die Mittelachse dar. Die zur

Berührung mit den Schienen gelangenden Punkte C und E der Spurkränze liegen nach Früherem auf Kreisbögen, welche mit dem Radius von 0,820<sup>m</sup> um die auf den Achsenrichtungen liegenden Mittelpunkte n gezogen werden können, und sind dies diejenigen Punkte, an welchen die mit dem Radius 0,820 gezogenen Kreise und der Curvenkreis eine gemeinschaftliche Tangente haben, d. h. fragliche Punkte liegen in der Verbindungslinie der beiden Mittelpunkte n mit dem Curvenmittelpunkte m. Die in dem Berührungspunkte B<sub>h</sub> der Hinterachse an den Curvenkreis gezogene Tangente bildet mit der Linie  $\overline{CE}$  den Anlaufwinkel  $\alpha_1$  der Hinterachse und die Länge  $\overline{B_h B_m}$  wird die Sehne des mit dem Radius r gezogenen Curvenkreises. Der Mittelpunktswinkel  $\widehat{B_h m B_m}$  wird gleich  $2\alpha_1$  und sind ebenfalls die Winkel  $\widehat{C n B_h} = \widehat{E n B_m} = \alpha_1$ . Es folgt nun der halbe Radstand

$$\overline{CE} = \frac{1}{2} = 2(r + 2 \cdot 0,820) \sin \alpha_1$$

oder der Gesamttrastand l des 3achsigen Fahrzeugs, dessen Hinter- und Mittelachse an der inneren Curvenschne anläuft

$$l = 4(r + 2 \cdot 0,820) \sin \alpha_1.$$

Es seien hier wieder die Radstände  $l = 4,0^m$ ,  $5,0^m$  und  $6,0^m$  für bestimmte Curvenradien zu untersuchen. Wenn nach Einsetzen dieser Werthe für l der aus der vorstehenden Formel bezw. aus

$$\sin \alpha_1 = \frac{1}{4(r + 2 \cdot 0,820)}$$

sich ergebende Werth des Winkels  $\alpha_1$  für einen bestimmten Radius r grösser ist als es der in der mehrberegten Tabelle für die Anlaufwinkel zu demselben r gehörige Winkel  $\alpha$  ist, so läuft die Mittelachse dieses Fahrzeugs nicht an; werden beide Werthe gleich, so findet ein Anlaufen ohne Verschiebung der Mittelachse statt, bleiben die Tabellenwerthe kleiner, so findet bei dem Anlaufen auch zu gleicher Zeit eine Verschiebung der Mittelachse statt. Die Grösse s dieser Verschiebung findet sich dann aus der Formel

$$s = \frac{1}{2} \sin(\alpha_1 - \alpha).$$

In nachstehender Tabelle sind für die vorgenannten 3 Radstände und Curven von 100 bis 400<sup>m</sup> Radius die Werthe der Winkel  $\alpha$  und  $\alpha_1$  und der Verschiebung s, letztere in Millimeter eingetragen.

| Radstand<br>m |            | Curvenradius in m |         |         |         |         |         |
|---------------|------------|-------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
|               |            | 100               | 150     | 180     | 200     | 300     | 400     |
| 4,0           | $\alpha$   | 34' 21"           | 11' 20" | 7' 58"  | —       | —       | —       |
|               | $\alpha_1$ | 34' 3"            | 22' 46" | 19' 0"  | —       | —       | —       |
|               | s          | 1,0               | 0       | 0       | —       | —       | —       |
| 5,0           | $\alpha$   | 58' 31"           | 29' 52" | 23' 42" | 18' 48" | —       | —       |
|               | $\alpha_1$ | 42' 30"           | 28' 58" | 23' 40" | 21' 23" | —       | —       |
|               | s          | 12                | 6,0     | 0       | 0       | —       | —       |
| 6,0           | $\alpha$   | 102' 21' 29"      | 45' 51" | 37' 11" | 31' 31" | 21' 11" | 14' 21" |
|               | $\alpha_1$ | 51' 4"            | 34' 10" | 28' 30" | 25' 39" | 17' 8"  | 12' 56" |
|               | s          | 18                | 10      | 8       | 5       | 3,5     | 1,5     |

Nach dieser Tabelle können demnach 3achsige Fahrzeuge ohne verschiebbare Achsen bei 4,0<sup>m</sup> Gesamt-Radstand sämtliche Curven bis zu 100<sup>m</sup> Radius, solche von 5<sup>m</sup> Radstand Curven bis zu etwa 120<sup>m</sup> Radius, und solche von 6<sup>m</sup> Radstand Curven von Radien über 150<sup>m</sup> Radius ohne den, aus dem gleichzeitigen Anlaufen der Mittelachse resultirenden Gefahren ausgesetzt zu sein, durchlaufen. Fahrzeuge von 4,0<sup>m</sup> Radstand bedürfen also auch für diesen Fall nicht der Verschiebbarkeit der Mittelachse. Dreiachsige Fahrzeuge von 5 und 6<sup>m</sup> Radstand können Curven, deren Radien unter 150<sup>m</sup> bzw. unter 180<sup>m</sup> liegen, nicht mehr mit Sicherheit passiren, wenn die Verschiebbarkeit der Mittelachse nicht über das Maass von 10<sup>mm</sup> hinaus vergrößert werden kann. Der Vergleich der beiden zuletzt aufgeführten Tabellen zeigt, dass für die Sicherheit des Laufens dreiachsiger Fahrzeuge im Curvenanfang grössere Curvenradien als in der Curve selbst erforderlich sind. Es wird demnach für die Beurtheilung der zulässigen Radstände für eine Strecke, deren Curvenradien bekannt sind, die erste dieser beiden Tabellen in Betracht zu ziehen sein. Wird das Gleise jedoch so verlegt, dass bereits im Curvenanfang die volle Spurerweiterung vorhanden ist, so würde hierdurch die an dieser Stelle vorhandene grössere Gefahr beseitigt und bewirkt werden, dass die für eine bestimmte Curve zuzulassenden, durch die letzte der vorstehenden Tabellen näher präcisirten Radstandlängen, ohne irgend welche Reduction auch für den Curvenanfang zur Anwendung gelangen könnten, was gewiss im Interesse der Sache zu empfehlen wäre, zumal, wie weiter oben ausgeführt, noch anderweitige Vortheile aus dieser Maassnahme entspringen würden.

### Neue Feuerbüchsen-Deckenverankerung.

System Ernest Polonceau. Auf der allgemeinen Landesausstellung in Budapest (1885).

(Hierzu Fig. 1—8 auf Taf. XXXIII.)

Der Fahrbetriebsmittel- und Werkstätdienst des ungarischen Netzes der priv. österreichisch-ungarischen Staatseisenbahn-Gesellschaft hat auf der allgemeinen Landesausstellung (1885) in Budapest in einem besonderen Pavillon an Fahrbetriebsmitteln und Gegenständen des Werkstätten-Dienstes eine höchst interessante Zusammenstellung neuer, in den letzten Jahren auf den Bahnen und in den Werkstätten der Gesellschaft aus-

geführten Constructionen vorgeführt, wovon durch die Güte des Herrn Director E. Polonceau der Redaction des Organs genaue Zeichnungen und nähere Angaben mitgetheilt wurden. Wir sind daher in der Lage in diesem und den folgenden Heften eine Reihe dieser originellen Constructionen mit Details abzubilden und zu beschreiben. Zunächst führen wir in Fig. 1 und 2 auf Taf. XXXIII die bereits bewährte, rationelle Con-

struction der Feuerbüchsen-Deckenverankerung des Systems E. Polonceau vor.

Das System besteht in einer besonderen Construction der Feuerbüchsen-Decke; diese wird aus mehreren beiderseits mit Flantschen versehenen Theilen gebildet; die aneinandergenieteten rechtwinkeligen Flantschen bilden zugleich die Versteifung der Decke; die Decke erreicht hierdurch eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen den Dampfdruck.

Die Vortheile dieses Systems sind folgende:

a) Längere Erhaltung der Feuerbüchse, da die Niete nicht der directen Einwirkung des Feuers ausgesetzt sind; kein Rinnen und keine Gebrechen an Plafondsschrauben.

b) Bessere Verdampfung, da die Rippen der Decke als zu dieser gehörig angenommen werden können, und daher die directe Heizfläche eine Vergrößerung erfährt; im Vergleiche zu den Feuerbüchsen mit Decken-Ankern bietet die Feuerbüchse Polonceau überdies ein grösseres Wasserquantum über der Decke, wodurch ebenfalls eine günstigere Verdampfung erzielt wird.

c) Die Leichtigkeit, mit welcher die Feuerbüchsendecke frei von allen Niederschlägen (Kesselstein, Schlamm) gehalten werden kann.

d) Bei den Feuerbüchsen nach System Belpaire oder Becker entstehen durch die verschiedenartige Ausdehnung des Eisens, Stahls und Kupfers früher oder später verschiedene Gebrechen, sei es an der Feuerbüchse, sei es am Stehkessel; bei der

Feuerbüchse nach System Polonceau kann jedoch die Ausdehnung völlig unbehindert vor sich gehen.

Diese Feuerbüchse steht seit dem Jahre 1879 in Verwendung.

Die in Fig. 3 und 4 auf Taf. XXXIII dargestellte Feuerbüchse war bereits auf der Pariser Ausstellung (1878) in einem Modell in halber natürlicher Grösse vorgeführt. Dieselbe unterscheidet sich wesentlich von der in Budapest ausgestellten Construction. Namentlich ist die aus  $\sqcup$  förmigen Streifen gebildete Decke der Feuerbüchse nur mit einer einfachen Nietreihe mit den Seitenwänden vernietet, und die Rohrwand besteht aus zwei Theilen, wovon die eigentliche Rohrplatte oval ist und ringsum mit einem aufgebogenen Flantsch versehen ist, damit die Nietstellen ähnlich wie bei der Decke ganz im Wasserraum liegen und nicht der directen Einwirkung des Feuers ausgesetzt sind. Die Trennung der Rohrwand in zwei Theile erfolgt hier hauptsächlich zu dem Zweck, um bei Schadhafwerden der Röhrenplatte diese bloß nach Beseitigung der Röhren, im Kessel selbst auswechseln zu können, ohne die kostspielige Entfernung der Stehbolzen und Herausnehmen der Feuerbüchse vorher zu bedingen.

In ähnlicher Weise wurden auch noch andere Varianten der Feuerbüchsen-Decken-Verankerung, wie sie die Fig. 5 bis 8 darstellen, versucht, bis die neueste und zweckmässigste Construction, wie sie in den Tafeln dargestellt und in Budapest ausgestellt ist, gefunden wurde.

### Saugender Injector.

Type der priv. österr.-ungar. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft, auf der allgemeinen Landesausstellung in Budapest (1885).\*)

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

Dieser Injector entspricht allen Anforderungen mit Bezug auf Leistung, leichte Handhabung und leichte und billige Reparaturen; alles was dem Durchgang des Dampfes und Wassers hinderlich sein könnte, wurde sorgfältig vermieden; die Führung der Düsen-Nadel ist eine ganz besonders sichere.

Bei einer Dampfspannung von 10 Atmosphären und einer Wassertemperatur von 25° befördert der Injector per Minute

80 Liter Wasser auf eine Höhe von 1.200 m; er zieht noch bei einer Wassertemperatur von 55°; bei einem Dampfdrucke von einer halben Atmosphäre und im Niveau injicirt er 15 Liter Wasser in der Minute.

Dieser Injector ist bei 150 Locomotiven der Gesellschaft in Verwendung.

### Beschreibung des Hängeofens mit parcellirter Heizfläche für Luftheizung von Personenwagen I. und II. Classe.

Type der k. k. priv. österr.-ungar. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft, ausgestellt auf der allgem. Landesausstellung in Budapest (1885).

Construirt von Oberinspector **August Oehme**, Chef des technischen Werkstätten-Bureau's der Maschinen-Direction des österreichischen Netzes dieser Gesellschaft in Wien.

(Hierzu Taf. XXXIV Fig. 1—10 und Holzschnitte Fig. 81 bis 94.)

#### Allgemeines.

Die fragliche Heizanlage ist eine Central-Luftheizung; sie besteht aus einem unter dem Traggerippe des Wagens feuersicher aufgehängten Füllofen, dessen äusserer Schutzmantel mit Luftfangkappen versehen ist, von welchen aus die zu erwärmende Luft durch vollständig separirte Leitungskanäle längs der Ofenwände hin nach den zu beheizenden Coupé's geführt wird.

Durch diese Separation der Luftleitungskanäle von den äusseren Fangkappen des Ofenmantels angefangen bis zu den Austrittsöffnungen im Wagen-Innern, ist die Beheizung der einzelnen Coupé's eine gleichförmige, sichere und ganz von einander unabhängige geworden.

Ohne dieselbe werden nach den gemachten Erfahrungen stets einzelne der Coupé's auf Kosten der anderen mehr oder weniger erwärmt, es hören selbst einzelne Luftleitungen während

\*) Nach Mittheilung des Herrn Fahrbetriebsmittel- und Werkstätten-Directors E. Polonceau in Wien.



Ofenmantel angebrachten Luftfangkappen K K durchgeführt und zwar in der Weise, dass, gleichgültig ob die Luft mit der rechten oder linken Fangkappe aufgefangen wird, jede Luftleitung unbeirrt von der Nachbarleitung ihr separates Luftquantum zugewiesen erhält.

Um das Eindringen von gröberen Unreinigkeiten in die Luftleitungen etc. zu verhindern, ist den Luftfangkappen aussen ein feines Drahtgewebe vorgelegt.

**Luftleitungsrohre.**

Die Luftleitungen nach den einzelnen Coupé's zweigen von dem Doppelmantel des Rauchrohrstückes vollständig separirt ab, und sind, mit Vermeidung aller scharfen Biegungen möglichst kurz, und sanft ansteigend nach den einzelnen Coupé's geführt, wo selbe unter den Sitzen einmünden. Wegen der grösseren Länge der Leitungen nach den beiden Endcoupé's und des hierdurch der durchziehenden Luft bereiteten, relativ grösseren Widerstandes ist im Dache eines jeden dieser Coupé's ein von der Windrichtung unabhängiger Luftsauger L angebracht, durch welchen jener grössere Widerstand paralysirt wird.

Die Leitungsrohre bestehen aus Eisenblech, haben einen viereckigen Querschnitt und sind zum besseren Schutze gegen Abkühlung mit Schlackenwolle umhüllt und mit Holz verschalt.

Behufs leichter Demontirung aller einzelnen Stücke derselben sind letztere thunlichst mit vertical liegenden Flanschen und mittelst kleiner Mutterschrauben unter einander verbunden.

**Regulirungsklappen.**

In jeder Luftleitung ist eine Regulirungsklappe M, welche vom Coupé aus zu handhaben ist, eingeschaltet (siehe Fig. 87, 88 und 89). Die Klappe M ist aus Eisenblech angefertigt und einerseits mit Filz garnirt und wird in geschlossenem Zustande durch eine kräftige Spiralfeder niedergehalten.

Von dem Coupé aus kann mittelst eines einfachen Mechanismus diese Klappe geöffnet und geschlossen und ausserdem auch noch in zwei Mittelstellungen fixirt werden, und zwar geschieht hiebei die Uebertragung der Bewegung durch Winkelhebel und Gestänge, welche zur Vermeidung des todten Ganges in den Gelenken mit Bolzen versehen sind.

Fig. 87.

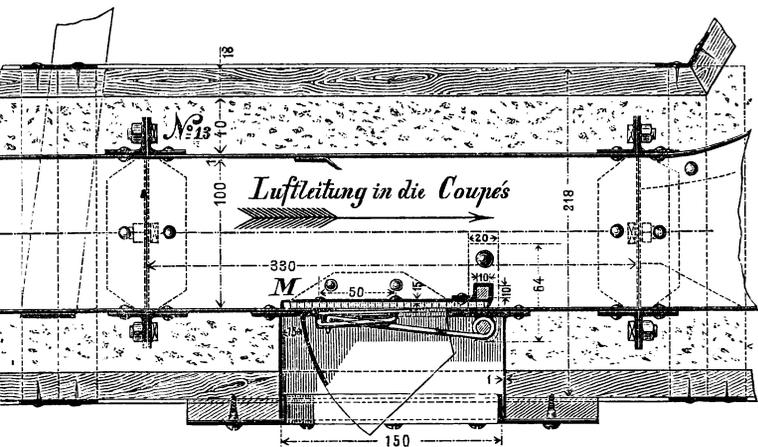


Fig. 88.

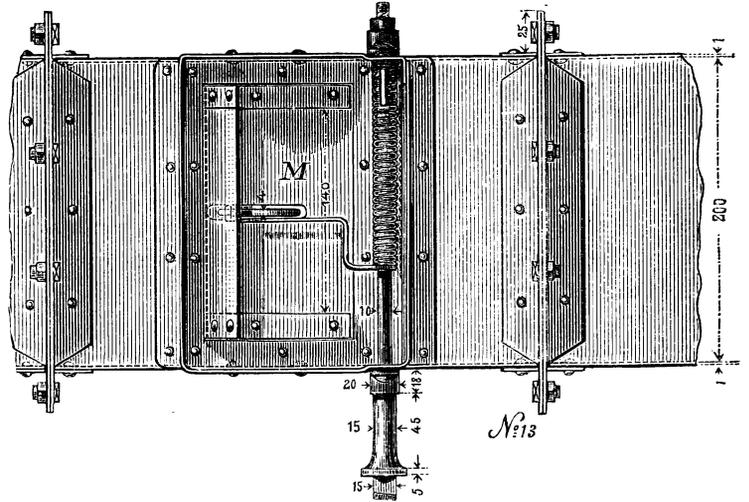
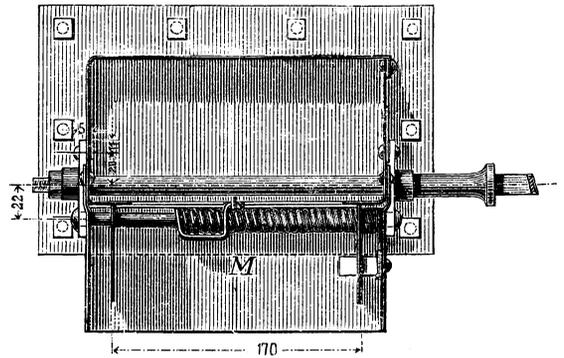


Fig. 89. Regulirungsklappen.



Steht die Regulirungsvorrichtung (Fig. 90 bis 94) auf »Kalt«, so ist der Luftkanal gegen das Coupé zu geschlossen, jedoch vom Ofen ab in das Freie zu geöffnet.

Fig. 90. Regulirungsvorrichtung.

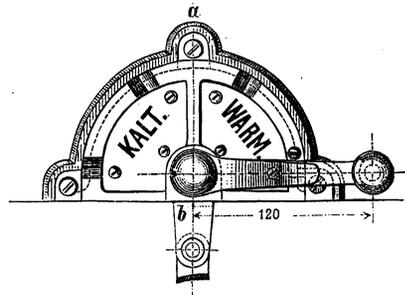


Fig. 91.

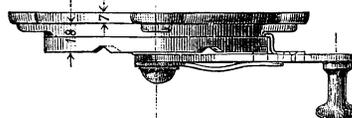
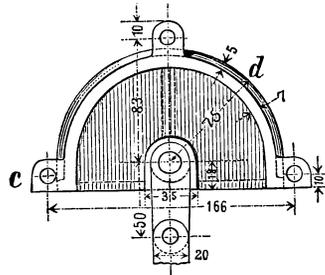


Fig. 92.



Die sich an den Ofenwänden stets erwärmende frische Luft findet sodann ihren Ausweg in das Freie und kann daher durch Ueberhitzung der Leitungen dem Wagen nicht gefährlich werden.

Der Anarbeitung und Instandhaltung der Regulirvorrichtung ist eine besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden.

Fig. 93.

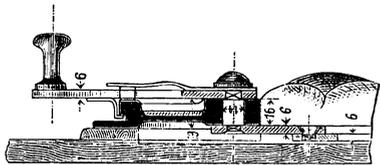
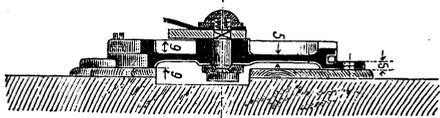


Fig. 94.



### Beschickung und Bedienung des Ofens.

Die bisher in Verwendung stehenden Hängeöfen haben einen Fassungsraum für ca. 13 kg Steinkohle in nuss- bis faustgrossen Stücken und eine Brenndauer der einmaligen Füllung von 7—10 Stunden, je nach der Menge der zugeführten Verbrennungsluft.

Zur Nachfüllung der Oefen in den Zwischen-Heizstationen wird mit Vortheil Gaskokes verwendet.

Das Anzünden der Kohle findet von oben aus statt und geschieht etwa eine Stunde vor Abgang des Zuges.

Die Hängeöfen sind bisher nur für 4 Leitungen construiert worden und reicht ein solcher Ofen selbst bei Temperaturen von  $-15^{\circ}$  R. noch vollständig aus.

Die beobachtete Differenz zwischen der äusseren und der inneren Temperatur beträgt  $26^{\circ}$  R.

Der Heizapparat functionirt gleich gut im Stehen wie beim Fahren des Zuges.

Die Bedienung des Ofens ist eine sehr einfache, denn es ist, so lange noch Brennstoff genug in dem Feuerraum vorhanden ist, keinerlei Nachhülfe während der Fahrt erforderlich.

Die Regulirung der Intensität des Feuers geschieht einzig mittelst der verstellbaren Aschenthüre C.

Die Heizthüre A hat während der Brenndauer stets geschlossen zu bleiben und von den Luftfangkappen K K am äusseren Ofenmantel sind selbstverständlich nur jene in der Richtung der Fahrt offen zu halten.

Bei regelmässigem Dienste der Wagen ist das Rauchrohr jeden 3. oder 4. Tag vom Russe zu reinigen; der Feuerraum jedoch nach jedesmaliger Benutzung.

Nach Schluss der ganzen Heizperiode hat sodann, eventuell unter Abnahme des Ofens in der Werkstätte eine gründliche Revision aller einzelnen Theile der ganzen Einrichtung stattzufinden und kann zu dem Ende der Ofen nach Bedarf während der Sommer-Saison demontirt bleiben.

Das Gewicht der completten Heizanlage beträgt ca. 600 kg.

Dieser Heizapparat steht bei der österreichisch-ungarischen Staatsbahngesellschaft seit 10 Jahren in Verwendung, hat sich vorzüglich bewährt und ist bei 170 Wagen I. und II. Classe zur Ausführung gekommen.

Dieses System erfordert keine specielle Kuppelung zwischen den Wagen wie bei der Heizung mit Locomotiv-Dampf und wird hierdurch das Rangiren der Züge sehr vereinfacht.

## Coupé-Bezeichnungstafel mit Torsionsfeder

der priv. österr.-ung. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft. \*)

(Hierzu Fig. 15 und 16 auf Taf. XXXIII.)

Bei der gewöhnlichen Befestigung der Coupétafeln an den horizontalen Handgriffen der Personenwagen bleibt immer ein gewisses Spiel, wodurch die Tafeln während der Fahrt sich verschieben, an die Wagenwand anschlagen und den Anstrich beschädigen, ausserdem verursachen diese wiederholten Schläge ein unangenehmes Geräusch.

Bei diesen neuen Coupébezeichnungstafeln, welche auf dem Handgriffe mittelst einer Torsionsfeder-Klammer festgehalten werden, sind alle diese Uebelstände vermieden. Die Tafel selbst besteht aus Eisenblech mit gravirtem Messing-Belag, während der Charnierstift als Torsionsfeder wirkt; a ist eine Leder-ausfütterung.

## Die neue 24 Stunden-Uhr.

Osborne's Patent.

(D. R. P. No. 32233.)

Es gibt zwei Arten der Zeitbestimmung, nach der Ortszeit und nach der Sternzeit.

Die Ortszeit ist die Zeit, die nach dem Momente bestimmt wird, wo die Sonne durch den Meridian des betreffenden Ortes geht, daraus folgt, dass die Ortszeit für Orte, die unter verschiedenen Meridianen oder was dasselbe ist, unter verschiedenen geographischen Längen liegen, eine verschiedene ist. Ist in Petersburg Mittag, so ist in Paris erst 10 Uhr 8 Min.

Vormittag. Die Bestimmung der Zeit nach der Ortszeit ist im bürgerlichen Leben die allgemein übliche, und wird zu diesem Zwecke der Zeitabschnitt von Mitternacht bis Mitternacht in zweimal zwölf Stunden getheilt, die erste Stunde nach Mitternacht ist die erste Stunde des Tages.

Die Sternzeit, die in manchen Wissenschaften, vornehmlich in der Astronomie Anwendung findet, wird nach dem Durchgange des Frühlingspunktes durch den Meridian regulirt Sie

\*) Nach Mittheilung des Herrn Fahrbetriebsmittel- und Werkstätten-Directors E. Polonceau in Wien.

ist für jeden Tag verschieden, und es sind zu deren Bestimmung besondere Tabellen nothwendig. Der Tag wird dabei ebenfalls in 24 Stunden getheilt, jedoch geschieht die Angabe der Stunden mittelst fortlaufender Zahlen von 1—24, die erste Stunde des Sterntages ist diejenige, die auf den Durchgang des Frühlingspunktes durch den Meridian folgt.

In neuester Zeit gehen die Bestrebungen der Wissenschaft dahin, den beiden angeführten Zeitbestimmungen eine dritte beizufügen, die man Erdzeit oder Normalzeit nennen könnte. Es soll nämlich ein bestimmter Meridian des Erdballes als Norm angenommen werden, der für die Zeitbestimmung maassgebend sein soll, und es wäre demgemäss auf allen Punkten der Erde 12 Uhr Mittag, wenn die Sonne durch den Normalmeridian geht. Dadurch würde, wenn die Uhren aller Orte nach diesem Meridian eingestellt werden, eine vollkommene Uebereinstimmung in der Zeitangabe an allen Orten des Erdballes erzielt. Für diese Art der Zeitbestimmung würde sich, wie bei der Sternzeit, die Angabe der Zeit nach 24 fortlaufenden Stunden zahlen empfehlen.

Im bürgerlichen Leben genügte bisher die Zeitbestimmung nach der Ortszeit und die Angabe derselben mittelst zweimal 12 Stunden. In Folge des gesteigerten und raschen Verkehrs zwischen Orten, die weit von einander liegen, also zunächst in Folge des Eisenbahn- und Telegraphen-Verkehres stellt sich aber das Bedürfniss immer dringender ein, die Zeitbestimmung für die verschiedenen Orte des Erdballes in eine genauere Uebereinstimmung untereinander zu bringen, als dies mittelst der Ortszeit möglich ist. Ein Schritt in dieser Richtung wurde bereits von den Eisenbahnverwaltungen gemacht, indem dieselben innerhalb gewisser Gebiete, meist innerhalb gegebener politischer Grenzen oder Länder die Zeit eines in diesem Gebiete central gelegenen Ortes als Normalzeit für den Eisenbahnverkehr annehmen. Dadurch entstand die sogenannte Bahnzeit, die man auch Landeszeit nennen könnte. Aber auch diese hat ihre Mängel, besonders beim Uebertritte aus einem Eisenbahngebiet in das andere, wobei sich bedeutende Differenzen in der Zeit ergeben.

Vollends ungenügend ist aber diese Landeszeit im telegraphischen Verkehre zwischen weit von einander entfernten Orten. Dabei kommt es beispielsweise vor, dass ein im Osten des Erdballes (z. B. in Calcutta oder Bombay) nach einem im Westen gelegenen Orte (z. B. London oder Paris) aufgegebenes Telegramm der betreffenden (Orts-) Zeit nach früher ankommt als es aufgegeben wurde. Es ist daher schon der Vorschlag gemacht worden, beim Telegraphenverkehre zwischen weit von einander gelegenen Orten (z. B. beim Transatlantischen Telegraphen) auf den Telegrammen nebst der Ortszeit auch die Erd- oder Normalzeit zu vermerken, indem dadurch eine leichtere und schnellere Controle der Zeitdauer, die das Telegramm brauchte, um an seinen Bestimmungsort zu gelangen, möglich ist, und die Umrechnung der Ortszeit nach der geographischen Länge des Abgangs- oder Ankunftsortes des Telegramms entfallen würde.

Zu diesem Zwecke würde sich aber die Zeitrechnung nach 24, statt nach zweimal 12 Stunden, besonders vortheilhaft erweisen, denn es entfielen dadurch auch die Nothwendig-

keit, zwischen den gleichlautenden Vor- und Nachmittagsstunden einen Unterschied zu machen. Es wären demzufolge in den Telegraphenhauptstationen Uhren mit 24 Stundeneintheilung anzubringen, die nach einem bestimmten zu vereinbarenden Meridiane regulirt sein müssten.

Desgleichen würde — wenn auch nicht die Einführung der Normal- oder Erdzeit — so doch die Anwendung der Zeiteintheilung nach 24 fortlaufenden Stundenzahlen im Eisenbahnverkehre sowohl für die Verwaltungen als auch für das Publikum Erleichterungen gewähren. Wer jemals in der Lage war, eine mehrtägige Eisenbahnfahrt unternemen zu müssen und zum Zwecke der Orientirung die zu benutzenden Eisenbahnzüge auf einem Fahrplane, der in einem Kursbuche, aufgesucht hat, der wird aus eigener Erfahrung wissen, dass ihm das N und V (Nachmittag und Vormittag), das hinter den Zahlen steht, oder die fettgedruckten und unterstrichenen Zahlen, die die Züge zwischen 6 Uhr Abends und 6 Uhr früh andeuten, nicht geringes Kopfzerbrechen verursacht haben, und dass er manchmal nach Durchsicht einiger Fahrpläne nicht mehr wusste, ob der betreffende Zug bei Tag oder bei Nacht ankommt. Ein Irrthum ist eben bei den gleichlautenden Vor- und Nachmittagsstunden nur zu leicht. Auf einem Fahrplane, der nach der neuen Zeiteintheilung entworfen wäre, hätte dies keine Schwierigkeit, denn die Zahlen 1—12 würden die Zeit von Mitternacht bis Mittag, die Zahlen von 12—24 diejenigen von Mittag bis Mitternacht angeben, und nebstbei würden die Fahrpläne durch Wegfall aller Zusätze und unterstrichenen Zahlen bedeutend an Uebersichtlichkeit gewinnen.

Bei wissenschaftlichen Untersuchungen, z. B. in der Astronomie und Meteorologie, wo öfters Beobachtungen an von einander weit entfernten Orten zu genau demselben Zeitpunkte zu machen sind, wäre die Zeitbestimmung nach der Erd- oder Normalzeit und die Anwendung einer 24 Stunden-Uhr ebenfalls von grossem Nutzen.

Trotz des augenscheinlichen Vortheiles, den die Zeitrechnung nach 24 fortlaufenden Stundenzahlen in vielen Fällen gewährt, haben die Anregungen, die in dieser Richtung erfolgten, noch zu keinem Resultate geführt. Denn einestheils ist dabei eine mehrtausendjährige Gewohnheit zu überwinden, anderentheils wurden Befürchtungen laut, dass bei einer Aenderung der Zeiteintheilung sämmtliche bestehende Uhren vollkommen unbrauchbar würden, da der Stundenzeiger statt zweimal im Tage nur einmal seinen Umlauf zu vollbringen hätte, daher die Uhrwerke vollständig geändert werden müssten. Dies würde aber mit bedeutenden pecuniären Opfern verbunden sein, die für die Einführung des neuen Systemes ein grosses Hinderniss wären. Auch wurde darauf hingewiesen, dass bei kleineren Uhren, z. B. bei Taschenuhren, durch die Eintheilung des Zifferblattes in 24 Stundentheile das Ablesen der Zeit in Folge der Undeutlichkeit des Zifferblattes erschwert würde.

Was die Gewohnheit an die Tageseintheilung in zweimal 12 Stunden betrifft, so ist dies gewiss ein schwerwiegender Factor, mit dem gerechnet werden muss, und bleibt es der Zeit überlassen, in dieser Richtung das Ihrige zu thun. Indess wäre in Anbetracht unserer, dem Fortschritte in jeder Hinsicht huldigenden Zeit, die Behauptung nicht zu gewagt, dass von

heute in 50 Jahren niemand mehr eine Uhr mit Zwölfstundeneintheilung benutzen wird und dass es dann unerklärlich erscheinen wird, wie man Jahrtausende hindurch den Tag in 24 Stunden, den Zeitmesser hierzu aber in 12 Theile theilen konnte. —

Die beiden erwähnten Nachteile jedoch, die bei der Einführung der neuen Zeiteintheilung befürchtet werden, sind durch die Construction der neuen 24 Stunden-Patent-Uhr beseitigt. Dieselbe hat zwei übereinander liegende Zifferblätter, A und B (Fig. 95—97), von denen das obere, fixe, B (Fig. 96), an

Fig. 95.

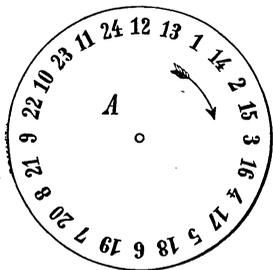


Fig. 96.

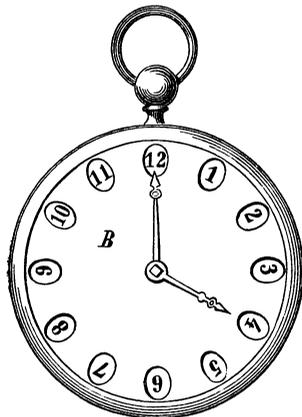
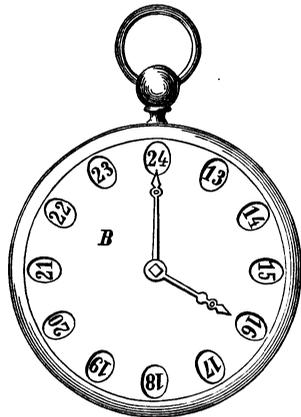


Fig. 97.



Stelle der gewöhnlichen 12 Stundenzahlen ebensoviele Ausschnitte besitzt, während das darunter liegende bewegliche Zifferblatt A (Fig. 95), die Zahlen 1—24 trägt. Durch die Ausschnitte des oberen Zifferblattes sind die Zahlen des unteren sichtbar, doch sind diese Zahlen in einer solchen Weise darauf angeordnet, dass man gleichzeitig entweder nur die

Zahlenreihe 1—12 oder nur die von 13—24 sehen kann. Die Zahlenreihe 1—12 entspricht den ersten zwölf Stunden des Tages nach Mitternacht, die Zahlen 13—24 der Zeit nach 12 Uhr Mittag bis Mitternacht. Nach Ablauf der ersten 12 Tagesstunden wird das bewegliche Zifferblatt durch einen einfachen Mechanismus, der durch die Feder der Uhr selbst in Bewegung gesetzt wird, in der Richtung des Pfeiles (Fig. 95) derart verschoben, dass die Zahlenreihe 13—24 (Fig. 97) vor den Ausschnitten erscheint. Um Mitternacht springt das Zifferblatt wieder zurück und es werden wieder die Zahlen 1—12 sichtbar.

Aus dieser Construction ergibt sich:

- 1) dass man jede beliebige Uhr, wie sie gegenwärtig in Gebrauch ist, sei es eine Taschen-, Pendel-, Thurm- oder sonstige Uhr, auf eine leichte und wenig kostspielige Art in eine Uhr nach neuem 24 Zahlensystem umändern kann, indem das Uhrwerk unverändert bleibt und nur das Zifferblatt, unter welches der einfache Mechanismus zum Verschieben eingelegt wird, eine Aenderung erleidet;
- 2) dass der Typus der 12 Stunden-Uhr, an den man gewöhnt ist, gewahrt bleibt, und dass das Ablesen der Zeit nicht durch das gleichzeitige Sichtbarsein von 24 Zahlen an Deutlichkeit Einbusse erleidet.

Nähere Auskunft über die neue 24 Stunden-Uhr erteilt W. Osborne, Pillnitzer Strasse 32, Dresden, oder M. Weisse, königl. sächs. Hofuhrmacher, an der Frauenkirche 18, ebendasselbst.

Dresden, im Juni 1885.

W. O.

## Das Block-Vorsignal.

Von Dr. R. Ulbricht, Telegraphen-Oberinspector der k. sächs. Staatsbahnen.

(Hierzu Fig. 1—8 auf Taf. XXXV und Holzschnitte Fig. 98—100.)

Die zunehmende Verwendung, welche das Vorsignal (Sign.-Ordn. f. d. Eb. Deutschlands II b 15) nach einer längeren Zeit minderer Würdigung neuerdings gefunden hat und weiterhin finden wird, giebt dazu Anlass, eine bedenkliche Eigenschaft dieses wichtigen Signales hervorzuheben, auf welche nicht allenthalben die genügende Rücksicht genommen zu werden scheint.

Das Vorsignal ist bei unrichtigem Functioniren in viel höherem Grade eine Gefahrquelle, als der an sich wichtigere Bahnabschlusstelegraph. Mängel in der Signalgebung werden zwar am Tage nur selten eintreten können, da die solide Construction der neueren Drahtzüge selbst auf bedeutende Längen hin einen präzisen Gang des Signales erwarten lässt. Dagegen ist für das richtige Erscheinen der Nachtsignale durch die Construction allein keine genügende Gewähr geboten. Das Zer-

brechen der grünen Glasblende, wonach auch in der Haltestellung weisses Licht erscheint, kann von den unheilvollsten Folgen begleitet sein, da der nun rasch einfahrende Zug vor dem Haltesignal des Abschlusstelegraphen nicht mehr zum Stehen zu bringen ist. Auch das Verlöschen der Laterne bringt ähnliche Gefahr mit sich, indem es dem Maschinenführer zu dem Irrthum Veranlassung geben kann, dass er die bereits passirte Signalstelle noch nicht erreicht habe. (Vergleichsweise ist zu bemerken, dass die Verhältnisse für den Abschlusstelegraphen viel günstiger liegen, da dessen Standort am Bahnhofeingang in der Regel durch verschiedene Nachbarobjecte markirt wird und da an demselben das Zerbrechen einer farbigen Blende kein Fahrsignal herstellt.) Wenn es nun auch Vorrichtungen giebt, welche das Zerbrechen einer Glasblende und das Ver-

löschen einer Laterne elektrisch zu controliren gestatten, so sind dieselben doch nicht dazu angethan, sich allgemeinen Eingang zu verschaffen. Es ist deshalb die Forderung auszusprechen, dass jedes Vorsignal sich in der Nähe eines Postens befinde, welcher dasselbe bei jedem Witterungszustand deutlich wahrnehmen kann, für ordnungsmässigen Zustand der Laterne verantwortlich ist und bei plötzlich eintretenden Störungen der besprochenen Art event. mit Hand- oder Knallsignalen den herankommenden Zug zum Halten zu veranlassen hat.

Bei der Anwendung von Drahtzugvorsignalen ist es nicht leicht, ohne besonderen Personalaufwand dieser Bedingung zu genügen und der Erkenntniss dieser Schwierigkeit dürfte es wesentlich mit zuzuschreiben sein, dass man neuerdings bemüht gewesen ist, in Rasselwerken und Petardeneinrichtungen einen Ersatz für das Vorsignal zu finden, welcher von dem Uebelstand der Laternenbeaufsichtigung frei ist.

Es giebt jedoch ein anderes, einfaches Mittel, um die Vorsignalisirung auf einen hohen Grad von Zuverlässigkeit zu bringen: die Verbindung mit dem auf fast allen deutschen Hauptlinien eingeführten Blocksystem.

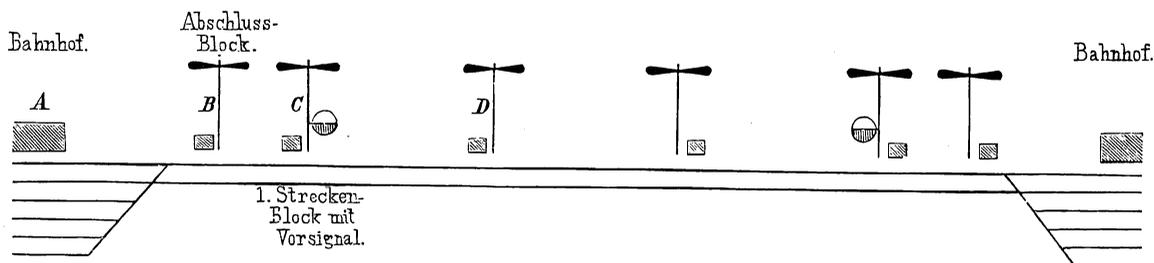
Die Entfernung, in welcher sich das Vorsignal vor dem Abschlussstelegraphen — bei Blockeinrichtung vor der Abschluss-

blockstation — befinden muss, darf nach bekannten Regeln meist nicht unter 800<sup>m</sup> betragen; es ist andererseits jedoch unbedenklich, den Abstand bis auf etwa 1500<sup>m</sup> zu vergrössern, da der Zug am Vorsignal noch mit voller Geschwindigkeit vorbeifährt und letztere erst dann mässigt, wenn er sich dem Einfahrtstelegraphen nähert.

Bei dieser Hinausschiebung des Vorsignales um einige Hundert Meter erreicht dasselbe die Stelle, an welcher erfahrungsgemäss mit Vortheil die erste Streckenblockstation einzurichten ist. Wenn auch die Blockdistanz in der Streckenmitte 3—4 Kilom. beträgt, so soll doch mit Rücksicht auf möglichst rasches Nachrücken vor dem Bahnhofe zum Halten gekommener Züge die erste Blockstrecke nicht länger genommen werden, als für den sicheren Schutz eines am Abschlussstelegraphen haltenden Zuges erforderlich ist. Hierzu reichen 1200<sup>m</sup> vollkommen aus.

Es ergibt sich hiernach die Zusammenlegung des Vorsignales mit der ersten Streckenblockstation von selbst, wofern man die Drahtzugstellung des Vorsignales aufgibt und dafür die elektrische Stellung wählt. Die Signalanordnung hierbei — welche eine gewisse Aehnlichkeit mit englischen Einrichtungen hat — lässt sich schematisch, wie Fig. 98 zeigt, darstellen.

Fig. 98.



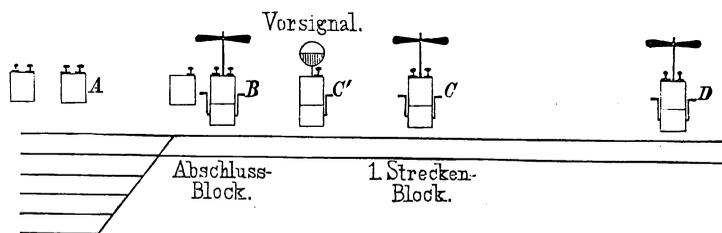
Der constructiven Behandlung der Aufgabe habe ich folgende Anforderungen zu Grunde gelegt:

- 1) Das Vorsignal soll sich auf elektrische Auslösung von selbst auf »Frei« stellen, in die Haltstellung jedoch vom Streckenblock-Wärter C mittelst Kurbeldrehung zurückgeführt und in dieser Stellung durch Blockirung festgelegt werden.
- 2) Die elektrische Auslösung des Vorsignales soll nur vom Abschlussblockwärter B und zwar erst dann bewirkt werden können, wenn er den Einfahrtsflügel seines Abschlussstelegraphen auf »Frei« gestellt hat.
- 3) Solange das Vorsignal deblockirt ist, soll der Abschlussblockwärter B nicht im Stande sein, den Streckenblockapparat in C zu deblockiren, sodass bei Unterlassung der Scheibenrückstellung ein folgender Zug den Block C gesperrt findet.
- 4) Die Posten B und C sollen sich gegenseitig durch eine separate Klingeleinrichtung an den Vorsignaldienst erinnern können.

Diesen Bedingungen ist unter Benutzung Siemens'scher Block- und Blockriegelapparate in der auf Taf. XXXV, Fig. 1—3 dargestellten Weise entsprochen worden. Aus der Zeichnung sind die bei B angebrachten aussergewöhnlichen Contacte (a und b)

und Schaltungen deutlich ersichtlich, so dass weitere Erläuterungen für den Fachmann entbehrlich sein dürften. Einer Erklärung bedarf nur der Umstand, dass auf der Zeichnung die Vorsignalstation C<sup>1</sup> ohne Streckenblockeinrichtung C dargestellt ist. Diese Anordnung (Fig. 99) entspricht der ersten diesseits

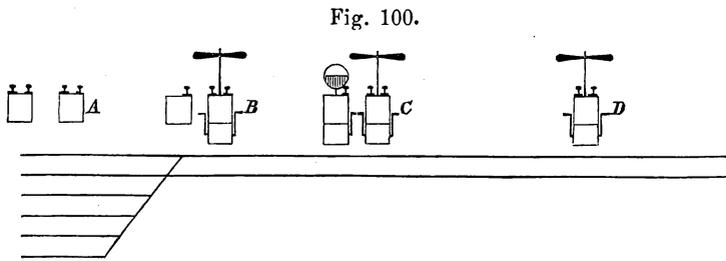
Fig. 99.



ausgeführten Anlage (Tharandt), bei welcher es angängig war, einen zwischen dem Abschlussblock und dem ersten Streckenblock vorhandenen Posten mit dem Vorsignaldienst zu betrauen. Schaltung und Apparate sind dieselben, als ob Vorsignal und Streckenblock vereinigt wären. In beiden Fällen ist die Streckenblockeinrichtung eine vollkommen normale und von der Vorsignalanlage constructiv nicht beeinflusste.

Die erwähnte erste bezügliche Anlage vor Station Tharandt befindet sich seit dem 3. Juni d. Js. in Betrieb und hat sich

bis jetzt tadellos gehalten. Eine zweite Einrichtung, bei welcher Vorsignal und Streckenblock vereinigt werden (Fig. 100),



ist am Leipziger Bahnhofe in Dresden zur Ausführung bestimmt. Eine dritte ähnliche Anlage befindet sich vor dem Bahnhofe Hof (sächsische Seite) in Ausführung.

Als Vorzüge der Einrichtung können folgende hervorgehoben werden:

- 1) Die Functionirung ist nach den bekannten, mit Siemens'schen Blockapparaten gemachten Erfahrungen eine äusserst zuverlässige.
- 2) Eine falsche Stellung der Scheibe kann keine Gefahr

herbeiführen, da der Streckenblock als Warnungssignal in das System einbezogen ist.

- 3) Die Signallaterne untersteht beständiger Aufsicht. Beim Bruch der grünen Blende oder beim Verlöschen der Signallaterne kann der Wärter rechtzeitig Handsignale geben.
- 4) Die Anlage erfordert, den Drahtzugstellungen gegenüber, verschwindend geringe Unterhaltungskosten.
- 5) Die Anlagekosten sind geringer als diejenigen für solide Doppeldrahtzugstellungen auf 800<sup>m</sup> Entfernung.

Die Kosten einer kompletten Blockvorsignaleinrichtung (bei vorhandener gewöhnlicher Blockanlage) betragen bei ca. 1500<sup>m</sup> Leitungslänge 900 M.

Das Vorsignal ist so eingerichtet, dass es sich beim Reissen des Stellzuges selbst auf »Halt« stellt. Der Stellzug ist durch Gasrohrverkleidung geschützt.

Die selbstthätige Umstellung der Scheibe nach erfolgter Auslösung geschieht, wie die Tafel zeigt, durch ein sinkendes Gewicht, welches bei der Rückstellung der Windenkurbel wieder in seine alte Lage gehoben wird.

Dresden, den 23. Juli 1885.

## Räder-Transportwagen der priv. österr.-ungar. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft. \*)

(Hierzu Fig. 4 bis 7 auf Taf. XXXV.)

Dieser in allen, mit Räderdrehbänken ausgestatteten, Reparatur-Werkstätten der österr. ungar. Staatsbahngesellschaft eingeführte Räder-Transportwagen bietet den Vortheil, dass alle Manöver, welche beim Transport der Radsätze in den Werkstätten auszuführen sind, mit der grössten Leichtigkeit durch 2—3 Arbeiter bewerkstelligt werden können, indem die schwersten Radsätze ohne Anstrengung des Personals nicht nur gewendet, sondern auch nach verschiedenen Richtungen fortgeführt werden können.

Aus den Fig. 4 bis 7 auf Taf. XXXV geht deutlich hervor, dass der Apparat aus einem auf 4 Rädern ruhenden Wagen von 775<sup>mm</sup> Spurweite besteht, auf welchem eine mit einem normalspurigen Gleise a, a zur Aufnahme der zu transportirenden Räder verbundene kleine Drehscheibe b angebracht ist,

wobei diese nur 100<sup>mm</sup> über Schienen-Oberkante der Bahnhofgleise ruhen und auf in Charnieren hängenden allmählig ansteigenden Gleisezungen c hinaufgeschoben werden.

Der Hauptzweck dieses Wagens besteht also darin, dass er, wie die allgemeine Disposition (Fig. 7) zeigt, vor jedes der Gleise des Räderdepots geschoben werden kann, hier mittelst der geeigneten Auflaufschienen c, c die Radsätze mit Leichtigkeit auf das normale Gleise a, a des Wagens gebracht, mit diesen auf den schmalspurigen Gleisen des Werkstätten-Bahnhofs verschoben, nach Bedürfniss mittelst der Drehscheibe b gedreht und in den verschiedenen normalspurigen Gleisen der Werkstätte abgesetzt werden kann, ohne grosse Arbeitskräfte zu erfordern.

## Der Richard Schwartzkopff'sche patentirte Universal-Control- und Sicherheits-Apparat für Dampfkessel und Dampfkochgefässe.

Prämiirt von dem Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Bei der diesjährigen Preisvertheilung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für die besten Erfindungen etc. im Eisenbahnwesen ist dem Ingenieur Richard Schwartzkopff zu Berlin für seinen patentirten Universal-Control- und Sicherheits-Apparat für Dampfkessel und Dampfkochgefässe ein Preis von 3000 Mark zuerkannt worden.

Diese Prämiirung, sowie die Thatsache, dass es deutsche Eisenbahntechniker gewesen sind, welche diese Construction nach eingehendster, vorurtheilsloser Prüfung bei der diesjährigen Preisvertheilung in oben angedeuteter Weise ausge-

zeichnet haben, dürfte eine Veranlassung sein, dem Rich. Schwartzkopff'schen Sicherheitsapparate an dieser Stelle eine ausführlichere Betrachtung zu widmen.

Wenngleich auch vorausgesetzt werden darf, dass Zweck, Wirkungsweise und Construction des Apparates, sowie seine bisherigen äusserst günstigen Erfolge weiteren Kreisen und vielen Fachgenossen bekannt sind, so dürfte es trotzdem doch manchem der Letzteren und vielen Eisenbahnverwaltungen willkommen sein, Alles das hier geordnet zusammengestellt und besprochen zu sehen, was eine grosse Anzahl Zeitschriften, Gutachten und

\*) Nach Mittheilung des Herrn Fahrbetriebsmittel- und Werkstätten-Directors E. Polonceau in Wien.

Berichte im Laufe der letzten Jahre vereinzelt und als Notizen ihrem Leserkreise über diese Construction gebracht haben.

Es sei daher gestattet zu erörtern:

- 1) Zweck, Wirkungsweise und Construction des Apparates nebst Anordnung der erforderlichen electricen Anlage,
- 2) die Frage, ob die bisher vorgeschriebenen Sicherheitsapparate für den Dampfkesselbetrieb genügen, oder ob eine mittelst des R. Schwartzkopff'schen Apparates gewährleistete verschärfte Controle des Betriebes erwünscht bzw. nothwendig ist,
- 3) die Zuverlässigkeit der Schwartzkopff'schen Controlmethode,
- 4) die bisherigen praktischen Erfolge dieser Controlmethode und
- 5) die Vorzüge des R. Schwartzkopff'schen Sicherheitsapparates gegenüber anderen in die Praxis eingeführten diesbezüglichen Constructionen.

#### Zweck, Wirkungsweise und Construction des R. Schwartzkopff'schen Sicherheits-Apparates nebst Anordnung der electricen Anlage.

Der Schwartzkopff'sche Sicherheits-Apparat giebt auf electricem Wege ein Alarmsignal und zwar gleichzeitig im Kesselhause und an beliebigen anderen Controlstellen (z. B. Bureau, Portier- oder Wächterhaus, Wohnung des Meisters), sobald durch einen Fehler in der Kesselwartung oder durch irgend welchen Zufall die Sicherheit des Betriebes gefährdet wird.

Er meldet in überaus einfacher, zuverlässiger Weise:

- 1) den Wassermangel im Betriebe, bei Unterschreitung der polizeilich vorgeschriebenen Marke für den niedrigsten Wasserstand;
- 2) den Wassermangel beim Anheizen des Kessels, ehe die Bleche glühend werden;
- 3) die Ueberschreitung der höchsten zulässigen Spannung, wenn der Concessionsdruck um 0,5 bis 1 Atm. überschritten wird;
- 4) Ueberhitzungen im Kesselwasser bei forcirtem Betriebe, zu hohem Salz- oder Schlammgehalt, Siedeverzug.

Für die unter 2) und 4) angegebenen Functionen ist noch kein anderer brauchbarer Apparat ausser dem Schwartzkopff'schen in die Praxis eingeführt.

Die meisten sonst gebräuchlichen Kesselsicherheits-Apparate reagiren entweder nur auf den Wassermangel oder auf Drucküberschreitung; kein einziger vereinigt in sich die vorstehend angegebenen Functionen.

Sobald eine der unter 1) bis 4) genannten Unregelmässigkeiten eintritt, schmilzt eine im Innern des Apparates angebrachte Metall-Legirung. Das schmelzende Metall stellt einen Contact her zwischen den beiden isolirten Einsatzdrähten. Hierdurch ertönen im Kesselhause und auf den übrigen Controlstellen die Alarmglocken, so lange, bis der Apparat ausgeschaltet und der Kessel in Ordnung gebracht ist.

Der Apparat besteht, wie aus den Fig. 101 bis 105 ersichtlich ist, aus zwei concentrischen Röhren (a und i), welche

fest mit einander verbunden und durch einen Flansch in geeigneter Weise auf dem Kessel befestigt sind. — Das innere Rohr (i) ist unten geschlossen und oben offen und geht in einem Stück durch von A bis B. Das äussere Rohr (a) ist oben geschlossen und unten offen und reicht bis zum Niveau (N. W.) des niedrigsten zulässigen Wasserstandes in den Kessel herab.

Es bildet sich also zwischen diesen beiden Röhren ein ringförmiger Hohlraum. Ein ebensolcher befindet sich in dem doppelwandigen Kopfe A. Beide Ringräume sind durch das kupferne Schlangenrohr (o) mit einander verbunden.

Befindet sich der Wasserstand im Kessel in mittlerer Höhe (M. W.), so wird vor dem Anheizen das Wasser im Kessel und im Ringraume des Apparates gleich hoch stehen. Bei dem geringsten Ueberdruck aber wird es in letzterem emporgedrückt und wird — wenn man den Lufthahn (h) geöffnet hat — schon bei  $\frac{1}{5}$  Atm. durch das Schlangenrohr aufsteigend den ganzen Ringraum bis in den Kopf erfüllen.

Dieses Wasser kühlt sich durch Wärmeausstrahlung ab, und es bleibt erfahrungsmässig bei den für den Apparat gewählten Dimensionen der Kopf des Apparates (A) kühler als  $100^{\circ}$  C., so lange derselbe mit Wasser erfüllt ist, d. h. so lange das Eintauchrohr im Kessel durch Wasser verschlossen ist.

Sobald aber im Kessel der Wasserstand unter das Niveau N. W. sinkt, also die untere Oeffnung des Aussenröhrs (a) frei wird, fällt der gesammte Kühlwasserinhalt aus dem Ringraum des Apparates in den Kessel zurück, und es tritt dafür Dampf ein mit der der jeweiligen Kesselspannung entsprechenden Temperatur. Hierdurch erhöht sich in wenigen Secunden der Kopf (A) des Apparates wesentlich über  $100^{\circ}$  C., und diese Veränderung wird benutzt, um das Signal für beginnenden Wassermangel zu geben. In das Innenrohr wird ein Einsatzkörper, die sogenannte »Kette« (Fig. 103) eingeschoben. Diese »Kette« besteht aus 2 starken Kupferdrähten ( $d_1$ ), welche durch aufgeschobene Serpentinsteine (m und v) von einander isolirt und zugleich zu einem für sich hantirbaren Körper verbunden sind.

Diese Drähte werden in der üblichen Weise (vergl. Fig. 116, Seite 278) in eine electriche Signalleitung eingeschaltet. In Höhe des Kopfes (A) befindet sich auf der »Kette« eine Büchse (c) aus Messingrohr (vergl. Fig. 104), deren trichterförmiger Boden (k) und Verschlussdeckel (v) aus isolirendem Serpentinsteine gebildet ist. In diese Büchse wird ein Ring (l) eingelegt, aus einer Metall-Legirung, welche bei  $104^{\circ}$  C. schmilzt.

In normalem Zustande liegt also dieser Ring um die Drähte ( $d_1$ ) herum, ohne sie zu berühren; dieselben sind vielmehr vollständig isolirt.

Sobald aber, wie vorbeschrieben, durch Wassermangel im Kessel der Kopf (A) des Apparates über  $100^{\circ}$  C. erhitzt wird, schmilzt der Ring (l), der erste abschmelzende Tropfen geht nach dem tiefsten Punkte des trichterförmigen Bodens der Büchse und stellt hier einen metallischen Contact her zwischen den beiden bis dahin isolirten Drähten und setzt so die Alarmglocken im Kesselhause, Bureau, Portier- oder Wächterhause etc. in Bewegung.

Fig. 101.  
Ansicht.

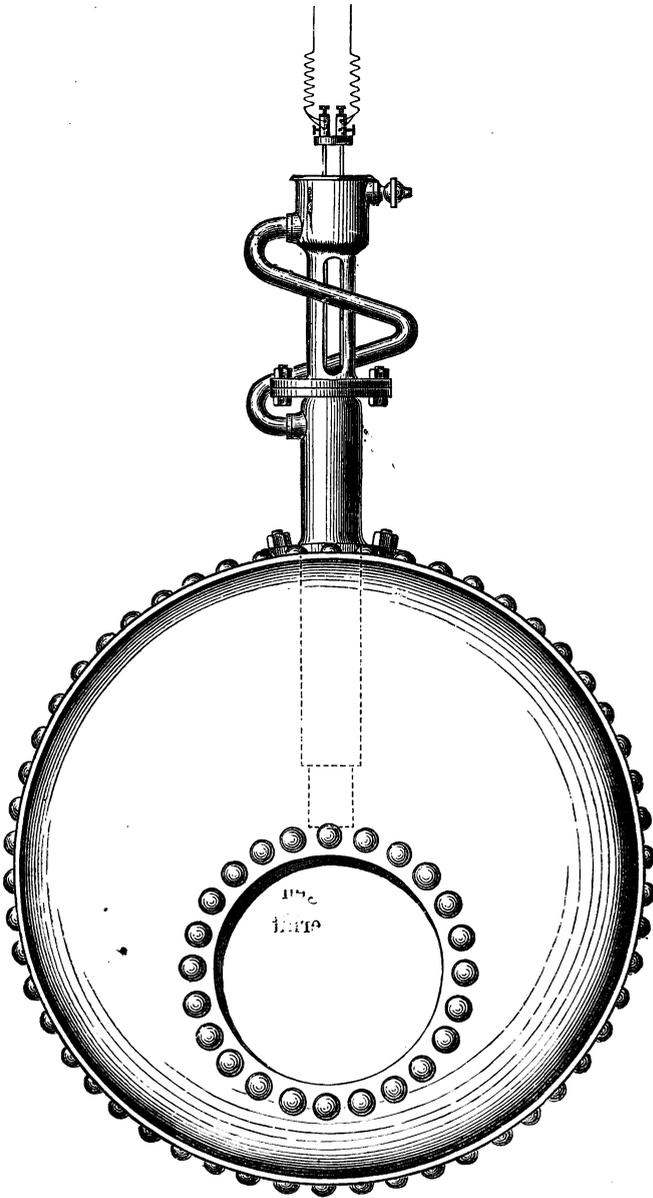


Fig. 102.  
Längsschnitt.

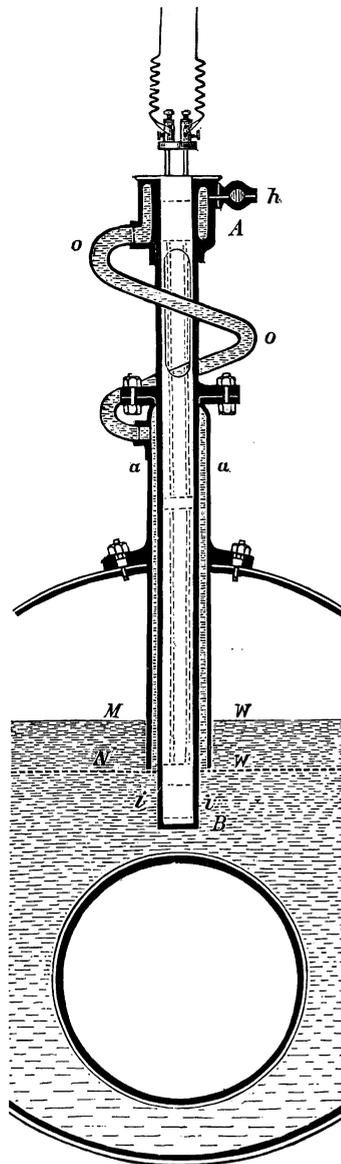


Fig. 103.  
Einsatzdrähte  
(sog. Kette).

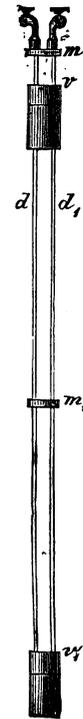


Fig. 104.  
Schnitt des Obertheils A.  
1/3 natürl. Grösse.

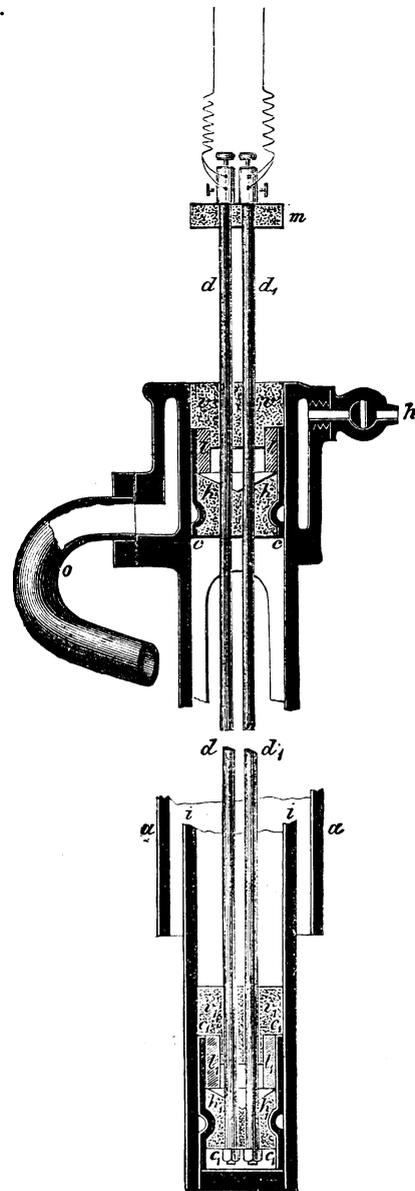


Fig. 105.  
Schnitt des Untertheils B.  
1/3 natürl. Grösse.

Da hierbei weder Dampf noch Wasser aus dem Apparate austritt, so kann man sofort, mitten im Betriebe des Kessels, die Einsatzdrähte herausziehen, das geschmolzene Metall ausgiessen und einen neuen Ring einsetzen und hat — sobald der Wasserstand im Kessel wieder in normaler Höhe und der Kopf (A) des Apparates abgekühlt ist, Alles wieder in functionsfähigem Zustande.

In Bezug auf die Ueberschreitung der Concessionsspannung ist vorauszuschicken, dass einem jeden Dampfdruck im Kessel eine ganz bestimmte Temperatur entspricht, z. B.:

|   |                 |           |                      |
|---|-----------------|-----------|----------------------|
| 3 | Atm. Ueberdruck | . . . . . | 144 ° C.             |
| 4 | «               | «         | . . . . . 152 ° C.   |
| 5 | «               | «         | . . . . . 159 ° C.   |
| 6 | «               | «         | . . . . . 165,5 ° C. |

|   |                 |           |                    |
|---|-----------------|-----------|--------------------|
| 7 | Atm. Ueberdruck | . . . . . | 171 ° C.           |
| 8 | «               | «         | . . . . . 176 ° C. |

Es werden nun zu dem Apparate Legirungsringe geliefert, deren Schmelzpunkt genau bei den oben angegebenen Temperaturgraden liegt.

Am untersten Ende der Einsatzdrähte (Fig. 102 und 103) bei B ist nun eine ebensolche Schmelzbüchse angebracht, wie die oben beschriebene; dieselbe ist in Fig. 105 in 1/3 natürl. Grösse dargestellt. Da sich dieses untere Ende (B) des Messingrohres dauernd im Kesselwasser befindet, so nimmt es auch dessen Temperatur an; dasselbe thut die untere Schmelzbüchse und der in diese eingelegte Legirungsring (l<sub>1</sub>).

Man verwendet hierfür einen Ring, dessen Schmelztemperatur mindestens 1 Atm. über der Concessionsspannung liegt,

z. B. für einen auf 4 Atm. concessionirten Kessel einen unteren Ring von 159° C.

So lange nun die zulässige Spannung nicht überschritten wird, hält sich der untere Ring unverändert und die Einsatzdrähte bleiben isolirt.

Sobald aber der Druck im Kessel die Concessionsgrenze übersteigt, wird der untere Ring weich und stellt in der vorbeschriebenen Weise den Contact her, wodurch die Lätewerke auf den verschiedenen Stationen in Thätigkeit gesetzt werden.

Das untere Ende (B) des Messingrohres befindet sich — wie in Fig. 102 angedeutet — in der Nähe der feuerberührten Theile des Kessels. Wird dieser also trocken angeheizt (ohne dass sich irgend welches Wasser darin befindet), so kommt durch die strahlende Wärme der Feuerplatten der untere Ring ebenfalls zum Schmelzen, und zwar, wie durch directe Versuche erwiesen ist, wenn die Feuerbleche eine Temperatur von 250—300° C. angenommen haben, also lange bevor dieselben glühend werden, was bekanntlich erst bei 525° C. beginnt.

Wenn das Kesselwasser durch Salz- oder Schlammgehalt, durch forcirten Betrieb oder durch Siedeverzug über diejenige Temperatur erhitzt wird, welche unter normalen Verhältnissen dem jeweiligen Drucke entspricht, so wird der untere Ring ebenfalls erweichen und das Alarmsignal veranlassen, sobald seine Schmelztemperatur im Wasser erreicht und hierdurch ein gefahrdrohender Zustand eingeleitet ist.

Die Anordnung des Apparates bzw. seine Anbringung auf dem Kessel richtet sich natürlich nach den verschiedenen Kessel-Constructionen.

In den Fig. 106—115 sind die zur Zeit gebräuchlichsten Kesselformen nebst den montirten Apparaten abgebildet. — Es mag hierbei bemerkt werden, dass auch diese Anordnungen nicht etwa willkürlicher Art, sondern das Ergebniss eingehendster Studien und Versuche sind.

Zur Fertigstellung eines Apparates für eine beliebige Kesselconstruction sind folgende Angaben zu machen:

- 1) Welchen Aussendurchmesser hat der Kessel?
- 2) Wie tief liegt der niedrigste Wasserstand unter Kesseloberkante (Aussenkante)?
- 3) Wie tief liegen die Feuerbleche (resp. Flammrohre, Siederohre, Feuerbüchdeckplatten) unter dem niedrigsten Wasserstande?
- 4) Ist der Kessel oben übermauert? Wie hoch liegt Aussenkante Mauerwerk über dem Kesselblech? Vgl. Fig. 107. (Die Angaben ad 1—4 sind in der zutreffenden Skizze der Fig. 106—115 einzutragen.)
- 5) Wie liegt die Feuerung? (Unterfeuerung, Innenfeuerung oder Vorfeuerung.)
- 6) Kann der Apparat auf Mittelachse des Kessels angebracht werden, wie Fig. 106—112 zeigen? oder muss derselbe wegen anderer Armaturen oder vorhandener Rohrleitungen seitwärts montirt werden (Fig. 113) und wieviel aus der Mitte?

7) Welches ist die höchste im Betriebe vorkommende Dampfspannung?

8) Liegt der Kessel im Freien oder unter Dach? Wie hoch liegt das Dach über Kesseloberkante?

9) An wieviel und welchen Stellen ist das Signal erwünscht? Wie weit sind diese Stellen ungefähr von einander entfernt? (Es ist nothwendig, anzugeben, wieviel von der Drahtleitung im Freien und wieviel in bedeckten Räumen zu verlegen ist.)

10) Wie ist die Frachtsendung zu adressiren?

Wir haben diese Punkte hier aufgeführt, um zu zeigen, wie jeder Apparat, bzw. seine Anbringung auf einem Kessel, sowie die zugehörige electriche Anlage u. s. w. in jedem Falle ganz genau den jeweiligen Verhältnissen angepasst werden.

Es erübrigt nun noch, über die electriche Anlage zum Schwartzkopff'schen Sicherheits-Apparate einige Mittheilungen zu machen.

Diese electriche Anlage wird in der denkbar einfachsten Weise hergestellt. Es werden dazu dieselben Drahtleitungen, Lätewerke, Tableaux etc. verwendet, wie sie seit langen Jahren in Hôtels z. B. gebräuchlich sind. Selbstverständlich werden diese Einrichtungen nur in der zuverlässigsten und vorzüglichsten Ausführung geliefert.

Zur Erzeugung des electricen Stromes dienen die bestbewährten Leclanché-Elemente, deren Wartung jedem Laien ohne Weiteres übertragen werden kann; es ist hierbei nämlich nichts weiter nöthig, als alle 6—8 Wochen in jedes Element etwa ein Trinkglas voll Wasser nachzugießen und sind hunderte von Batterien aufzuweisen, welche bei dieser einfachen Behandlung seit 2—4 Jahren völlig constant geblieben sind.

Die Anlage für einen Kessel und zwei Alarmstellen besteht einfach aus je einem Lätewerke im Kesselhause und an der zweiten Controlstelle (Bureau, Portier- oder Wächterhaus etc.) der Batterie und der Drahtleitung, welche die Elemente mit dem Apparate und den Lätewerken verbindet.

Um die Batterie und Leitung jederzeit auf ihre tadellose Betriebsfähigkeit revidiren zu können, wird im Kesselhause (event. auch noch im Bureau) ein Druckknopf angebracht — wie solche in jedem Hôtelzimmer zu finden sind. Von diesem Knopfe werden zwei Drähte nach den Einsatzdrähten des Apparates geleitet.

Drückt man nun auf diesen Knopf, so stellt man einen metallischen Contact zwischen den Einsatzdrähten des Apparates her, genau dasselbe thut im Falle eines ernstesten Signales der schmelzende Ring. Ertönt also das Lätesignal bei diesem Controldrucke, so muss es mit derselben Sicherheit erfolgen, wenn durch irgend eine gefahrdrohende Unregelmässigkeit im Betriebszustande des Kessels ein Ring zum Schmelzen kommt.

Hieraus ist ersichtlich, dass man zu jeder Zeit — wenn erwünscht, sogar von irgend einem Bureau- oder Wohnraume aus durch einen einfachen Druck auf den Controlknopf die Batterie und Leitung in ihrem ganzen Umfange revidiren kann.

Fig. 106.

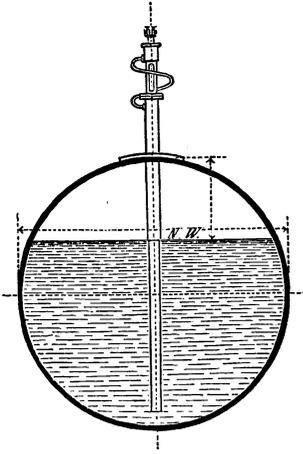


Fig. 107.

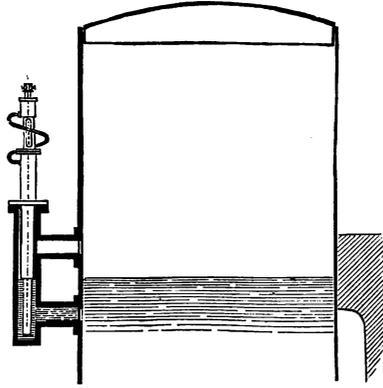


Fig. 108.

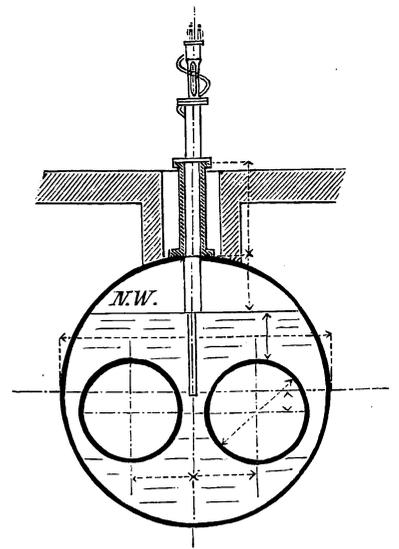


Fig. 109.

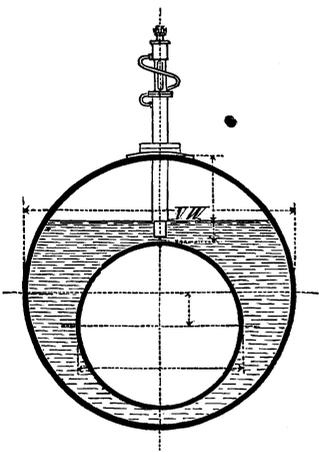


Fig. 110.

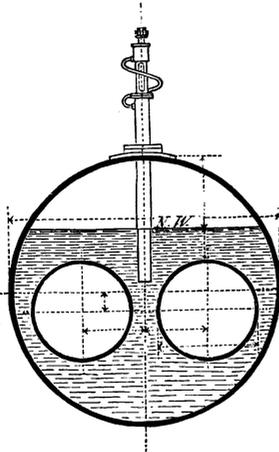


Fig. 111.

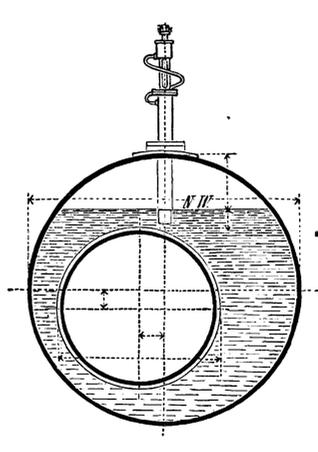


Fig. 112.

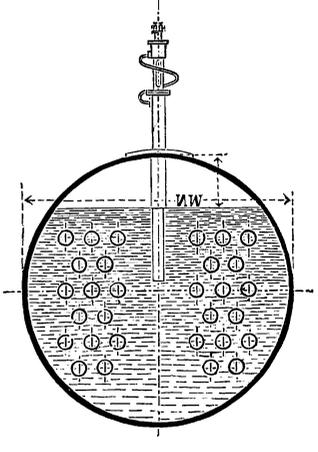


Fig. 113.

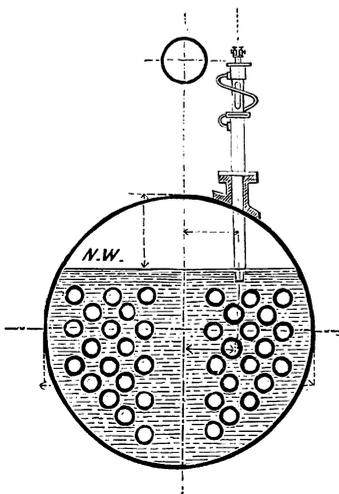


Fig. 115.

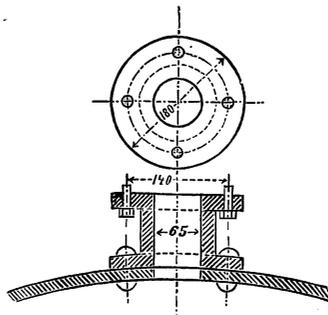


Fig. 114.

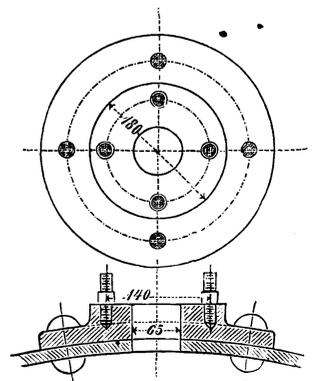
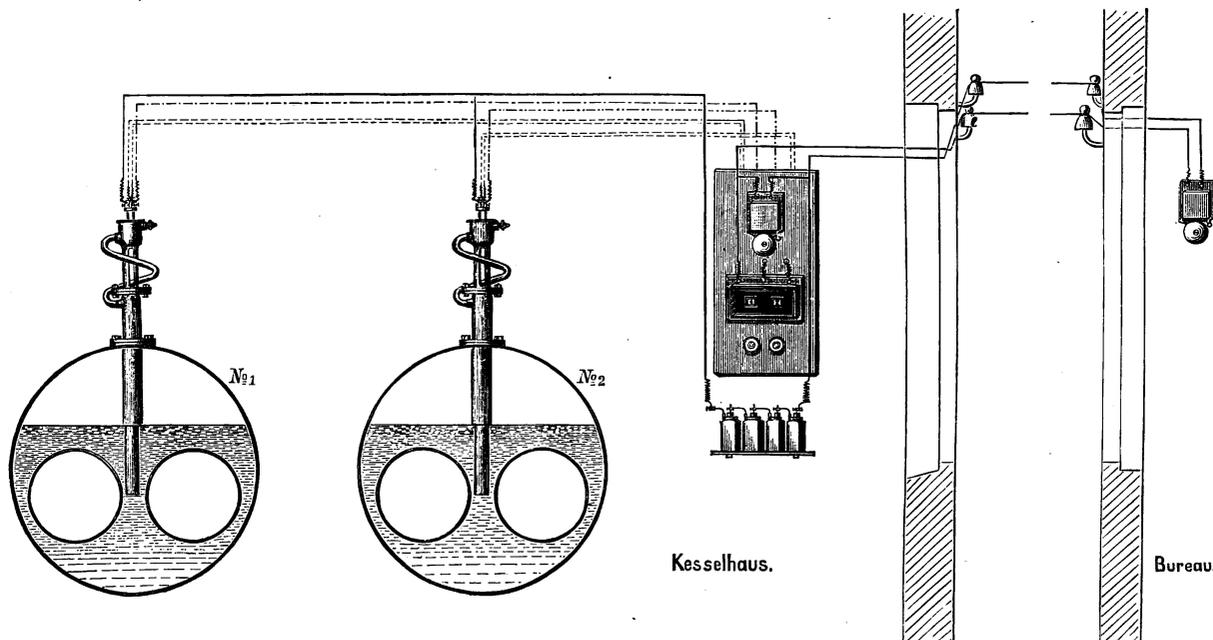


Fig. 116.



Für zwei oder mehr nebeneinander liegende Kessel gestaltet sich die Anlage, wie aus Fig. 116 ersichtlich, genau ebenso. Es tritt nur noch im Kesselhause ein Tableau mit soviel Nummern und Controlknöpfen hinzu, als Kessel in der Leitung liegen. Tritt nun bei irgend einem Kessel, z. B. No. 2, ein gefahrdrohender Zustand ein, so ertönen die Läutewerke im Kesselhause und an der zweiten Alarmstelle; gleichzeitig erscheint im Tableau die Nummer desjenigen Kessels, welcher das Signal veranlasst hat, so dass man sofort weiss, wohin man seine Aufmerksamkeit zu wenden hat.

Jedem Apparate wird zur Aufhängung im Kesselhause ein Placat mit den Betriebsvorschriften beigegeben, welche dem Heizer in einfacher und verständlicher Form klar machen, was er im Falle eines jeden Signales zu thun hat.

Die sämtlichen Signale erfolgen so lange vor dem Beginn einer eigentlichen Gefahr, dass diese Vorschriften jederzeit mit grösster Ruhe und Besonnenheit zur Ausführung gebracht werden können.

#### Begründung der Nothwendigkeit einer verschärften Controle des Dampfesselbetriebes.

Wenn man heut zu Tage noch hier und da die Ansicht hört, dass ein guter Kesselwärter die einzig wahre Sicherheitsvorrichtung sei, so ist nach den Erfahrungen, die bis auf den heutigen Tag im Dampfesselbetriebe gemacht sind, diese Ansicht nur noch als eine Phrase zu bezeichnen, welche zwar eine Selbstberuhigung in sich birgt, sonst jedoch weder für die Praxis etwas zu bedeuten hat, noch auch von einem wirklich sachverständigen, praktischen Techniker ernst genommen wird.

Selbstverständlich sind auch wir der Ansicht, dass man mit der Wartung und Heizung eines Dampfessels nur die in jeder Hinsicht zuverlässigsten Leute betrauen soll. Aber man muss denselben auch sichere Mittel in die Hand geben, welche zunächst genau den jeweiligen Betriebszustand des Kessels erkennen lassen.

Wenn nun auch die diesbezüglichen und zur Zeit gebräuchlichen Apparate und Vorrichtungen durchaus zuverlässig wären, so würden dieselben für eine umfassende Controle des Kesselbetriebes, einen ebenfalls durchaus zuverlässigen Kesselwärter vorausgesetzt, trotzdem noch nicht ausreichend sein, da die gebräuchlichen und polizeilich vorgeschriebenen Constructions weder ein trockenes Anheizen des Kessels, noch auch Ueberhitzungen des Wassers anzeigen.

Dass aber Kessel bei völligem Wassermangel sogar in vorzüglich geleiteten Betrieben des Oefteren angeheizt sind, ist uns speciell bekannt. Wir werden uns hierüber weiter unten noch näher auslassen.

Dass ferner der sogenannte »Siedeverzug« unter besonderen Verhältnissen sich bilden kann, ist ebenfalls eine erwiesene Thatsache.

Aber ganz abgesehen von diesen beiden Möglichkeiten, bieten die für Dampfessel polizeilich vorgeschriebenen Vorrichtungen (Probirhähne, Wasserstandsgläser, Manometer, Sicherheitsventile) leider nicht die Gewähr, dass der Kesselwärter sich auf dieselben unbedingt verlassen könnte.

Die Probirhähne sind nur als ein ziemlich primitiver Nothbehelf zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel zu betrachten und werden überdies leider in den seltensten Fällen seitens der Heizer gebraucht.

Besser steht es allerdings in dieser Beziehung schon mit den Wasserstandsgläsern. Dass jedoch Letztere sehr häufig falsch zeigen und zwar in den meisten Fällen den Wasserstand höher markiren, als er im Kessel ist, dürfte den wenigsten Kesselbesitzern bekannt sein.

Die Ursachen hierfür sind verschiedener Art.

Jede Verstopfung im oberen oder unteren Hähne des Wasserstandsglases bewirkt sofort falsche Indicationen desselben. Eine solche kann aber jederzeit und sehr leicht eintreten, wenn z. B. gerade beim Probiren dieser Hähne etwas Schlamm oder

Kesselstein sich in denselben festsetzt. In vielen Fällen wird eine solche falsche Indication selbst von einem geübten Heizer nicht bemerkt werden.

Die geringste Undichtigkeit am oberen Hahne bewirkt sofort im Wasserstandsglase ein Ansteigen des Wassers um 1 bis 10 cm und darüber. Sehr häufig ist die Art der Dampfenahme aus dem Kessel von mehr oder minder grossem Einfluss auf den Wasserstand im Glase. (Vergl. »Ueber einige Ursachen zum Versagen der Wasserstandsgläser, Manometer und Speise-Vorrichtungen an Dampf-Kesseln.« Vortrag im Verein zur Beförderung des Gewerbfleisses zu Berlin am 7. Juli 1884, gehalten von Max Krause, Ingenieur.)

Dass die Federmanometer öfters falsch zeigen, ist eine allgemein bekannte Thatsache, die weiter unten durch einige Beispiele erläutert werden wird.

Auch die Sicherheitsventile functioniren sehr häufig nicht, entweder in Folge von Ueberlastung oder aber von Klemmungen in der Führungsgabel, von Festbrennen auf dem Sitze u. s. w.

Man erkennt also, dass die polizeilich vorgeschriebenen Sicherheitsvorrichtungen durchaus nicht so zuverlässig sind, wie sie sein sollten.

Der R. Schwartzkopff'sche Apparat soll diese Vorrichtungen nun nicht etwa überflüssig machen, er soll sie vielmehr controliren und hat in der That bisher auch in dieser Beziehung sehr günstige Erfolge zu verzeichnen. Ein jeder noch so gut geleiteter Kesselbetrieb kann durch ein einziges Versehen in der Wartung oder durch einen verhängnissvollen Zufall plötzlich in die Lage gerathen, dass er der Gefahr einer Explosion oder doch wenigstens einer Zerstörung des Kesselmaterials entgegengeführt wird. Es sind weiter unten mehrere derartige Fälle angeführt und besprochen. (Vergl. den Abschnitt: Praktische Erfolge der Schwartzkopff'schen Controlmethode.)

Selbst die vorzüglichsten Revisionen durch Staatsorgane oder Dampfkessel-Ueberwachungsvereine können naturgemäss solchen momentan und zufällig auftretenden Gefahren nicht vorbeugen; viele derartige Erscheinungen stellen sich sogar so unbemerkt ein, dass sie selbst dem zuverlässigsten Kesselheizer und den revidirenden Beamten nicht auffallen können; viele andere bilden sich in Betriebspausen oder zur Nachtzeit, wenn keine Aufsicht zugegen ist.

Zieht man ausserdem in Erwägung, dass selbst der beste Kesselwärter durch plötzliche Erkrankung oder durch einen unglücklichen Zufall verhindert werden kann, seinen Dienst zu verrichten, so muss man zugeben, dass es geboten erscheint, den Kesselbetrieb durch zuverlässige Sicherheitsvorrichtungen zu controliren, welche unausgesetzt in Function bleiben, so lange der Kessel der Wirkung des Feuers oder der im Mauerwerk angehäuft Wärme ausgesetzt ist und welche jede irgend bedenkliche Veränderung in dem normalen Zustande des Kessels so zur Meldung bringen, dass rechtzeitig für Abhülfe gesorgt werden kann.

### Zuverlässigkeit der Schwartzkopff'schen Controlmethode.

Gegen die Zuverlässigkeit dieser Controlmethode sind, besonders im Anfang der Einführung des Apparates von interessirter Seite oder aus Unkenntniss dreierlei Bedenken erhoben, die hier speciell mitgetheilt werden sollen, um die völlige Nichtigkeit derselben nachzuweisen.

Zunächst wurde bezweifelt, dass die electriche Leitung in jedem Kesselbetriebe dauernd functionsfähig erhalten werden könne.

Hierauf ist zu erwidern, dass zur Zeit circa 700 Apparate im Betriebe thätig sind und dass die verwendeten Leclanché-Elemente, Läutewerke und Leitungsmaterialien sich überall als vorzüglich und dauernd zuverlässig erwiesen haben, so dass diesbezügliche Bedenken hinfällig sind.

Dann wurde bezweifelt, ob die in Anwendung kommenden Metall-Legirungen stets mit der erforderlichen Genauigkeit des Schmelzpunktes herzustellen wären.

Hierauf ist zu bemerken, dass nach den amtlichen Untersuchungen der Kaiserlichen Normal-Aichungs-Commission, der Königlichen Artillerie-Werkstatt in Spandau, der städtischen Wasserwerke zu Berlin u. s. w. die grössten Differenzen in den Schmelzpunkten der verwendeten Legirungen  $\pm 1/2^{\circ}$  C. betragen haben. Hieraus folgt, dass die Genauigkeit der betreffenden Legirungen die strengsten Anforderungen der Praxis bedeutend übertrifft.

Hierbei möge nicht unerwähnt bleiben, dass vom Kaiserlichen Normal-Aichungs-Amt voraussichtlich schon in allernächster Zeit damit begonnen werden wird, alle für die Praxis bestimmten Legirungsringe einer officiellen Untersuchung zu unterziehen und dieselben mit dem amtlichen Stempel zu versehen. Die Vorarbeiten hierzu sind bereits als beendet zu betrachten. Dass diese Untersuchung bzw. Aichung der Legirungsringe von höchstem Werthe, besonders für die Consumenten ist, bedarf keiner weiteren Worte. Durch die Lieferung geaichter Legirungsringe dürfte aber auch der leiseste Zweifel in Betreff der Genauigkeit derselben erlöschen.

Der dritte Punkt endlich, welcher zu Bedenken Veranlassung gegeben hat, betrifft die Frage, ob sich die Schmelzpunkte der Legirungen nicht in kurzer Zeit so bedeutend verändern, dass sie ihrem Zwecke nicht mehr entsprechen bzw. dass sie unbrauchbar werden.

Hierüber sind u. A. von der Königlichen Artillerie-Werkstatt Spandau, den städtischen Wasserwerken zu Berlin, dem gerichtlichen Sachverständigen Civil-Ingenieur Albert Pütsch in Berlin und von dem Erfinder des Apparates selbst Hunderte von eingehendsten Untersuchungen angestellt worden, die ohne Ausnahme ergeben haben:

dass Legirungen, die in dem Sicherheitsapparate 2, 4, 6 bis 18 Monate in betriebsmässigem Gebrauche waren, nach dieser Zeit genau denselben Schmelzpunkt aufwiesen, den sie bei Neuherstellung hatten.

Sapienti sat!

### Praktische Erfolge der Schwartzkopff'schen Kessel-Controlmethode.

Ende August d. J. waren ca. 700 Schwartzkopff'sche Sicherheitsapparate im Betriebe thätig und in nicht weniger als 200 Fällen haben dieselben nach eigener Aussage der Betriebsleitungen durch ihr rechtzeitiges Signal ernste Gefahren abgewendet.

Diese Signale datiren fast sämmtlich aus vorzüglich geleiteten Kesselbetrieben: z. B. der Königlichen Hauptwerkstatt der Berlin-Hamburger Eisenbahn in Berlin, desgl. der Lehrter Bahn zu Berlin, des Königl. Bergreviers Saarbrücken, der städtischen Wasserwerke Tegel bei Berlin; Gaswerke zu Hamburg; der Herren Villeroy u. Boch, Mettlach; Sir William Siemens, London; div. Zuckerfabriken u. s. w.

Ein grosser Theil der Signale erfolgte, weil der betr. Heizer in Folge anderweitiger Dienstverrichtungen oder durch Unachtsamkeit die rechtzeitige Wartung seiner Kessel verabsäumt hatte.

In sehr vielen Fällen aber glaubte der Heizer mit allem Rechte seine Pflicht volllauf zu thun, wurde aber durch ein unvermuthetes, fehlerhaftes Functioniren der Wasserstandsgläser oder Manometer über den wirklichen Betriebszustand des Kessels getäuscht.

So ist z. B. im königlichen Criminalgericht zu Moabit-Berlin durch häufig wiederholte Signale der Sicherheits-Apparate erwiesen worden, dass bei den dort befindlichen Heizkesseln während des Anheizens der Dampfleitung die Wasserstandsgläser stundenlang bis zu 120—160 mm zu hoch zeigten.

Aehnliche Erscheinungen hat der Erfinder des Apparates in anderen Heizanlagen öfters angetroffen und redressirt. Ursache derselben ist, dass der Dampf bei seinem Eintritt in die über Nacht abgekühlte Heizrohrleitung heftig condensirte, wodurch ein rapides Nachsaugen von Dampf aus dem Kessel bedingt wird. Liegt nun die Dampfentnahme in der Nähe derjenigen Stelle, wo das Wasserstandsglas sich befindet, so wird hierdurch das Functioniren des Letzteren in der bedenklichsten Weise alterirt, wenn man nicht die grösste Vorsicht bei der Handhabung des Absperr-Ventils walten lässt. Ein Jeder wird zugeben, dass es unter solchen Umständen zu den bedenklichsten Folgen führen kann und muss, wenn gerade im Stadium des heftigsten Dampfverbrauches das Wasserstandsglas irrthümlich zu hoch zeigt! —

Was die Unzuverlässigkeit der Federmanometer anbetrifft, so sei hierzu beispielsweise bemerkt, dass der Offenbacher Dampfkessel-Revisions-Verein im Jahre 1883 bei 734 Kesseln 113 falsch zeigende Manometer gefunden hat, von denen 97 Fehler von über  $\frac{1}{4}$  bis  $1\frac{3}{4}$  Atm. aufwiesen!

Derartig fehlerhaft functionirende Manometer sind (ebenso wie Sicherheitsventile) öfters durch den Schwartzkopff'schen Apparat entdeckt und gemeldet worden.

Zwei besondere Fälle sind hier zu verzeichnen, in denen der Apparat das trockene Anheizen eines wasserleeren Kessels rechtzeitig signalisirt und hierdurch ernstes Unglück verhütet hat.

Der eine dieser beiden Fälle betraf einen Heizer, der bis dahin über 20 Jahre lang vorwurfsfrei auf seinem Posten war.

Im Kesselbetriebe der Berlin-Hamburger-Eisenbahn zu Berlin alarmirte ein Schwartzkopff'scher Sicherheits-Apparat am 24. October 1884. Herr Eisenbahn-Maschinenmeister Walter, der durch das Signal herbeigerufen wurde, constatirte, dass der Heizer, der sich in seinem Kesselhause allein befand und unvermuthet von einem Schlaganfall betroffen war, anscheinend schon einige Zeit unfähig war, seinen Kessel zu bedienen.

Das Signal ertönte in dem Augenblicke, als gleichzeitig der Wasserstand die niedrigste zulässige Grenze unterschritt und das Manometer  $\frac{1}{2}$  Atm. über Concessionsspannung stand.

Es wäre hier, nach eigener Aussage der Verwaltung, eine Catastrophe von unabsehbarer Tragweite unvermeidlich gewesen, wenn das Signal des Schwartzkopff'schen Apparates nicht so rechtzeitig Hilfe herbeigerufen hätte.

Die Königliche Direction der genannten Bahn hat in Folge der vorzüglichen Resultate, die der Schwartzkopff'sche Apparat in ihrem Ressort aufzuweisen hatte, die sämmtlichen 21 Kessel ihrer Werkstätten und Wasserstationen damit ausgerüstet.

Das Königliche Kriegsministerium hat nach zweijährigen sehr eingehenden Versuchen, die ohne Ausnahme für die Zuverlässigkeit dieser Kesselcontrole sprachen, im März 1884 die Armirung der sämmtlichen 70 Kessel in den Königlichen militär-technischen Instituten befohlen.

Die Oesterr. Nordwest-Dampfschiffahrtsgesellschaft hat mit bestem Erfolge die 53 Kessel ihrer sämmtlichen Dampfer mit vorliegendem Apparate versehen.

Ueberall hat sich als Endresultat der Einführung der Schwartzkopff'schen Sicherheits-Apparate ergeben:

- 1) dass dieselben besonders im Anfange Gelegenheit hatten, kleinere oder grössere Unregelmässigkeiten und unvermuthete Störungen zu signalisiren,
- 2) dass die Kesselwärter nicht etwa, wie ebenfalls von Pessimisten befürchtet wurde, durch den Apparat in Sicherheit gewiegt worden sind, sondern dass im Gegentheil das Bewusstsein der unausgesetzten Controle einen entschieden sehr günstigen Einfluss auf den Pflichteifer und auf die Zuverlässigkeit der Heizer ausgeübt hat,
- 3) dass überall, wo die Betriebsleitung den Apparaten auch nur die geringste Beachtung schenkte, dieselben ohne jede Mühe dauernd in zuverlässigster Function zu erhalten gewesen sind.

Als weitere Erfolge, die der Apparat errungen hat, sind hier zu verzeichnen: Die Prämiirung desselben auf der Berliner Hygiene-Ausstellung, wobei hervorzuheben ist, dass dieser Apparat der einzige von allen ausgestellt gewesenen Dampfkessel-Sicherheitsapparaten gewesen ist, welcher mit der silbernen Medaille für hervorragende Leistungen Allerhöchst ausgezeichnet wurde; sowie die in diesem Jahre stattgehabte Prämiirung desselben durch den Verein deutscher Eisenbahn-Verwaltungen mit einem Preise von 3000 Mk.

Das lebhaft hohe Interesse, welches von Seiten vieler Staatsbehörden dem Apparate entgegengebracht wird, erklärt sich aus der Thatsache, dass, als noch nicht 700 Dampfkessel

mit demselben armirt waren, doch bereits gegen 200 Mittheilungen vorlagen, wonach gefährliche Situationen im Dampfkesselbetriebe durch den Apparat rechtzeitig zur Anzeige gebracht worden sind, so dass die Gefahr abgewendet und vielleicht verhängnisvolle Catastrophen verhütet worden sind.

Diese Thatsachen und Erfolge sind jedenfalls auch die Veranlassung, dass der Apparat in den Jahresberichten vieler Fabrik-Inspectoren, Gewerberäthe und Dampfkessel-Revisions-Vereine in anerkanntester Weise erwähnt ist.

#### Vorzüge des R. Schwartzkopff'schen Sicherheits-Apparates.

1) Derselbe meldet nicht nur den Wassermangel, sondern auch Drucküberschreitungen, trocknes Anfeuern und Ueberhitzungen im Kesselwasser; er erfüllt also die Functionen von 4 Einzelapparaten.

2) Seine Signale werden nicht nur dem Heizer übermittelt, sondern gleichzeitig an einer oder mehreren anderen Controlstellen event. an Vorgesetzte des Heizerpersonals oder an geeignete Aufsichtsbeamte, so dass im Falle eines Signales jeder Zeit sofort Hülfe zur Hand ist, aber auch die Ursache der Alarmirung festgestellt und ein etwaiges Verschulden bestraft werden kann. — Darum ist bei dieser Controlmethode der Einwand hinfällig, »dass der Heizer durch den Sicherheits-Apparat eingeschläfert wird«.

3) Die Mehrzahl der übrigen Wasserstands-Controlapparate ist mit Schwimmern, Ventilen, Hebeln, Federn oder dergl. beweglichen Theilen ausgerüstet, die nur zu leicht durch Verrosten, Verstauben oder Kesselsteinansatz in kurzer Zeit untauglich werden.

Der Schwartzkopff'sche Apparat arbeitet ohne alle bewegliche Theile und ist daher gegen die vorerwähnten Einflüsse absolut unempfindlich. Speciell hat derselbe auch in Bezug auf den Ansatz von Kesselstein die schärfsten Dauerproben vorzüglich bestanden. In keinem einzigen Betriebe hat bisher ein Versagen in Folge von Kesselsteinansatz stattgefunden.

4) Die meisten anderen Sicherheits-Apparate geben das Signal bei Wassermangel durch eine Dampfpeife. Erfolgt solches Signal zu einer Zeit, wo nicht sofort Hülfe zur Hand ist, z. B. in der Nacht, so wird hierdurch eine doppelte Gefahr hervorgerufen: 1) in kurzer Zeit erfüllt sich das Kesselhaus derart mit Dampf, dass man beim besten Willen nicht an den gefährdeten Kessel gelangen kann; 2) durch das heftige Ausströmen des Dampfes wird der Wasserstand in dem gefährdeten Kessel so rapide vermindert, dass hierdurch die eigentliche Gefahr nicht unwesentlich wächst; 3) ist solche Dampfpeife in vollem Blasen, so riskirt man beim Abstellen derselben nur zu leicht eine Verbrühung.

Bei einem Signal des Schwartzkopff'schen Apparates tritt weder Dampf noch Wasser aus; der Betriebszustand des Kessels und des Kesselhauses wird in keiner Weise alterirt. Es ist einfach im Innern des Apparates die Legirung geschmolzen und hierdurch sind die Lätwerke auf den verschiedenen Alarmstellen in Gang gesetzt.

Man bringt ohne alle Belästigung durch Dampf etc. den Kessel in Ordnung, zieht den Einsatz aus dem Apparat, giesst das geschmolzene Metall aus, legt einen neuen Legirungsring ein und hat so in Zeit von 3 Minuten den Apparat wieder in functionsfähigem Zustande.

5) Der Apparat ist zu jeder Zeit — auch mitten im Kesselbetriebe — durch zwei Handgriffe zu revidiren.

Die electriche Anlage wird auf ihren ganzen Umfang durch einen Fingerdruck auf einen im Kesselhause angebrachten Controlknopf revidirt.

Die dauernde Instandhaltung des Apparates erfordert keinerlei besonderes Sachverständniss, noch irgend welche Kosten. —

Dass diese Vorzüge in der That sämmtlich vorhanden sind, beweist die grosse Anzahl hierauf bezüglicher Atteste und Urtheile Königlicher und anderer Behörden, grosser Firmen von Weltruf und kleinerer Werke. Wir wollen diese Urtheile hier nicht wiedergeben, sondern nur bemerken, dass allen Interessenten, seien dies nun Behörden oder Private, von Seiten des Erfinders des Apparates oder seiner Bevollmächtigten auf Ersuchen jedwede gewünschte Auskunft gerne ertheilt wird.

Wir sind am Schluss unserer Mittheilung angelangt.

Jeder Fachmann, ja jeder Laie kennt die furchtbaren Verheerungen und Zerstörungen, die eine einzige Dampfkessel-explosion mit sich bringen kann und leider auch gewöhnlich jedesmal mit sich bringt.

Wenn es nun ein Mittel giebt, um wenigstens nach menschlichem Ermessen eine Kessel-explosion zu verhüten, so ist es geradezu Pflicht eines jeden Kesselbesitzers, sich eines solchen Mittels, das sich bereits hundertfach in Ernstfällen vorzüglich bewährt hat, zu bedienen.

So angebracht es auch für die Betreffenden und so interessant es auch für Fachgenossen und Sachverständige wäre, so wollen wir hier nicht die uns speciell bekannten Fälle anführen, in denen Indolenz oder Ignoranz soweit ging, dieses Mittel direct von der Hand zu weisen, trotzdem Dampfkessel-explosionen dicht vor der Thüre der betreffenden Kesselbesitzer gestanden hatten oder sogar erfolgt waren. Wir möchten jedoch nicht unterlassen, darauf hinzuweisen, dass das Vorhandensein der polizeilich vorgeschriebenen Sicherheitsvorrichtungen und die ebenfalls officiellen Kesselrevisionen allein, wie die Erfahrung gezeigt hat, leider nicht im Stande sind, derartige Unglücksfälle zu verhüten.

Wenngleich wir die hohe Bedeutung der Kessel-Ueberwachungsvereine auch voll und ganz anerkennen, die für unseren heutigen Kesselbetrieb so zu sagen unentbehrlich sind, so können diese trefflichen Organe natürlich für Nachlässigkeit im Betriebe und für Unzuverlässigkeit des Heizerpersonals ebenso wenig verantwortlich gemacht werden, wie für plötzlich sich heranbildende Gefahren (Rohrbruch, Siedeverzug u. s. w.).

Es ist daher eine falsche, ja eine leichtsinnige Selbstberuhigung, wenn sich Kesselbesitzer damit genügen oder darauf verlassen, dass bei einer Kesselrevision Alles in bester Ordnung gefunden wird.

Jeder Kesselbesitzer muss in der Lage sein, fortwährend seine Kessel controliren zu können, was durch die bisher vorgeschriebenen Vorrichtungen, wie oben nachgewiesen, jedoch nicht möglich ist. Es ist hierfür unbedingt eine Controlvorrichtung nöthig, die, wie dies bei dem R. Schwartzkopff'schen Apparate der Fall ist, von jedem beliebigen Punkte aus (Bureau, Werkstatt, Portier-, Wohn- oder sogar event. Schlafzimmer u. s. w.) eine Controle sämtlicher Kessel in jedem Augenblicke bei Tag und Nacht ermöglicht.

Für grössere Kesselanlagen ist eine Central-Controle ebenfalls in einfachster Weise zu bewerkstelligen, indem die von den einzelnen Kesseln abzweigenden Drähte (Vergl. Fig. 116) sämtlich nach einer unter ständiger Aufsicht stehenden Centralstation (etwa analog einer Central-Weichenbude) geleitet werden, woselbst ein entsprechendes Tableau vorhanden ist, dessen Nummern die event. Unregelmässigkeiten oder beginnenden Gefahren der einzelnen Kessel bezeichnen.

Dieses System dürfte sich im Eisenbahnbetriebe besonders für die Werkstätten und Wasserstationen etc. von vornherein empfehlen, da es wohl nur eine Frage der Zeit ist, dass sämtliche solchen Anlagen angehörende Dampfkessel mit dem R. Schwartzkopff'schen Sicherheits-Apparate versehen sein werden.

Fast sämtliche Königlich Preussischen Eisen-

bahn-Directionen haben bereits Apparate angeschafft. Die Königlich Württembergischen und Königlich Sächsischen Staatsbahnen beginnen jetzt auch, dem Apparate ihr Interesse zuzuwenden. — Nachdem nunmehr diese einfache, aber äusserst sinnreiche und praktische Construction von dem Verein deutscher Eisenbahn-Verwaltungen durch die diesjährige Prämiirung in hervorragender Weise ausgezeichnet ist, steht um so mehr zu hoffen, dass die diesem grossen und bedeutsamen Vereine angehörigen Eisenbahn-Verwaltungen voraussichtlich bald und gern geneigt sein werden, sich die enormen und in die Augen springenden Vortheile, welcher dieser Sicherheits-Apparat bietet, zu Nutze zu machen.

Möge die vorstehende Mittheilung und Besprechung dazu beitragen, das Interesse für den R. Schwartzkopff'schen Sicherheitsapparat in immer weitere Kreise zu tragen und mögen vor allen Dingen die nicht mehr fortzuleugnenden Erfolge, welche mit dem Apparate im Kesselbetriebe erzielt sind, von allen Kesselbesitzern als eine Aufforderung betrachtet werden, dem wichtigen Capitel einer rationellen Dampfkesselüberwachung ihre volle Aufmerksamkeit zu widmen zum Nutzen und Heile der Menschheit und zum Ruhme der Technik!

Frankfurt am Main, im September 1885.

G. Schwartzkopff, Regierungs-Baumeister.

Verlag von **Baumgärtner's Buchhandlung**, Leipzig.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung:

## Die wichtigsten Resultate für die Berechnung eiserner Träger und Stützen.

Für den Gebrauch bei Anfertigung baupolizeilicher statischer Berechnungen zusammengestellt und durch zahlreiche der Praxis entlehnte Beispiele erläutert

von  
**H. F. B. Müller-Breslau,**

Professor an der Kgl. techn. Hochschule zu Hannover.

Zweite neu revidirte und vermehrte Auflage. Mit 70 Holzschnitten und 5 lithogr. Tafeln. Gebunden 5 Mark.

## Theorie der eisernen Träger mit Doppelflanschen.

Von

**H. A. Klose.**

Mit 14 Holzschnitten. Gross-Octav. Geheftet 2 Mk. 40 Pf.

## Elemente der graphischen Statik der Bauconstructions für Architekten und Ingenieure.

Von

**H. F. B. Müller-Breslau,**

Professor an der Kgl. techn. Hochschule zu Hannover.

9 Bogen Text in Octav nebst 1 Atlas von 18 Tafeln.

Preis geh. 6 Mark, einfach gebd. 7,50 Mark, eleg. gebd. 8,50 Mark.

## Die Baumechanik.

Ein Lehr- und Handbuch

für Bau- und Gewerbeschulen, sowie zum Privatstudium und zum Gebrauch für Architekten, Bauunternehmer u. s. w. von

**Dr. Julius Wenck,**

Director der herzogl. Baugewerbe- und Gewerbeschule zu Gotha.

Zweite vollständig neubearbeitete Auflage. — Neue gebundene Ausgabe. Mit 148 Figuren. Gr.-8. Gebunden Preis 6 Mark.