

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XX. Band.

4. Heft. 1883.

Ueber den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn,

von Oberbaurath Klingel zu Karlsruhe.

(Hierzu Fig. 7—11 auf Taf. XXI.)

Bei dem Lauf der Wagen auf gerader Bahn kommen neben dem gestreckten Fortlauf noch verschiedene störende Bewegungen vor, welche theils zufälligen Ursachen ihre Entstehung verdanken und theils fortwirkenden Einflüssen zuzuschreiben sind.

Unter die letzteren Bewegungen gehören diejenigen, welche von dem Bau, den Abmessungen und der Massenvertheilung der Wagen herrühren, oder durch dieselben beeinflusst werden und ebenso diejenigen, welche durch die Construction der Bahn hervorgerufen werden.

Die nachfolgende Abhandlung wird sich mit diesen Bewegungen und den Mitteln zu ihrer Verbesserung befassen, während die Folgen vorhandener Fehler der Ausführung und Mängel der Unterhaltung der Wagen, wie der Bahn nicht berücksichtigt werden.

Die Bewegungserscheinungen, welche hier in Betracht kommen sind:

- a) Das Schlingern, Drehung um eine durch den Schwerpunkt des Wagens gelegte Vertikalachse.
- b) Das Wanken oder Rollen, Drehung um eine durch den Schwerpunkt gehende Längsachse.
- c) Das Nicken oder Galoppiren, Drehung um eine durch den Schwerpunkt gelegte Querachse.

Alle sind periodische Erscheinungen, die zwar durch die Mangelhaftigkeiten der Wagen und des Bahngestänges unterstützt werden können, aber der Hauptsache nach ihren Grund nicht in zufälligen Verhältnissen, sondern in fortdauernden Einwirkungen haben.

Derartige Einwirkungen werden veranlasst:

- 1) durch die Conicität der Radreife und
- 2) durch die Schienenstöße.

Die Conicität bewirkt einen schlangenförmigen Lauf der Räder und Achsmittelpunkte, mit Ausbauchungen von der Bahnachse, welche von 0 bis zum halben Spielraum zwischen den Schienen und den Spurkränzen der Räder variiren können.

Diese Schlangenbewegung sucht sich dem auf den Tragfedern ruhenden Wagenbau mitzuthemen, der also dadurch mehr

oder minder in Schwingungen senkrecht auf die Bahnachse versetzt wird.

Jeder Schienenstoss verursacht eine auf- und abwärts gehende Bewegung des darüber rollenden Rades.

Liegen die Stöße der Schienen einander gegenüber, wie dies gewöhnlich der Fall ist, so werden die beiden Räder einer Achse zugleich in vertikale Bewegung versetzt und übertragen diese mehr oder minder auf den betreffenden Wagenteil.

Liegen die Schienenstöße einander nicht gegenüber, so kann dadurch eine gaukelnde Bewegung nach der Seite, ein Wanken veranlasst werden. Da jedoch ein solcher Zustand auf guter gerader Bahn nicht vorkommen wird, so braucht das aus solchem entspringende Wanken hier nicht weiter behandelt zu werden.

Alle genannten Bewegungen, welchen die Räder und Achsen unterworfen sind und auf den Wagen zu übertragen suchen, hängen bezüglich der Zeit ihrer Periode wesentlich von der Fahrgeschwindigkeit ab.

Aber auch der auf den Achsen ruhende Theil des Wagens ist eigenen periodischen Schwankungen unterworfen wenn er dazu veranlasst wird und zwar Schwankungen um die drei erwähnten durch seinen Schwerpunkt gelegten Achsen.

Jede dieser drei Bewegungen hat ihre bestimmte von der Fahrgeschwindigkeit unabhängige Zeit in der eine Schwingung sich vollzieht.

Die durch die Conicität der Räder und die Schienenstöße verursachten Bewegungen und die eigenen Schwingungen des Wagens werden daher auf einander einwirken, sich theils verstärken und theils verschwächen, je nachdem sie mehr oder minder gleich oder entgegengesetzt gerichtet sind.

Die Verstärkungen verursachen die unangenehmen Bewegungen der Wagen, weshalb es die Aufgabe ist zu untersuchen, wann und unter welchen Bedingungen eine Verstärkung der Bewegung eintritt, um derselben durch geeignete Mittel entgegen wirken zu können.

Das Schlingern und Wanken.

Die Oscillationen um eine durch den Schwerpunkt des Wagens gelegte Vertikalachse ist die weitaus am häufigsten bemerkbar auftretende und dann in hohem Grade unangenehme Bewegung, welche beim Lauf der Wagen vorkommt, der auch am schwierigsten zu begegnen ist.

Sucht man die fortdauernde Einwirkung auf, welche geeignet sein kann dieselbe hervor zu bringen, so ergibt sich nur der schlangenförmige Lauf der conischen Räder.

Es ist daher nothwendig zunächst den freien Lauf eines Räderpaares genau zu untersuchen.

Bei dieser rein theoretischen Betrachtung wird vorausgesetzt, dass sowohl die Bahn, als auch die Räder in mathematisch genauem Zustand befindlich sind, also vollständig gerades, paralleles Schienengestänge, Neigung der Schienen gleich der Conicität der Räder, gleicher Durchmesser der letzteren.

Wird ein solches Räderpaar so auf die Bahn gestellt, dass dessen Achse senkrecht auf den Schienen steht und dass die Räder auf gleich grossen Durchmessern die Schienen berühren, so werden die Räder bei der Fortbewegung in vollständig gerader Linie entlang der Bahn laufen.

Für die Praxis muss jedoch angenommen werden, dass im Allgemeinen weder die Achse senkrecht auf den Schienen steht, noch dass deren Mittelpunkt genau senkrecht über der Bahnachse befindlich ist.

Angenommen ein Räderpaar ohne Spurkränze, jedoch von hinreichender Breite sei mit seiner Achse so auf die Schienen gestellt, wie dies A B Fig. 7 Taf. XXI angiebt, so wird beim Fortlauf der Mittelpunkt der Achse eine Curve beschreiben, deren Eigenschaften wir näher untersuchen wollen. Diese Curve wird eine Schlangenlinie sein, welche die Bahnachse in gleichweit von einander abstehenden Punkten schneidet.

Nehmen wir die Mittellinie der Bahn als Abscissenachse an und bezeichnen wir mit:

x und y die Coordinaten,

e die Spurweite der Bahn von Mitte bis Mitte der Schienen, ε und η die Entfernungen des Mittelpunktes der Achse von den beiden Raddurchmessern, welche augenblicklich auf den Schienen aufstehen,

φ den Winkel, den die Radachse mit der auf die Schienen senkrechten Linie bildet,

r den Halbmesser der Räder in der Entfernung $\frac{e}{2}$ von der Mitte der Achse,

r_1 und r_2 die Halbmesser auf welchen die Räder augenblicklich laufen.

γ die Conicität der Radreifen und

ρ den Krümmungshalbmesser der Curve,

so hat man:

$$\varepsilon + \eta = \frac{e}{\cos \varphi}$$

und

$$\left(\frac{\varepsilon + \eta}{2} - \varepsilon \right) \cos \varphi = y$$

woraus

$$\eta - \varepsilon = \frac{2y}{\cos \varphi}$$

ferner

$$r_1 = r + \frac{\gamma y}{\cos \varphi}$$

$$r_2 = r - \frac{\gamma y}{\cos \varphi}$$

endlich hat man nach Fig. 8 Taf. XXI

$$\rho - \eta : \rho + \varepsilon = r_2 : r_1$$

und daraus

$$\rho = \frac{\eta r_1 + \varepsilon r_2}{r_1 - r_2}$$

die Werthe von r_1 und r_2 substituirt giebt nach Reduction

$$\rho = \frac{r(\eta + \varepsilon) \cos \varphi + \gamma \gamma (\eta - \varepsilon)}{2 \gamma y}$$

ferner durch Substitution der Werthe von $\varepsilon + \eta$ und $\eta - \varepsilon$

$$\rho = \frac{r e + \frac{2 \gamma y^2}{\cos \varphi}}{2 \gamma y} = \frac{r e}{2 \gamma y} + \frac{y}{\cos \varphi}$$

der Ausdruck des Krümmungshalbmessers unter der Voraussetzung, dass dy constant, ist

$$\rho = \pm \frac{\left(1 + \frac{dy^2}{dx^2}\right)^{\frac{3}{2}}}{\frac{d^2x dy}{dx^3}}$$

es ist ferner $\frac{y}{\cos \varphi}$ die Normale der Curve und der Ausdruck für diese ist

$$\frac{y}{\cos \varphi} = y \left(1 + \frac{dy^2}{dx^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

wir haben also

$$\pm \frac{\left(1 + \frac{dy^2}{dx^2}\right)^{\frac{3}{2}}}{\frac{d^2x dy}{dx^3}} = \frac{r e}{2 \gamma y} + y \left(1 + \frac{dy^2}{dx^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

da im vorliegenden Fall y gegen x sehr klein ist und daher $\frac{dy^2}{dx^2}$ so klein, dass es gegen 1 vernachlässigt werden kann,

so reducirt sich die Gleichung auf

$$\pm \frac{dx^3}{d^2x dy} = \frac{r e}{2 \gamma y} + y.$$

Setzen wir $\frac{r e}{2 \gamma} = a$ und $\frac{dx}{dy} = p$, so ist

$$d^2x = dp dy$$

daher

$$\pm \frac{p^3 dy^3}{dp dy^2} = \frac{a + y^2}{y}$$

oder

$$\pm \frac{dp}{p^3} = \frac{y dy}{a + y^2}$$

Diese Gleichung führt in ihrer weiteren Behandlung auf sehr grosse Schwierigkeiten, sie kann aber dadurch vereinfacht werden, dass man y^2 gegen a vernachlässigt. Dies kann, wie man sich leicht durch numerische Ausrechnung überzeugt, ohne alle Beeinträchtigung der Genauigkeit geschehen.

Wir haben daher wenn wir das obere Zeichen beibehalten

$$\frac{dp}{p^3} = \frac{y dy}{a}$$

und durch Integration

$$-\frac{1}{2 p^2} = \frac{y^2}{2 a} - \frac{c}{2}$$

wenn wir nämlich die Constante $= -\frac{c}{2}$ setzen.

Daraus ergibt sich

$$p = \pm \sqrt{\frac{a}{ac - y^2}}$$

und für p seinen Werth gesetzt

$$dx = \pm \sqrt{a} \frac{dy}{\sqrt{ac - y^2}}$$

oder anders geordnet

$$dx = \pm \sqrt{a} \frac{\frac{dy}{\sqrt{ac}}}{\sqrt{1 - \frac{y^2}{ac}}}$$

Durch nochmalige Integration erhält man nunmehr

$$x = \pm \sqrt{a} \arcsin \frac{y}{\sqrt{ac}} + c_1$$

Diese ist die Gleichung der Curve, in der nur noch die Werthe der beiden Constanten c und c₁ zu ermitteln sind.

Nimmt man den Anfangspunkt der Coordinaten in einem der Durchschnittspunkte der Curve mit der Abscissenachse an, so ist hierfür x = 0, y = 0, also auch arcsin = $\frac{y}{\sqrt{ac}} = 0$, daher

$$c_1 = 0$$

Zur Bestimmung von c nehmen wir die grösste Verschiebung der Achse, d. h. den Scheitel der Curve.

Bezeichnen wir diese grösste Verschiebung mit m, so muss für dieselbe

$$\frac{m}{\sqrt{ac}} = 1$$

sein, weil hierbei der Sinus den grössten Werth annehmen muss. Wir erhalten also

$$c = \frac{m^2}{a}$$

Die Gleichung wird daher, wenn wir zugleich für a seinen Werth einsetzen und nur das obere Zeichen beibehalten

$$x = \sqrt{\frac{re}{2\gamma}} \cdot \arcsin \frac{y}{m} \dots \dots (1)$$

und hiermit ist die Entwicklung der Gleichung der Schlangenlinie vollendet.

Die nähere Betrachtung ergibt folgendes:

Für y = 0 wird

$$x = \sqrt{\frac{re}{2\gamma}} \cdot (0, \pi, 2\pi, 3\pi \dots \dots)$$

womit sich die Durchschnittspunkte der Curve mit der Abscissenachse ergeben.

Für y = m wird

$$x = \sqrt{\frac{re}{2\gamma}} \cdot \left(\frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2} \dots \dots \right)$$

welches die Abscissen der Curvenscheitel ergibt.

Die Werthe von y sind die Ordinaten eines Kreises vom Halbmesser = m und die Werthe von $\frac{y}{m}$ die Ordinaten eines Kreises vom Halbmesser = 1.

Ferner ist die Länge einer ganzen Schlangenwindung

$$l = 2\pi \sqrt{\frac{re}{2\gamma}} \dots \dots (2)$$

Hieraus ergibt sich, dass die Länge der Schlangenwindungen

von dem Werth von m, der Verschiebung der Achse unabhängig ist, dagegen ist sie abhängig von dem Werth des Ausdrucks unter dem Wurzelzeichen und da die Spurweite e constant ist, bleiben nur r und γ, der Radhalbmesser und die Conicität der Reife, welche auf die Wellenlänge Einfluss haben.

l wächst mit zunehmendem Werth von r und mit abnehmendem Werth von γ. Ist keine Neigung der Radreife vorhanden, sind diese cylindrisch gedreht, so wird γ = 0, daher l = ∞, die Räder laufen gerade, ohne Schlangenwindungen.

Der Vollständigkeit wegen geben wir nachfolgend auch die Ausdrücke für die übrigen in Betracht kommenden Grössen an, lassen aber der Kürze wegen deren Ableitung weg.

$$y = m \sin \left[\frac{180x}{\pi \sqrt{\frac{re}{2\gamma}}} \right] \dots \dots (3)$$

$$\cos \varphi = 1 - \frac{(m^2 - y^2)\gamma}{re} \dots \dots (4)$$

$$\varrho = \frac{re}{2\gamma y} \dots \dots (5)$$

Für verschiedene gebräuchliche Radhalbmesser und Conicitäten erhält man aus Gl. (2) die in Col. 3 der folgenden Tabelle angegebenen Werthe von l. Col. 4 enthält ferner die Geschwindigkeiten in Kilometern per Stunde, welche den Wellenlängen entsprechen, wenn diese jeweils in einer Sekunde zurückgelegt werden. Ueber die Werthe der Col. 5 wird später das Nöthige angegeben werden.

Tabelle 1.

1	2	3	4	5
Conicität γ	Rad- halb- messer r mm	Wellenlänge l m	Geschw. per Stunde V km	Länge der Periode der Wagen- bewegung L m
$\frac{1}{20}$	450	16,32	58,8	301
"	500	17,21	61,9	356
"	550	18,05	65,0	414
"	600	18,85	67,9	474
$\frac{1}{16}$	450	14,60	52,6	270
"	500	15,39	55,4	319
"	550	16,14	58,1	370
"	600	16,86	60,7	424

Bisher wurde eine völlig freie, ungehinderte Bewegung des Räderpaares vorausgesetzt. Wir gehen nunmehr über zu den Folgen der Beschränkungen, welche dem Lauf der Räder auferlegt werden und betrachten zunächst die Einwirkung der Spurkränze.

Angenommen ein Räderpaar mit Spurkränzen sei so auf die Schienen gestellt, wie dies durch A B Fig. 9 Taf. XXI angedeutet ist.

Wären keine Spurkränze vorhanden, so würde der Mittelpunkt der Achse die Curve abc durchlaufen, in Folge der Spurkränze kann der Lauf in dieser Curve aber nur von a bis d geschehen, denn wenn die Achse in die Position A₁ B₁ gelangt ist, so stösst der eine Spurkranz bei f an die Schiene,

reibt sich an dieser und bewirkt dadurch eine Verschiebung in der Richtung der Achse. Dieses dauert so lange bis die letztere in der Position $A_2 B_2$ angelangt ist, in der sie senkrecht auf den Schienen steht. Der Mittelpunkt der Achse gelangt dabei nach b_1 , in der Weise, dass die Entfernung $b_1 g$ von der Schiene gleich der Länge $d f$ ist.

Vom Punkt b_1 aus wird dann der Mittelpunkt der Achse die flachere Curve $b_1 c$ durchlaufen, für welche m Gl. (2) gleich der Länge $b_1 h$ ist und nicht mehr ohne äussere Veranlassung aus dieser, bezw. ihrer Verlängerung heraustreten, die Curve $b_1 c$ rückwärts verlängert trifft wieder in a ein.

Von b_1 ab werden die Spurkränze die Schienen nur zeitweise berühren, sich aber nicht mehr an denselben reiben.

Die grösste Ordinate der flacheren Curve $a b_1 c$ ist also jeweils die Hälfte des Gesamtspielraumes der Räder in dem Gleise, an der Achse gemessen.

Eine weitere Beschränkung des freien Laufs der Räder wird durch die Achsenhalter der Wagen veranlasst, welche gewöhnlich nur geringen Spielraum gewähren, so dass der Winkel φ , den die Achse mit der Normalen auf die Schienen bildet, nur innerhalb sehr kleiner Grenzen schwanken kann.

Fig. 10 Taf. XXI stellt ein Räderpaar dar, dessen Beweglichkeit durch die mit dicken Linien angedeuteten Achsenhalter beschränkt ist.

Die Achse stehe anfänglich senkrecht auf den Schienen in der angegebenen Position $A B$, so dass der Spurkranz des einen Rades die Schiene berührt.

Wären keine Achsenhalter vorhanden, so würde der Mittelpunkt der Achse in der Curve $a d c g \dots$ ablaufen. Bei Vorhandensein der Achsenhalter kann aber die Achse in dieser Curve nur bis in die Position $A_1 B_1$ gelangen, in der sie mit der Normalen $d n$ den Winkel φ_{\max} bildet, den die Achsenhalter gestatten.

Von d ab ist der Achsmittelpunkt gezwungen in der Tangente $d e$ an die Curve weiter zu laufen bis zum Durchschnittspunkt e mit der Abscissenachse. Von hier ab gewinnt er wieder freien Lauf, aber in der flacheren Curve $e f g_1 \dots$, welche durch die Grösse des Winkels φ_{\max} bedingt ist.

Auch hier findet keine Reibung zwischen den Spurkränzen und Schienen statt, im Gegentheil werden die ersteren um so viel weiter von den Schienen weg bleiben je kleiner der Maximalwerth des Winkels φ ist.

Es ergibt sich nämlich aus Gl. (4) wenn wir $y = 0$ setzen

$$\cos \varphi_{\max} = 1 - \frac{m^2 \gamma}{r e}$$

und daraus

$$m = \sqrt{\frac{r e}{\gamma} (1 - \cos \varphi_{\max})}$$

je kleiner also φ_{\max} ist desto grösser ist $\cos \varphi_{\max}$ und desto kleiner ist m .

Wenn es sich daher allein um den Lauf der Wagen auf gerader Bahn handeln würde, so wäre es am vortheilhaftesten den Spielraum in den Achsenhaltern so klein als möglich zu machen.

Von den Lenkachsen, welche in neuerer Zeit öfter verwendet werden, sind hier zunächst nur die sogenannten freien

zu betrachten d. h. die Lenkachsen von denen jede selbstständig und unabhängig von den übrigen Achsen des Wagens sich bewegen kann.

Das Princip einer solchen Lenkachse erfordert schon eine möglichst freie Bewegung. Für den Lauf des Fahrzeugs auf gerader Bahn bedeutet dies eine solche Beweglichkeit, dass den Rädern gestattet ist Schlangenlinien mit der grössten Ausbauchung zu durchlaufen, so dass der Spielraum zwischen den Schienen und den Spurkränzen der Räder vollständig ausgenutzt wird und dass die Spurkränze abwechselnd rechts und links bis an die Schienen anlaufen.

Dass eine derartige Einrichtung, wenn nicht in irgend einer Weise ein Widerstand damit verbunden ist, der sich dem leichten Drehen der Achse entgegengesetzt und dasselbe mehr auf das Durchfahren der Curven beschränkt, der Beförderung des geraden Laufs der Wagen geradezu nachtheilig ist, bedarf keines weiteren Beweises.

Bei zweiachsigen Wagen oder zweiachsigen Drehgestellen wird jedes Räderpaar für sich in der Schlangenlinie abzulaufen suchen, die seinen Verhältnissen entspricht.

Da die Conicität bei allen Rädern als gleich vorausgesetzt werden muss und ebenso die Durchmesser der auf einer Achse befindlichen Räder, so handelt es sich nur um die Durchmesser der einzelnen Räderpaare. Diese werden im Allgemeinen, je nach der Dicke der Radreife verschieden sein.

Die Folge davon ist eine Interferenz in der Bewegung des Wagens oder Drehgestelles. Die Achsmittelpunkte werden bald beide nach rechts oder links gehen, bald wird der eine Mittelpunkt nach rechts gehen während der andere nach links geht, mit allen Zwischenstufen des Uebergangs vom einen Zustand in den andern.

Im ersten Fall, wenn die Bäuche der beiden Ablaufcurven gleich gerichtet sind, wird eine periodische Verschiebung des ganzen Wagens von einer Seite auf die andere eintreten, welche ein Wanken des Wagenkastens zur Folge haben wird. Sind dagegen die Bäuche der Curven entgegengesetzt gerichtet, so wird eine periodische Drehung des Wagens um eine Vertikalachse, ein Schlingern entstehen.

Diese beiden Bewegungserscheinungen, von denen das Schlingern die unangenehmere ist, namentlich weil sich dabei die Wirkung nach den Enden des Wagens zu steigert, während bei dem Wanken sich die Bewegung gleichmässig auf die ganze Länge des Wagens vertheilt, werden noch verstärkt durch den etwa vorhandenen Spielraum, den die Achsenlager auf den Achsschenkeln haben, sowie durch den Spielraum der Achsenbüchsen in den Achsenhaltern in der Querrichtung auf die Bahnachse; weil dadurch der Wagenkasten grössere Excursionen nach rechts und links machen kann.

Die erwähnten Bewegungen sind deutlich wahrnehmbar in den Wagen selbst. Ein gleichstarkes Schwanken findet nicht statt, sondern ein fortwährend zu- und abnehmendes.

Die Lenkachsen, welche in irgend einer Weise so mit einander verbunden sind, dass sich nur beide zugleich und in entgegengesetzter Richtung drehen können, werden auf den Lauf der Wagen in gerader Bahn theils vortheilhaft und theils nachtheilig einwirken.

Die Zahlen wurden dadurch erhalten, dass der betreffende Wagen auf einem Gleise des Werkstättehofes aufgestellt und durch Mannschaft in der entsprechenden Richtung in Schwingungen versetzt wurde. Wenn diese in gehörige Gleichmässigkeit gerathen waren wurden jeweils während 30 Sekunden die Schwingungen gezählt. Diese Versuche wurden so oft als nöthig wiederholt und die arithmetischen Mittel daraus genommen.

Die Besetzung der Wagen in den mit besetzt bezeichneten Columnen bestand jeweils aus 20 Mann.

Im Ferneren ergaben sich durch die Versuche die in den Col. 12 und 13 der Tabelle angegebenen Schwingungsweiten um die Vertikalachse und die Anzahl der Oscillationen, welche der Wagen, nachdem er frei gelassen war, bis zum Ausschwingen noch machte.

Die Schwingungsweite ist die ganze Bewegung, welche die Stirnwand des Wagens ausführte, während die Räder ruhig auf den Schienen standen.

Das schnelle Ausschwingen ist durch die Kleinheit der Bewegung bei grossen Reibungs- und andern Widerständen zu erklären.

Die Interferenzbewegung der Räder und des auf den Tragfedern ruhenden Oberbaues.

Die Bewegung der Räder in der Richtung senkrecht auf die Bahnachse findet nach Gl. (1) und (3) im Verhältniss des Sinus eines Kreises vom Halbmesser m statt, wobei letzteres die grösste Ausbauchung der Schlangenlinie bedeutet.

Sieht man daher von der Bewegung längs der Bahn ab, zieht mit dem Halbmesser m einen Kreis und in diesem einen Durchmesser senkrecht auf die Bahnachse, so wird sich der Mittelpunkt der Wagenachse auf diesem hin und her bewegen und zwar mit Geschwindigkeiten, welche dem \cos inus versus des von der Bahnachse aus gerechneten Winkels proportional sind.

Man kann sich daher vorstellen, der Achsmittelpunkt durchlaufe die Peripherie des Kreises mit gleichmässiger Geschwindigkeit. Zu einem Umlauf braucht er dann dieselbe Zeit, wie zu einem Hin- und Herlauf in dem Durchmesser und wie zur Zurücklegung einer Welle der Schlangenlinie.

Die eigenen Bewegungen des Wagens sind, wie bereits erwähnt, durch Federkräfte beeinflusst. Auch sie stehen daher bezüglich ihrer Geschwindigkeit im geraden Verhältniss des \cos . vers. von Kreisen, in der Weise, dass wenn man sich z. B. für das Schlingern die halbe Masse des Wagens auf einen Punkt (den Achsmittelpunkt) reducirt denkt, der um den halben Radstand von der Vertikalachse absteht, diese Masse sich auf dem Durchmesser eines Kreises hin und her bewegt. Diese Bewegung vollzieht sich zum Theil wirklich in gerader Linie und zum Theil in Kreisbogen, der Halbmesser der letzteren ist aber stets so gross, dass bei den kleinen Bewegungen, die hier in Betracht kommen, diese als geradlinig angesehen werden können.

Auch hier kann also sinnbildlich angenommen werden, dass die halbe Wagenmasse die Peripherie des betreffenden Kreises (dessen Durchmesser die Schwingungsweite Col. 12 Tab. 2 ist) mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchläuft.

Diese zwei Kreisbewegungen sind in Fig. 11 Taf. XXII

dargestellt. Während der Punkt A (der Mittelpunkt der Wagenachse) die Kreisbewegung um den Punkt c ausführt, läuft M (die halbe Masse des Wagens) planetenartig um den ersteren herum.

Das Schlingern ist daher die Interferenz von zwei Kreisbewegungen, bezw. von deren Projectionen auf eine Linie senkrecht auf die Bahnachse.

Wenn daher der Halbmesser des Kreises in dem sich der Punkt A bewegt $= m$ und der Halbmesser des Kreises in dem sich die Masse M bewegt $= r$ ist und wenn ferner α und β die Winkel bezeichnen, welche zu den augenblicklichen Kreisbewegungszuständen gehören, wenn endlich z die Entfernung der Masse M von ihrer Ruhelage, d. h. von der Bahnachse bedeutet, so hat man

$$z = m \cdot \sin \alpha + r \cdot \sin \beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

oder wenn man mittelst der Fahrgeschwindigkeit das Verhältniss der Zahl der Kreisläufe der Masse M zu einem Kreislauf des Punktes A ausrechnet und dieses n setzt

$$z = m \cdot \sin \alpha + r \cdot \sin n \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Darin ist m constant, r dagegen ist veränderlich, es kann zwischen 0 und der grössten Schwingungsweite des auf den Schienen stehenden Wagens (vergl. Tab. 2 Col. 12) schwanken.

Die Bestimmung von z auf numerischem Weg wäre schwierig und sehr weitläufig, weil der Werth von r von verschiedenen Einwirkungen abhängig ist, darunter namentlich von dem schnellen Ausschwingen (Col. 13 Tab. 2).

Die Sache lässt sich dagegen einfach und genügend auf graphischem Weg darstellen.

Die Winkelgeschwindigkeit der Masse M ist constant, die Winkelgeschwindigkeit des Punktes A ist dagegen veränderlich und jedenfalls nicht grösser, wohl aber in der Regel kleiner, als die erstere.

Nehmen wir zunächst an, die Winkelgeschwindigkeit in beiden Kreisen sei gleich, also $n = 1$, dann ist der Halbmesser r des Kreises der Masse M stets eine gerade Fortsetzung des Halbmessers m Fig. 20, also wird fortdauernd die Centrifugalkraft den Halbmesser r zu vergrössern suchen, die Masse M wird in einer Spirale um den Mittelpunkt c des Grundkreises herum laufen bis der durch die Federkraft von r (des Bandes mit dem A und M verbunden gedacht werden müssen) hervorgerufene Widerstand der weiteren Verlängerung ein Ziel setzt.

In der so in Beharrungszustand gekommenen Bewegung wird dann die Masse M in einem Kreis vom Halbmesser $m + r_{\max}$ um den Punkt c herum laufen.

Projicirt man die verschiedenen Orte, welche die Masse M augenblicklich einnimmt auf den Durchmesser $b b_1$ Fig. 20 und denkt sich diesen langsam fortschreitend, so erhält man die Fig. 20 a als Diagramm der in diesem Durchmesser hin und her schwingenden Masse, wie sie ein registrierender Apparat aufzeichnen würde.

Dieses auf den Wagen übertragen würde ergeben, dass eine unausgesetzte Einwirkung zur Vergrösserung der Schwingungsamplitude vorhanden wäre, der nur durch die Kraft der als Blattfedern wirkenden Achsenhalter Einhalt geboten würde.

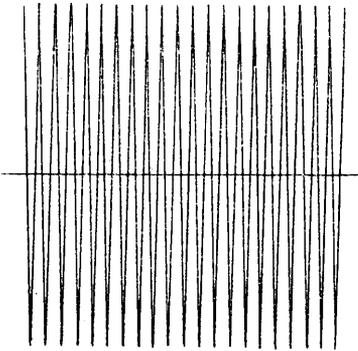
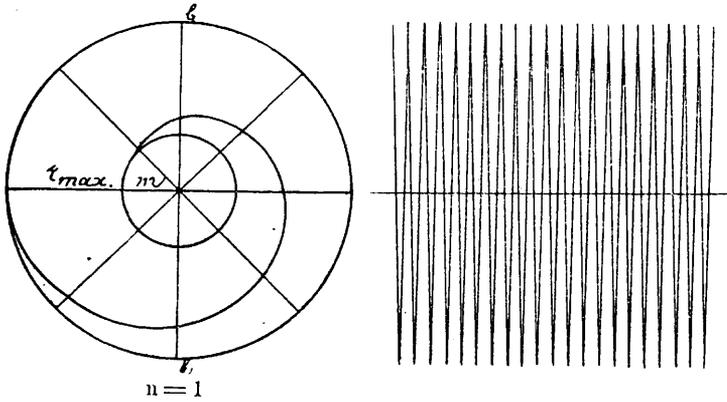
Da sich aber diese Schwingungen zweimal oder mehr in der Sekunde wiederholen würden, so müsste daraus eine unausstehliche, ja selbst gefährliche Bewegung entstehen.

Glücklicherweise gehört hierzu eine Fahrgeschwindigkeit (nach Tab. 1 und 2 nicht unter 100 km per Stunde), welche bei den Bahnen gewöhnlicher Art kaum je vorkommen wird.

Käme sie aber in besonderen Fällen doch zur Anwendung, so müsste der störenden Bewegung durch andere Mittel, von denen später die Rede sein wird, abgeholfen werden.

Fig. 20.

Fig. 20a.



Ist die Winkelgeschwindigkeit von A kleiner, als die von M, also $n > 1$, so wird die Masse M theils hinter dem Punkt A zurück bleiben und theils demselben voraus eilen. Die Folgen hiervon sind aus Fig. 11 Taf. XXI ersichtlich. Geht die Masse durch den Punkt d_1 hinter den Durchmesser $d_1 b_1$ zurück, so wird sie durch den Punkt A_1 in dem Quadranten $d_1 a_1$ geschleppt und daher der Halbmesser r vergrößert. Dieses setzt sich unter Umständen im zweiten Quadranten $a_1 b_1$ noch etwas fort bis die Geschwindigkeit von M in der Richtung $a_1 A_1$ diejenige von A_1 in der gleichen Richtung überholt, was im Punkt f_1 eintreten soll. Von hier ab durch den Rest des 2ten Quadranten, sowie durch den 3ten und 4ten findet kein Schleppen mehr statt, also auch keine Vergrößerung von r .

Die Masse würde sich also von f_1 ab durch den Kreis $f_1 b_1 d_1$ bewegen, wenn nicht das S. 118 erwähnte Ausschlagen eintreten würde, durch welches während des ganzen Laufs von f_1 über b_1 bis d_1 eine fortwährende Verkleinerung von r stattfinden würde.

Der wirkliche Lauf der Masse M während eines Umlaufs um den Punkt c ist daher durch die innere Curve $d_2 a_1 f_1 b_2 d_2$ dargestellt in der r von d_2 bis f_1 wächst, von hier aus wieder abnimmt und schliesslich wieder auf die Grösse $A_1 d_2$ zurück kommt, um von da aus abermals zu wachsen u. s. f.

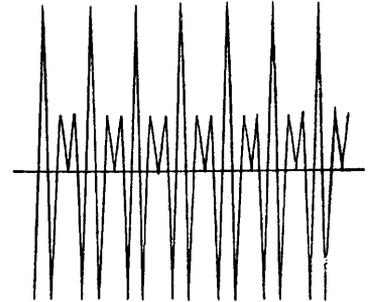
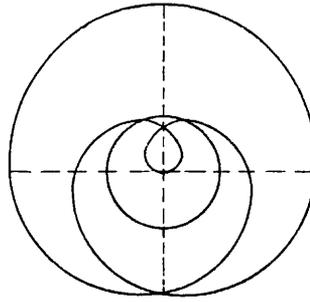
Sucht man nun für verschiedene Werthe von n genügend viele Orte, welche die Masse bei ihren planetenartigen Umläufen unter Berücksichtigung der erwähnten Einflüsse einnimmt und verbindet diese durch eine Curve, so erhält man den Weg, den die Masse durchläuft.

Die Figuren 21 bis 26 stellen diese Curven für die Werthe von $n = : 1,5 . 2 . 2,5 . 3 . 3,5$ und 4 dar und zwar unter folgenden Verhältnissen: Der Durchmesser des Grundkreises kann bis 25^{mm} betragen (dem grössten gestatteten Spielraum der Räder in dem Gleise), wir nehmen indessen an, die Räder

seien noch in gutem Zustand, der Spielraum betrage nur 15^{mm} , also m sei $7,5^{\text{mm}}$. Ferner nehmen wir an, die Schwingungsweite der Masse von dem Punkte A aus, also r_{max} betrage 15^{mm} , damit stellen die Curven die natürliche Grösse der Be-

Fig. 21.

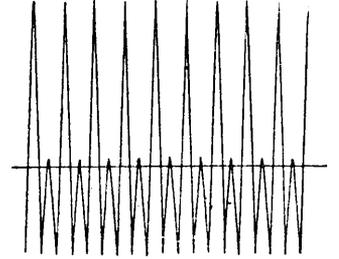
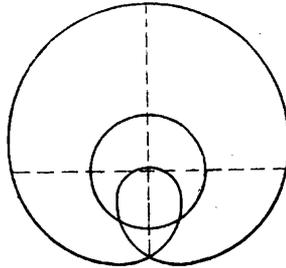
Fig. 21a.



$n = 1,5$

Fig. 22.

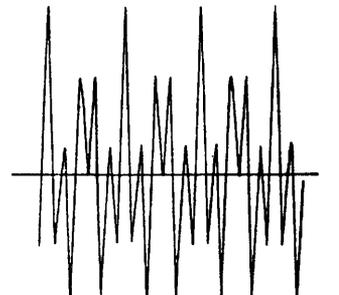
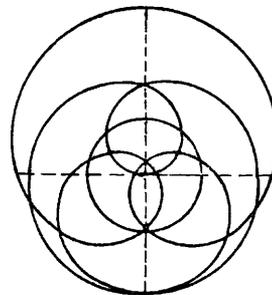
Fig. 22a.



$n = 2$

Fig. 23.

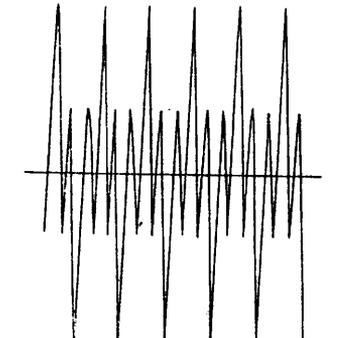
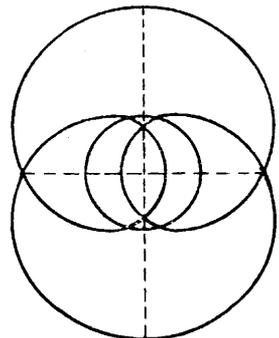
Fig. 23a.



$n = 2,5$

Fig. 24.

Fig. 24a.



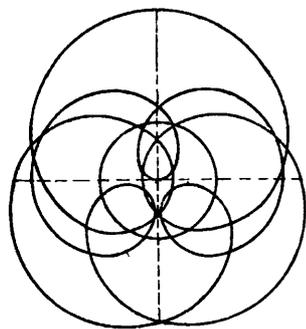
$n = 3$

wegungen im Beharrungszustand dar. (Hierzu kommt allerdings noch ein Zuschlag zur Bewegungsweite, der durch das Wanken des auf den Federn ruhenden Wagenkastens in Folge der höheren Lage seines Schwerpunktes entsteht.)

Projicirt man wieder die Orte der Masse M auf einen langsam fortschreitenden Durchmesser, so erhält man die Figuren 21 a bis 26 a als Diagramme der wirklichen Bewegungen der Masse, welche also auch den wirklichen Bewegungen des Wagenkastens entsprechen.

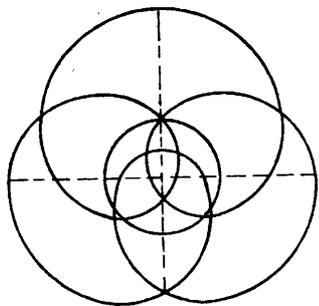
Hat n innerhalb der obigen Grenzen andere als die angegebenen Werthe, so entstehen ähnliche Diagramme, die aber um so complicirter sind, je mehr sich die Werthe von m und r von der einfachen Commensurabilität entfernen.

Fig. 25.



n = 3,5

Fig. 26.



n = 4

Fig. 25 a.

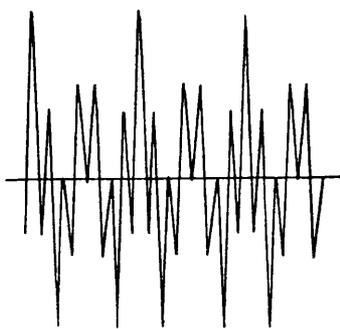
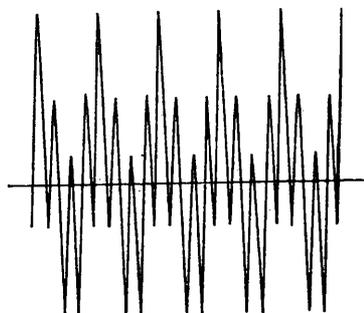


Fig. 26 a.



Vergleicht man die Figuren 21 a bis 26 a mit den Diagrammen, welche mittelst registrierender Apparate bei Fahrten mit Wagen aufgenommen wurden und berücksichtigt dabei die Unregelmässigkeiten, welche durch äussere Veranlassungen hinzugekommen und leicht erkennbar sind, so wird man eine gewisse Uebereinstimmung nicht verkennen.

Die Interferenzbewegung in Folge des Vorhandenseins von zwei oder drei Wagenachsen.

Diese Erscheinung ist schon S. 116 ff behandelt worden. Wir haben daher nur nachzutragen in welchen Bahndistanzen die gleichen Bewegungszustände des Wagens sich wiederholen.

Bezeichnen wir mit:

r den Halbmesser der Räder der einen Endachse,

r₁ den der Räder der andern Endachse,

l u. l₁ die Längen der zugehörigen Schlangenwindungen,

L die Bahnlänge in der die Bewegung des Wagens wieder in den gleichen Zustand zurückkehrt, wie anfänglich,

so kommen, wenn r und l grösser sind, als r₁ und l₁ auf x Wellenlängen l, x + 1 Wellenlängen l₁, also ist

$$l x = l_1 (x + 1)$$

und daraus

$$x = \frac{l_1}{l - l_1}$$

Nach Gl. (2) hat man

$$l_1 = l \sqrt{\frac{r_1}{r}}$$

und damit

$$x = \frac{\sqrt{r_1}}{\sqrt{r} - \sqrt{r_1}}$$

daher ist

$$L = \frac{l \sqrt{r_1}}{\sqrt{r} - \sqrt{r_1}} \dots \dots \dots (9)$$

Wenn also z. B. ein reines Schlingern des Wagens stattfindet, so wird dasselbe beim Fortlauf abnehmen und allmählich nach Zurücklegung der Entfernung $\frac{L}{2}$ in ein reines Wanken übergehen um in der Entfernung L vom Anfangspunkt wieder in den Zustand des Schlingerns zurückzukehren.

Für eine Differenz von 45^{mm} zwischen r und r₁ erhält man z. B. für die verschiedenen in Tab. 1 angegebenen Werthe von r die in Col. 5 derselben Tabelle beigeetzten Werthe von L.

Je nach dem Unterschied der Raddurchmesser wird daher die Periode der gleichen Bewegung des Wagens in Bahnlängen eintreten, die zwischen $\left\{ \begin{matrix} L \\ \infty \end{matrix} \right\}$ Meter schwanken.

Das Nicken.

Die Bewegungen um die horizontale Querachse des Wagens sind, wie bemerkt, bei weitem nicht so unangenehm, als das Schlingern. Wir können uns daher hier kurz fassen.

Wenn ein zweiachsiger Wagen über einen Schienenstoss fährt, so wird er in vertikale Bewegung versetzt und zwar, wenn die Geschwindigkeit klein ist, beim Ueberlaufen der Vorderräder in Drehung um die Hinterachse und beim Ueberlaufen der Hinterräder in Drehung um die Vorderachse.

Die dadurch entstehenden Stösse werden um so stärker ausfallen, je grösser das einerseits von der Drehachse befindliche Uebergewicht des Wagenkastens ist.

Daher rührt die öfters sehr harte, Hammerschlägen ähnliche Bewegung zweiachsiger Wagen bei kleiner Geschwindigkeit, wenn sie über Schienen laufen, deren Enden schon ziemlich abgestossen, oder deren Laschen nicht ganz fest angezogen sind.

Dreiachsige Wagen verhalten sich in dieser Beziehung besser, in Folge der Unterstützung durch die Mittelachse, weil hierbei die Wagenkästen nicht in gleichem Maasse jeder kleinen Einsenkung der Bahn, wie sie namentlich an den Schienenstössen vorkommt, nachgeben.

Dies alles gilt aber nur so lange die Geschwindigkeit des Wagens so klein ist, dass die entstehende Bewegung ausschlagen kann bis die zweite Achse an den gleichen, oder die erste Achse an den nächsten Schienenstoss gelangt. Ist aber die durch den Schienenstoss verursachte Bewegung noch nicht ganz zur Ruhe gekommen bis ein zweiter Impuls erfolgt, dann wird eine zusammengesetzte Bewegung entstehen, die im weiteren Fortlauf des Wagens unter Umständen eine periodische werden kann und bei dieser findet die Drehung um die durch den Schwerpunkt gedachte Querachse statt.

Bei einem dreiaxigen Wagen werden die genannten Bewegungen auch bei kleiner Geschwindigkeit nicht um die Endachsen stattfinden, aber auch nicht um die Mittelachse, weil über der letzteren ebenfalls Federn befindlich sind. Man sieht aber sofort, dass die Mittelachse dazu beitragen wird, den Wagen leichter in periodische Drehung zu bringen.

Das Maximum der periodischen Schwingungen wird unter folgenden Umständen eintreten:

Bezeichnen wir mit:

v die Geschwindigkeit des Wagens in der Sekunde in Meter,

V die Geschwindigkeit desselben in Kilometern pro Stunde,

n die Anzahl der Schwingungen, welche der Wagen in einer Sekunde um die Querachse ausführt,

R den Radstand und

l die Schienenlänge in Meter,

so hat man folgendes:

Wenn der Wagen n Schwingungen in einer Sekunde macht,

so braucht er zu einer halben Schwingung $\frac{1}{2n}$ Sekunden. Wenn

die Schwingungen sich auf ein Maximum steigern sollen, so muss der Wagen in derselben Zeit den Weg R zurücklegen, seine Geschwindigkeit muss daher betragen

$$v = 2 n R$$

$$V = 2 \cdot 3,6 n R = 7,2 n R.$$

Ein solches Maximum kann aber weiter nur eintreten, wenn auch die Schienenlänge dazu beiträgt, dass die Achsen zur gehörigen Zeit über die Stösse rollen, um weitere Impulse zu geben.

Dieser Fall wird eintreten, wenn

$$l = \frac{v}{n} = 2 R \text{ ist.}$$

Setzt man z. B. $n = 1$ (siehe Tab. 2), so werden Bewegungsmaximas eintreten bei folgenden Werthen von R , v , V und l .

Tabelle 3.

1	2	3	4	1	2	3	4
R	$v=2R$	$V=7,2R$	$l=2R$	R	$v=2R$	$V=7,2R$	$l=2R$
m	m	km	m	m	m	km	m
3	6	21,6	6	5,5	11	39,6	11
3,5	7	25,2	7	6	12	43,2	12
4	8	28,8	8	6,5	13	46,8	13
4,5	9	32,4	9	7	14	50,4	14
5	10	36,0	10	7,5	15	54,0	15

Schienen von mehr als 10 Meter Länge giebt es nun allerdings wenige, aber auch bei Schienen von der halben Länge stellen sich ähnliche Bewegungsmaximas ein.

Daraus erklärt sich, dass hier und da bei verhältnissmässig kleiner Geschwindigkeit ein starkes Nicken stattfindet.

Mittel zur Verbesserung der Wagenbewegung.

Zur Verbesserung der Bewegungen bei den Typen von Wagen, welche gegenwärtig im Gebrauch sind, können, ohne wesentliche Aenderungen an deren Construction zu beanspruchen, folgende Mittel in Anwendung gebracht werden:

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. XX. Band. 4. Heft 1883.

A. Gegen das Schlingern und Wanken.

1. Verwendung von cylindrisch oder schwach conisch gedrehten Radreifen;
2. Räder von möglichst grossem Durchmesser;
3. möglichst geringer Spielraum der Achsenbüchsen der Endachsen in den Achsenhaltern, sowohl der Bahnrichtung, als auch der Wagenachsenrichtung nach;
4. steife Achsenhalter;
5. Fürsorge bei der Construction der Wagen, damit die Trägheitsmomente möglichst klein ausfallen;
6. ein möglichst grosser Radstand;
7. das Festspannen der Buffer.

ad 1. Das beste Mittel, die periodischen Bewegungen des Wagens, soweit sie das Schlingern und Wanken betreffen, aufzuheben, wäre die Verwendung cylindrischer Radreifen. Es fragt sich daher nur, ob damit nicht Nachteile verbunden wären, welche die Vortheile, die damit erzielt werden könnten, nicht nur aufheben, sondern sogar überwiegen würden.

Cylindrische Reife wurden zu verschiedenen Zeiten angewendet, man kam aber immer wieder davon ab, weil man gefunden zu haben glaubte, dass dadurch ein starkes Anlaufen der Spurkränze an den Schienen und damit eine beträchtlich grössere Abnutzung beider veranlasst wird.

Es ist wirklich nicht zu verkennen, dass bei Anwendung cylindrischer Reife die Wagen beim Durchfahren gerader Strecken, ähnlich wie in den Curven, lediglich nur durch die Spurkränze der Räder in der Bahn gehalten werden, während bei conischen Reifen die Bewegung in der Schlangenlinie eine in sich geschlossene ist, ohne Wirkung nach aussen. Letztere würde daher der Spurkränze gar nicht bedürfen, wenn nicht den äusseren durch Ungenauigkeiten der Bahn etc. hinzukommenden Einflüssen begegnet werden müsste.

Die Aussicht auf Erfolg ist daher bei der Anwendung cylindrischer Reife sehr gering.

Schwach conische Reife scheinen dagegen, wenigstens für Bahnen mit vielen geraden Strecken, auf denen mit grosser Geschwindigkeit gefahren wird, namhafte Vortheile zu bieten, ohne dabei wesentliche Nachteile im Gefolge zu haben.

Räder mit Reifen von geringer Conicität werden, so fern die letztere nicht allzu klein ist, immer noch in der Schlangenlinie ablaufen, ohne sich mit den Spurkränzen an den Schienen zu reiben. Nur die Länge der Schlangenwindungen wird um so mehr wachsen, je weniger die Lauffläche der Reife von der Cylinderfläche abweicht.

Die Verlängerung der Schlangenwindung wirkt nun sehr vorthellhaft auf die Erzielung eines ruhigeren Ganges der Wagen, indem sie den Impuls zur Seitenbewegung auf eine grössere Zeitdauer erstreckt. Dadurch werden diese Bewegungen langsamer ausgeführt und verlieren damit bedeutend an Intensität.

Bezeichnen wir für zwei verschiedene Zustände mit:

l und l_1 die Längen der Schlangenwindungen,

γ < γ_1 die Conicitäten,

V < V_1 die Fahrgeschwindigkeiten,

v < v_1 die Schwingungsgeschwindigkeiten der Seitenbewegungen,

t und t_1 die Zeiten, in der eine Schlangenwindung zurück gelegt wird und

$a < a_1$ die Schwingungsamplituden, so haben wir folgendes:

1. Bei gleicher Fahrgeschwindigkeit die Gleichung (2) ergibt das Verhältniss

$$l^2 : l_1^2 = \gamma_1 : \gamma$$

ferner ist

$$l : l_1 = t : t_1$$

und da sich bei jeder Länge l und l_1 eine Seitenschwingung vollzieht

$$v : v_1 = l_1 : l.$$

Sodann verhalten sich die Amplituden wie die Geschwindigkeiten

$$a : a_1 = v : v_1 = l_1 : l$$

daher erhält man

$$a_1 = a \frac{l}{l_1} = a \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma}} \dots \dots (10)$$

2. Bei gleicher Zeit, in der die Schlangenwindungen durchlaufen werden, hat man

$$l : l_1 = V : V_1$$

woraus man erhält

$$V_1 = V \frac{l_1}{l} = V \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma_1}} \dots \dots (11)$$

Im ersteren Fall verhalten sich also die Schwingungsamplituden wie die Wurzeln aus den Conicitäten, im zweiten Fall die Fahrgeschwindigkeiten umgekehrt wie die Wurzeln aus den Conicitäten.

Ein Beispiel wird die Einwirkung der Conicitäten sofort deutlich zeigen.

Nehmen wir Räder von 550^{mm} Halbmesser, die bei der Neigung von $\frac{1}{20}$ der Lauffläche nach Tab. 2 eine Schlangenwindung von 18,05^m Länge ergeben. Wird die letztere in einer Sekunde zurück gelegt, so gehört hierzu eine Fahrgeschwindigkeit von 65 km in der Stunde.

Die eigene Bewegung des Wagens, unter dem die Räder laufen, sei ferner derart, dass er 2,5 Schwingungen um die Verticalachse in der Sekunde macht.

Damit wird der Wagen bei der Geschwindigkeit von 65 km mehr oder minder die schlingernde Bewegung ausführen, welche durch Fig. 23a dargestellt ist.

Behalten wir diesen Wagen mit den angegebenen Verhältnissen bei, verringern aber die Conicität der Reife von $\frac{1}{20}$ auf $\frac{1}{50}$, so ergibt sich folgendes:

Die Länge der Schlangenwindung beträgt nunmehr

$$l_1 = 28,52^m$$

während die Ausbauchung die gleiche bleibt.

Da der Wagen 2,5 Schwingungen in der Sekunde ausführt und dabei 18,05^m Bahnlänge zurücklegt, so wird er auf 28,52^m Bahnlänge

$$\frac{2,5 \cdot 28,52}{18,05} = \text{rund } 4$$

Schwingungen machen; er braucht aber hierzu

$$\frac{28,52}{18,05} = 1,58 \text{ Sekunden.}$$

Bei 4 Schwingungen auf eine Schlangenwindung wird der Wagen Bewegungen ähnlich Fig. 26a ausführen.

Nach Gl. (10) ergibt sich aber hierfür die Amplitude

$$a_1 = 0,63 a$$

Bei der Neigung von $\frac{1}{20}$ führt also der Wagen Bewegungen aus, die durch Fig. 23a dargestellt sind und bei der Neigung von $\frac{1}{50}$ ähnliche Bewegungen wie Fig. 12a. Da aber

der Impuls zu den letzteren sich auf 1,58 Sekunden vertheilt, während er im ersteren Fall in einer Sekunde verläuft, so werden sich unter sonst gleichen Umständen die Amplituden der Wagenbewegungen bei der schwachen Conicität noch nicht auf $\frac{2}{3}$ der Amplituden bei der stärkeren Conicität erstrecken.

Die Unannehmlichkeit des Schlingerns wird daher durch Annahme einer geringeren Neigung der Radreife nicht unwesentlich herabgemindert, namentlich wenn man, was wohl berechtigt sein wird, annimmt, dass die Einwirkung auf die Mitfahrenden in grösserem, als dem einfachen Verhältniss der Amplituden abnimmt.

Legt der Wagen die Schlangenwindung von 28,52^m ebenfalls in einer Sekunde zurück, so ergibt sich aus Gl. (11) die Fahrgeschwindigkeit

$$v_1 = 103 \text{ km.}$$

Der Wagen mit $\frac{1}{50}$ Neigung der Reife führt daher bei 103 km Geschwindigkeit genau dieselben Bewegungen und mit gleicher Intensität aus, wie der Wagen mit $\frac{1}{20}$ Neigung der Reife bei 65 km Fahrgeschwindigkeit.

Die Unannehmlichkeit der Bewegungen wird also durch Verringerung der Conicität der Reife von den kleineren Fahrgeschwindigkeiten auf grössere verlegt, in dem vorliegenden Beispiel auf eine solche, die wenig oder nie angewendet wird.

Nach dem Gesagten ist daher nicht zu verwundern, wenn verschiedene Bahnen mit schwach geneigten Reifen gute Erfahrungen gemacht haben wollen.

Der einzige Nachtheil, der durch die Anwendung einer kleineren Conicität allenfalls entsteht, wird eine etwas grössere Abnutzung der Laufflächen der Vorder-Räder in den Curven sein, weil in diesen die Räder entsprechend mehr auf den Schienen schleifen werden.

Bei welchem Verhältniss ein Gleichgewicht zwischen den Vor- und Nachtheilen eintreten wird, kann indessen nur durch die Erfahrung festgestellt werden.

Daher muss dringend angerathen werden, ausgedehnte Versuche mit Radreifen von kleiner Conicität anzustellen.

ad 2. Ein grosser Durchmesser der Wagenräder ist aus dem vorentwickelten Grunde von Vortheil, weil hierdurch die Länge der Schlangenwindung vergrössert und die Unannehmlichkeit der Seitenbewegungen ebenfalls vermindert wird.

ad 3. Ein kleiner Spielraum der Büchsen der Endachsen in den Achsengabeln der Bahnachse nach führt nach S. 116 zu einer kleineren Ausbauchung der Schlangenlinie, also zu einem verminderten Impuls zu Seitenbewegungen.

Zu einem Spielraum der Achsenbüchsen der Endachsen in den Haltern der Querrichtung nach, der grösser ist, als für die ungehinderte Bewegung der Büchsen nothwendig, ist gar kein Grund vorhanden, wohl aber wirkt ein solcher grösserer Spielraum dadurch höchst nachtheilig, dass er dem Wagen grössere Seitenbewegungen gestattet.

ad 4. Die Achsenhalter sind, wie bereits bemerkt, als Blattfedern zu betrachten, welche den in Seitenbewegung gekommenen Wagenkasten in seine Ruhelage zurück zu führen suchen.

Sind diese Federn schwach, so wird der Wagen langsame Schwingungen von grosser Amplitude ausführen, sind sie stark, so kommt der Wagen in schnellere Vibrationen von kleinerer Schwingungsweite.

Langsame Schwingungen von grosser Amplitude sind aber sehr nachtheilig. Würde der Wagen z. B. in der Sekunde nur eine Schwingung machen, so würde bei $\frac{1}{20}$ Neigung der Radreihe nach Tab. 1 schon bei Geschwindigkeiten von 59 bis 68 km per Stunde eine Wagenschwingung auf eine Schlangenumwindung der Räder kommen und dadurch die höchst unangenehme Bewegung eintreten, welche Fig. 20a dargestellt ist.

Schnellere Schwingungen sind zwar auch nicht angenehm, aber das kleinere Uebel, zumal durch das Kleinerwerden der Schwingungsamplituden die Geschwindigkeiten der Seitenbewegungen nicht geändert werden.

Daher wird es vortheilhaft sein, die Achsenhalter gehörig stark zu machen.

ad 5 und 6. Auf die Vortheile kleiner Trägheitsmomente und grosser Radstände wurde S. 117 hingewiesen.

ad 7. Das Festspannen der Buffer ist ein altbewährtes Mittel, um das Schlingern der Wagen zu verhindern, oder wenigstens abzuschwächen und dabei doch die Möglichkeit der Verschiebung der einander gegenüberstehenden Wagenenden beim Durchfahren der Curven und besonders bei der Ein- und Ausfahrt zu bewahren.

Alles dieses wird aber ohne übermässiges Anspannen der Buffer um so wirksamer geschehen können, je mehr dem Schlingern bereits durch andere Mittel entgegen gewirkt ist.

B. Gegen das Nicken.

Die im Ganzen wenig bedeutende periodische Bewegung der Wagen um die horizontale Querachse wird keine Veranlassung geben, bei der Bestimmung der Schienenlänge und der Radstände der Wagen darauf Rücksicht zu nehmen, zumal auch die Zuggeschwindigkeiten einen wesentlichen Einfluss auf das Nicken haben und daher was für eine Geschwindigkeit gut wäre, bei einer anderen minder gut wirken würde.

Dagegen übt, wie S. 117 angegeben, ein möglichst kleines Trägheitsmoment in Bezug auf die Querachse und ein grosser Radstand im Allgemeinen einen günstigen Einfluss aus, um auch hier eine sanftere Bewegung zu erzielen.

Das Hauptmittel gegen das Nicken besteht aber hier gleichfalls in dem Festspannen der Buffer, da hierdurch die Verticalbewegungen der Wagenenden abgeschwächt werden.

Karlsruhe, Februar 1883.

Ueber zweckmässige Materialvertheilung bei den Schienenprofilen.

Von Dominik Miller, Ingenieur in München.

(Hierzu Fig. 1—6 auf Taf. XXI.)

Die Querschnittsformen der in neuerer Zeit verwendeten Stahlschienen zeigen noch grösstentheils eine ungünstige Materialvertheilung. Es wird daher selten mit dem Grenzwert der Tragfähigkeit die vortheilhafteste Ausnutzung der Schienen erreicht.

Dies soll an einem Schienenprofile, das seit einigen Jahren von einer deutschen Bahnverwaltung verwendet wird, nachgewiesen werden. In Fig. 1 Taf. XXI ist dieses Profil dargestellt; es hat eine Höhe von 130,5^{mm}, eine Kopfbreite von 58^{mm}, eine Fussbreite von 105^{mm} und eine Stegdicke von 11^{mm} in der Mitte; die Laschenanschlussflächen haben eine Neigung von 1:4. Die Querschnittsdimensionen des Profils wurden nach der Methode von Mohr ermittelt (siehe Fig. 1 und 3). Der Flächeninhalt beträgt 40^{cm}, das Trägheitsmoment ist 927^{cm}⁴, das Widerstandsmoment, wenn a den Abstand der äussersten Faser von der Schwerachse bedeutet ist:

$$W = \frac{927}{a} = \frac{927}{6,55} = 141,5 \text{ cm}^3$$

Nachdem der Kopf 10^{mm} abgenutzt ist, hat das Profil noch eine Querschnittsfläche von 35^{cm}, ein Trägheitsmoment

von 773,4^{cm}⁴ und ein Widerstandsmoment von

$$W = \frac{773,4}{6,35} = 112 \text{ cm}^3 \text{ rund.}$$

Die abgenutzte Fläche ist in Fig. 1 Taf. XXI schraffirt.

Es ist allgemein bekannt, dass eine geringe Zunahme der Stärke des Steges von der Mitte nach oben und unten für den Walzprocess günstig ist, doch schliesst das nicht aus, dass auch Schienenprofile mit parallelem Stege, ohne grösseren Kostenaufwand, leicht gewalzt werden können, was die älteren Schienenprofile verschiedener Bahnen und auch das neue Stahlschienenprofil der Rheinischen Bahnen zur Genüge darthun.

Den Neigungswinkel α der Laschenanschlussfläche am Schienenkopf mit der Horizontalebene schlägt Winkler p. 102 vor, so zu wählen, dass $\text{tg } \alpha = 0,4$ bis 0,5 wird.

Nehmen wir nun in Fig. 1 parallelen Steg an, halten den Punkt, in welchem sich die Laschenanschlusslinien des Schienenkopfes in der Verticalachse schneiden — 94^{mm} über Schienenfuss — fest, construiren diese Linien mit einer Neigung von 1:2 oder $\text{tg } \alpha = 0,5$ und schlagen die hierdurch gewonnene Fläche von 303^{cm} oben am Kopfe zu, so erhalten wir

eine Schiene von 136^{mm} Höhe, welche in Fig. 1 punktirt ist. Diese Schiene hat bei gleichem Flächeninhalt mit der ursprünglichen ein Trägheitsmoment von 1004^{cm⁴} und ein Widerstandsmoment von

$$W = \frac{1004}{a} = \frac{1004}{6,6} = 152 \text{ cm}^3,$$

also ein Widerstandsmoment das um 10^{cm³} grösser ist als das des vorgelegten Profils.

Suchen wir nun den Punkt auf, bis zu welchem die neu construirte Schiene abgenutzt werden darf, bis sie dasselbe Trägheitsmoment von 773,4^{cm⁴} besitzt, wie das ursprüngliche abgenutzte Profil, so finden wir, dass dies bei einer Höhe von ungefähr 12^{mm} der Fall ist. — Die abgenutzte Fläche ist in Fig. 4 Taf. XXI schraffirt. — Das Widerstandsmoment des ausgenutzten neu construirten Profils ist

$$W = \frac{773,4}{6,35} = 122 \text{ cm}^3 \text{ rund,}$$

also dasselbe, wie das der ursprünglichen abgenutzten Schiene.

Dagegen besitzt die neue Schiene nur mehr eine Querschnittsfläche von 33,8^{cm²}, es werden also 1,2^{cm²} mehr abgenutzt bis die Schiene unbrauchbar wird, gegenüber der alten Schiene.

Nach Funk tritt (den ungünstigsten Fall ins Auge gefasst) bei stärkerem Gefälle als 1:60 und bei Curven von kleinen Radien eine Abnutzung der Schiene von 1^{mm} Höhe beim Passiren von einer Bruttolast mit rund 2,6 Millionen Tonnen ein. Nach der preussischen Eisenbahnstatistik vom Jahre 1876 treffen pro Kilom. Hauptgleis rund 1,3 Millionen Tonnen Bruttolast pro Jahr.

Hiernach würde die ursprüngliche Schiene eine Zeitdauer von $\frac{2,6 \cdot 10}{1,3} = 20$ Jahren haben, während die neu construirte

$\frac{2,6 \cdot 12}{1,3} = 24$ Jahre benutzt werden kann.

Eine Schiene mit parallelem Steg und einer Laschenanschlussneigung von 1:2, welche nach dem Vorgesagten mit dem Grenzwert der Tragfähigkeit auch die grösste Ausnutzung besitzt, ist so viel mir bekannt, zur Zeit bei den badischen Staatsbahnen und Schweizer Nord-Ostbahn in Gebrauch.

Das Ganze, soeben vorgeführte, soll keine Kritik üben, sondern nur darthun, dass es aus theoretisch, ökonomischen Gründen angezeigt ist neue Stahlschienenprofile ähnlich wie Fig. 4 Taf. XXI zeigt zu construiren d. h. mit parallelem Steg und $\text{tg } \alpha = 0,5$. Wollte man selbst die Zunahme der Stegdicke von der Mitte nach oben und unten beibehalten, so ist es doch immer noch angezeigt die vorbenannte Laschenanschlussneigung zu nehmen, da hierdurch bei gleichem Querschnitte eine Abnutzungshöhe erzielt wird, die über 1^{mm} grösser ist als die der ursprünglichen Schiene.

Es ist auch leicht, wenn am Kopfe und Fusse gleiche Anschlussflächenneigung der Laschen gewünscht wird, einen entsprechenden Fuss zu construiren, dessen Querschnittsfläche ebenso gross ist, wie bei der ursprünglichen Schiene, ohne dass sich das Widerstandsmoment wesentlich ändert.

Untersucht man die beiden Schienenprofile in Bezug auf

Unterhaltungs- und Beschaffungskosten nach der von Bödecker in der deutschen Bauzeitung vom Jahre 1879 pag. 269 entwickelten Art und Weise, so fallen die Resultate ganz entschieden zu Gunsten des neu construirten Profils aus. Es bezeichne wie dort

p den abnutzbaren Querschnitt des Schienenkopfes hier 500 und 620^{qmm},

q den Querschnitt der abgenutzten Schiene, hier 3500 und 3380^{qmm} — dann ist das Verhältniss $\frac{p}{q}$ bei der alten

Schiene $\frac{1}{7}$, bei der neuen $\frac{1}{5,5}$ —

u die jährliche Abnutzung des Schienenkopfes in qmm.

n = $\frac{p}{u}$ die ganze Dauer der Schiene in Jahren,

m den Beschaffungspreis von 1^{qmm} Schienenquerschnitt auf 1 km Länge = 1,4 Mk.,

(1—s) m den Altwerth von 1^{qmm} ausgenutzten Schienenprofils, wobei s zu 0,65 angenommen wurde,

k die Kosten des Auswechslens von 1 km Schienenstrang = 70 Mk.,

ℳ die Beschaffungskosten von 1 km neuer Schienen und α die kapitalisirten Unterhaltungskosten,

dann ist für die Neubeschaffung und Unterhaltung von 1 km Schienenstrang einmal auszugebende Summe, deren Zinsen die gesammten jährlichen Kosten der Schienen repräsentiren

$$\mathcal{M} + \alpha = m(p + q) + \frac{m(p + s q) + k}{\left(1 + \frac{z}{100}\right)^n - 1}$$

Für die verschiedenen Werthe von n sind unter Zugrundelegung eines Zinsfusses z von 4% für beide Schienenprofile die entsprechenden Kosten $\mathcal{M} + \alpha$ in folgender Tabelle zusammengestellt.

Jährlich abgenutzter Querschnitt u qmm	130,5 ^{mm} hohe Schiene		136 ^{mm} hohe Schiene	
	Dauer der Schiene n Jahre	Kapitalisirte Kosten pro km Schiene ℳ + α = Mk.	Dauer der Schiene n Jahre	Kapitalisirte Kosten pro km Schiene ℳ + α = Mk.
5	100	5680	124	5702
10	50	6382	62	6062
30	17	9850	20,7	8307
50	10	13920	12,4	12082

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass die ursprüngliche Schiene nur bei 5^{qmm} jährlicher Abnutzung um einen ganz geringen Betrag billiger ist als die neu construirte. Trägt man die Resultate der Tabelle graphisch auf, so sieht man, dass sich die beiden Kostencurven bei 5,4^{qmm} schneiden, es stellen sich also bei dieser jährlichen Abnutzung die Kosten gleich; bei einer darüber gehenden, sowie bei mittelstarker und starker Abnutzung dagegen, ist die neue Schiene um Vieles billiger.

Zum Schlusse sei noch bemerkt, dass in neuerer Zeit die österreichischen Staatsbahnen Normalprofile für Querschwellen mit parallelem Steg und einer Laschenanschlussneigung von $\text{tg } \alpha = 0,4$ construiert haben.

München, im Januar 1883.

Zur Frage der Betriebssicherheit der Eisenbahngleise, speciell der wirklichen Anstrengung der Fahrschienen.

Von F. Loewe, o. Professor an der Technischen Hochschule in München.

(Hierzu Fig. 1—20 auf Taf. XXII.)

Die Frage nach der zulässigen Spannung von Eisenbahngleissträngen ist in den letzten Jahren wiederholt in Anregung gebracht worden, besonders nachdem höchst beunruhigende Unfälle beim Bahnbetriebe Zweifel über die Zulänglichkeit der Oberbauconstructions veranlasst hatten, dann auch, als von einzelnen Ingenieuren gelegentlich der Projectirung von Localbahnen die Ansicht ausgesprochen wurde, es dürfe bei diesen wegen dem geringeren Gewichte der Fahrzeuge und wegen der kleineren Fahrgeschwindigkeit derselben ein höherer Spannungswerth wie bei den Hauptbahnen zugelassen werden.

Es war damit, wie immer in diesem Falle, in erster Linie die zulässige Zug- und Druckspannung für Durchbiegungen in der Verticalebene gemeint unter der Voraussetzung, dass ein allen sonstigen praktischen Anforderungen entsprechend geformtes und mit Rücksicht auf die vertical gerichteten Angriffskräfte hinreichend stark gewähltes Profil der Schienen sich bei solider Befestigung derselben namentlich auch den seitlichen Betriebseinwirkungen gewachsen zeigen werde.

In der That können die von der Seite erfolgenden höchst complicirten Angriffe der Räder zur Zeit theoretisch so wenig verfolgt werden, dass ein Versuch hierzu geradezu als aussichtslos und müssig bezeichnet werden könnte. Andererseits aber lässt sich die Frage nach der zulässigen Zug- und Druckspannung für eine durch Verticalkräfte angestrenzte Bahnschiene bestimmter beantworten, als dies bisher geschehen ist, und zwar nur mit Zuhilfenahme theoretischer Untersuchungen. Diese dürfen freilich in ihrer Bedeutung nicht überschätzt werden; es würde von Mangel an praktischem Sinn und Verständniss für die Sache zeugen, wollte man auf theoretischem Wege die wirkliche Sachlage direct feststellen. Es ist dies, wie gewöhnlich in derartigen Fällen, deshalb nicht möglich, weil die in die Rechnung einzuführenden gesetzmässigen Voraussetzungen und Annahmen fast niemals der derben Wirklichkeit entsprechen. Man darf daher solche theoretische Betrachtungen nur als Mittel zur Bildung eines Urtheils über die thatsächlichen Verhältnisse betrachten, auf Grund dessen sodann eine mehr oder weniger wahrscheinliche Annahme für dieselben gemacht werden kann. So sind insbesondere die im Folgenden ausgeführten Rechnungen aufzufassen. Sie beziehen sich in erster Linie auf die zulässige Spannung der Hauptbahnschienen, über deren wirklichen Werth man zur Zeit keine bestimmte Vorstellung hat.

Nach der bisher wohl von allen Ingenieuren festgehaltenen Berechnungsweise ergibt sich die für die Fahrschienen der Eisenbahnen als zulässig zu erachtende Spannung aus der Biegungsgleichung

$$\text{Max. } \mathfrak{M} = \sigma \frac{\Theta}{m} \text{ zu } \sigma = \frac{\text{Max. } \mathfrak{M}}{\frac{\Theta}{m}}$$

wenn man den von Winkler*) eingeführten Momentenwerth $\text{Max. } \mathfrak{M} = 0,1887 P l$ (P = grösster Raddruck, l = Schwellendistanz von Mitte zu Mitte) und für $\frac{\Theta}{m}$ das sogenannte Widerstandsmoment des Schienenprofils einsetzt (Θ = Trägheitsmoment des Schienenprofils für die horizontale Schwerpunktsaxe, m = Abstand der äussersten gezogenen, resp. gedrückten Faser vom Schwerpunkt). Für die zur Zeit gebräuchlichen Schienen findet man hiernach

$$\begin{aligned} \sigma &= \text{ca. } 750 \text{ kg/cm}^2 \text{ für Eisen,} \\ \sigma &= \text{ca. } 1000 \text{ < < Stahl,} \end{aligned}$$

Werthe, welche ungefähr der Hälfte jener Spannungen gleichkommen, bei welchen die sogenannte Elasticitätsgrenze erreicht wird. Umgekehrt wird bei der Untersuchung der Widerstandsfähigkeit, von Bahnschienen in der Weise verfahren, dass man für das entworfene Profil der Schiene den Schwerpunkt und das Trägheitsmoment (Θ) für die horizontale Schwerpunktsaxe bestimmt, das Widerstandsmoment sammt den obigen Spannungswerthen und dem Winkler'schen Werth des Angriffsmomentes in die Biegungsgleichung einsetzt und zusieht, ob dieselbe erfüllt wird oder nicht. Im letzteren Falle wird das Profil und damit der Werth von $\frac{\Theta}{m}$ verändert, bis die gewünschte Gleichheit hinreichend genau stattfindet.

Der in solcher Weise fixirte Werth der zulässigen Spannung ist ein rein ideeller, insofern er einem Werthe des Angriffsmomentes zugehört, welcher der Wirklichkeit nicht entspricht. Letzterer gilt, wie bekannt, nur für ruhend gedachte Verkehrslasten und unter der Voraussetzung, dass die Schienenunterlagen absolut unverdrückbar sind. Sobald man noch irgend einen der die Anstrengung der Eisenbahnschienen mitbedingenden Faktoren in Rechnung bringt, so erhält man einen anderen Werth des Angriffsmomentes und damit auch einen anderen diesem zugehörigen Werth für die zulässige Spannung. Dieser Werth wird überhaupt bei jeder Construction um so grösser angenommen werden dürfen, je genauer die thatsächliche Anstrengung bestimmt werden kann. Wäre man im Stande, die stärkste je vorkommende Anstrengung (für jeden Theil einer Construction) mit voller Sicherheit festzustellen, könnte man also sämtliche Einflüsse, welchen die einzelnen Theile ausgesetzt sind, genau ihrer Grösse nach rechnerisch in Rücksicht ziehen, dürfte endlich auch vollkommene Gleichartigkeit des verwendeten Materials vorausgesetzt werden, so bestände über die Wahl der zulässigen Spannung kaum ein Zweifel: Es dürfte dann mit dieser Spannung im Allgemeinen jedenfalls bis zur sogenannten Elasticitätsgrenze gegangen werden, wobei

*) Vorträge über Eisenbahnbau, 1. Heft Eisenbahn-Oberbau von Dr. E. Winkler. 3. Auflage, Prag 1875 S. 248 und S. 250.

bleibende Deformationen, die vielleicht unzulässig wären, nicht eintreten, oder besser gesagt, so verschwindend klein ausfallen, dass sie nur mittelst feiner Instrumente nachweisbar sind, und wobei man dann jedenfalls auch über den Einfluss der Anstrengungs-Dauer beruhigt sein könnte. In vielen, vielleicht den meisten, Fällen könnte man mit der zulässigen Spannung entschieden über die Elasticitätsgrenze gehen, falls die immerhin noch geringfügigen bleibenden Formänderungen entweder wegen ihrer Kleinheit ganz übersehen werden dürften, oder aber durch eine besondere Behandlung der einzelnen Constructionstheile vor ihrer Verwendung künstlich herbeigeführt würden, wodurch den Störungen vorgebeugt wäre, welche etwa durch ein späteres Hervortreten der Deformationen in der fertigen Construction entstehen könnten.

Dass man mit den in Stabilitätsberechnungen einzuführenden Werthen der zulässigen Spannung faktisch gewöhnlich weit unterhalb jenen Grenzen bleibt, hat eben seinen Grund darin, dass nur die wenigsten der auf die Anstrengung der Construction Einfluss nehmenden Umstände rechnerisch verfolgt werden können und deshalb nichts anderes übrig bleibt, als diese durch Annahme empirisch bestimmter Sicherheitscoefficienten in Rücksicht zu bringen. Hierdurch wird aber nicht etwa der Effect erzielt, dass die wirklichen Spannungen in der Construction das eingeführte geringe Mass der zulässigen Spannung nicht überschreiten, sondern dass sie nicht allzuweit über die Elasticitätsgrenze, und vielleicht nicht gar zu nahe an die Bruchgrenze hin steigen. Durch die nothgedrungene Benutzung von Sicherheitscoefficienten wird also der wirkliche Zustand einer Construction verhüllt, so dass vielleicht mancher Constructeur erschrecken würde, falls er zur richtigen Erkenntniss der thatsächlich auftretenden Spannungen gelangte. Im Folgenden sollen in erster Linie die wirklichen Spannungen der Haupt-eisenbahn-Schienen untersucht werden. Es wird dabei das Querschwellensystem in's Auge gefasst werden, welches zur Zeit auf den meisten Bahnlinien besteht, für welches besonders lang-jährige Erfahrungen vorliegen und bei welchem das übliche Schienenprofil den wirklichen Angriffen entsprechend erachtet werden kann.

Auf die Anstrengung, welche ein Schienenstrang bei der Durchbiegung in verticaler Ebene erleidet, haben hauptsächlich die folgenden Umstände Einfluss:

1. Die Stellung der Fahrzeuge gegen den zu untersuchenden Querschnitt;
2. die Zusammendrückbarkeit der Unterlagen sammt jener des Bettungskörpers und des eigentlichen Dammkörpers;
3. Ungleichmässigkeiten in der Schienenunterstützung
 - a) wegen ungleichmässiger Unterstopfung der Schwellen,
 - b) weil Theile von Kunstbauten einzelne starre Unterstützungsstellen darbieten;
4. das Bewegtsein der Verkehrslasten, welche bei Feststellung der gefährlichen Laststellungen als ruhend betrachtet werden müssen. Durch das Bewegtsein vermehrt sich aber die Anstrengung
 - a) durch die Wirkung der Tragfedern an den Fahrzeugen,
 - b) wegen der bei der Verticaldurchbiegung der Schienen entstehenden verticalen Centrifugalkraft und der durch

Unebenheiten etc. der Bahn bedingten Stosswirkung der bewegten Last,

- c) wegen des Wechsels der Spannungsintensität im Material;
5. die Schiefstellung der Schienen auf den Unterlagen und excentrische Wirkungen auch der vertical gerichteten Drucke;
6. atmosphärische Einflüsse, sowie Material- und Fabrikationsfehler.

Die unter 5 und 6 aufgeführten Umstände sind den anderen gegenüber von untergeordneter Bedeutung, insofern entweder ihre Wirkung verschwindend klein ist, oder durch sie nur Formen der unregelmässigen Abnutzung bedingt werden. Sie können deshalb auch im Folgenden ausser Betracht bleiben.

§ 1. Allgemeines aus der Theorie des continuirlichen Trägers.

Bekanntlich gilt für zwei auf einander folgende Oeffnungen eines continuirlichen Trägers, welche nach Fig. 1 Taf. XXII die Längen l_{p-1} und l_p haben und je durch eine Last P, resp. Q belastet sind, wenn zugleich die sie begrenzenden Stützstellen die Abstände c_{p-1} , c_p und c_{p+1} von einer Horizontalen besitzen, die Relation*)

$$\begin{aligned} & \mathfrak{M}_{p-1} l_{p-1} + 2 \mathfrak{M}_p (l_{p-1} + l_p) + \mathfrak{M}_{p+1} l_p = \\ & = + 6 s \Theta \left[\frac{c_{p+1} - c_p}{l_p} + \frac{c_p - c_{p-1}}{l_{p-1}} \right] - \\ & - \frac{1}{l_{p-1}} P p (l_{p-1} - p) (l_{p-1} + p) - \frac{1}{l_p} Q q (l_p - q) (2 l_p - q). \quad (1) \end{aligned}$$

In dieser Gleichung bedeuten:

\mathfrak{M}_{p-1} , \mathfrak{M}_p , \mathfrak{M}_{p+1} die Angriffsmomente der äusseren Kräfte für die Stützpunkte, die sogenannten Auflagermomente,

s den Elasticitätsmodul des Trägermaterials,

Θ das Trägheitsmoment des Trägerquerschnitts für die durch den Schwerpunkt desselben senkrecht zur Kraftebene gezogene Biegeschwerachse.

Man erhält diese Gleichung bekanntlich in einfacher Weise, wenn man für eine beliebige Oeffnung l_u zwischen den Stützpunkten μ und $(\mu + 1)$ des continuirlichen Trägers Fig. 3 Taf. XXII die Ausdrücke

$$\begin{aligned} \text{tg } \tau_\mu &= - \frac{c_{\mu+1} - c_\mu}{l_\mu} + \frac{1}{6 s \Theta} \left\{ 2 \mathfrak{M}_\mu l_\mu + \mathfrak{M}_{\mu+1} l_\mu + \right. \\ & \left. + \frac{1}{l_\mu} P p (l_\mu - p) (2 l_\mu - p) \right\} \\ \text{tg } \tau_{\mu+1} &= - \frac{c_{\mu+1} - c_\mu}{l_\mu} - \frac{1}{6 s \Theta} \left\{ \mathfrak{M}_\mu l_\mu + 2 \mathfrak{M}_{\mu+1} l_\mu + \right. \\ & \left. + \frac{1}{l_\mu} P p (l_\mu - p) (l_\mu + p) \right\} \quad (2) \end{aligned}$$

für die Winkel τ_μ und $\tau_{\mu+1}$ sucht, welche die elastische Linie an den Stützstellen mit dem Horizont bildet, und sodann

*) Diese Relation, die verallgemeinerte Clapeyron'sche Gleichung findet sich in Bresse, Cours de Mécanique appliquée, III. Partie, Paris 1865 pag. 12. Oben ist, theilweise entgegen den Annahmen bei Bresse, die Biegungcurve auf ein rechtwinkliges Achsensystem XOY (Fig. 2 Taf. XXII) bezogen, die Auflagerreaction nach aufwärts positiv angenommen und das Angriffsmoment positiv gedacht, wenn es eine gegen die X-Achse convexe Krümmung bewirkt, bei Aufstellung der Momentengleichungen endlich stets das links von einem Querschnitt gelegene Trägerstück betrachtet. — Siehe sodann: Weyrauch, Allgemeine Theorie und Berechnung der continuirlichen und einfachen Träger. Leipzig 1873.

mittelst derselben den Winkel τ_ρ , welcher sowohl der Oeffnung $l_{\rho-1}$, als l_ρ angehört, doppelt ausdrückt.

Manchmal ist es zweckmässig, den Einfluss der Belastung einer Oeffnung durch jene Auflagermomente auszudrücken, welche sich bei der gleichen Belastung für dasselbe Trägerstück ergeben würden, falls dieses an seinen gleich hoch gelegenen Stützpunkten horizontal eingespannt wäre. Fig. 4 Taf. XXII.

In diesem Fall ist nämlich $\text{tg } \tau_\mu = \text{tg } \tau_{\mu+1} = c_\mu = c_{\mu+1} = 0$, folglich, wenn $(\mathcal{M})_{\rho}''$ und $(\mathcal{M})_{\rho}'$ die Angriffsmomente an den Einklemmungsstellen bedeuten, nach Gleichung (2)

$$\left. \begin{aligned} 2 l_\mu (\mathcal{M})_{\rho}'' + l_\mu (\mathcal{M})_{\rho}' &= -\frac{1}{l_\mu} Pp (l_\mu - p) (2 l_\mu - p) \\ l_\mu (\mathcal{M})_{\rho}'' + 2 l_\mu (\mathcal{M})_{\rho}' &= -\frac{1}{l_\mu} Pp (l_\mu - p) (l_\mu + p) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

oder

$$(\mathcal{M})_{\rho}'' = -\frac{Pp (l_\mu - p)^2}{l_\mu^2}, \quad (\mathcal{M})_{\rho}' = -\frac{Pp^2 (l_\mu - p)}{l_\mu^2} \quad (4)$$

Dem entsprechend nimmt dann die Grundgleichung (1) die folgende Form an:

$$\begin{aligned} &\mathcal{M}_{\rho-1} l_{\rho-1} + 2 \mathcal{M}_\rho (l_{\rho-1} + l_\rho) + \mathcal{M}_{\rho+1} l_\rho = \\ &= + 6 \varepsilon \Theta \left[\frac{c_\rho + 1 - c_\rho}{l_\rho} + \frac{c_{\rho-1} - c_\rho}{l_{\rho-1}} \right] + l_{\rho-1} (\mathcal{M})_{\rho}'' + \left. \begin{aligned} &+ 2 l_{\rho-1} (\mathcal{M})_{\rho}' + 2 l_\rho (\mathcal{M})_{\rho}'' + l_\rho (\mathcal{M})_{\rho}' \end{aligned} \right\} \quad (5) \end{aligned}$$

Durch wiederholte Anwendung dieser Relation zwischen den Auflagermomenten gelangt man zu einem System von Gleichungen, aus welchen sämtliche unbekannte Auflagermomente eines mit beiden Enden frei aufliegenden continuirlichen Trägers von beliebig vielen Oeffnungen bei irgend einer Belastung gefunden werden können. Sind aber diese Auflagermomente bekannt, so ergeben sich weiter die Momente und Verticalkräfte an jeder Stelle, sowie die Auflagerreactionen an den verschiedenen Stützstellen.

Mit Bezug auf Fig. 1 hat man nämlich für das Angriffsmoment an einer beliebigen Stelle zwischen der Stütze No. ρ und dem Angriffspunkte C der Last Q

$$\mathcal{M}_x = \mathcal{M}_\rho \left(1 - \frac{x}{l_\rho} \right) + \mathcal{M}_{\rho+1} \cdot \frac{x}{l_\rho} + \frac{x}{l_\rho} Q (l_\rho - q) \quad (6)$$

und für einen beliebigen Querschnitt auf der Strecke C... ($\rho+1$)

$$\mathcal{M}_x' = \mathcal{M}_\rho \left(1 - \frac{x}{l_\rho} \right) + \mathcal{M}_{\rho+1} \cdot \frac{x}{l_\rho} + \frac{x}{l_\rho} Q (l_\rho - q) - Q (x - q) \quad (7)$$

Sodann ist die Verticalkraft (verticale Schubkraft) an jeder Stelle zwischen der Stütze No. ρ und dem Punkte C

$$V_o^\rho = \frac{1}{l_\rho} [\mathcal{M}_{\rho+1} - \mathcal{M}_\rho + Q (l_\rho - q)] \quad (8)$$

und zwischen C und der rechtseitigen Stütze ($\rho+1$)

$$V_1^\rho = \frac{1}{l_\rho} [\mathcal{M}_{\rho+1} - \mathcal{M}_\rho - Qq] \quad (9)$$

sohin, immer mit Bezug auf Fig. 1 Taf. XXII, die Auflagerreaction bei der Stütze No. ρ

$$\left. \begin{aligned} A_\rho &= V_o^\rho - V_1^{\rho-1} = \frac{1}{l_\rho} [\mathcal{M}_{\rho+1} - \mathcal{M}_\rho + Q (l_\rho - q)] - \\ &- \frac{1}{l_{\rho-1}} [\mathcal{M}_\rho - \mathcal{M}_{\rho-1} - Pp] \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Führt man auch hier wieder die Momente und Verticalkräfte ein, welche sich für jedes der beiden Felder $l_{\rho-1}$ und l_ρ bei horizontaler Einklemmung der Enden an den Einklemmungsstellen ergeben, so hat man zunächst:

Verticalkraft an der rechtseitigen Einklemmungsstelle des Feldes $l_{\rho-1}$

$$\left. \begin{aligned} (V)_1^{\rho-1} &= \frac{1}{l_{\rho-1}} [(\mathcal{M})_1^{\rho-1} - (\mathcal{M})_o^{\rho-1} - Pp] = \\ &= -\frac{1}{l_{\rho-1}^3} Pp^2 (3 l_{\rho-1} - 2 p) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

und für die Verticalkraft an der linkseitigen Einklemmungsstelle des Feldes l_ρ

$$\left. \begin{aligned} (V)_o^\rho &= \frac{1}{l_\rho} [(\mathcal{M})_1^\rho - (\mathcal{M})_o^\rho + Q (l_\rho - q)] = \\ &= +\frac{1}{l_\rho^3} Q (l_\rho - q)^2 (l_\rho + 2 q) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Aus beiden Relationen ist

$$\begin{aligned} Pp &= -l_{\rho-1} \cdot (V)_1^{\rho-1} + (\mathcal{M})_1^{\rho-1} - (\mathcal{M})_o^{\rho-1} \\ Q (l_\rho - q) &= l_\rho \cdot (V)_o^\rho - (\mathcal{M})_1^\rho + (\mathcal{M})_o^\rho \end{aligned}$$

womit die Gleichung (10) folgende veränderte Form erhält:

$$\left. \begin{aligned} A_\rho &= \frac{1}{l_\rho} (\mathcal{M}_{\rho+1} - \mathcal{M}_\rho) - \frac{1}{l_{\rho-1}} (\mathcal{M}_\rho - \mathcal{M}_{\rho-1}) + (V)_o^\rho - \\ &- (V)_1^{\rho-1} - \frac{1}{l_\rho} [(\mathcal{M})_1^\rho - (\mathcal{M})_o^\rho] + \frac{1}{l_{\rho-1}} [(\mathcal{M})_1^{\rho-1} - \\ &- (\mathcal{M})_o^{\rho-1}] \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Alle diese Gleichungen vereinfachen sich für den Fall

$$l_{\rho-1} = l_\rho = 1$$

Die Gleichung (5) geht über in

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{M}_{\rho-1} + 4 \mathcal{M}_\rho + \mathcal{M}_{\rho+1} &= + \frac{6 \varepsilon \Theta}{l^2} (c_{\rho-1} - 2 c_\rho + c_{\rho+1}) + \\ &+ \mathcal{M}'_{\rho-1} + \mathcal{M}'_\rho \end{aligned} \right\} \quad (5a)$$

nachdem noch die allgemeine Bezeichnung

$$2 (\mathcal{M})_{\rho}'' + (\mathcal{M})_{\rho}' = \mathcal{M}_\mu \quad \text{und} \quad (\mathcal{M})_{\rho}'' + 2 (\mathcal{M})_{\rho}' = \mathcal{M}'_\mu \quad (14)$$

eingeführt worden, sodann die Gleichung (13) nach Berücksichtigung der neuen Bezeichnungen

$$(V)_o^\rho - (V)_1^{\rho-1} = D_\rho \quad \dots \quad (15)$$

$$\text{und} \quad [(\mathcal{M})_1^\rho - (\mathcal{M})_o^\rho] - [(\mathcal{M})_1^{\rho-1} - (\mathcal{M})_o^{\rho-1}] = \mathfrak{D}_\rho \quad (16)$$

$$A_\rho = \frac{1}{l} [\mathcal{M}_{\rho-1} - 2 \mathcal{M}_\rho + \mathcal{M}_{\rho+1}] + D_\rho - \frac{1}{l} \mathfrak{D}_\rho \quad (13a)$$

Alle im Vorstehenden zusammengestellten Relationen gelten für ungleich hoch gelegene Stützpunkte.

Sind die Höhenunterschiede derselben nun nicht in bestimmter, unveränderlicher Grösse gegeben, sondern wechseln sie mit den jeweiligen Stützendrücken, resp. Auflagerreactionen, so muss man sie hier, wo es sich um die Bestimmung der Auflagermomente handelt, als Funktionen dieser noch unbekanntenen Grössen einführen.

Man hat sohin allgemein

$$-c_\rho = \frac{1}{f} \cdot A_\rho \quad \dots \quad (17)$$

zu setzen und unter $\frac{1}{f}$ einen durch Erfahrung bestimmten Coefficienten, unter A_ρ die durch Gleichung (13) resp. (13a) gegebene Auflagerreaction zu denken.

Mit Berücksichtigung der letzteren, also unter Voraussetzung gleicher Feldweiten l , erhält man aus der Grundgleichung (5a) den Zusammenhang

$$\beta M_{p-1} + \gamma M_p + \beta M_{p+1} + \alpha M_{p-2} + \alpha M_{p+2} = R_{p-1} \quad (18)$$

worin die neu auftretenden Grössen folgende Bedeutung haben:

$$\alpha = \frac{6 s \Theta}{f l^3} \quad (19)$$

$$1 - 4 \alpha = \beta, \quad 4 + 6 \alpha = \gamma \quad (20)$$

$$\left. \begin{aligned} R_{p-1} &= -\alpha [1 (D_{p-1} - 2 D_p + D_{p+1}) - \\ &- (D_{p-1} - 2 D_p + D_{p+1})] + R'_{p-1} + R_p \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

und durch wiederholte Anwendung dieser Gleichung (18) erhält man für solche Fälle, wie sie später in Betracht kommen, ein System von Bedingungsgleichungen folgender Art:

$$\left. \begin{aligned} \gamma M_2 + \beta M_3 &+ \alpha M_4 = R_1 \\ \beta M_2 + \gamma M_3 + \beta M_4 &+ \alpha M_5 = R_2 \\ \beta M_3 + \gamma M_4 + \beta M_5 + \alpha M_2 &+ \alpha M_6 = R_3 \\ \beta M_4 + \gamma M_5 + \beta M_6 + \alpha M_3 &+ \alpha M_7 = R_4 \\ \beta M_5 + \gamma M_6 + \beta M_7 + \alpha M_4 &+ \alpha M_8 = R_5 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

deren Auflösung die gewünschten Auflagermomente in speciellen Fällen liefert.

§. 2. Bestimmung des Verdrückungscoefficienten $\frac{1}{f}$ in Gleichung (17).

Nach der genannten Gleichung stellt der Coefficient $\frac{1}{f}$ den Quotienten aus der Senkung des Schienenstrangs an einer Stützstelle und der Auflagerreaction ebenda vor. Erstere setzt sich aus 2 Theilen zusammen; sie entsteht durch das Einsinken der Schwelle in die Bettung $\left(\frac{1}{f_1}\right)$ und in Folge der Zusammendrückbarkeit des Schwellenholzes selbst $\left(\frac{1}{f_2}\right)$.

Es handelt sich also in erster Linie um die Formänderung, welche eine Querschwellen unter der Einwirkung der Raddrücke bei der Nachgiebigkeit des Bettungsmaterials erleidet. Fig. 5 Taf. XXII stelle eine solche Schwelle sammt den unmittelbar auf ihr gelagerten Schienensträngen vor; A, A seien zwei gleich grosse Kräfte (Raddrücke), deren Angriffspunkte in der Verticalebene der Schwellenaxe liegen.

Unter der Einwirkung dieser Kräfte nimmt die Schwelle eine gebogene Form an, welche sich mathematisch bestimmen lässt, sobald man bezüglich der Druckvertheilung über den Bettungskörper eine Annahme gemacht hat. Setzt man z. B. voraus, die Grösse der Einsenkung sei einfach proportional dem an der betreffenden Stelle herrschenden Drucke ($\pi = c \cdot y$), wie dies von Prof. Winkler*) bei Behandlung der Langschwellsysteme geschehen ist, so kann man unmittelbar von der dort aufgestellten Grundgleichung

$$\left. \begin{aligned} y &= 2 (M + N) \cos kx \cdot \cos kx + 2 i (M - N) \sin kx \cdot \sin kx \\ \text{oder} \\ y &= (M + N)(e^{kx} + e^{-kx}) \cos kx + i (M - N)(e^{kx} - e^{-kx}) \sin kx \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

ausgehen. Es findet sich diese Annahme und die darauf

*) Vorträge über Eisenbahnbau, I. Heft Eisenbahn-Oberbau, 3. Auflage S. 265.

basirte Entwicklung in einer Broschüre über Langschwells-Oberbau.*)

Die Grössen M und N der Grundgleichung (23) bedeuten 2 vorerst noch unbestimmte Constante und k ist durch die Gleichung

$$k = \sqrt[4]{\frac{c \cdot b}{4 e \Theta}} \quad (24)$$

gegeben, wobei

c einen Erfahrungscoefficient vorstellt, welcher der vorausgesetzten Druckvertheilung entspricht,

b die Breitendimension der Schwelle,

Θ das Trägheitsmoment des Schwellenquerschnitts für die horizontale Schwerpunktsaxe,

e den Elasticitätsmodul des Schwellenholzes.

Zur Bestimmung der Constanten M und N hat man nach Fig. (5) die Bedingungen

$$A = \int_0^a \pi b \, dx \quad (25)$$

$$M_0 = A s - \int_0^a \pi b x \, dx \quad (26)$$

deren Berücksichtigung auf die Ausdrücke

$$\left. \begin{aligned} M + N &= \frac{2 k A \left\{ \cos ka \left(e^{\frac{ka}{2}} - e^{-\frac{ka}{2}} \right) - k(a-s) \left[\cos ka \left(e^{\frac{ka}{2}} - e^{-\frac{ka}{2}} \right) - \sin ka \left(e^{\frac{ka}{2}} + e^{-\frac{ka}{2}} \right) \right] \right\}}{\left(\frac{2ka}{e - e^{-ka}} \right) + 2 \sin 2ka} \\ &= \frac{2 k A}{c b} \cdot U \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

und

$$\left. \begin{aligned} (M - N) i &= \frac{2 k A \left\{ \sin ka \left(e^{\frac{ka}{2}} - e^{-\frac{ka}{2}} \right) - k(a-s) \left[\cos ka \left(e^{\frac{ka}{2}} - e^{-\frac{ka}{2}} \right) + \sin ka \left(e^{\frac{ka}{2}} + e^{-\frac{ka}{2}} \right) \right] \right\}}{\left(\frac{2ka}{e - e^{-ka}} \right) + 2 \sin 2ka} \\ &= \frac{2 k A}{c b} \cdot V \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

führt.

Sobald M und N, und mit ihnen die Senkung y bestimmt sind, kann weiter das Angriffsmoment an beliebiger Stelle aus

$$M_x = \frac{A}{k} [V (e^{kx} + e^{-kx}) \cos kx - U (e^{kx} - e^{-kx}) \sin kx] \quad (29)$$

und der Druck pro Flächeneinheit der Schwellenunterfläche in der Entfernung x von der Mitte zu

$$\pi_x = \frac{2 k A}{b} [U (e^{kx} + e^{-kx}) \cos kx + V (e^{kx} - e^{-kx}) \sin kx] \quad (30)$$

gefunden werden. Vorher ist nur der Coefficient c festzustellen. Derselbe wurde von Winkler**) auf Grund der bekannten v. Weber'schen Versuche***) zwischen 4 und 45 liegend bestimmt. v. Weber fand nämlich durch Versuche an befahrenen Gleisen, indem er die Senkung der Schwellenoberfläche und der Schienenbasis gesondert mass, die auf S. 162 des genannten Werkes angegebene und nachstehend aufgenommene Tabelle I.

*) Der Langschwells-Oberbau der Rheinischen Bahn und die bekannten zweitheiligen Oberbau-Systeme der Neuzeit. Von Louis Hoffmann, Ingenieur. Berlin 1880.

**) Vorträge über Eisenbahnbau. 1. Heft Eisenbahnoberbau, 3. Auflage S. 267.

***) Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise. Von M. M. von Weber, Weimar 1869.

Tabelle I.

Zusammendrückung der Schwellen beim Befahren durch Maschinen von 12 Tonnen Achsendruck.

Beschaffenheit der Schwellen.	Alter derselben in Jahren	Breite derselben mm	Senkung der Schwellen mm	Senkung der Schienen mm	Zusammendrückung der Schwellen mm
1. Kieferschwelle	4	230	1,0	4,5	3,5
2. "	4	230	1,0	2,0	1,0
3. " Stossschwelle	4	300	1,0	3,0	2,0
4. " "	4	200	1,0	4,5	3,5
5. " "	4	200	2,5	5,5	3,0
6. " "	4	200	3,0	6,5	3,5
7. " "	4	230	2,0	4,5	2,5
8. " "	4	200	2,5	5,0	2,5
9. " "	4	230	0,5	5,0	4,5
10. " "	4	250	1,0	4,5	3,5
11. " "	4	200	0,5	5,0	4,5
12. " "	4	200	0,5	5,0	4,5
13. " "	4	250	1,5	4,5	3,0
14. " "	6	200	0,5	6,0	5,5
15. " "	6	190	1,5	6,5	5,0
16. " "	6	190	3,3	6,8	3,3
17. " "	6	190	3,0	5,0	2,0
18. " "	6	190	1,5	8,5	7,0
19. " "	6	190	3,5	9,0	5,5
20. " "	6	190	3,5	7,5	4,0
21. " Kienholz	6	230	6,5	7,5	1,0
22. " " } sehr	6	230	6,0	7,5	1,5
23. " " } fest	6	210	5,5	6,5	1,0
24. " "	6	210	6,0	7,3	1,3

Bei einer Schwellenlänge von 250^{cm} und der Breite derselben gleich 21,4^{cm}, sodann bei dem zu den Versuchen benutzten Achsdruck von 12000 kg ergibt sich sohin für die Grenzwerte von 0,6 und 0,05^{cm} der Eindrückung

$$c = \frac{1}{0,6} \cdot \frac{12000}{250 \cdot 21,4} = 4$$

$$c = \frac{1}{0,05} \cdot \frac{12000}{250 \cdot 21,4} = 45$$

wofür im Folgenden der Einfachheit halber 4 und 40 gesetzt werden soll.

Berechnet man jetzt für die beiden so festgesetzten Grenzwerte von c die Grösse der Eindrückung der Querschwellen in die Bettung, indem man mit Bezug auf Fig. (5) annimmt: Die Schwellenlänge 2a = 250^{cm}, den gegenseitigen Abstand der Schienenkopfmittel 2s = 150^{cm}, für den rechteckigen Schwellenquerschnitt die Breite b = 25^{cm}, die Höhe c = 16^{cm}, und das Trägheitsmoment desselben $\Theta = \frac{1}{12} b c^3 = 8530 \text{cm}^4$, endlich den Elasticitätsmodul des Holzes $e = 125000 \text{kg/cm}^2$, so erhält man für c = 4

$$k = 0,0123743$$

$$U = 0,139680$$

$$V = 0,062378$$

$$M + N = 0,000034569 A$$

$$i(M - N) = 0,000015438 A$$

$$(y)_{x=0} = 0,0000691 A$$

$$(y)_{x=s} = 0,0000870 A \dots \dots (31)$$

$$c = 40$$

$$k = 0,0220049$$

$$U = 0,032499$$

$$V = 0,062434$$

$$M + N = 0,0000014304 A$$

$$i(M - N) = 0,0000027477 A$$

$$(y)_{x=0} = 0,0000029 A$$

$$(y)_{x=s} = 0,0000131 A \dots \dots (32)$$

wobei die Ausdrücke (31) und (32) die Senkungen in Centimeter liefern, wenn man die Kraft A in Kilogramm einsetzt.

Was nun weiter die Zusammendrückbarkeit des Schwellenholzes betrifft, so ergeben sich auch hierfür Daten aus Versuchen v. Weber's, deren Resultate aus der folgenden Tabelle II zu ersehen sind, welche dem vorhin erwähnten Buche S. 156 entnommen wurde.

Tabelle II.

Zusammendrückung des Holzes der Schwellen bei ruhender Belastung durch einen Druck von 130 Ctr. auf Schienenfussbreite (105^{mm}) und Schwellenbreite (200^{mm}) = einem Drucke von 28 kg pro cm² Holzfläche.

Beschaffenheit der Schwellen.	Unberührte Stellen		Alte Schienenauflageflächen	
	Zusammendrückung		Zusammendrückung	
	momentan mm	permanent mm	momentan mm	permanent mm
1. Mittel aus 5 Versuchen mit neuen ungebrauchten Kieferschwellen	3,5	1,4	—	—
2. Schwelle vom Jahre 1866 Kiefernholz, splintig, locker	5,6	0,7	9,0	1,4
3. " " " 1866 " fest und dicht	4,9	0,7	5,6	—
4. " " " 1865 " gut und fest	4,2	0,7	7,5	1,4
5. " " " 1865 " gut und fest	5,6	—	7,7	1,4
6. " " " 1864 " mittlere Beschaffenheit	5,6	0,9	6,3	1,4
7. " " " 1864 " sehr dicht	3,5	0,7	9,0	4,2
8. " " " 1863 " sehr dicht	4,9	—	6,0	7,2
9. " " " 1863 " sehr dicht	4,9	1,4	9,0	4,2
10. " " " 1859 " mittlere Beschaffenheit	6,2	2,5	14,5	4,2
11. " " " 1858 " mittlere Beschaffenheit	7,1	3,3	21,0	5,6
12. Schwelle von Eichenholz, ungebraucht, mittleres Gefüge	1,5	0,2	—	—
13. " " " circa 10 Jahre alt, mittleres Gefüge	4,2	0,7	6,3	2,1
14. " " " " 10 " " mittleres Gefüge	5,0	0,7	7,2	3,1

Von den Schlüssen, die v. Weber aus diesen Resultaten zieht, sind hier besonders folgende hervorzuheben:

>Gutes kiefernes Schwellholz drückt sich bei einer Dicke der Schwelle von 140^{mm} und einer Auflagelänge der Schiene von 200^{mm}, im Mittel um 1^{mm} bei 5,6 kg Belastung pro Quadratcentimeter zusammen, wenn es diesen Einwirkungen nicht oft ausgesetzt gewesen ist. An Stellen, wo der Schienenfuss schon lange die Schwelle gedrückt hat, steigert sich diese Zusammendrückung bis zu 1^{mm} bei je 4 kg Belastung pro Quadratcentimeter. Alles in runden Mittelzahlen.◀

Dieselben werden bestätigt durch die bei bewegter Last angestellten Versuche (siehe Tabelle I), so dass sich v. Weber schliesslich auf S. 163 oben dahin ausspricht:

>So ergibt sich mit überraschender Uebereinstimmung dort wie hier eine mittlere Zusammendrückung der Schwelle mittleren Alters und mittlerer Holzbeschaffenheit (4—6 Jahre) von 4,3^{mm} für die Maximalbelastung von 130 Ctr. auf eine Druckfläche von circa 220^{cm}² bei einer Schwellenstärke von 150^{mm}, so dass man im Grossen und Ganzen bei dieser Schwellenstärke eine Zusammendrückung von

$$1^{\text{mm}} \text{ für je } 14 \text{ Pfd. Belastung pro cm}^2$$

Druckfläche annehmen darf.◀

Dieses Ergebniss zusammengenommen mit dem Werth des Coefficienten in Gleichung (31) resp. (32) liefert für

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} = 0,000086979 + \frac{0,1}{25 \cdot 10 \cdot 7} = 0,000144122 \quad (33)$$

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} = 0,000013127 + \frac{0,1}{25 \cdot 10 \cdot 7} = 0,000070270 \quad (34)$$

wenn man annimmt, der Schienenfuss ruhe entweder unmittelbar oder vermittelst einer Unterlagsplatte mit einer Fläche von 25 · 10 = 250^{cm}² Inhalt auf der Schwelle auf.

Es könnte auffallend erscheinen, dass hier so viele Decimalstellen festgehalten werden bei Grössen, die auf so unsicherer Basis beruhen. Dagegen ist zu sagen, dass dies für die anzustellende Vergleichung allerdings erwünscht ist und dass die logarithmische Berechnung dadurch nicht umständlicher wird.

§ 3. Die Winkler'schen Belastungsfälle für Eisenbahnschienen.

Der schon Eingangs angeführte Momentenwerth Max $\mathfrak{M} = 0,1887 \text{ Pl}$, welcher zur Zeit bei Berechnung der Querschwellensysteme festgehalten wird, ergibt sich bekanntlich aus der Untersuchung idealer, künstlich construirter Belastungsfälle unter folgenden Voraussetzungen:

1. Die Anzahl der Stützpunkte ist unendlich gross,
2. diese Stützpunkte liegen alle gleich hoch und unverdrückbar, und haben gleiche gegenseitige Abstände,
3. zwischen zwei auf einander folgenden Stützpunkten können niemals mehrere concentrirte Raddrücke gleichzeitig erscheinen,

4. alle concentrirten, die Schiene angreifenden Lasten sind gleich gross,

5. das Eigengewicht der Schienen bleibt unberücksichtigt.

Es sind zwei solche ideale Belastungsfälle aufgestellt worden, einer, welcher ein Maximalmoment in der Mitte zwischen zwei Stützstellen, zugleich das unter den bezeichneten Bedingungen grösstmögliche Angriffsmoment liefert, sodann ein anderer, bei welchem das Angriffsmoment über einer Stütze möglichst gross erhalten wird.

Belastungsfall I für unendlich viele gleich hoch gelegene fixe Stützpunkte.

Der erste Belastungsfall ist durch Fig. 6 Taf. XXII veranschaulicht, welche einen Theil des Trägers vorstellt. In der Mitte eines Feldes (hier l_{II}) steht eine concentrirte Last, die übrigen Felder sind abwechselnd leer und besetzt, im letzteren Falle ruht die concentrirte Last im Abstände

$$p_0 = 0,6195732 \text{ l} \quad (35)$$

von der vom fraglichen Querschnitte entfernteren Stütze ihres Feldes. Durch Voraussetzung einer unendlich hohen Zahl von Stützstellen vereinfacht sich die Rechnung wesentlich, indem hierbei das Verhältniss der absoluten Werthe zweier auf einander folgenden, durch eine Einzellast hervorgerufenen Momente den constanten Werth

$$\xi = 2 + \sqrt{3} \quad (36)$$

erhält, so dass also mit Bezug auf Fig. 7 Taf. XXII

$$\frac{\mathfrak{M}_{\nu-1}}{\mathfrak{M}_{\nu}} = \frac{\mathfrak{M}_{\nu+1}}{\mathfrak{M}_{\nu+2}} = 2 + \sqrt{3}$$

stattfindet. Dann kann man auch die Auflagermomente \mathfrak{M}_{ν} und $\mathfrak{M}_{\nu+1}$ ohne Weiteres auffinden, denn nach den Gleichungen (5a) und (4) besteht der Zusammenhang

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_{\nu-1} + 4 \mathfrak{M}_{\nu} + \mathfrak{M}_{\nu+1} &= 2 (\mathfrak{M}_0)^{\nu} + (\mathfrak{M}_1)^{\nu} = \\ &= - \frac{1}{l^2} Pp (1-p) (2l-p) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_{\nu} + 4 \mathfrak{M}_{\nu+1} + \mathfrak{M}_{\nu+2} &= (\mathfrak{M}_0)^{\nu+1} + 2 (\mathfrak{M}_1)^{\nu+1} = \\ &= - \frac{1}{l^2} Pp (1-p) (l+p) \end{aligned}$$

woraus sich mit Berücksichtigung der Werthe

$$\mathfrak{M}_{\nu-1} = - \frac{1}{2 + \sqrt{3}} \mathfrak{M}_{\nu} \text{ und } \mathfrak{M}_{\nu+2} = - \frac{1}{2 + \sqrt{3}} \mathfrak{M}_{\nu+1}$$

die Auflagermomente

$$\begin{cases} \mathfrak{M}_{\nu} = - \frac{Pp (1-p)}{2 l^2} (1+p-p\sqrt{3}) \\ \mathfrak{M}_{\nu+1} = - \frac{Pp (1-p)}{2 l^2} [1(2-\sqrt{3}) + p(\sqrt{3}-1)] \end{cases} \quad (37)$$

ergeben. Speciell für $p = p_0$ findet statt

$$\begin{cases} \mathfrak{M}_{\nu} = - 0,064399 \text{ Pl} \\ \mathfrak{M}_{\nu+1} = - 0,085031 \text{ Pl} \end{cases} \quad (37a)$$

und für $p = \frac{1}{2}$

$$\mathfrak{M}_{\nu} = \mathfrak{M}_{\nu+1} = - 0,079247 \text{ Pl} \quad (37b)$$

Nachdem so sämmtliche Auflagermomente gefunden werden können, welche durch eine, an irgend einer Stelle eines Feldes ruhende Last hervorgerufen werden, erhält man die Momentenlinie für den Belastungsfall I, wenn man nur noch Rücksicht

auf den Satz nimmt, dass diese Auflagermomente von dem belasteten Felde aus nach beiden Seiten hin regelmässig in ihren Vorzeichen wechseln.

Man hat dann sofort (siehe Fig. 6)

$$\mathfrak{M}_{\mu-2} = \mathfrak{M}_{\mu+3} = +0,085031 \text{ Pl} \left(\frac{1}{\xi} + \frac{1}{\xi^3} + \frac{1}{\xi^5} + \dots \right) -$$

$$- 0,064399 \text{ Pl} - 0,079247 \text{ Pl} \cdot \frac{1}{\xi^2} -$$

$$- 0,085031 \text{ Pl} \left(\frac{1}{\xi^4} + \frac{1}{\xi^6} + \frac{1}{\xi^8} + \dots \right) = -0,046015 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{\mu-1} = \mathfrak{M}_{\mu+2} = -0,085031 \text{ Pl} \left(1 + \frac{1}{\xi^2} + \frac{1}{\xi^4} + \dots \right) +$$

$$+ 0,079247 \text{ Pl} \cdot \frac{1}{\xi} + 0,085031 \text{ Pl} \left(\frac{1}{\xi^3} + \frac{1}{\xi^5} + \frac{1}{\xi^7} + \dots \right)$$

$$= -0,068612 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{\mu} = \mathfrak{M}_{\mu+1} = -0,079247 \text{ Pl} +$$

$$+ 0,085031 \text{ Pl} \left(\frac{1}{\xi} + \frac{1}{\xi^3} + \frac{1}{\xi^5} + \dots \right) -$$

$$- 0,085031 \text{ Pl} \left(\frac{1}{\xi^2} + \frac{1}{\xi^4} + \frac{1}{\xi^6} + \dots \right) = -0,061278 \text{ Pl}$$

und nach Gleichung (6) das Moment im Kraftangriffspunkt zwischen den Stützen $(\mu - 2)$ und $(\mu - 1)$ oder $(\mu + 2)$ und $(\mu + 3)$

$$\mathfrak{M}_{p_0} = +0,175687 \text{ Pl}$$

und zwischen der Stütze μ und $(\mu + 1)$

$$\text{Max. } \mathfrak{M} = +0,188722 \text{ Pl.}$$

Belastungsfall II für unendlich viele gleich hoch gelegene fixe Stützpunkte.

Durch den zweiten Belastungsfall wird im Querschnitt über einer Stütze ein möglichst grosses Angriffsmoment hervorgerufen. Derselbe ist symmetrisch zu der fraglichen Stütze gebildet, indem zunächst die dieser Stütze anliegenden Felder, sodann die übrigen regelmässig abwechselnd durch je eine concentrirte Last nach Fig. 8 Taf. XXII besetzt gedacht werden.

Mit Benutzung der oben angegebenen Ausdrücke und der dort bezeichneten Sätze erhält man auch hier einfach

$$\mathfrak{M}_{\mu+1} = -2,0,085031 \text{ Pl} \left(1 + \frac{1}{\xi^2} + \frac{1}{\xi^4} + \dots \right) = -0,183216 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{\mu} = \mathfrak{M}_{\mu+2} = -0,015306 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{\mu-1} = \mathfrak{M}_{\mu+3} = -0,080929 \text{ Pl}$$

und als Werth des Momentes im Angriffspunkt der Lasten links und rechts von der Stütze $(\mu + 1)$

$$\mathfrak{M}_{p_0} + 0,116364 \text{ Pl}$$

Wenn man den Einfluss untersucht, welchen die in den besprochenen beiden Belastungsfällen angenommenen Lasten auf die Anstrengung des Trägers im Einzelnen ausüben, wenn man also den Momentenwerth bestimmt, welchen jede Last für sich in der Mitte des fraglichen Feldes, resp. im Querschnitt über der betreffenden Stütze hervorruft, so erkennt man leicht, dass dieser Einfluss sehr rasch mit der Entfernung der Last von der untersuchten Stelle abnimmt. Für rein praktische Zwecke wäre es demnach vollständig ausreichend, eine beschränkte Anzahl von Lasten anzunehmen; durch die Voraussetzung un-

endlich vieler concentrirter Lasten wird jedoch die ganze Entwicklung eleganter und sonstige daran geknüpfte Betrachtungen gewinnen an Uebersicht.

Wenn nun aber zur Erlangung einer Vorstellung von dem Einflusse einer Verdrückbarkeit der Unterlagen von den Winkler'schen Belastungsfällen ausgegangen werden soll, so erweist sich die Voraussetzung einer unbegrenzt grossen Zahl von Stützen als unhaltbar, insoferne die jetzt viel umständlicheren Rechnungen nur für eine beschränkte Stützzahl praktisch ausführbar sind.

Es wurde deshalb für die beiden Fälle zunächst die Anzahl der Stützen bestimmt, welche noch festgehalten werden muss, damit in der Mitte zwischen 2 Unterlagen, resp. über einer solchen und in der nächsten Umgebung dieser Stellen die Winkler'schen Momentenwerthe hinreichend genau hervortreten. Es ergab sich, wie unten ausführlicher angegeben wird, dass es genüge, den ersten Belastungsfall für 18, den zweiten für 19 Stützpunkte festzuhalten, da hierbei die in Betracht zu ziehenden Momentenwerthe mindestens in den ersten 4 Ziffern mit den Momenten der Winkler'schen Fälle übereinstimmen. Diese Werthe konnten dann mit jenen direct verglichen werden, welche sich unter Voraussetzung verdrückbarer Stützen für dieselben Träger unter der gleichen Belastung ergaben.

Belastungsfall I für 18 gleich hoch gelegene fixe Stützpunkte.

Für den in Fig. 9 Taf. XXII zur Hälfte dargestellten Träger ist

1) wegen der Symmetrie der Anordnung $\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{10}$, $\mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{11}$ etc.

2) weil das 2te, 4te, 6te etc. Feld unbelastet ist, nach Gleichung (14)

$$\mathfrak{M}_2 = \mathfrak{M}_4 = \mathfrak{M}_6 = \mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_2' = \mathfrak{M}_4' = \mathfrak{M}_6' = \mathfrak{M}_8' = 0$$

3) bei der Art der Belastung der übrigen Felder

$$\mathfrak{M}_1 = \mathfrak{M}_3 = \mathfrak{M}_5 = \mathfrak{M}_7 = 2(\mathfrak{M}_0)^1 + (\mathfrak{M}_1)^1 =$$

$$= -\frac{1}{1^2} P p_0 (1 - p_0) (21 - p_0) = \mathfrak{A}$$

$$\mathfrak{M}_1' = \mathfrak{M}_3' = \mathfrak{M}_5' = \mathfrak{M}_7' = (\mathfrak{M}_0)^1 + 2(\mathfrak{M}_1)^1 =$$

$$= -\frac{1}{1^2} P p_0 (1 - p_0) (1 + p_0) = \mathfrak{B}$$

$$\mathfrak{M}_9 = 2(\mathfrak{M}_0)^9 + (\mathfrak{M}_1)^9 = -\frac{3}{8} P l = \mathfrak{C}$$

4) wegen der gleichen Höhenlage der Stützpunkte ist $c_1 = c_2 = c_3 = \dots$

Im Hinblick auf die Grundgleichung (5a) ergibt sich somit folgendes Gleichungssystem:

$$4 \mathfrak{M}_2 + \mathfrak{M}_3 = \mathfrak{M}_1' + \mathfrak{M}_2 = \mathfrak{A}$$

$$\mathfrak{M}_2 + 4 \mathfrak{M}_3 + \mathfrak{M}_4 = \mathfrak{M}_2' + \mathfrak{M}_3 = \mathfrak{B}$$

$$\mathfrak{M}_3 + 4 \mathfrak{M}_4 + \mathfrak{M}_5 = \mathfrak{M}_3' + \mathfrak{M}_4 = \mathfrak{A}$$

$$\mathfrak{M}_4 + 4 \mathfrak{M}_5 + \mathfrak{M}_6 = \mathfrak{M}_4' + \mathfrak{M}_5 = \mathfrak{B}$$

$$\mathfrak{M}_5 + 4 \mathfrak{M}_6 + \mathfrak{M}_7 = \mathfrak{M}_5' + \mathfrak{M}_6 = \mathfrak{A}$$

$$\mathfrak{M}_6 + 4 \mathfrak{M}_7 + \mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_6' + \mathfrak{M}_7 = \mathfrak{B}$$

$$\mathfrak{M}_7 + 4 \mathfrak{M}_8 + \mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_7' + \mathfrak{M}_8 = \mathfrak{A}$$

$$\mathfrak{M}_8 + 4 \mathfrak{M}_9 + \mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_8' + \mathfrak{M}_9 = \mathfrak{C}$$

dessen Auflösung die Ausdrücke

$$\mathfrak{M}_7 = -\frac{780}{2911} \mathfrak{M}_8 - \frac{225}{2911} \mathfrak{A} + \frac{840}{2911} \mathfrak{B}$$

$$\mathfrak{M}_8 = -\frac{2911}{10864} \mathfrak{M}_9 + \frac{3136}{10864} \mathfrak{A} - \frac{840}{10864} \mathfrak{B}$$

$$\mathfrak{M}_9 = -\frac{3136}{51409} \mathfrak{A} + \frac{840}{51409} \mathfrak{B} + \frac{10864}{51409} \mathfrak{C} \text{ liefert, oder für}$$

$p_0 = 0,61957 l, \mathfrak{A} = -0,381737 Pl, \mathfrak{B} = -0,325370 Pl$ und
 $\mathfrak{C} = -0,375000 Pl$

$$\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{10} = -0,06128 Pl$$

$$\mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{11} = -0,06862 Pl$$

$$\mathfrak{M}_7 = \mathfrak{M}_{12} = -0,04600 Pl$$

am Kraftangriffspunkte im Felde l_9 $\mathfrak{M}_{9-10} = +0,18872 Pl$
 am Kraftangriffspunkte im Felde l_7 und l_{11} $\mathfrak{M}_{7-8} = \mathfrak{M}_{11-12}$
 $= +0,17569 Pl.$

Belastungsfall II für 19 gleich hoch gelegene fixe Stützpunkte.

Für einen continuirlichen Träger mit 19 unverdrückbaren Stützstellen, und der in Fig. 10 Taf. XXII dargestellten Belastung findet man in ähnlicher Weise wie vorhin

$$\mathfrak{M}_{10} = -0,18322 Pl$$

$$\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{11} = -0,01531 Pl$$

$$\mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{12} = -0,08093 Pl$$

am Kraftangriffspunkte links oder rechts neben der Stütze No. 10 $\mathfrak{M}_{9-10} = \mathfrak{M}_{10-11} = +0,11636 Pl.$

Alle diese Momentenwerthe stimmen wenigstens in der 4ten Decimale mit den Winkler'schen Werthen überein, so dass man im Folgenden bei Untersuchung des Einflusses einer Verdrückbarkeit der Stützen auf die Winkler'schen Momente diese Träger von endlicher Länge zu Grunde legen kann.

§ 4. Einfluss der Zusammendrückbarkeit von Schwellen und Bettungskörper auf die Winkler'schen Momentenwerthe.

Belastungsfall I für 18 Stützpunkte, welche sich der Belastung entsprechend elastisch verdrücken.*) (Fig. 9 Taf. XXII.)

Das Gleichungssystem (22) ist hierfür gültig, sobald man $\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{10}, \mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{11}$ etc. und für \mathfrak{R} die nachstehend zu berechnenden Werthe einsetzt.

Da das 2te, 4te, 6te, 8te und 10te Feld unbelastet geblieben sind, haben die ihnen zugehörigen, einer horizontalen Einklemmung ihrer Enden entsprechenden Momente alle den Werth Null:

$$(\mathfrak{M})_0^2 = (\mathfrak{M})_0^4 = (\mathfrak{M})_0^6 = (\mathfrak{M})_0^8 = (\mathfrak{M})_0^{10} = 0$$

$$(\mathfrak{M})_1^2 = (\mathfrak{M})_1^4 = (\mathfrak{M})_1^6 = (\mathfrak{M})_1^8 = (\mathfrak{M})_1^{10} = 0$$

Aus demselben Grunde verschwinden die für horizontale Einklemmung gedachten Verticalkräfte dieser Felder:

$$(V)_0^2 = (V)_0^4 = (V)_0^6 = (V)_0^8 = (V)_0^{10} = 0$$

$$(V)_1^2 = (V)_1^4 = (V)_1^6 = (V)_1^8 = (V)_1^{10} = 0$$

Da ferner die Felder No. 1, 3, 5 und 7 in gleicher Weise durch je eine Last P belastet sind, so hat man nach den Gleichungen (4)

*) Die hier vorausgesetzten elastisch verdrückbaren Stützpunkte stimmen mit der Wirklichkeit auch nicht vollständig überein, sie kommen derselben aber näher wie absolut fixe Stützen und führen deshalb zu einer richtigeren Vorstellung der thatsächlichen Verhältnisse wie jene.

$$(\mathfrak{M})_0^1 = (\mathfrak{M})_0^3 = (\mathfrak{M})_0^5 = (\mathfrak{M})_0^7 = -\frac{Pp_0(1-p_0)^2}{l^2}$$

$$(\mathfrak{M})_1^1 = (\mathfrak{M})_1^3 = (\mathfrak{M})_1^5 = (\mathfrak{M})_1^7 = -\frac{Pp_0^2(1-p_0)}{l^2}$$

$$(\mathfrak{M})_0^9 = (\mathfrak{M})_1^9 = -\frac{1}{8} Pl$$

und aus den Gleichungen (11) und (12)

$$(V)_0^1 = (V)_0^3 = (V)_0^5 = (V)_0^7 = \frac{1}{l^3} P(1-p_0)^2(1+2p_0)$$

$$(V)_1^1 = (V)_1^3 = (V)_1^5 = (V)_1^7 = -\frac{1}{l^3} Pp_0^2(3l-2p_0)$$

$$(V)_0^9 = +\frac{1}{2} P, (V)_1^9 = -\frac{1}{2} P$$

Hiermit findet man aus Gleichung (15)

$$D_1 = D_3 = D_5 = D_7 = +\frac{1}{l^3} P(1-p_0)^2(1+2p_0)$$

$$D_2 = D_4 = D_6 = D_8 = +\frac{1}{l^3} Pp_0^2(3l-2p_0)$$

$$D_9 = D_{10} = +\frac{P}{2}$$

und aus Gleichung (16)

$$\mathfrak{D}_1 = \mathfrak{D}_3 = \mathfrak{D}_5 = \mathfrak{D}_7 = +\frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(1-2p_0)$$

$$\mathfrak{D}_2 = \mathfrak{D}_4 = \mathfrak{D}_6 = \mathfrak{D}_8 = -\frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(1-2p_0)$$

$$\mathfrak{D}_9 = \mathfrak{D}_{10} = 0$$

endlich noch nach der Gleichung (14)

$$\mathfrak{N}_2 = \mathfrak{N}_4 = \mathfrak{N}_6 = \mathfrak{N}_8 = 0 = \mathfrak{N}_2' = \mathfrak{N}_4' = \mathfrak{N}_6' = \mathfrak{N}_8'$$

$$\mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_3 = \mathfrak{N}_5 = \mathfrak{N}_7 = -\frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(2l-p_0)$$

$$\mathfrak{N}_1' = \mathfrak{N}_3' = \mathfrak{N}_5' = \mathfrak{N}_7' = -\frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(1+p_0)$$

$$\mathfrak{N}_9 = -\frac{3}{8} Pl$$

Mit Hülfe all' dieser Ausdrücke lassen sich jetzt nach Gleichung (21) die Werthe für \mathfrak{R} , nämlich

$$\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_5 = 2P\alpha(2p_0-1) - \frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(1+p_0)$$

$$\mathfrak{R}_2 = \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_6 = -2P\alpha(2p_0-1) - \frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(2l-p_0)$$

$$\mathfrak{R}_7 = \frac{3}{2} P\alpha(2p_0-1) - \frac{1}{l^2} Pp_0(1-p_0)(1+p_0)$$

$$\mathfrak{R}_8 = -\frac{1}{2} P\alpha(2p_0-1) - \frac{3}{8} Pl$$

aufstellen und das System der Bedingungsgleichungen in \mathfrak{M}_i anschreiben, dessen Auflösung die gewünschten Auflagermomente liefert.

Für die nun weiter auszurechnenden speciellen Fälle werde angenommen, es lägen Stahlschienen vor mit dem Trägheitsmoment $\Theta = 1000 \text{ cm}^4$ und dem Elasticitätsmodul $\varepsilon = 2400000 \text{ kg/cm}^2$; der Raddruck $P = 6600 \text{ kg}$ werde von den älteren bayerischen Güterzugmaschinen entnommen, welche noch jetzt zuweilen Stabilitätsberechnungen von Brückenconstructionen zu Grunde gelegt werden; der Abstand der Schwellen von Mitte zu Mitte derselben endlich sei $l = 90 \text{ cm}$. (Allerdings ist der obige Werth $\varepsilon = 2400000$ für Schienenmaterial zu

gross. Da dies jedoch für die Vergleichung nicht von Bedeutung ist und eine Serie von Rechnungen damit durchgeführt wurde, soll er vorerst auch festgehalten werden. Im § 6 wird speciell auf diesen Punkt zurückgekommen werden.)

Da der Bettungscoefficient c , wie oben auseinander gesetzt worden, zwischen den Grenzen $c = 4$ und $c = 40$ schwanken kann, so soll die Rechnung für jeden dieser Grenzwerte durchgeführt werden.

$$c = 4.$$

Für diesen unteren Werth von c wird nach Gleichung (19) und (33)

$$\alpha = \frac{6 \varepsilon \Theta}{l^3} \cdot \frac{1}{f} = 2,846854, \log \alpha = 0,4543653$$

$$\begin{aligned} \text{so dass} \quad \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_5 = 582056,6 \\ \mathfrak{R}_2 &= \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_6 = -1002078,2 \\ \mathfrak{R}_7 &= 379854,5 \\ \mathfrak{R}_8 &= -424952,1 \end{aligned}$$

damit sodann

$$\begin{aligned} 1,5512375 \mathfrak{M}_8 + 27,186087 \mathfrak{M}_9 &= -1106237,9 \\ 5,0503170 \mathfrak{M}_8 + 3,264052 \mathfrak{M}_9 &= -232716,1 \end{aligned}$$

woraus

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_9 &= \mathfrak{M}_{10} = -39519,4 \text{ cmkg} = -0,0665 \text{ Pl} \\ \mathfrak{M}_8 &= \mathfrak{M}_{11} = -20538,4 \quad \leftarrow = -0,0346 \text{ Pl} \end{aligned}$$

Weiter aus der nächsten Gleichung des Systems

$$\begin{aligned} \beta \mathfrak{M}_8 + \gamma \mathfrak{M}_9 + \beta \mathfrak{M}_{10} + \alpha \mathfrak{M}_7 + \alpha \mathfrak{M}_{11} &= \mathfrak{R}_8 \\ \mathfrak{M}_7 &= \mathfrak{M}_{12} = -55223,8 = -0,0930 \text{ Pl} \end{aligned}$$

Endlich das Moment im Kraftangriffspunkt der Last zwischen den Stützen No. 7 und 8

$$\mathfrak{M}_{p_0} = +106273,5 = +0,1789 \text{ Pl}$$

und jenes im Kraftangriffspunkt der zwischen den Stützen No. 9 und 10 stehenden Last

$$\frac{\mathfrak{M}_1}{2} = +108980,6 = +0,1835 \text{ Pl}$$

Für den oberen Grenzwert der Bettungsconstanten

$$c = 40$$

ist nach Gleichung (19) und (34)

$$\alpha = 1,388049, \log \alpha = 0,1424048$$

zu setzen, weiter

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_1 &= \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_5 = 167601,1 \\ \mathfrak{R}_2 &= \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_6 = -587622,7 \\ \mathfrak{R}_7 &= 69012,9 \\ \mathfrak{R}_8 &= -321338,2 \end{aligned}$$

Die Endgleichungen lauten dann:

$$\begin{aligned} 37,75224 \mathfrak{M}_8 + 4,930206 \mathfrak{M}_9 &= -1038439,2 \\ -11,52554 \mathfrak{M}_8 + 21,86379 \mathfrak{M}_9 &= -639065,7 \end{aligned}$$

und sie liefern

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_9 &= \mathfrak{M}_{10} = -40913,1 = -0,0689 \text{ Pl} \\ \mathfrak{M}_8 &= \mathfrak{M}_{11} = -22163,7 = -0,0373 \text{ Pl} \end{aligned}$$

Mit deren Berücksichtigung findet man sodann

$$\mathfrak{M}_7 = \mathfrak{M}_{12} = -52824,6 = -0,0889 \text{ Pl}$$

und als Moment im Kraftsitz des 7ten Feldes

$$\mathfrak{M}_{p_0} = +106179,2 = +0,1788 \text{ Pl}$$

und für jenes in der Mitte des 9ten Feldes

$$\frac{\mathfrak{M}_1}{2} = +107586,9 = +0,1811 \text{ Pl}$$

Belastungsfall II für 19 verdrückbare Stützpunkte.
(Fig. 10 Taf. XXII.)

Aus dieser Figur sind wieder die Modificationen des allgemeinen Falles abzuleiten. Vor allem ist wegen der Symmetrie der Anordnung

$$\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{11}, \quad \mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{12} \text{ etc.}$$

sodann, weil in der linken Hälfte des Trägers alle Felder von gerader Nummer unbelastet sind,

$$\begin{aligned} (\mathfrak{M})_0^2 &= (\mathfrak{M})_0^4 = (\mathfrak{M})_0^6 = (\mathfrak{M})_0^8 = (\mathfrak{M})_0^{11} = 0 \\ (\mathfrak{M})_1^2 &= (\mathfrak{M})_1^4 = (\mathfrak{M})_1^6 = (\mathfrak{M})_1^8 = (\mathfrak{M})_1^{11} = 0 \\ (\mathfrak{V})_0^2 &= (\mathfrak{V})_0^4 = (\mathfrak{V})_0^6 = (\mathfrak{V})_0^8 = (\mathfrak{V})_0^{11} = 0 \\ (\mathfrak{V})_1^2 &= (\mathfrak{V})_1^4 = (\mathfrak{V})_1^6 = (\mathfrak{V})_1^8 = (\mathfrak{V})_1^{11} = 0 \end{aligned}$$

und weil in den übrigen Feldern die Lasten alle in dem Abstände $p_0 = 0,619571$ (Gleichung 35) von der betreffenden Stütze entfernt sind,

$$\begin{aligned} (\mathfrak{M})_0^1 &= (\mathfrak{M})_0^3 = (\mathfrak{M})_0^5 = (\mathfrak{M})_0^7 = (\mathfrak{M})_0^9 = (\mathfrak{M})_1^{10} = \\ &= -\frac{P p_0 (1-p_0)^2}{l^2} \\ (\mathfrak{M})_1^1 &= (\mathfrak{M})_1^3 = (\mathfrak{M})_1^5 = (\mathfrak{M})_1^7 = (\mathfrak{M})_1^9 = (\mathfrak{M})_0^{10} = \\ &= -\frac{P p_0^2 (1-p_0)}{l^2} \\ (\mathfrak{V})_0^1 &= (\mathfrak{V})_0^3 = (\mathfrak{V})_0^5 = (\mathfrak{V})_0^7 = (\mathfrak{V})_0^9 = -(\mathfrak{V})_1^{10} = \\ &= +\frac{1}{l^3} P (1-p_0)^2 (1+2p_0) \\ (\mathfrak{V})_1^1 &= (\mathfrak{V})_1^3 = (\mathfrak{V})_1^5 = (\mathfrak{V})_1^7 = (\mathfrak{V})_1^9 = -(\mathfrak{V})_0^{10} = \\ &= -\frac{1}{l^3} P p_0^2 (31-2p_0) \end{aligned}$$

Mit diesen Specialwerthen des Moments und der Verticalkraft wird

$$D_1 = D_3 = D_5 = D_7 = D_9 = +\frac{1}{l^3} P (1-p_0)^2 (1+2p_0)$$

$$D_2 = D_4 = D_6 = D_8 = +\frac{1}{l^3} P p_0^2 (31-2p_0)$$

$$D_{10} = +\frac{2}{l^3} P p_0^2 (31-2p_0)$$

$$\mathfrak{D}_1 = \mathfrak{D}_3 = \mathfrak{D}_5 = \mathfrak{D}_7 = \mathfrak{D}_9 = +\frac{1}{l^2} P p_0 (1-p_0) (1-2p_0)$$

$$\mathfrak{D}_2 = \mathfrak{D}_4 = \mathfrak{D}_6 = \mathfrak{D}_8 = -\frac{1}{l^2} P p_0 (1-p_0) (1-2p_0)$$

$$\mathfrak{D}_{10} = -\frac{2}{l^2} P p_0 (1-p_0) (1-2p_0)$$

und

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_1' + \mathfrak{R}_2 &= \mathfrak{R}_3' + \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_5' + \mathfrak{R}_6 = \mathfrak{R}_7' + \mathfrak{R}_8 = \\ &= -\frac{1}{l^2} P p_0 (1-p_0) (1+p_0) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_2' + \mathfrak{R}_3 &= \mathfrak{R}_4' + \mathfrak{R}_5 = \mathfrak{R}_6' + \mathfrak{R}_7 = \mathfrak{R}_8' + \mathfrak{R}_9 = \\ &= -\frac{1}{l^2} P p_0 (1-p_0) (21-p_0) \end{aligned}$$

$$\mathfrak{R}_9' + \mathfrak{R}_{10} = -\frac{2}{l^2} P p_0 (1-p_0) (1+p_0)$$

endlich

$$\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_5 = \mathfrak{R}_7 = 2 P \alpha (2 p_0 - 1) - \frac{1}{l^2} P p_0 (1-p_0) (1+p_0)$$

$$\mathfrak{R}_2 = \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_6 = -2 P \alpha (2 p_0 - 1) - \frac{1}{l^2} P p_0 (1-p_0) (21-p_0)$$

$$\mathfrak{R}_8 = -2 P \alpha \left(\frac{5}{2} p_0 - 1 \right) - \frac{1}{1^2} P p_0 (1 - p_0) (2 - p_0)$$

$$\mathfrak{R}_9 = 2 P \alpha (3 p_0 - 1) - \frac{2}{1^2} P p_0 (1 - p_0) (1 + p_0)$$

Durch Einsetzen dieser Werthe in die Grundgleichungen (22) und Auflösen derselben nach \mathfrak{M}_9 und \mathfrak{M}_{10} kommt man auf 2 Ausdrücke, welche zunächst zur Berechnung der Auflagermomente \mathfrak{M}_9 und \mathfrak{M}_{10} dienen, die, wiederum in die übrigen Gleichungen des Systems (22) substituirt, successive die übrigen Momente über den Stützstellen liefern.

Auch dieser Belastungsfall wurde für die beiden Grenzwerte des Bettungscoefficienten c durchgerechnet, unter der Voraussetzung, dass $\Theta = 1000 \text{ cm}^4$, $\varepsilon = 2400000 \text{ kg/cm}^2$, $P = 6600 \text{ kg}$ und $l = 90 \text{ cm}$ stattfindet. Das Resultat ist nachstehend zu ersehen:

$$c = 4.$$

$$\alpha = 2,846854$$

$$\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_5 = \mathfrak{R}_7 = 582056,6$$

$$\mathfrak{R}_2 = \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_6 = -1002078,2$$

$$\mathfrak{R}_8 = -2049795,5$$

$$\mathfrak{R}_9 = 2450739,8$$

$$-6,242101 \mathfrak{M}_9 + 4,830920 \mathfrak{M}_{10} = +726630,2$$

$$+110,326903 \mathfrak{M}_9 - 3,204456 \mathfrak{M}_{10} = -8215139,7$$

$$\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{11} = -72826,2 = -0,1226 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{10} = +56312,6 = +0,0948 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{12} = -43793,1 = -0,0737 \text{ Pl}$$

im 9ten und 10ten Feld

$$\mathfrak{M}_{p_0} = +147191,9 = +0,2478 \text{ Pl}$$

$$c = 40.$$

$$\alpha = 1,388049$$

$$\mathfrak{R}_1 = \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_5 = \mathfrak{R}_7 = 167601,1$$

$$\mathfrak{R}_2 = \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_6 = -587622,7$$

$$\mathfrak{R}_8 = -1098461,7$$

$$\mathfrak{R}_9 = 962526,8$$

$$+1,748361 \mathfrak{M}_9 - 2,202622 \mathfrak{M}_{10} = -199003,5$$

$$-1,60626 \mathfrak{M}_9 + 7,63910 \mathfrak{M}_{10} = +347985,8$$

$$\mathfrak{M}_9 = \mathfrak{M}_{11} = -76770,6 = -0,1292 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{10} = +29410,8 = +0,0495 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_8 = \mathfrak{M}_{12} = -35664,4 = -0,0600 \text{ Pl}$$

$$\mathfrak{M}_{p_0} = +129023,7 = +0,2172 \text{ Pl}$$

Die Ergebnisse der in den §§ 3 und 4 besprochenen Rechnungen sind in den Figuren 11 und 12 übersichtlich wiedergegeben. Man ersieht hieraus, dass die Momentenwerthe theilweise sehr bedeutend durch die Verdrückbarkeit der Schienenunterlagen beeinflusst werden, dass aber gleichzeitig der Werth der Bettungsconstanten c hierbei nicht von allzu grosser Bedeutung ist, insofern für einen und denselben Querschnitt selbst für die Grenzwerte 4 und 40 nicht allzu weit von einander abliegende Werthe des Angriffsmoments erhalten werden.

§ 5. Die Anstrengung der Hauptbahn-Schienen im Querschwellen-Oberbau, mit besonderer Rücksicht auf die bayerischen Eisenbahnen.

In den vorausgehenden Paragraphen ist der Einfluss einer Verdrückbarkeit von Unterlagen und Bettung in den idealen Belastungsfällen verfolgt worden. Jetzt kommt es vor allem darauf an, dasselbe für die wirklich vorkommenden Last-

stellungen zu thun, wobei, wie schon bemerkt, bayerische Verhältnisse in erster Linie Berücksichtigung finden sollen. Obgleich die oben angegebenen Zahlenwerthe von ε und Θ für die zur Zeit in Bayern verwendeten Schienen nicht ganz zutreffend sind, wurden die nachfolgenden Rechnungen dennoch auf die früheren Grenzwerte $\alpha = 2,846854$ und $\alpha = 1,388049$ gegründet, weil die Bestimmung des jeweiligen Werthes von α überhaupt nicht sicher ist. In § 6 wird übrigens von dieser Angelegenheit noch besonders die Rede sein.

Von der Annahme unendlich vieler Stützstellen des Schienenstranges wäre man hier schon aus dem Grunde genöthigt abzusehen, weil Zahlenrechnungen dann praktisch nicht mehr zu bewältigen wären. Eine Continuität des Stranges ist aber auch bei der zur Zeit üblichen Laschenverbindung an den Schienenstössen faktisch nicht vorhanden und selbst wenn dies der Fall wäre, könnte davon abgesehen werden, wie aus der folgenden Betrachtung hervorgeht.

Wie schon früher erwähnt worden, nimmt der Einfluss der Raddrücke auf den Momentenwerth eines Querschnitts sehr rasch ab, wenn ihre Entfernung von diesem vergrößert wird. Es ist dies noch deutlicher aus den nachstehenden Tabellen No. III, IV und V zu ersehen, in welchen die durch eine Einzellast in der Feldmitte gewichtloser continuirlicher Träger hervorgerufenen Momente zusammengestellt sind.

Tabelle III.

Schwerloser Träger auf unendlich vielen, gleich hoch gelegenen, absolut fixen Stützpunkten, Feldweite durchaus gleich 1.

Einzellast in der Mitte des Feldes zwischen den Stützen No.		Angriffsmoment in der Mitte des Feldes zwischen den Stützen No. σ und $(\sigma + 1)$
σ	$\sigma + 1$	+ 0.170753 Pl
$\sigma - 1$	σ	- 0,029006 „
$\sigma - 2$	$\sigma - 1$	+ 0,007772 „
$\sigma - 3$	$\sigma - 2$	- 0,002083 „
$\sigma - 4$	$\sigma - 3$	+ 0,000558 „
$\sigma - 5$	$\sigma - 4$	- 0,000150 „
$\sigma - 6$	$\sigma - 5$	+ 0,000040 „
$\sigma - 7$	$\sigma - 6$	- 0,000011 „

Tabelle IV.

Schwerloser Träger auf 18 gleich hohen, fixen Stützpunkten, Feldweite durchaus gleich 1, bei 1 und 18 freies Auflager.

Einzellast in der Mitte des Feldes zwischen den Stützen No.		Angriffsmoment in der Mitte des Feldes zwischen den Stützen No. 9 und 10
9	10	+ 0.170753 Pl
8	9	- 0,029006 „
7	8	+ 0,007772 „
6	7	- 0,002083 „
5	6	+ 0,000558 „
4	5	- 0,000149 „
3	4	+ 0,000040 „
2	3	- 0,000011 „
1	2	+ 0,000004 „

Tabelle V.

Schwerloser Träger auf 8 gleich hohen, fixen Stützpunkten, Feldweite durchaus gleich 1, bei Stütze No. 1 und 8 freies Auflager.

Einzellast in der Mitte des Feldes zwischen den Stützen No.		Angriffsmoment in der Mitte des Feldes zwischen den Stützen No. 4 und 5.
4	5	+ 0,170775 Pl
3	4	- 0,029049 „
2	3	+ 0,007923 „
1	2	- 0,002641 „

Alle 3 Tabellen beziehen sich auf Träger mit gleich hohen, unverrücklich gelagerten Stützen, No. III auf einen solchen mit unendlich vielen derartigen Stützstellen, No. IV auf einen mit 18 und No. V auf einen Träger mit 8 Stützpunkten. Man ersieht aus diesen Zusammenstellungen ausserdem noch, dass die Anzahl der Stützstellen bei Trägern von der Steifigkeit der Eisenbahnschienen nicht den bedeutenden Einfluss besitzt, welchen man vielleicht erwarten könnte, so dass man wohl in den meisten praktischen Fällen, wenn es sich um unverdrückbare Stützen gleicher Höhenlage handelt, die Verhältnisszahl ξ (Gleichung 36) festhalten darf.

Aehnliches gilt nun auch bei verdrückbaren Stützen, wie aus der folgenden für einen Träger auf 18 Unterlagen berechneten Tabelle No. VI hervorgeht.

Tabelle VI.

Schwerloser Träger auf 18 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus gleich 1, bei 1 und 18 freies Auflager, Bettungscoefficient $c = 4$, $\alpha = 2,846854$.

Einzellast P im Feld No.	Angriffsmoment in der Mitte zwischen den Stützen No. 9 und 10 wenn		
	$p = 0$	$p = \frac{1}{2}$	$p = 1$
1	- 0,00029 Pl	+ 0,00006 Pl	+ 0,00049 Pl
2	+ 0,00049 „	+ 0,00105 „	+ 0,00170 „
3	+ 0,00170 „	+ 0,00233 „	+ 0,00251 „
4	+ 0,00251 „	+ 0,00162 „	- 0,00140 „
5	- 0,00140 „	- 0,00764 „	- 0,01796 „
6	- 0,01796 „	- 0,03238 „	- 0,04773 „
7	- 0,04773 „	- 0,05800 „	- 0,04875 „
8	- 0,04875 „	- 0,00135 „	+ 0,11143 „
9		+ 0,31407 „	

Nur hat die Verdrückbarkeit der Stützen eine verstärkte Wirkung der Lasten auch auf grössere Entfernungen hin zur Folge. Ganz speciell ist zu erkennen, dass alle concentrirten Lasten P, welche sich auf der Strecke zwischen Trägeranfang und ungefähr der Mitte des 4ten Feldes befinden, positive Momentenbeiträge nach der Trägermitte hin liefern, während alle Lasten auf der übrigen Strecke bis nahe an die Stütze No. 9 hin den Werth des Momentes in der Trägermitte im negativen Sinne beeinflussen. Die an der Grenze der beiden bezeichneten Strecken befindliche Last, welche um ca. $4\frac{1}{2}$ Feld-

weiten, ungefähr gleich 4 Meter, von der Trägermitte entfernt steht, bewirkt hierbei an dieser Stelle ein Moment, dessen Werth kaum 0,2 % des Productes P.l erreicht. Im Hinblick auf diese Thatsachen, sodann auf den Umstand, dass durch die Kuppelung der Schienenenden mittels Laschen keinesfalls Continuität hergestellt wird, endlich in Erwägung, dass die in vielen Fällen auftretenden negativen Auflagerdrücke nicht die entsprechenden Auflagerreactionen vorfinden,*) kommt man zu der Ueberzeugung,

dass bei den folgenden Untersuchungen nur kürzere Stücke des Schienenstrangs, etwa von der Länge der Normalschienen, und ausserdem immer nur die zusammengehörigen Raddrücke einer einzelnen Locomotive in's Auge zu fassen sind.

Nach diesen vorbereitenden Bemerkungen kann zu den beabsichtigten Untersuchungen der bayerischen Vollbahnschienen übergegangen werden. Dieselben haben eine normale Länge von 6^m und werden mit freiliegendem Stoss neuerdings auf 7, in den gleichen Achsenabständen von 90^{cm} von einander entfernten hölzernen Querschwellen gelagert. Von den bayerischen Locomotiven kommen in Betracht:

- 1) Die bekannte alte Lastzugmaschine von 60 Tonnen Gewicht (Fig. 13 Taf. XXII), welche auch jetzt noch öfters Brückenberechnungen zu Grunde gelegt wird,
- 2) die neue schwere 2achsige Tendermaschine D IV (Fig. 14 Taf. XXII),
- 3) die neue schwere 3achsige Tendermaschine D V (Fig. 15 Taf. XXII),
- 4) die Personen- und Güterzugmaschine C III (Fig. 16 Taf. XXII).

Von allen übrigen, sonst noch im Dienst stehenden Maschinen kann abgesehen werden, da sie in ihrer Wirkung hinter den hier bezeichneten zurückbleiben.

Die beim Betrieb einer Bahnstrecke in verticaler Ebene erfolgenden Angriffe des Schienenstrangs sind verschiedener Art. Man kann sie vielleicht als normale und als ungewöhnliche auffassen. Zu den ersteren würden jene zählen, welche auch bei einem ganz sorgfältig unterhaltenen Oberbau unter sonst günstigen Umständen stets hervorgerufen werden; zu den letzteren dagegen solche, welche durch Umstände bedingt werden, die im grossen Betriebe zwar unvermeidlich, aber doch seltener vorkommen (Hohlliegen einer Schwelle in Folge mangelhafter Unterstopfung oder wegen ungleichmässigen Aufthauens des gefrorenen Bodens) oder welche bei dem zufälligen Zusammenwirken mehrerer besonders ungünstiger Umstände hervortreten. (Ungenügende Unterstützung der Schienen bei gleichzeitiger Aenderung der Achsenbelastung in Folge Verticalschwingung der Tragfedern u. dgl. m.) In Wirklichkeit ist die Sachlage auch unter ganz normalen Umständen sehr complicirt, namentlich weil die Schienenunterlagen in ihrem Verhalten keinerlei Gesetzmässigkeit folgen. Man wird jedoch eine richtige Vorstellung von der Stärke der Anstrengung erhalten, und zwar

*) Siehe speciell hierüber weiter unten.

1) der normalen Anstrengungen, wenn man die Schiene zunächst auf lauter elastisch verdrückbaren Unterlagen für die beiden Grenzwerte des Bettungscoefficienten $c = 4$ und $c = 40$ betrachtet, sodann annimmt, die Schiene ruhe an einer Stelle direct auf dem Mauerwerk eines offenen Bahndurchlasses auf, welcher eine Stützweite gleich der gewöhnlichen Schwellendistanz gewährt. In beiden Fällen sind Aenderungen der Achsenbelastungen, sowie die übrigen Einflüsse des Bewegteins der Fahrzeuge in Betracht zu ziehen.

Ein Maass für

2) die ungewöhnlichen Anstrengungen lässt sich sodann aus der Betrachtung des Falles gewinnen, dass der Schienenstrang wegen Hohlliegens einer einzelnen Schwelle ein Feld von der Länge gleich der doppelten Normaldistanz der Unterlagen enthält, wobei dann auch wieder sowohl $c = 4$ wie 40 gesetzt und Rücksicht auf das Bewegteins der Verkehrslasten genommen werden muss.

(Schluss folgt im nächsten Hefte.)

Beschreibung des Diagramms Taf. XXIII für die Berechnung der Bremskraft und den Einfluss von Gefällen beim Anhalten von Eisenbahnzügen.

Der Zweck dieses Diagramms ist: den Vergleich zwischen verschiedenen Bremsproben zu erleichtern, wenn die Schnelligkeit des Zuges und die Distanz, in welcher der Zug angehalten ist, bekannt sind. Die Kräfte, welche während des Anhaltens in Wirkung kommen, mit Inbegriff von Bremskraft, Reibung, Schwerkraft, hat man während der ganzen Zeitdauer des Anhaltens als constant wirkend angenommen, und in dieser Weise kann für die Vergleichung eine Basis gefunden werden, indem man den Mittelwerth dieser Verzögerungskräfte in Procenten des Zuggewichtes ausdrückt.

Dieser Mittelwerth wird durch die Formel $X = 0,392 \frac{v^2}{d}$ angegeben, in welcher X = Mittelwerth aller Verzögerungskräfte, die man kurz »Verzögerungsprocente« nennt, v = Geschwindigkeit des Zuges in Kilometer pro Stunde. d = Bahnlänge in Metern, auf welcher das Anhalten stattgefunden hat.

Das Diagramm aber macht solche Berechnungen überflüssig, und können die Werthe unmittelbar abgelesen werden.*)

Beispiel. Angenommen, es sei ein Zug bei einer Schnelligkeit von 82 km in 278^m angehalten worden. Dann befindet der Kreuzungspunkt der horizontalen Linie, welche 82 km und der vertikalen, welche 278^m entspricht, sich am nächsten der diagonalen Linie, welche mit 9,5 bezeichnet ist, was also anzeigt, dass die Bremskraft während des Anhaltens gleich 9,5% des Zuggewichtes war. Mit andern Worten, wenn

*) Die Formel $X = 0,392 \frac{v^2}{d}$ giebt für jeden speciellen Werth von X eine Parabel. Wenn aber $v^2 = m$ gesetzt wird, oder mit anderen Worten die Quadrate von v als Ordinaten eingetragen werden, so ändert sich obige Formel in $X = 0,392 \frac{m}{d}$ und giebt diese für jeden speciellen Werth von X eine gerade Linie. Notiz des Verfassers.

der Zug 100 Tonnen wiegt, würde also die Bremskraft 9500 kg betragen haben. Umgekehrt ermöglicht dieses Diagramm Bremsproben, welche bei verschiedener Geschwindigkeit gemacht sind, auf dieselbe Normal-Geschwindigkeit zurückzuführen, damit die Anhalts-Distanzen verglichen werden können.

Beispiel. In oben erwähnter Bremsprobe sei die Frage gestellt, in welcher Distanz würde der Zug zum Stillstand gekommen sein, wenn, unter ähnlichen Umständen, die Anfangsgeschwindigkeit nicht 82 km, sondern 73 km betragen hätte? Man sucht dazu den Kreuzpunkt der diagonalen Linie, welche mit 9,5 bezeichnet ist, und der horizontalen Linie, welche 73 km entspricht, und findet, dass dieser Punkt sich nahe der vertikalen Linie befindet, welche einer Distanz von 220^m entspricht.

Der Zug würde also unter diesen Umständen auf einer Strecke von 220^m zum Anhalten gekommen sein.

Einfluss von Gefällen.

Wenn 1000 kg Gewicht sich auf einem Gefälle von 1^{mm} pro Meter befindet, so ist die Wirkung der Schwerkraft gleich ein Kilogramm oder $\frac{1}{1000}$ Theil oder $\frac{1}{10}$ ‰. Es wird also für jedes Millimeter pro Meter Steigerung oder Gefälle $\frac{1}{10}$ ‰ in Rechnung gebracht, welches von den Verzögerungsprocenten abgezogen, oder denselben zugezählt wird, je nachdem die Bremsprobe auf einer steigenden oder fallenden Bahnstrecke stattgefunden hat.

Beispiel. Wenn oben erwähnte Bremsprobe auf einer steigenden Bahnstrecke von 15^{mm} pro Meter stattgefunden hätte, so müsste man die Verzögerungsprocente (9,5) um $\frac{15}{10}$ ‰ oder 1,5% vermindern und hätte also die wirkliche Bremskraft nur 8% oder 80 kg pro Tonne des Zuggewichtes betragen.

Alb. Kapteyn, Ingenieur.

Holz- oder Eisen-Schwellen.

Von M. Pollitzer, Oberingenieur in Wien.

(Hierzu Fig. 1—5 auf Taf. XXIV.)

Seit mehr als einem Jahrzehnt wird dem hölzernen Querschwellen-Oberbaue besonders stark zu Leibe gegangen.

Die Zahl derer, welche ihm den Vernichtungskrieg erklären, wird immer grösser. Fortwährend werden neue Constructionen aus Eisen ersonnen, die an Stelle der hölzernen Schwellen die Culturbahn würdiger und besser ausstatten sollen;

und wenn im Ansturme der Geister auch manche Zerrgebilde zu Tage treten, die einen erst die Frage aufdrängen: »Was soll das? eine Feuerleiter?« — »Nein ein eiserner Oberbau.« — so mag dieses wohl dem Feuereifer zuzuschreiben sein, mit dem diese so wichtige Angelegenheit von Berufenen und Unberufenen behandelt wird. —

Welcher Misserfolg ist bei dem hölzernen Querschwellen-Oberbaue so stark zu Tage getreten und in wie weit wird durch seine constructive Eigenschaft die Existenz einer Eisenbahn gefährdet?

Es sind zwei Cardinalfehler, die dem hölzernen Querschwellen-Oberbau zur Last gelegt werden:

Erstens die Kurzlebigkeit der Schwellen. Zweitens der Widerstand, welchen dieselben jedem bleibend festen Gefüge mit der Schiene entgegen setzen.

Ist der kurze Bestand der Holzschwelle, wie er sich bisher durchschnittlich ergeben hat, eine organische nicht zu beseitigende Eigenschaft derselben? Mit nichten! Wie wurden dieselben bisher zu Eisenbahnzwecken gewonnen?

Man bestellte die Holzschwellen zu Tausenden und Hunderttausenden bei dem Holzlieferanten, dieser rodete gewöhnlich ganze Waldbestände aus und erzeugt die Eisenbahnschwellen aus Baumstämmen unberücksichtigt ob dieselben zum Fällen reif oder unreif sind, d. h. ob das Holz noch jung und vollsaftig, in der Faser quappig, oder schon ausgebildet und die nöthige Dichtung der Faser besitzt, wenn nur der Stamm diejenige Stärke hat, dass sich zur Noth noch eine Schwelle herauschneiden lässt. Dem entsprechend sind auch die gelieferten Schwellen verschiedenster Qualität.

Nun haben wir gegen solche Uebelstände ein Präservativ in der Imprägnirung.

Dass durch die Imprägnirung mit Zinkchlorid, Creosot oder Quecksilber-Sublimat, bei halbwegs rationellem Vorgange, die Lebensdauer der Schwellen erhöht und auf die 2- bis 3fache Dauer, je nach der Beschaffenheit des Holzes gebracht werden kann, ist nach den bisher geschöpften Erfahrungen unbestreitbar.

Doch tritt auch bei diesem Prozesse ein summarisches Verfahren ein, welches ebenfalls als unzweckmässig bezeichnet werden muss. Das Dämpfen, Kyanisiren und eigentliche Imprägniren wird für jeden Process, jede Holzgattung auf eine bestimmte Zeit fixirt, ohne weiterer Proben wie weit diese chemischen Proceduren auf das Holz eingewirkt haben. Und diese Untersuchung ist doch einfach dadurch erreicht, wenn die auf einem Bügelwagen imprägnirten Schwellen gleich nach ihrem Austritt aus dem Kessel, an der für den Nagel bestimmten Stelle angebohrt werden und zwar derart behutsam, dass von Schichte zu Schichte die Späne mit dem Bohrer herausgezogen und bezüglich ihres Zustandes durch chemische Reagens untersucht werden. Schwellen die eine mangelhafte Imprägnirung zeigen, müssten der Procedur wiederholt unterzogen werden.

Was nützt jedoch jede Imprägnirung, werden alle Gegner der Holzschwellen rufen, wenn deren mechanische Zerstörung noch vor der organischen zu Tage tritt?

Nun was die mechanische Zerstörung betrifft, da könnte die Holzschwelle selbst als Klägerin auftreten. Roher, schonungsloser und verderblicher könnte mit keinem Holze vorgegangen werden, als dieses bisher bei jenem Holze, welches zu diesem Eisenbahnzwecke verwendet wurde, geschehen ist, und zumeist noch geschieht.

Jeder Holzbearbeiter ist von der Ueberzeugung durchdrungen, dass der Nagel der Ruin des Holzes ist und wo es

Schonung desselben gilt nur die Schraube zur Verwendung gelangen darf. Mit dem Eintreiben der Schienen-Nägel in die Schwelle, mag dieses noch so vorsichtig geschehen, hat dieselbe schon ihren latenten Tod empfangen, denn die Spaltung der Faser an dieser Stelle, theils längst der ganzen Schwelle, theils nur zum Theile, ist dadurch schon erfolgt und wer sich davon überzeugen will, braucht nur eine mit grösster Vorsicht genagelte Schwelle senkrecht zu ihrer Längsachse in einiger Entfernung von dem frisch eingetriebenen Nagel durchzusägen. Ein nicht stark geführter Schlag auf ein solches abgesägtes Schwellenstück spaltet dasselbe in jener Faserrichtung, wo der Nagel eingetrieben wurde.

Wenn sich bei dem Eintreiben der Nägel weniger Spaltungen zeigen, als dieses der Natur der Sache nach erfolgen sollte, so liegt der Grund entweder in der Vorbohrung, wenn der Bohrer stärker als der Schaft des Nagels ist, oder in der starken Reibung, welche die durchgeschlagene Faser an den Seitenflächen des Nagels erleidet und so die Spaltung nicht zum Vorschein kommen lässt, bis sich der Nagel durch die Bewegung der Schiene gelüftet und der Spalt dann sichtbar wird.

Nur die Schraube schützt das Holz vor mechanischer Zerstörung und zwar dann, wenn dieselbe so gestaltet ist, dass ihre Gewinde die Faser des Holzes langsam und stetig durchschneiden.

Die Richtigkeit dessen wurde zwar schon vor Dezennien anerkannt, man hielt aber die Schraube für zu wenig widerstandsfähig um einer festen Verbindung zu genügen, und man kam auf die alberne Idee, dem Nagel einen spiralförmigen Schaft zu geben, und denselben einzutreiben, nicht einzuschrauben, wodurch die Zerstörung noch intensiver heraufbeschworen wurde.

Ja, wird es heissen, nicht die Anbringung der ersten Befestigung ist das zerstörende Motiv, sondern die Correction dieser Befestigung im Laufe des Betriebs, das immerwährende Nachschlagen der sich lockernden Befestigungsmittel, besonders deren Auswechslung bei ihrer Zerstörung durch die Schienen. Letzterer Grund ist es auch der die Schraube trotz der ihr von der Natur angewiesenen Stelle gebieterisch verdrängt hat. —

Ja wohl ist dieses richtig, wenn die Schraube nach dem gegenwärtigen System zur Benutzung kommt; wenn die Schraube mit ihrer Spindel gleich als Festhaltung des Schienenfusses benutzt wird, somit erstere dem Angriffe des letzteren unmittelbar ausgesetzt ist, wodurch die Spindel theils zerstört, theils verdrückt und verschoben wird und für jede weitere Befestigung ausser Wirkung tritt. —

In der Entfernung solcher Schraubennägel liegt nun ihr grosser Uebelstand, der sich auch da manifestirt wo Schienen zur Auswechslung gelangen sollen.

In dem Umstande daher, dass die Schraube, ohne jeden vermittelnden Theil zugleich als Festhaltung der Schienen in Verwendung tritt, liegt noch heute das fehlerhafte der Anordnung in der Benutzung derselben. Soll die Schraube in richtiger und correcter Weise als Verbindungs- und Befestigungs-Bestandtheil bei dem hölzernen Querschwellen-Oberbaue zur Verwendung gelangen, so kann, ja muss dieses nur nach den

in den Fig. 1 und 2 Taf. XXIV angezeigten Weise geschehen, wo die Klemme K auf der Schraubenspindel S aufgesteckt ist und erstere durch die Mutter M an den Fuss der Schiene festgepresst wird.

Die eigentliche Schraubenspindel steht daher ausser dem Bereiche des Schienenfusses und ist vor jedem directen Angriffe geschützt.

Das Klemmstück K ist von rechteckiger Form, wird daher als Walzeisen sehr leicht und nicht kostspielig erzeugt, kann falls auf der einen Seite abgenutzt, durch Umdrehen wieder von Neuem zur Verwendung gelangen und bietet durch die Breitseite, die sich der Schiene entgegenstemmt, einen kräftigen Widerstand gegen jede Bewegung derselben.

Das zwischen den Nuthen dieses Klemmstückes lagernde Plättchen schützt, wenn dasselbe mit einem Ende an einer Seite der Schraubenmutter angedrückt, beziehungsweise überbogen wird, vor jeder Lockerung der Klemme.

Das Gewinde der Spindel, welches in die Schwelle greift, ist scharf und kräftig und möglichst steil angelegt.

Zum Einführen solcher Schrauben, welches genau an der richtigen Stelle und nach correct erfolgtem Vorbohren vorzunehmen ist, dient eine Vorrichtung die in den Fig. 4 und 5 Taf. XXIV dargestellt ist.

Diese Vorrichtung besteht aus einem Bügel, dessen beide Arme, entsprechend der grössten Breitedimension der Schwellen, abgebogen sind und dient als Mutter einer flachgängigen Schraube, die am oberen Theile der Spindel eine zweiarmige Kurbel und am unteren Theile eine Kapsel zur Aufnahme des Bohrers und der Schwellen-Schraube trägt, welche mit der Klemmschraube k festgeklemmt werden.

Der Bügel selbst wird durch die beiden Flügelmuttern a und b und die Fussklemmen f an der Schiene befestigt.

Selbstverständlich wird dieser Bügel nicht früher abgenommen, bis das Bohren und die Einführung der Schraube bis zur gehörigen Tiefe vollzogen ist.

Durch diese Vorrichtung wird hauptsächlich das erzielt, dass die Bohrung genau in gleichem Abstände vom Schienenfusse des Gleisstranges bei sämmtlichen Schwellen durchgeführt werden kann und dass die Schwellenschraube senkrecht zur Achse der Schiene eingeführt wird.

Zur Erreichung des ersteren Zieles ist es nur nöthig, die Fussklemmen immer bis an die Kante des Schienenfusses anzuschieben.

Eine derartig durchgeführte Schienenbefestigung ist eine solche, wie sie der Natur des hölzernen Querschwellen-Oberbaues entspricht und sowohl in ökonomischer als technischer Beziehung dringend geboten erscheint.

Nur bei einer derartigen Verbindung der Schiene mit der Holzschwelle, wird die mechanische Zerstörung der letzteren hintangehalten, die Abnutzung des Befestigungsmaterials wird auf ein Minimum reducirt, die Schraube bleibt während der ganzen Dauer der Schwelle intact, da die Abnahme und Wiederanbringung der Schiene nur durch die Ablösung der Muttern und Klemmen erfolgen kann. Die Correctionen solcher Gleise sind auf ein Minimum beschränkt und das Hantiren mit Hammer und Hebel an Schienen und Schwellen entfällt und schützt

so dieses Material vor der rohen Misshandlung, die sein rasches Ende herbeiführt.

Wie zweckmässig sich eine solche Schraubenbefestigung am Schienenstosse anbringen lässt und wie durch die Klemmplättchen dem Wandern der Schienen viel kräftiger entgegenwirkt wird wie bei Anbringung von Nägeln, ist durch die Darstellung in Fig. 3 Taf. XXIV deutlich zu erschen, so dass jede weitere Demonstration entfallen kann.

Ausser diesen sehr wichtigen Maassnahmen sind aber auch noch andere Umstände in Berücksichtigung zu ziehen, wenn die Existenz der Holzschwellen nicht muthwillig der Zerstörung preisgegeben werden soll. Und da ist zuvörderst deren Unterbettung zu beachten.

Soll die Holzschwelle vor jeder Feuchtigkeit geschützt und ein Durchstreichen der Luft behufs Trockenhaltung derselben möglich sein, so ist eine Bettungsschicht von wenigstens 0,2^m Mächtigkeit aus einem Gerölle, oder geschlägelten Stein unbedingt nöthig. Von dieser aus muss ein Abfluss des Wassers unter jeder Bedingung gesichert werden. Eine solche Bettungsschicht ist aber nicht nur für die Trockenlegung geboten, sondern sie bietet auch die Sicherheit, dass bei etwaiger nöthigen Unterstopfung, der Untergrund nicht aufgewühlt werde und feuchtes Erdreich mit Schotter gemengt unter die Schwellen zu liegen kommt. Ferner soll die ganze Schwelle von der Bettung umgeben werden, um der directen Einwirkung der Sonnenstrahlen, besonders der intensiven Trocknung nach einem Regen, entzogen zu sein.

Für Schwellen, die derart behandelt und die durch jede gewaltsame Einwirkung durch die eben beschriebene Befestigungsweise mit den Schienen geschützt sind, ist zwar noch keine statistische Nachweisung über die Dauer derselben vorhanden, aber dieselbe muss eine bedeutend höhere als die jetzt erreichbare sein.

Nun noch den zweiten Cardinalfehler der dem hölzernen Querschwellen-Oberbaue zur Last geschrieben wird und zwar dessen Widerstand, den derselbe jeder bleibenden festen Verbindung mit der Schiene entgegensetzt:

Die Hauptursache dieser Lockerung in der Verbindung wurde bereits besprochen und liegt dieselbe in dem directen Angriff des Schienenfusses an den Nägeln oder den Schrauben. Eine derartige Anordnung kann nie eine constante Verbindung zur Folge haben, seien die Schwellen aus Holz oder Eisen, ja im Gegentheil, bei der Eisenschwelle wird die Zerstörung des Verbindungsorganes noch intensiver hervortreten als bei der Holzschwelle, weil auch die Eisenschwelle zur Abnutzung, beziehungsweise Abschärfung und Abdrückung, in Gemeinschaft mit dem Schienenfusse, zur Wirkung kommt und man muss jede Construction eines Oberbaues mit eisernen Schwellen zu den Todten zählen, wo eine derartige Verbindung der Schwelle mit der Schiene bedingt ist. —

Die Lockerung in der Festhaltung der Schienen wurde und wird zum Theile noch bei den Holzschwellen durch eine andere Ursache herbeigeführt und diese ist die unvollkommene Texelung (Kappung) der Schwellen.

Bei vielen Bahnverwaltungen geschieht die Texelung heute

noch durch die Texelhaue. Nun ist es zur Evidenz erwiesen, dass ein genaues Einhalten der geneigten Auflagflächen sich mittelst Handarbeit nicht erreichen lässt. Das Auflegen einer Texellehre wird von den Arbeitern, die solche Arbeiten im Accord durchführen, schleuderhaft oder gar nicht vorgenommen und in der That sind, wenn grosse Quantitäten Schwellen zur Texelung gelangen, kaum 20 % vollkommen richtig bearbeitet, das heisst, mit Auflagflächen versehen, die wirklich die vorgeschriebene Neigung von $\frac{1}{16}$ oder $\frac{1}{20}$ haben.

Wird nun die Schiene auf solche Schwellen aufgelegt, wovon z. B. Fig. 5 a u. 5 b, a und c eine Neigung $\text{tg } \alpha = \frac{1}{m}$ und b eine solche von $\text{tg } \alpha' = \frac{1}{n}$, und wo $\frac{1}{m} < \frac{1}{n}$ ist, so erleidet die Schiene eine Torsion, welche ungefähr dem Winkel

$$\text{tg } \alpha' - \text{tg } \alpha = \frac{m - n}{m \cdot n} \text{ entspricht.}$$

Wie solche Schienen beim Befahren sich manifestiren, zeigt deutlich die geschlängelte Linie auf der Lauffläche, welche wohl auch zum Theil durch Mangelhaftigkeit der Betriebsmittel entsteht, aber um so grösser und schädlicher wirkt dieser Torsionswinkel auf die Lockerung der Verbindung, da der abrollende Spurkranz der Torsion entgegen wirkt und das Bestreben entsteht, an der Schwelle b die Verbindung zu lockern und den Schienenfuss um die Höhe der Verdrehung zu heben und zu deformiren.

Am offenbarsten zeigt sich dieser schädliche Einfluss in der Nähe der Stossverbindung. Hier wirken die Laschen auf die genaue Vereinigung der Schienen-Querschnitte und wird diese Wirkung durch derbes Anziehen der Kupplungs-Bolzen hervorgerufen, dann bringt die dem Stosse anliegende Querschwellen, welche eine mangelhafte Neigung besitzt, auf die kurze Schienenlänge (besonders bei schwebendem Stosse) eine doppelt schädliche Torsionswirkung hervor, so dass dort, wo die Haltkraft der Verbindung eine zu grosse ist, eine seitliche Verbiegung dieser letzteren, ja sogar ein Bruch der Schiene (wenn solche aus Stahl besteht) erfolgen kann.

Ich bin gerne geneigt, die nach statistischen Ausweisen nachgewiesenen Schienenbrüche, die 50 bis 60 cm vom Schienenende erfolgen und beiläufig 30 % der gesammten Brüche betragen, nur diesem Grunde zuzuschreiben; wenigstens haben mich meine Beobachtungen darin bestärkt, indem solche Brüche nur bei Schwellen, die eine Texelung mit der Haue erfahren haben, vorgekommen sind.

Obwohl noch viele Bahnverwaltungen, hier zu Lande, von dieser alten und verderbend wirkenden Manipulation nicht ablassen wollen, muss doch constatirt werden, dass die Mehrzahl zu den Texelmaschinen, die mit der Hand oder mit Dampf betrieben werden, gegriffen haben.

Eine besonders wegen ihrer Leistungsfähigkeit ausgezeichnete auf österreichischen Bahnen in Verwendung stehende Dampf-

Texelmaschine wird von der Werkzeug- und Maschinen-Fabrik der Firma Reinhard Fernau erzeugt. Zum Betriebe derselben ist eine 2 bis 3 pferd. Locomobile erforderlich und belaufen sich die Kosten für die Texelung einer Schwelle auf 3 Pfennige.

Die Maschine ruht auf einem Rädergestelle und kann daher auf einem Gleise längs des Depotplatzes beliebig verschoben werden. Bei einer Hand-Txelmaschine von der gleichen Firma stellen sich die Kosten auf 4 $\frac{1}{2}$ Pfennige inbegriffen aller Kosten für das Zutragen und Wiederaufschlichten der getxelten Schwellen.

Die mit diesen Maschinen zugerichteten Schwellen zeigen, sowohl an jenen Stellen wo die Messer, als auch dort wo die Sägen arbeiten, eine glatte reine Auflagerfläche und selbstverständlich eine genaue Neigung derselben.

Indem ich das Gesagte recapitulire will ich nun kurz resumiren, was bei dem hölzernen Querschwellen-Oberbaue unbedingt beachtet werden muss, wenn man ihn bezüglich seiner Leistungsfähigkeit, Kosten und Dauer mit anderen Systemen, insbesondere mit dem der eisernen Querschwellen, in richtige Relation bringen will:

- a) Die Querschwellen sollen bezüglich der Holzqualität erprobt, beziehungsweise deren Erzeugung technisch überwacht und geleitet werden.
- b) Die Imprägnirung soll der Qualität des Holzes angemessen sein d. h. man muss sich von dem Erfolge der Imprägnirung noch vor dem Einlegen der Schwellen genaue Rechenschaft geben.
- c) Der Schienenfuss soll niemals auf den in die Schwelle eingelassenen Befestigungs-Bestandtheil direct zur Einwirkung gelangen und dieser soll in die Schwelle niemals eingeschlagen, sondern nur eingebohrd resp. eingeschraubt werden.
- d) Die Bettung unter den Schwellen soll eine sorgsame sein.
- e) Die Texelung soll nur mit geeigten Maschinen vorgenommen werden.

Ein solcher hölzerner Oberbau wird wohl eine langsamere und kostspieligere Herstellung und eine Mehrtheiligkeit seiner Kleinzeug-Bestandtheile gegen sich haben, aber derselbe wird einer Construction entsprechen, die als eine Verbindung von Holz und Eisen, als technisch richtig und rationell gelöst erscheint und deren Solidität und Dauer die Mehrkosten vollauf aufwiegen wird.

Wird sonach der Nagel und die Texelhaue in das Raritäten-Cabinet verwiesen und der hölzerne Querschwellen-Oberbau sich einer grösseren Fürsorglichkeit erfreuen, dann wäre erst zu beweisen, was der Culturbahn besser entspricht ob Holz oder Eisen.

Wien, im Februar 1883.

Notizen über die Erdarbeiten beim Bau des Central-Bahnhofs in Frankfurt a/Main.

Nach Mittheilung vom Abtheil.-Baumeister Wolff in Frankfurt a/M.

Die Dämme des im Bau begriffenen Central-Bahnhofs in Frankfurt a/M. erfordern ca. 2 600 000 cbm Erdarbeiten, wovon die von der Hessischen Ludwigsbahn selbstständig herzustellenden Erdarbeiten etwa 600 000 cbm aus auf beiden Ufern des Mains liegenden Seitenentnahmen bereits im Jahre 1881 grösstentheils vollendet wurden, während die ca. 2 000 000 cbm erfordernden Dämme der Staatsbahnen auf der rechten Mainseite keine passendem Entnahmestellen fanden und bis zur Fertigstellung der Mainbrücke nur die auf dem linken Ufer liegenden Zufahrtsdämme — von ca. 250 000 cbm Inhalt — geschüttet werden konnten, dagegen die Arbeiten an den grossen Bahnhof-Plateaus und somit der grossartige flotte Betrieb erst im Jahre 1882 nach Fertigstellung der Staatsbahnbrücke in Gang kamen.

Diese letzteren Arbeiten wurden dem Bauunternehmer Karl Vering aus Hannover übertragen und dürften dessen grossartige und zweckmässige Einrichtungen zum Gewinnen und Transportiren der Erdmassen von allgemeinem Interesse sein.

Das aus grobem Sand und Kies bestehende Material wird in einem hügeligen Waldterrain, dessen Bäume abständig waren, der Gemeinde Schwanheim gewonnen und auf einer zweigleisigen Arbeitsbahn von 0,90^m Spurweite mit mittleren Transporten von 6—8 km und weitesten Transporten von 10—12 km angefahren. Die grösste Tagesleistung betrug bis jetzt 3000 cbm gewachsene Masse; im Ganzen waren Anfangs Januar 1883 900 000 cbm herantransportirt. Diesen Transport vermitteln 11 Locomotiven und 250 Rollwagen (Seitenkipper). Letztere haben 3 cbm Inhalt und 30 bis 35 derselben bilden einen Zug, welche eine Locomotive nur in der Horizontalen und in schwachen Steigungen ziehen kann; an den stärker steigenden Auffahrtsrampen wird mit einer oder zwei Locomotiven Vorspann geleistet. Der Betrieb mit den grössern Rollwagen soll sich im Vergleich mit den an den Ludwigsbahn-Dämmen verwendeten gewöhnlichen von ca. 1¹/₄ cbm Inhalt bei weitem günstiger stellen und schien es zweifelhaft, ob die hier vorliegende Aufgabe mit den kleinen Wagen, ohne dass eine grössere Anzahl Entnahmestellen vorhanden, in der kurzen Zeit zu lösen war, da eine einzige doppelspurige Zufahrtsbahn bei den unvermeidlichen häufigen Aufenthalten und Störungen den Verkehr der nahezu dreifachen Anzahl Züge nicht würde vermitteln können.

Das Beladen eines Theils der Rollwagen an der Entnahmestelle des Auffüllmaterials besorgt ein von der Seite angreifender Excavator oder Trockenbagger, welcher auf einem breiten Gleis, parallel zu der im Abbau begriffenen Wand steht und von einer schnell gehenden Dampfmaschine von 25 Pferdekraft in Bewegung gesetzt wird und täglich 1000 cbm, bei 25 bis 30 Ctr. Kohlenverbrauch, laden kann. Die Maschine erfordert im ganzen 4 Mann, das Verschieben des Gleises 15 Mann; dazu kommen wegen des scharfen, sehr schwere Steine in Menge enthaltenden Kieses 11 Mann zum Abstossen des Bodens, Herausziehen der schweren Steine und Freimachen des gelegentlich verschütteten Apparates und Gleises. Die Maschine erfordert demnach 30 bis 35 Mann zur Bedienung, leistet aber so viel

wie 60 bis 65 Arbeiter und würde in weicherem Boden, namentlich Sand ohne grössere Steine ohne Zweifel noch vorthellhafter arbeiten. Dieselbe wurde in der Lübecker Maschinenbau-Anstalt gebaut.

Die im Abbau begriffene Wand hat eine Höhe von 10 bis 12^m, dieselbe wird in 2 Etagen, je etwa von der halben Höhe abgebaut. Die abgebaute Fläche erhält den vorher abgenommenen und seitlich reservirten Waldboden und wird alsbald wieder mit Kiefern besät. Für das zur Transportbahn nöthige Terrain hat der Bauunternehmer Vering selbst zu sorgen, doch hat er dasselbe soweit die Gemarkung Schwanheim reicht, d. h. in der halben Länge umsonst erhalten. Für die Strecke durch die Felder von Niederrad hat er (theilweise recht hohe) Pacht zu zahlen. Der provisorische Zufahrtsdamm nach der Mainbrücke hinauf wird ebenfalls von der Verwaltung nicht bezahlt und ist zum Theil wieder zu entfernen, zum Theil behält ihn der betreffende Ackerbesitzer um ihn als Mauer-etc. Sand zu verwerthen. Dieser Damm enthält ca. 25 000 cbm. Trotz dieser bedeutenden Nebenausgaben erhält der Bauunternehmer Vering pro Cubikmeter Boden in der Ausschachtung gemessen, nur 74 Pfennige, wobei die Entschädigung der Schwanheimer Gemeinde für Entnahme des Bodens — 5 Pfennige pro Cubikmeter — auch dem Bauunternehmer zur Last fällt.

An Kunstbauten sind für den Centralbahnhof Frankfurt im Ganzen 28 Unter- und Ueberführungen und 25 kleinere Durchlässe herzustellen, wozu etwa 28 000 cbm Mauerwerk und 1500 Tonnen Eisen erforderlich sind. Die eisernen Ueberbauten werden, soweit öffentliche Strassen zu überbrücken sind, als schmiedeeiserne Bogenträger von 10 bis 26^m Spannweite, im Uebrigen als Blechbalken ausgeführt. Die Bettung der Gleise ruht dabei auf Buckelplatten.

Bis Anfangs 1883 waren 20 Durchlässe und 17 Unterführungen mit etwa 18 000 cbm Mauerwerk und 650 Tonnen Schmiedeeisen ausgeführt. Der Cubikmeter Mauerwerk hat sich dabei auf durchschnittlich 20 Mk., die Tonne Eisenconstruktionen auf 320 Mk. gestellt. — Ausserdem wurde die viergleisige Brücke der Staatsbahnen, welche den Main unter einem Winkel von ca. 70° mit 5 Oeffnungen à 53^m Spannweite und einer 12^m weiten Uferstrassen-Oeffnung überschreitet, einschliesslich der Eisenconstruktion in etwa 2 Jahren Bauzeit hergestellt. Die Fundirungen boten keine besondere Schwierigkeiten. Die sieben Pfeiler und Widerlager erforderten 9500 cbm Mauerwerk im Betrage von 244 000 Mk. (26 Mk. für den Cubikmeter). Der eiserne Ueberbau besteht aus Fachwerksträgern mit geradem unteren und schwach gekrümmten oberen Gurte; er enthält 2000 Tonnen Eisen im Betrage von 588 000 Mk. (279 Mk. für die Tonne). Die Gesamtkosten der 280^m langen Brücke haben 850 000 Mk. betragen, somit 3000 Mk. für 1^m Brückenlänge und 750 Mk. für 1^m Gleislänge.

Kürzlich wurde auch die Submission für Herstellung des Untergeschosses des Hauptgebäudes, sowie der Hallen ausgeschrieben. Dasselbe umfasst einen beträchtlichen Mauerkörper, da das ganze Bahnhofsplattform rund 3^m aufgefüllt wird.

Differentialflaschenzüge mit Gall'scher Lastkette

von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden.

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

Unser Flaschenzug haspelt die Last an einer Gall'schen Kette in die Höhe, welche über eine auf der Theilmaschine gefrästen Gussstahl-Kettenachse a läuft. — Die Bewegung dieser Achse erfolgt durch das bekannte Differentialrädergetriebe c und b mit äusserer und innerer Verzahnung. Die Parallelführung des durch Excenter und Haspelrad bewegten Differentialzahnrades c um das auf der Kettenachse aufgekeilte Rad b erfolgt (anstatt wie sonst durch gleitende Führung) hier durch ein eigenthümliches vom Herrn Ingenieur R. Kühn in Rorschach construirtes und durch Patent No. 10359 geschütztes System von Lenkerstangen e und f. Dieses Lenkersystem besteht in der Combination zweier Lemniscoidenlenker, von denen der eine seine beiden Festpunkte an dem Flaschenzugsgestell, der andere an der Kuppel des ersten hat, einem gemeinsamen Verbindungsrahmen d, so dass der eine die Parallelverschiebung in einer Richtung, der andere in der dazu senkrechten gestattet.

Die Parallelführung ist keine vollkommene, jedoch genügend für durchaus gleichmässigen Gang der Flaschenzüge.

Die Lenker haben einen sehr geringen Ausschlag, so dass der durch sie verursachte Reibungswiderstand fast gleich Null ist. — Deshalb haben diese Flaschenzüge den denkbar höchsten Nutzeffect und sind fast gar keiner Abnutzung unterworfen. Hierfür spricht die Thatsache, dass ein derartiger Flaschenzug, welcher seit 5 Jahren eine fast alle Tage in Betrieb stehende Räderdrehbank bedient und hierbei Lasten bis zur Grenze seiner Tragfähigkeit (ca. 1000 kg) zu heben hat, nach einer Gesamtbelastung von 5000 Tonnen-Meter kaum Spuren von Abnutzung zeigt. —

Der Gang der Flaschenzüge ist ein äusserst sicherer und ruhiger, nie ruckweise, namentlich auch beim Senken der Last, und die Manipulation eine bequeme, welche Eigenschaften diesen Apparat in jeder Werkstätte schnell beliebt machen.

Apparat zum Auffinden von schwachen Stellen in den Siederöhren.

Mitgetheilt durch Th. A. Bertrand, Maschinenmeister der Central-Werkstätte, Tilburg.

(Hierzu Fig. 8—10 auf Taf. XXIV.)

Bis vor ungefähr einem Jahr wurden in den Central-Werkstätten der Niederländischen Staats-Eisenbahnen die aus den Locomotiven genommenen Messingröhren von genügendem Gewicht, ausschliesslich mittelst äusserem und innerem Wasserdruck erprobt, doch kam öfters der Fall vor, dass trotzdem einige derselben sehr bald im Dienste zusammengedrückt wurden oder Risse bekamen und zwar an Stellen die sich als stark abgenutzt erwiesen.

Angestellte Druckversuche zeigten, dass selbst sehr dünne Röhren nicht immer dauernde Formänderung bei höherem Druck erhielten und war damit das ungenügende dieser Controle erwiesen.

Wollte man nicht das einmal festgestellte zulässige Minimalgewicht per laufenden Meter ansehnlich erhöhen (jetzt $\frac{2}{3}$ des Neugewichts), so musste eine bessere Methode zur Anzeigung der dünnen Stellen gefunden werden.

Der in Fig. 8—10 Taf. XXIV angegebene Apparat wurde vom Ober-Maschinen-Ingenieur Herrn Stous-Sloot construiert und wird damit in folgender Weise verfahren.

Die zweifelhaft starken Röhren werden mittelst einer Kettentrommel der ganzen Länge nach, zwischen vier stählerne Rädchen d eingeklemmt, gezogen.

Von diesen Rädchen sind zwei mittelst Hebel und angehängtem Gewicht β direct belastet, wie aus der Zeichnung ersichtlich.

Nach einmaligem Durchgang wird das Rohr um 45° gedreht und dann in derselben Weise zurückgezogen.

Sind nun in dem Rohre schwache Stellen vorhanden, so wird dies der grösseren nöthigen Kraft am Hebel der Kettentrommel und durch das Niedergehen der Gewichte sofort angezeigt, und lassen sich dann die eingedrückten Stellen leicht erkennen.

Für die bisher gebräuchlichen Messingröhren von $1\frac{3}{4}$ bis 2 Zoll im Durchmesser, hat sich eine Belastung der Hebel von 10 kg, also bei zehnfachem Hebelverhältniss, ein Druck der Rädchen von 100 kg als genügend erwiesen, um zu dünne Stellen anzuzeigen.

Auf diese Weise wurden bei Röhren von normaler Dicke, schadhafte Stellen, z. B. von nur 1cm^2 Oberfläche und $\frac{3}{4}\text{mm}$ Wandstärke sogleich durch das Sinken der Gewichte β und durch grossen Drehungswiderstand am Hebel der Kettentrommel angezeigt.

Auch bei zu weichem Material hat sich der Apparat als genau und zuverlässig erwiesen.

Für Röhren von verschiedenen Durchmessern werden dickere oder dünnere Scheiben unter die Supports der Rädchen d^3 und d^4 gelegt, damit die Hebel bei eingestecktem Rohr sich stets in möglichst horizontaler Lage befinden.

Tilburg, am 15. Januar 1883.

Eisenbahn - Billet - Zählapparat,

construirt vom Stations-Vorsteher **Gerke** in Dransfeld.

(Hierzu Fig. 11 und 12 auf Taf. XXIV.)

Dieser Apparat besteht aus einem 1,35^m langen gusseisernem Untertheil a, in welchem eine sorgfältig bearbeitete Zahnstange b mittelst Schrauben befestigt ist. Auf den seitlichen Leisten des Untertheils, welches beim Gebrauch auf den Tisch gelegt wird, gleitet ein in zwei Abtheilungen getheilter Kasten c. In die eine Abtheilung wird ein messingener Einsatz i mit den Billets d eingehängt und letztere durch ein Gewichtstück g belastet, während die in der zweiten Abtheilung angebrachten federnden Walzen e und f die durch das Vorschieben des Kastens auf die Zahnstange abgelegten Billets niederhalten. Die Verzahnung ist nummerirt und giebt diejenige Zahl, auf

welcher das letzte Billet liegt, die Stückzahl an. Beim Zurückschieben gelangen, wenn das Gewichtstück g abgenommen ist, die Billets wieder in den Kasten und werden mit dem Einsatz herausgehoben. Ein Dorn h begrenzt die Anfangs- und Endstellung des Kastens.

Dieser vortrefflich functionirende Apparat vereinfacht das lästige Zählen der Billets bei Uebergabe der Casse sehr. Dieser Zählapparat ist bei den meisten königl. preuss. Eisenbahndirectionen und den kaiserl. Billet-Expeditionen der Elsass-Lothringischen Eisenbahnen eingeführt und lauten die zahlreichen Atteste darüber alle sehr günstig.

Beschreibung eines neuen, selbstthätigen Schmierapparates für Locomotiven und Dampfmaschinen (D. R. P. No. 20025)

von J. Deistler, Ingenieur der k. k. priv. Böhmisches Nordbahn.

Dieser Schmierapparat ist für die Cylinder, Schieber und Regulatoren an Dampfmaschinen, insbesondere an Locomotiven, Förder- und Schiffsmaschinen bestimmt und hat den Zweck, nur dann Kolben und Vertheilungsschieber zu schmieren, wenn dieselben trocken laufen, d. h. wenn der Dampf abgesperrt ist.

Derselbe ist selbstthätig, d. h. er fängt von selbst zu schmieren an, sobald die Maschine ohne Dampf läuft und hört auf zu functioniren, sobald dieselbe entweder still steht, oder wieder mit Dampf läuft.

Der in nebenstehenden Figuren 27—30 dargestellte Apparat besteht aus zwei Theilen, und zwar der Vase A, welche das Schmiermaterial enthält und dem Einsatze B, welcher den Zufluss des Schmiermaterials zum Kolben und Schieber vermittelt.

Das Füllen des Apparates geschieht dadurch, dass man die Füllschraube S mittelst der Handkurbel durch einige Umdrehungen — ohne die Schraube ganz herauszunehmen — so hoch stellt, dass die Füllschraube frei wird; der Behälter wird nun vollständig gefüllt und hierauf der Apparat durch einige Umdrehungen der Kurbel geschlossen.

Damit in die Füllschale selbst während des Ganges der Maschine kein Staub, der durch eine spätere Füllung nothwendig mit in den Oelbehälter und dadurch zu den zu schmierenden Flächen gelangen würde, dringen kann, ist die Füllschraube S mit einem deckelartigen Ansatz b versehen, der die Füllschale F vollständig abschliesst.

Der den Zufluss des Schmiermaterials vermittelnde Einsatz B ist in die Schmiervase eingeschraubt und enthält ein Ventil v, das die Oeffnung c, welche die Communication mit dem Oelbehälter A herstellt, durch sein eigenes Gewicht schliesst.

Der Hub des Ventils kann durch die durch den eingeschraubten Deckel des Einsatzes B gehende Schraube s variiert,

und dadurch die Menge des nothwendigen Schmierquantums auf's Genaueste regulirt werden. Zur feinen und sicheren Ein-

Fig. 27.

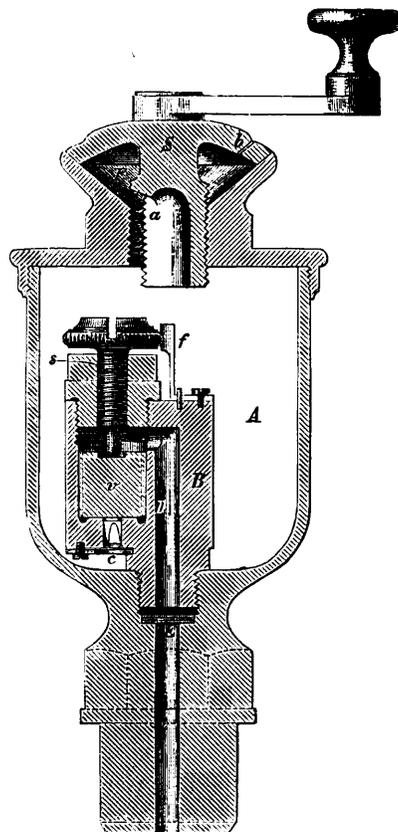


Fig. 28.

Füllschale F

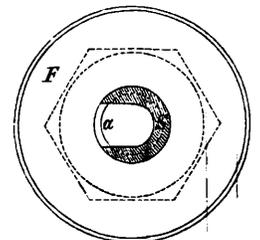


Fig. 29.

Einsatz B

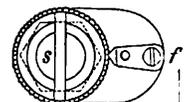
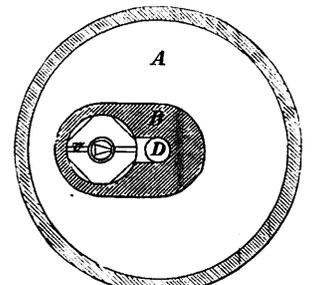


Fig. 30.

Horizontalschnitt



stellung der Regulirschraube s ist dieselbe mit einem rändrithen Kopfe versehen, der durch eine seitlich angebrachte Fixirvorrichtung f in seiner jedesmaligen Stellung gehalten wird.

D ist der Canal, durch welchen das Schmiermaterial in den Cylinder und Schieberkasten gelangt.

Um jede im Schmiermaterial enthaltene Unreinigkeit abzuhalten, ist die Oeffnung c mit einem feinen Drahtsieb geschlossen, ebenso wird in die Bohrung E ein feines Drahtsieb gelegt, um etwaige aus dem Rauchfang in den Dampfzylinder gelangende Cokstheilchen abzuhalten.

Die Wirkung des Apparates ist nun folgende:

Wenn die Maschine ruht, so ist das Ventil v durch sein eigenes Gewicht geschlossen und dadurch der Zufluss des Oels zum Cylinder und Schieberkasten unterbrochen.

Läuft die Maschine unter Dampf, so tritt dieser durch den Canal D zum Ventil v und hält dasselbe mit vermehrtem Druck geschlossen, so dass kein Schmiermaterial in das Innere des Apparates, somit auch nicht zum Dampfzylinder gelangen kann.

Wird jedoch der Dampf abgesperrt und läuft die Maschine vermöge der in ihr gesammelten lebendigen Kraft, oder dadurch, dass die Locomotive sich auf einem Gefälle bewegt, weiter, so wird durch das bei jedem Kolbenhube im Cylinder entstehende Vacuum das Ventil v so weit gehoben, als es die Regulirschraube s zulässt, und ein Theil des Schmiermaterials in das Innere des Apparates gesaugt, das dann durch den Canal D zu den reibenden Flächen der Kolben und Schieber gelangt.

Der Apparat ist auch als Schmierapparat für den Regulator der Maschine zu verwenden, nur ist dann die Regulirschraube s so weit zurückzustellen, dass sie dem Ventile einen Hub von circa 3^{mm} gestattet und muss das Zuleitungsrohr zum Regulator eine lichte Weite von mindestens 5^{mm} haben.

Bei jedesmaligem Oeffnen des Regulators übt der plötzlich einströmende Dampf eine saugende Wirkung aus, hebt dadurch das Ventil v und saugt einen Theil des Schmiermittels auf die reibenden Flächen des Regulators.

Nachdem der Apparat nur bei abgesperrtem Dampf arbeitet und bei dampferfülltem Raum jede Communication mit dem Oelbehälter unmöglich ist, somit der Dampf niemals in den Oelbehälter selbst eintreten kann, entfällt auch jede Bildung von schädlichem Condensationswasser. Der Apparat functionirt daher auch bei abgenommenem Deckel und vollständig offener Vase. Bei geschlossenem Deckel hat die Luft durch eine im Deckel angebrachte kleine Bohrung Zutritt zum Oelraum.

Der durch den Canal D mit dem Dampfzylinder in Verbindung stehende Einsatz B des Apparates wird durch den Dampf stets warm und dadurch das ihn umgebende Schmiermaterial dünnflüssig erhalten.

Die Münchener Techniker-Versammlung deutscher Eisenbahn-Verwaltungen hat sich in Betreff der Frage über das Schmieren der Dampfkolben dahin ausgesprochen, dass diejenigen Schmierapparate zu empfehlen sind, welche dem Kolben dann Oel zuführen, wenn während der Fahrt der Dampf abgeschlossen ist.

Dasselbe gilt in Bezug auf die Förder- und Schiffsmaschinen, wie überhaupt für alle Maschinen, bei denen in gewissen Zeitabschnitten der Dampf abgesperrt wird und die dann nur

durch die in der Maschine angesammelte lebendige Kraft laufen.

Apparate, die auch dann schmieren, wenn die Maschine unter Dampf läuft, haben ausser andern Nachtheilen auch den, dass das Oel durch die hohe Temperatur des Dampfes zersetzt wird und die Zersetzungsproducte die Cylinderwände angreifen, und ist es hauptsächlich diesem Umstande zuzuschreiben, dass viele Bahnen von den Oeltropfapparaten abgehen und wieder zu den Ventilapparaten zurückgreifen.

Die Bedingungen für einen derartigen Schmierapparat, wenn derselbe Anspruch auf Vollkommenheit machen soll, sind nach Heusinger von Waldegg folgende:

1. Sein Verschluss soll einfach und so beschaffen sein, dass die Füllung leicht von Statten geht.
2. Der Apparat soll dicht herzustellen und dicht zu halten sein.
3. Er soll durch einen einfachen Mechanismus gestatten, je nach Umständen mehr oder weniger Oel abzugeben (eine sehr schwierige Bedingung).
4. Das Schmieren soll mit dem kleinsten Materialaufwande geschehen.
5. Eine Ansammlung von Wasser soll nicht stattfinden.
6. Er soll keinerlei Reparaturen bedürfen, daher wenn möglich keine Theile enthalten, die öfters ersetzt werden müssen, wie Dochte, Federn etc.
7. Die Oelauffüllung event. Revision soll während des Ganges der Maschine stattfinden können.

Diese Bedingungen sind durch den oben beschriebenen Apparat vollkommen erfüllt und wird insbesondere auf den wichtigen Punkt 3 aufmerksam gemacht, der durch den Apparat vollständig gelöst erscheint.

Dadurch, dass man den Zufluss des Oels von Null bis zum vollen Querschnitt des Canals D durch die Stellschraube s auch während des Ganges der Maschine auf das Genaueste reguliren kann, lässt sich der Oelzufluss den Bedürfnissen einer jeden Maschine genau anpassen und es ist dadurch die grösste mögliche Ersparniss an Schmiermaterial für jede Maschine erreicht.

Das Ventil besteht aus einem einfachen Metallcylinder, der durch sein eigenes Gewicht wirkt, und hat der Apparat überhaupt keine filigranen, einer häufigen Reparatur unterworfenen Bestandtheile.

Der Apparat ist für jedes Schmiermittel, insbesondere auch für Unschlitt und Mineralöle geeignet und kann eine Verstopfung der Ventilöffnung nicht eintreten, weil sich das Ventil auf und ab bewegt, so lange der Apparat in Thätigkeit ist.

Der das Ventil enthaltende Einsatz B ist in die Schmierase eingeschraubt und lässt sich ebenso leicht in jeder anders gestalteten Schmiervase anbringen.

Der Apparat steht gegenwärtig bei der Böhm. Nordbahn und der Turnau-Kralup-Prager Bahn in Verwendung und werden damit in jeder Beziehung sehr günstige Resultate erreicht. Die Kolben gehen ruhig und leicht und die Cylinderwände sind spiegelblank, was hauptsächlich dem Umstande zuzuschreiben ist, dass der Apparat nur dann schmiert, wenn die Ma-

schine ohne Dampf läuft, und daher keine schädlichen Zer-
setzungsproducte des Oels auftreten können.

Der Apparat erfordert ausser der Füllung zu Beginn der
Fahrt keine weitere Aufsicht oder Nachhülfe und sind die

Resultate in ökonomischer Hinsicht die günstigsten, die bisher
mit einem Schmierapparate erreicht werden konnten.

Der Apparat ist aus reinster Phosphorbronce erzeugt und
ist nur vom Erfinder in Prag zu beziehen.

System radiallylaufender Achsen für Eisenbahnfahrzeuge.

Von A. Klose, Chef des Maschinendienstes der Vereinigten Schweizerbahnen.

(Schluss von Seite 95.)

(Hierzu Taf. XIX und XX.)

Mehrachsiges Fahrzeug.

Taf. XIX Fig. 1 und 2 zeigen die Anordnung eines
dreiachsigen Wagens, wobei zu bemerken ist, dass die Ver-
bindung der Endachsen unter sich in irgend einer der bei
zweiachsigen Wagen beschriebenen Weise stattfinden kann und
ist nur nöthig, die Verbindung bei den Zwischenachsen vorbei
zu leiten. Soll die Mittelachse zwangläufig eingeschaltet werden,
so kann dies wie in Fig. 16—21 Taf. XVI geschehen, indem die
mittlere Achsbüchse A nach diesen Figuren ausgeführt wird; der
Schieber e_1 derselben wird durch die Stangen f_1 an das Gestänge
zur Verbindung der Endachsen entsprechend angeschlossen.

Die Anordnung Fig. 3 eignet sich oft besser, weil sie
beliebige Ausschaltung der Mittelachse gestattet und weniger
Raum versperrt; sie erfordert indess ausser den Umkehrhebeln g
noch die Uebertragungshebel γ , welche jedoch, wie wir später
ersehen werden, eine zweckmässige Ausgestaltung erfahren
können.

Taf. XIX Fig. 4 und 5 zeigen die Anwendung auf vier-
achsige Wagen.

Die beiden Mittelachsen werden verschiebbar angeordnet
und erhalten Achsbüchsen ähnlich wie auf Taf. XVI Fig. 16—21
dargestellt. Die Verbindung der Achsgruppen beider Enden
kann in der Mitte am einfachsten durch eine Welle mit Um-
kehrhebeln g bewerkstelligt werden.

Es ist indess thunlich, hier diese Verbindung beider Achs-
gruppen überhaupt fortlassen zu lassen, wobei jede Gruppe
immer noch ein für sich zwangläufig geschlossenes System bil-
det und erscheint letzteres für das Durchlaufen sehr scharfer
Gegencurven günstig.

Die Anordnung Fig. 6 zeigt diesen Fall und ist die
zwangläufige Verbindung beider Achsgruppen fortgelassen.

Tafel XIX Fig. 4 α und 5 α zeigen wiederum die gleiche
Anordnung wie zuletzt beschrieben, jedoch einseitig angeordnet,
ebenso Fig. 6 α die Anordnung bei Wegfall der Verbindung
zwischen beiden Achsgruppen.

Es erhellt aus diesen Darstellungen, dass sich das gleiche
System auch für Fahrzeuge von mehr als vier Achsen anwen-
den lässt, da dieselben indess nur ausnahmsweise vorkommen,
ist hier auf diesfallsige Darstellungen verzichtet.

Construction der Bremsen.

Die Bremsen für derartige Fahrzeuge sollen die Curven-
stellung der Achsen nicht beeinflussen. Dieser Bedingung

wird am vollkommensten dadurch genügt, dass die Bremse eine
solche Construction erhält, bei welcher die Bremsdrücke auf
jedes Rad unabhängig von seiner Stellung zum Rahmen sind,
erstere sich also in allen Stellungen das Gleichgewicht halten.

Die Erfüllung dieser Bedingung erfordert zwei Brems-
klötze per Rad.

Eine Bremse dieser Art ist auf Taf. XX Fig. 1 und 2
dargestellt. Die vier Bremsklötze o je einer Achse sind durch
die Traversen ζ erfasst und verbunden, während diese mittels
Hängeeisen in gewöhnlicher Weise am Gestell aufgehängt sind.
Diese Traversen ζ werden von den gleicharmigen Doppelhebeln
 λ erfasst; diese Doppelhebel sind einerseits durch eine Zug-
stange unter sich verbunden, auf der andern Seite ist je der eine
mittels Zugstange λ_1 an den Rahmen angeschlossen, während
die andern durch die Bremszugstangen δ ϵ erfasst werden.
Die Hebel λ sind zur Achse symmetrisch und gleich angeordnet
und es erhellt aus dieser parallelogrammatischen Anordnung,
dass ihre mittleren Druckpunkte allen Bewegungen der Achse
folgen können. Der Anzug der Bremse erfolgt wie in Fig. 1
durch die Druck- und Zugstangen δ und ϵ direkt oder wie in
Figur 3 am besten mittels eines kleinen Differenzialhebels Δ .

Mit den Bremsklötzen werden zweckmässig die Lenk-
stangen η fest verbunden und entweder mittels gleicharmigen
Hebels φ Fig. 1 oder mittels Zahnradchens φ Fig. 3 an den
Zapfen z angeschlossen, welcher auf den Zeichnungen der
Achsbüchsen angegeben ist. Dieser Zapfen z wird infolge An-
schlusses an die Stangen f conform dem Achsschenkel bewegt
und ist durch diese Anordnung auch das Folgen der gelösten
Bremsklötze bei Ortsveränderungen der Achse entsprechend
diesen bewirkt.

Der vorhergehend aufgestellten Bedingung für die Bremsen
kann auch mit einfachen Bremsen, welche nur einen Klotz per
Rad besitzen, genügt werden, wenn dieselben derart angeordnet
werden, dass die einzelnen Klötze ohne Druckveränderung der
radialen Einstellung folgen können, also die Bremszugstange in
Punkten anfasst, welche unabhängig von der Radialstellung der
Achsen fix bleiben können.

Eine einfache Bremse dieser Art ist auf Taf. XX Fig. 4
und 5 dargestellt. Die Bremszugstange δ fasst hier einen
Differenzialhebel Δ , dessen Abmessungen derart gewählt werden,
dass bei der in der Zeichnung angegebenen Verbindung der
Bewegung des Bremsklotzes der einen Achse eine genau ent-
gegengesetzte desjenigen der andern Achse entspricht. Sind

die Hängeeisen λ gleich, so wird auch der Differenzialhebel Δ gleiche Längen erhalten und es ist klar, dass die Klötze ohne Druckveränderung den Rädern bei reciproken Ortsveränderungen entsprechend folgen können.

Damit auch bei gelöster Bremse dieses Folgen eintritt, wird zweckmässigerweise die Stellung des Differenzialhebels Δ von dem Stellgestänge f abhängig gemacht, es kann dies wie in Fig. 4 durch die Stängchen τ_1 τ_2 τ_3 und die Winkelhebel φ und φ_1 bewirkt werden oder aber wie in Fig. 6 durch Ausgestaltung des Differenzialhebels zu einem Winkelhebel ω , welcher durch den Winkelhebel φ und die Stängchen τ_1 und τ_2 von dem Stellgestänge abhängig gemacht ist.

Bei dreiachsigen Fahrzeugen wird die Bremse für die äussern Achsen in ganz gleicher Weise angeordnet, wie Taf. XX Fig. 7 und 8 für doppelklotzige und Fig. 9 für einfachklotzige Bremsen zeigt.

Die Klötze der Mittelachse müssen eine solche Aufhängung erhalten, dass sie seitlich ausweichen und dem Rade folgen können, was durch Einschaltung von Scharnieren in die Hängeeisen, wodurch eine universalgelenkige Aufhängung erhalten wird, geschieht, wie aus Fig. 1 a und 3 a ersichtlich ist.

Für das Folgen in seitlicher Richtung erhalten die Klötze der Mittelachse die Lenkarme η , welche nach den auf den Achsbüchsenzeichnungen angegebenen Zapfen z geführt sind und von diesen in seitlicher Richtung beim seitlichen Verschieben mitgenommen werden und somit bewirken, dass auch die losen Klötze der Achse entsprechend beim seitlichen Verschieben folgen.

Die hier vorgeführten Bremsconstructions sind unabhängig davon, ob die Anordnung einseitig oder beidseitig durchgeführt wird und gelten dieselben daher sowohl für zweiseitige als auch für einseitige Anordnungen von verstellbaren Achsen.

Functionenapparate.

Bei sehr hohen Geschwindigkeiten und bei ausgenutzten Laufwerken und Gestängen bedürfen die erläuterten Constructions noch einer Vorrichtung, welche die Mittelstellung oder den Parallelismus der Achsen in grader Linie sichert und die zufälligen Störungen dieser Mittelstellung durch das Gleise und die Ausnutzung der Mechanismen compensirt.

Zu diesem Zwecke werden in das Gestänge an passender Stelle, namentlich an Stelle der früher mit n bezeichneten Führungslaschen oder der mit g bezeichneten Umkehrhebel Mittelstellapparate eingeschaltet.

Mittelstellapparate.

Diese Mittelstellapparate beruhen darauf, dass die Tragfeder des Fahrzeugs derart mit dem Stellgestänge verbunden ist, dass eine Bewegung aus der Mittelstellung ein geringes Abheben des auf der Feder ruhenden Gewichtes bedingt, mithin dieses Gewicht bei seitlicher Ausweichung stets wieder nach der Mittelstellung zurück drängt. — Fig. 22 sowie Fig. 23 und 24 auf Taf. XVI stellen einen solchen Mittelstellapparat dar.

Die Feder k wird mit den Federlaschen nicht fest an den Federbock r angeschlossen, sondern an Glieder, welche

derart am Federbock befestigt sind, dass sie im Anschlusspunkte (y) eine annähernd kleine verticale Bewegung machen können. In diesem Anschlusspunkte ist ein Hebel (yx) angeschlossen, welcher mit den beiden Punkten x_1 x_2 die aufwärts gerichtete Kraft des Federdrucks auf den Federbock r_1 überträgt. — Es ist hieraus ersichtlich, dass bei jeder Ausweichung des Punktes x_1 , an welchem das Stellgestänge angeschlossen wird, durch den Federdruck mittels des Dreipunkthebels x x_1 x_2 eine Pressung entsteht, welche nach der Mittelstellung zurücktreibt.

Der Apparat Fig. 22 ist derart geformt, dass er an Stelle der bei den Constructionen unter n bezeichneten Hängelaschen eingeschaltet werden kann, während der Apparat Fig. 23, welcher sonst ganz gleich beschaffen ist, zugleich die bei den Constructionen der Gestänge erläuterte Function eines Umkehrhebels (g) übernehmen kann; insbesondere eignet sich diese Form auch für Substitution des bei Beschreibung der Taf. XIX Fig. 1—3 erwähnten Uebertragungshebels γ , welche hiernach ausgeschaltet werden können.

In ähnlicher Weise wirken die in Fig. 25 und Fig. 26 und 27 Taf. XVI dargestellten Apparate; dieselben unterscheiden sich von den vorhergehenden Apparaten dadurch, dass die Kraft, mit welcher sie in die Mittelstellung drängen, am grössten ist, wenn sie in der Mitte stehen und abnimmt, wenn eine Ausweichung stattfindet, was erwünscht erscheinen kann.

Die Anordnung in Fig. 25 ist als Umkehrhebel verwendbar, während die Anordnung Fig. 26 und 27 als Führungslasche bequeme Anwendung findet.

Die Wirkungsweise ergibt sich aus den Darstellungen ohne weitere besondere Erläuterungen.

Ein compendiöser, ebenfalls zugleich als Führungs- oder Hängelaschen des Gestanges zu verwendender Mittelstellapparat ist auf Taf. XVI in Fig. 28, 29 und 30 dargestellt; die Hängelaschen N sind viereckig auf den Federbolzen b aufgebracht und in der Mitte hat derselbe eine Form, wie im Durchschnitt Fig. 29 angegeben, wodurch die Punkte x_1 x_2 gebildet werden, indem der Federbock entsprechend gestaltet ist.

Dieser Apparat eignet sich besonders zur Anbringung an sämtlichen verstellbaren Laufwerken eines Fahrzeuges.

Verriegelungsapparat.

Die dreiachsigen Fahrzeuge haben bei sehr hohen Geschwindigkeiten, falls die Mittelachse in zwangläufiger Verbindung mit den Endachsen steht, oft Neigung zum Schlingern in den geraden Strecken, und zwar mehr, als wenn die Mittelachse ausgeschaltet ist. Dieser Uebelstand wird beseitigt durch einen Verriegelungsapparat der Endachsen, welcher von der Mittelachse ausgelöst wird, sobald das Fahrzeug eine Curve durchfährt, deren Halbmesser ein gewisses Maass unterschreitet. Taf. XVI Fig. 31 und 32 stellen diesen Verriegelungsapparat dar. Das Stellgestänge h für die Endachsen erhält an einer Stelle einen Zahn B , in welchen eine Falle A einklinkt. — Ist diese Falle A eingeklinkt, so sind die Endachsen festgestellt. Die Auslösung dieser Falle erfolgt nun von der Mittelachse aus und zwar dann, wenn die seitliche Verschiebung

ein bestimmtes Maass überschreitet, indem die Stange f_1 mit der Seitenverschiebung in Relation gebracht wird und beim Hin- und Hergehen mittels des Zahnes C die Falle A aushebt und hochhält. Damit dieselbe sich nicht durch Erschütterungen von selbst auslöse, ist sie durch eine elastische Feder niedergehalten. Der Anschluss der Mittelachse an das Gestänge der Endachsen beim Bolzen γ erfolgt nicht vollkommen zwangläufig, sondern mit Spiel, damit innerhalb der gewünschten Grenzen die Mittelachse sich unabhängig seitlich verschieben kann, während die Endachsen noch festgestellt sind. Erst wenn die

Verschiebung bei Durchfahung einer kleinen Curve ein gewisses Maass überschreitet, werden die Endachsen durch Aufriegelung zu Radialachsen gemacht und erhalten zugleich einen Impuls zur Curveinstellung. Taf. XX Fig. 9 zeigt die Anbringung eines derartigen Verriegelungsapparates an einen dreiachsigen Wagen angedeutet. Fahrzeuge dieser Anordnung entsprechen allen Zwecken und Verhältnissen; auf Bahnen mit grossen Curven sind es Fahrzeuge mit festgestellten Achsen, welche sich selbstthätig in Curvenfahrzeuge mit einstellbaren Achsen umwandeln, sobald sie entsprechend kleine Curven durchfahren.

Compound - Locomotiven

vom Regierungs-Maschinenmeister von Borries in Hannover.

(Hierzu Taf. XXV. *)

Im Anschluss an meinen Aufsatz im Jahrgang 1880 S. 220 u. f. dieser Zeitschrift betitelt »Neues Compound-System für Locomotiven«, erlaube ich mir über die weitere Entwicklung dieses Systems das Nachfolgende zu berichten und sodann die über diesen Gegenstand inzwischen erschienenen Arbeiten zu besprechen.

Zunächst ist nachzutragen, dass die am Schlusse des genannten Aufsatzes erwähnten zwei Compound-Omnibuszug-Locomotiven, von Schichau in Elbing erbaut, im Herbst des Jahres 1880 abgeliefert und in Betrieb gestellt worden sind.

Den bereits mitgetheilten Hauptdimensionen derselben ist in Betreff der Einrichtung des Regulators hinzuzufügen, dass bei ganz geöffnetem Schieber durch eine 13^{mm} weite Oeffnung Dampf in das Verbindungsrohr (Receiver) gelangt, dass also bei dem üblichen Voll-Oeffnen des Regulators zunächst der kleine Kolben den vollen Dampfdruck, alsdann der grosse einen so hohen Druck erhält, dass der Zug in Gang kommt. Nachdem die Steuerung, welche anfangs nur circa 65 % Maximalfüllung gab, entsprechend verändert worden, geht das Anfahren mit dieser einfachen Einrichtung gut und präcise von Statten. Da gleichzeitig mit den Compound-Maschinen zwei andere von sonst genau gleicher Construction geliefert wurden, so war es möglich, 2 Monate hindurch denselben Zug täglich wechselnd mit einer gewöhnlichen und einer Compound-Maschine zu fahren und dabei den Brennmaterialverbrauch beider auf das Genaueste zu vergleichen. Für die Compound-Maschinen ergab sich, den anderen gegenüber eine Kohlenersparniss von 18 %; wären nicht die Schiebercanäle an den grossen Cylindern zu eng, so würde die Ersparniss noch grösser ausfallen.

Die Dampfentwicklung ist bei diesen Compound-Maschinen ebenso gut, wie bei den Locomotiven gewöhnlichen Systems. Der Gang der ersteren ist leichter, der Dampfschlag ist kaum vernehmlich, das Feuer brennt daher sehr ruhig, Flugasche wird wenig, Funken gar nicht erzeugt.

In Folge dieser günstigen Ergebnisse beschloss die Königl. Eisenbahn-Direction Hannover, um das System unter möglichst schwierigen Verhältnissen weiter zu erproben, mit Genehmigung

des Herrn Ministers der öffentlichen Arbeiten, 2 dreigekuppelte Güterzug-Locomotiven nach demselben ausführen zu lassen. Dieselben wurden mit einer Lieferung von 10 Normal-Güterzug-Locomotiven bei der Firma Henschel & Sohn in Cassel bestellt, im December 1882 abgeliefert und in Betrieb gestellt.

In der Construction weichen diese Maschinen von den Normal-Locomotiven nur insoweit ab, als die Anwendung des Compound-Systems Abänderungen nöthig machte. Die Haupt-Constructio-Verhältnisse derselben sind folgende:

Durchmesser des rechten Cylinders	460 ^{mm}
« « linken	650 «
Querschnittsverhältniss	1:2
Kolbenhub	630 «
Triebbraddurchmessr	1330 «
Dampfüberdruck	12 Atm.
Rostfläche	1,53 ^{qm}
Gesamt-Heizfläche	121,6 «
Gewicht, leer	35,6 Tonnen
« betriebsfähig	39,7 «

Die Cylinder mussten behufs Innehaltung des Normal-Profils in einer Neigung von 1:40 gegen die Horizontale angebracht werden.

Der Dampf strömt aus dem Dampfdom nur nach dem rechten kleinen Cylinder, arbeitet daselbst mit theilweiser Expansion und gelangt dann durch das in der Rauchkammer liegende Verbindungsrohr (den Receiver) nach dem linken grossen Cylinder, von wo derselbe endlich nach Vollendung der Expansion durch das Blasrohr in den Schornstein entweicht.

Für das Anfahren ist an den Ein- und Ausströmungsstutzen des kleinen Cylinders ein Reductionsventil von 43^{mm} Durchmesser angebracht, durch welches beim Ingangsetzen der Maschine Dampf von $\frac{1}{3}$ der Eintrittsspannung in das Verbindungsrohr, d. h. den grossen Cylinder gelangt.

Nachdem die Maschine in Gang ist, wird das Ventil vermittelst eines neben der Steuerschraube befindlichen Handhebels festgestellt, um das Ueberströmen von Dampf während der Fahrt zu vermeiden.

*) Taf. XXV folgt im nächsten Hefte.

Neuerdings sind die Reductions-Ventile an beiden Maschinen durch sogenannte selbstthätige Ventile, Patent Henschel, ersetzt worden, welche hinter dem Ventil mit einem Kolben versehen sind und sich nach Herstellung der richtigen Dampfspannung im Receiver selbstthätig und dauernd schliessen.

Da ferner beim Anfahren von gewissen Kurbelstellungen aus, nämlich wenn der Schieber am kleinen Cylinder eben geschlossen hat, die Spannung im Receiver einen Rückdruck auf den kleinen Kolben ausüben würde, so ist ferner ein kleines Rückschlagventil von 25^{mm} Durchmesser am kleinen Cylinder angebracht, durch welches in solchen Fällen Dampf aus dem Receiver in der Mitte des kleinen Cylinders einströmt und den Kolben entlastet.

Für die Regulirung der Füllungsgrade in beiden Cylindern war ursprünglich ein besonderer Mechanismus mit getheilte Steuerwelle in Aussicht genommen. Auf Vorschlag des Verfassers wurde indess bei der Ausführung das richtige Verhältniss der Füllungsgrade dadurch hervorgebracht, dass bei ungetheilte Steuerwelle die Coulissenhebel auf derselben nicht wie gewöhnlich parallel, sondern unter einem Winkel von 53° zu einander und zwar so aufgesetzt sind, dass bei voller Füllung vorwärts der Hebel der rechten Coulisse, rückwärts dagegen der linken Coulisse parallel zur Mittellinie der Steuerung zu stehen kommt. Die Hängestangen sind demgemäss verschieden lang. Wird nun die Steuerung von der Maximalfüllung vorwärts (0,8) nach der Mitte hin verlegt, so wird das Gleitstück in der rechten Coulisse wegen der günstigeren Stellung des Hebels schneller, als in der linken gehoben, der Füllungsgrad nimmt daher im rechten Cylinder schneller als im linken ab. Die Steuerung giebt vorwärts gleichzeitig folgende Füllungsgrade:

im kleinen Cylinder (rechts) 0,2, 0,4, 0,6, 0,8
 < grossen < (links) 0,32, 0,5, 0,66, 0,8.

Für den Rückwärtsgang ist die Sache umgekehrt, es sind daher nur die Füllungsgrade 0,7 und 0,8 zu gebrauchen. Da aber bei 0,7 Füllung im Ganzen eine nahezu dreifache Expansion stattfindet und Maschinen mit Tendern in der Regel nur auf Bahnhöfen rückwärts fahren, so ist dieser Umstand unbedenklich.

Die Wirkungsweise dieser Steuerung ist aus den in Fig. 1 bis 10 Taf. XXV dargestellten Indicator diagrammen zu erkennen. Diese ergeben namentlich, dass das vorstehende Verhältniss der Füllungen in beiden Cylindern ein durchaus richtiges ist, da einerseits bei den verschiedenen Füllungsgraden der mittlere Dampfdruck auf den kleinen Kolben stets nahezu das Doppelte des mittleren Druckes auf den grossen Kolben beträgt, so dass also beide Kolben nahezu gleiche Arbeit verrichten; während andererseits bei den gewöhnlich benutzten Füllungsgraden von 0,3—0,5 im kleinen Cylinder die Diagramme desselben ziemlich spitz auslaufen, also ein wesentlicher Druckverlust beim Uebertritt des Dampfes in den Receiver vermieden wird.

Die Dimensionen des Triebwerkes excl. der beiden Kolben sind auf beiden Seiten gleich und genau wie bei den Normal-Güterzug-Locomotiven ausgeführt.

Auch die Achssätze incl. der Excenter entsprechen genau

den Normalien; da der linke Kolben nur ca. 46 kg schwerer als der rechte ist, so wurde auch eine Vermehrung der Gegengewichte an der linken Seite nicht für erforderlich erachtet.

Der mittlere Durchmesser des Langkessels wurde mit Rücksicht auf den höheren Dampfdruck zu 1350^{mm} also um 50^{mm} geringer als bei den Normal-Locomotiven angenommen; derselbe enthält dementsprechend auch 5 Siederohre weniger.

Die Rauchkammer musste des 200^{mm} weiten Verbindungsrohres wegen etwas länger hergestellt werden.

Im Uebrigen stimmen die Compound-Locomotiven mit den Normal-Güterzug-Maschinen in allen Theilen überein. Dieselben unterscheiden sich hiernach von Locomotiven gewöhnlicher Construction nur durch die verschiedenen Durchmesser der Cylinder, verschiedene Höhe der Dampfschieber, veränderte Dampfleitungen in der Rauchkammer und das Vorhandensein des Reductions- und Rückschlag-Ventiles.

Die Gewichtsvertheilung auf die einzelnen Räder ist folgende:

	L e e r			Betriebsfähig		
	links	rechts	Summa	links	rechts	Summa
Vorderachse	6300	6350	12650	6850	6850	13700 kg
Triebachse	6400	6200	12600	6450	6450	12900 „
Hinterachse	5050	5300	10350	6550	6550	13100 „
	Summa		35600	Summa		39700 kg

Die Gewichtsvertheilung ist hiernach eine gute; die Gleichheit der Belastungen rechts und links erklärt sich dadurch, dass der grosse Cylinder etc. dem geringen Dampfdrucke entsprechend mit mässigen Wandstärken ausgeführt werden konnte, so dass das noch verbleibende Mehrgewicht desselben gegen den kleinen Cylinder durch das Gewicht des Steuerungsbockes mit Stange und Hebel ausgeglichen wird.

Im Ganzen wiegen die Compound-Locomotiven ca. 1100 kg mehr, als die Normal-Güterzug-Maschinen, doch würde dieses Mehrgewicht bei weiteren Ausführungen in denselben Dimensionen erheblich verringert werden können.

Im Betriebe verhalten sich die Compound-Maschinen durchaus zufriedenstellend. Die Leistungsfähigkeit derselben auf den bisher befahrenen Flachlandstrecken übertrifft diejenige der Normal-Locomotiven d. h. die ersteren können unter sonst gleichen Umständen 8—10 Achsen mehr als die letzteren befördern. Bei voll belasteten Zügen (120—130 meist voll beladene Achsen) wird auf Steigungen von $\frac{1}{300}$ mit 0,5—0,6 Füllung im kleinen Cylinder, auf wenig geneigten und horizontalen Strecken mit 0,3—0,4 Füllung gefahren.

Die Dampferzeugung ist bei diesen Füllungsgraden regelmässig und ausreichend, trotzdem die Blasrohre ziemlich weit sind (130^{mm}).

Bei den stärkeren Füllungen über 0,4 ist der Dampfschlag in mässiger Stärke hörbar und ein etwas ungleichmässiges Brennen des Feuers zu bemerken; bei den geringen Graden ist dagegen der Schlag kaum bemerkbar und das Feuer brennt gleichmässig.

Ein Funkenwerfen aus dem Schornstein findet auch bei starkem Arbeiten der Maschinen nicht statt, so dass die anfänglich angebrachten Drahtsiebe abgenommen werden konnten; dementsprechend bildet sich in der Rauchkammer nur sehr wenige und ganz feine Flugasche. Das Compound-System kann hiernach als eine »Vorrichtung gegen das Funkenwerfen aus dem Schornsteine« im Sinne des §. 10 des Bahn-Polizei-Reglements betrachtet werden und wirkt in dieser Beziehung noch besser als die sonst gebräuchlichen Einrichtungen.

Der leichte Gang der Locomotiven wird seitens des Personales besonders gelobt; derselbe findet seine Ursache darin, dass der mittlere Druck auf die einzelnen Kolben zu der Eintrittsspannung in einem günstigeren Verhältnisse als bei anderen Locomotiven steht, wodurch die Eigenreibung der Ma-

schine vermindert wird. Auch äusserlich besitzen die Maschinen einen sehr ruhigen Gang.

Das Anfahren mittelst der beschriebenen Vorrichtung geht stets regelmässig und gut von Statten; die Handhabung des Reductions-Ventiles ist einfach und macht dem Personal keine Schwierigkeiten.

Bei dem einfachen Reductions-Ventil ist bei jedem Ingangsetzen ein Handgriff mehr als bei anderen Locomotiven zu verrichten, während bei dem selbstthätigen Ventile nur nach dem Ingangsetzen eines Zuges zur grösseren Sicherheit das Ventil festzustellen ist; beim Rangiren etc. ist die Maschine mit selbstthätigem Ventil daher genau wie jede andere Locomotive zu handhaben.

(Schluss folgt im nächsten Hefte.)

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Eisenbahn-Oberbau.

Eiserner Oberbau von James Livesey.

(Hierzu Fig. 8 u. 9 auf Taf. XV und Fig. 13—15 auf Taf. XXIV.)

In neuester Zeit wurden auch in England von James Livesey verschiedene eiserne Oberbau-Constructions ausgeführt und namentlich auf Eisenbahnen in Aegypten, Buenos-Ayres, den englischen Colonien in Ostindien und auf dem Cap, in welchen tropischen Ländern die Holzschwellen bekanntlich nur eine sehr kurze Dauer haben, zur Anwendung gebracht.

Die Ausführung erfolgte nach zwei verschiedenen Systemen.

- 1) Mit schmiedeeisernen Schalen (Einzel-Unterlagen) und eisernen Verbindungsstangen (Fig. 8 u. 9 auf Taf. XV).
- 2) Mit schmiedeeisernen Querschwellen (Fig. 13—15 auf Taf. XXIV).

Die Einzel-Unterlagen waren anfangs durch gusseiserne Glocken von ovaler Grundfläche und je 25,5 kg Gewicht hergestellt und wurden in neuester Zeit durch schmiedeeiserne Schalen ersetzt, welche aus rechteckigen Blechplatten in rothwarmen Zustande in Gesenken gestanzt werden. Ausser ihrer grösseren Widerstandsfähigkeit bieten diese schmiedeeisernen Schalen eine bedeutend grössere Fläche in den Winkeln, wodurch sie eine grössere Menge Bettungsmaterial aufnehmen und der Bahn mehr Stabilität verleihen.

Die Art der Befestigung der breitbasigen Schiene mittelst geripptem Keil a, schmiedeeisernem Winkel b, Deckplättchen c und Schraubbolzen d ist aus den Fig. 8 und 9 der Tafel XV zu ersehen. Je zwei dieser schmiedeeisernen Schalen werden durch die flache schmiedeeiserne Verbindungsstange f mittelst flachem Keil e und Gegenkeil g solid mit einander verbunden und kann die Spurerweiterung in den Curven durch einen mehr oder weniger grossen Ausschnitt am Gegenkeil g sehr einfach regulirt werden.

Die Construction der schmiedeeisernen Querschwelle nach System Livesey geht aus den Fig. 13—15 auf Taf. XXIV hervor. Die Schwelle ist gleichfalls in rothwarmen Zustande

aus Blech von 5^{mm} Stärke durch Ausschlagen in Gesenken hergestellt. Fig. 15 stellt einen Querschnitt der Schwelle in der Mitte dar; an den Enden sind die Schwellen geschlossen oder umgebogen, um die Seitenverschiebung durch die Reibung von Kies auf Kies zu verhindern. Die Verbindung zwischen dem Schienenfuss und der Querschwelle ist an der äusseren Seite mittelst eines aufgenieteten Krämpfplättchens a und an der inneren Seite mittelst des aufgenieteten abgeboenen Flacheisens b und eines zwischen diesem und dem Schienenfuss eingetriebenen Federkeils c bewerkstelligt. Auch hat Herr Livesey dieselbe Befestigung der Schienen wie bei den Einzel-Unterlagen (Fig. 8 und 9 Taf. XV) angewandt.

(Revue générale des chemins de fer 1882, 2. Semestre p. 231.)

Wagemann's eiserner Langschwellen-Oberbau.

(Hierzu Fig. 12—15 auf Taf. XXI.)

Der Eisenbahn-Bauinspector Wagemann in Breslau hat einen eisernen Langschwellen-Oberbau construirt, welcher die Verwendung mangelhaften Stopfmateriels ohne Nachtheil für die Construction zulässt und bezüglich der Entwässerung dem Querschwellen-Oberbau nicht wesentlich nachsteht. Unter Beibehaltung der breitbasigen Schienen in Einzellängen von 9^m ist zu dem Zweck die Querverbindung unmittelbar unter den Schienenfuss verlegt und zwar besteht dieselbe pro Schienenlänge aus zwei starken T-Eisen mit aufgenieteten Knaggen c (Fig. 13 und 14 Taf. XXI). Die dem entsprechend auf halbe Schienenlänge reducirten Langschwellen liegen zwischen den Querverbindungen. Der Schienenstoss befindet sich im Interesse der Continuität der Construction und eines sanften Ueberganges von einer Schiene zur anderen auf der Mitte einer Langschwelle. Die Aussparungen zwischen den an den Enden geschlossenen Langschwellen und den Querverbindungen gestatten dem Tagewasser den Austritt aus dem Innern des Gleises ohne schädigenden Einfluss des Oberbaues.

Die gewählte Langschwelle (Fig. 12 Taf. XXI) zeigt einige Abweichungen von den bekannten Profilen; dieselbe hat zur Vergrößerung der tragenden Fläche eine Breite von 360^{mm} erhalten und das Widerstandsmoment derselben beträgt bei gleichem Querschnittsinhalt mit der Hilf'schen Langschwelle nahezu das Doppelte des Widerstandsmomentes der letzteren (41,5 gegen 22). Die aus Flusseisen herzustellenden Schwellen sind an den Enden durch schräg umgebogene Wände begrenzt (Fig. 14).

Bezüglich der für die Verbindung der Schiene mit der Langschwelle gewählten Construction ist zu bemerken, dass dieselbe in einfacher Weise ohne Anwendung von Schraubenbolzen hergestellt ist. Der an der Aussenseite der Schiene angebrachte Klemmbügel a schliesst sich an schon vorhandene Formen an; neu ist dagegen die zur Festhaltung der Schiene an der Innenseite dienende Federklammer b. Diese klemmt sich durch das bei einer Drehung um 90 Grad erfolgende Aufsteigen auf die schräge Fläche des Schienenfusses fest. Das Mittelstück der Klammer hat in der Grundform einen oblongen Querschnitt (Fig. 15) um bei der Drehung zugleich eine geringe seitliche Verschiebung der Schiene behufs bessern Einpassens in den gegenüber liegenden Klemmbügel a zu veranlassen. Damit die Federklammer sich nicht durch Zurückdrehen lösen kann, wird in den winkelförmigen Ausschnitt noch ein Haken d von bogenförmigen Querschnitt eingesteckt. Auf diese letztere Schienenbefestigung ist Herrn Wagemann unter No. 17223 ein Deutsches Reichspatent erteilt.

Zum Zweck einer geeigneten Oberflächen-Entwässerung bekommt das Kiesbett mitten zwischen zwei Querverbindungen einen Grat in der Höhe der Schienenunterkante, von welchem aus die Entwässerung auf eine Länge von 2,5^m in einem Gefälle von etwa 1:50 in der Gleisachse nach den Querverbindungen hin erfolgt. Die Weiterbewegung des Tagewassers geschieht an den Querverbindungen entlang und es wird, da der Durchlass durch das Gestänge zwischen Eisenwänden stattfindet, eine Versumpfung der Bettung nicht befürchtet.

Das Gewicht des Oberbaues ist bei 120^{mm} hohen Schienen

demjenigen der Hilf'schen Construction gleich, nämlich 133 kg pro lfd. Meter. Während jedoch bei letzterer auf einer Schienenlänge von 9^m 170 Stück Kleiseisenzeug nach 13 verschiedenen Modellen kommen, beträgt die Stückzahl desselben bei dem Wagemann'schen System nur 108 nach 7 verschiedenen Formen.

Dauer der Stahlschienen.

Nach den Erfahrungen des Herrn Brossard, Inspectors der Paris-Lyoner und Mittelmeerbahn beträgt die Abnutzung der Stahlschienen in den Hauptgleisen während des ersten Jahres der Befahrung im Durchschnitt = 0,31^{mm}. Von da ab steigt der Verschleiss und stellt sich in einem Zeitraum von 10 Jahren auf 0,15^{mm} pro Jahr. Da man eine Abnutzung bei den Schienen von 12^{mm} als die Sicherheit des Betriebes noch nicht gefährdend ansehen kann, so ergibt sich hiernach eine Schienendauer von 80 Jahren.

Deutsche Schienen-Exporte.

Der Export deutscher Schienen hat ungeachtet der doch nicht gerade besonders günstigen Eisenbahn-Bauhätigkeit sich in den letzten 10 Jahren verfünffacht; er betrug 1872 70000 Tonnen, 1881 dagegen 350709 Tonnen. Welchen Einfluss die deutsche Wirthschaftspolitik auf die Exportfähigkeit des deutschen Eisens gewonnen, erhellt aus der Vergleichung der Schienenexportziffern der letzten drei Jahre; sie betrug 1879 164000 Tonnen, 1880 230304 Tonnen, 1881 350709 Tonnen, hat sich also in dieser Zeit verdoppelt. Die Absatzgebiete für deutsche Schienen wechselten ziemlich oft, so hat in jüngster Zeit Russland seine Schienenbezüge aus Deutschland eingestellt, dagegen sind Spanien und die südamerikanischen Länder als bedeutende Consumenten aufgetreten. Im verflossenen Jahre waren die Hauptabnehmer deutscher Schienen die Niederlande mit 65132 Tonnen, wovon ein grosser Theil nach Südamerika ging, dann die Vereinigten Staaten mit 45531 Tonnen, Belgien mit 31523 Tonnen und die Schweiz mit 10588 Tonnen.

(Oesterr. Eisenbahn-Zeitung 1882 S. 497.)

Bahnhofseinrichtungen.

Beleuchtung des Bahnhofs in Strassburg.

In Strassburg im Elsass sind auf dem sogenannten Innenbahnhofs seit dem 20. Juli 1880 in den Personenhallen sechs Differentiallampen von Siemens & Halske von je 350 Normalkerzen in einem Stromkreis vereinigt, aufgestellt; ferner innerhalb der Rangirgleise zwei in einem Stromkreis vereinigte von je 1200 Normalkerzen. Erstere brennen von Beginn der Dämmerung bis Mitternacht, an Stelle von 54 Gasflammen, letztere von Mitternacht bis Tagesanbruch, als Ersatz von 34 Gasflammen. Ferner wurden am 17. October 1881 neue 12 Siemens'sche Differentiallampen von je 150 Normalkerzen für die Perrons, Wartesäle, das Vestibül und für die Eilgut- und Güterschuppen aufgestellt; für diese Differentiallampen wird der Strom durch zwei Siemens'sche Wechselstrommaschinen mit dynamo-electrischem Erreger erzeugt. Darauf

wurde am 2. Januar 1882 durch die Société électrique Edison eine Anlage mit Glühlichtlampen (45 zu je 76 und 36 zu je 8 Normalkerzen) in Betrieb gesetzt, welche aus einer electro-dynamischen Maschine, System Edison, mit gleichgerichtetem Strome gespeist wird. Für diese Lampen, welche in den Restaurationssälen der I. und II. Classe, in der Halle für Gepäckannahme, im Telegraphenbureau, für die Erleuchtung der Stationsuhren, für den Maschinenraum und Geschäftszimmer der Generaldirection angebracht sind, sicherte die Gesellschaft 800 Brennstunden. Da letztere Räume nur während der Abendstunden erleuchtet zu werden brauchen, so kann der hier während der Nachtzeit entbehrliche Strom nach einer in der Perronhalle angebrachten Reihe von 26 Glühlichtlampen geleitet werden, während gleichzeitig der bis zu dieser Zeit zur Beleuchtung der Perronhalle und des Bahnhofvorplatzes be-

nutzte Strom nach den 2 Siemens'schen Differentiallampen von je 1200 Normalkerzen umgeschaltet wird, welche den zwischen den Perronhallen und dem Walltunnel liegenden Bahnhofstheil erleuchten.

Als gemeinschaftlicher Motor für die 3 Strom erzeugenden Maschinen wird eine ältere 24pferdige Locomobile benutzt, welche allerdings etwas stark beansprucht ist.

Die Anlagekosten betragen: für das Bogenlicht 25746, für das Glühlicht 11223, zusammen 36969 Mk.

Werden die Ausgaben in der Zeit vom 5. Januar bis 5. Juli 1882, in welcher eine vollständige Ausnutzung des Motors stattfand, der Berechnung für die Kosten der Beleuchtung zu Grunde gelegt, so ergibt sich mit Berücksichtigung der Verzinsung und Amortisation des Anlagecapitals folgende Aufstellung:

	Kosten für die Brennstunde und Lampe		bezw. Normal-
	Normalkerzen	Pf.	kerzenstärke Pf.
1 Differentiallampe . . .	1200	64,64	0,0539
1 Differentiallampe . . .	350	30,78	0,0879
1 Differentiallampe . . .	150	18,44	0,1229
1 Glühlichtlampe	16	2,37	0,1481
1 Glühlichtlampe	8	1,19	0,1488
1 Gasflamme	12	2,13	0,1775

Für die Gasflamme wurde ein stündlicher Verbrauch von 120 l für die Flamme und Stunde zum Preise von 0,16 Mk. für 1 cbm zu Grunde gelegt.

Hiernach kann die elektrische Beleuchtung bezüglich der Kosten mit der Gasbeleuchtung erfolgreich in Wettkampf treten und besonders die Glühlichtbeleuchtung ist wegen ihrer Gefahrlösigkeit, wegen der geringen Wärmeentwicklung, wegen der Ruhe, Gleichmässigkeit und angenehmen Farbe des Lichtes und der bequemen Unterhaltung der Lampen jeder andern Beleuchtungsart für geschlossene Räume vorzuziehen.

Es sollen nun in Strassburg auch noch andere Systeme der Glühlichtbeleuchtung probirt werden und sind bereits in den Wartesälen und einigen andern Räumen derartige Lampen von Siemens angebracht; zum Betriebe derselben sind zwei weitere electro-dynamische Maschinen mit besonderem Motor bestimmt. (Centralblatt der Bauverwaltung 1882 S. 408.)

Drehscheibe für eine Kreuzung der Gleise der Eisenbahn Philadelphia, Wilmington und Baltimore.

Zwischen den Hauptgleisen Philadelphia und Baltimore ist eine Drehscheibe derart eingebaut, dass die Continuität ge-

nannter Hauptbahn erhalten bleibt. Die Schienen der wenig frequentirten Secundärbahn liegen etwas höher, und sind an der Kreuzungsstelle unterbrochen. Im Bedarfsfalle wird deren Verbindung durch die Drehscheibe, welche über die Hauptgleise fortbewegt werden kann, hergestellt.

Wasserstationen mit Pulsometer-Betrieb nach System Eichler.

Nach den Mittheilungen der Verwaltung der Raab-Oedenburg-Ebenfurther Eisenbahn stellen sich die Kosten per Cubikmeter Wasser in den nach System Eichler (Locomotiv-Pulsometer-System) eingerichteten Stationen Prodersdorf, Neufeld, Raab, Oedenburg auf 1,9 kr; während dieselben früher bei Dampfpumpen-Betrieb 6 kr betragen. Gleich günstige Resultate wurden auch auf der von der k. k. Direction der Staatseisenbahnbauten hergestellten Staatsbahnlinie Unter-Drauburg-Wolfsberg und Ebersdorf-Würbenthal, sowie auf den Linien der Oesterr. Local-Eisenbahn-Gesellschaft, der Südbahn-Gesellschaft, der Oesterr. Staatseisenbahn-Gesellschaft erzielt, und sind seit nun 3jährigem Betriebe weder Störungen noch Reparaturen vorgekommen. Das von dem Civil-Ingenieur Eichler zuerst eingeführte Wasserstations-System bietet bei Anlage neuer Stationen grosse Vortheile durch Einfachheit und billige Anlage. Die Anlagekosten einer Wasserstation mit Pulsometerbetrieb reduciren sich um die Hälfte der frühern Kosten, und es scheint die Annahme gerechtfertigt, dass diese einfache und sicher wirkende Pumpeneinrichtung die älteren oft mangelhaften Pumpenstationen mit der Zeit verdrängen wird. Sicherheit im Betriebe, Wegfall der Fundamentirung, der Bedienung, Wartung und Schmierung, stete Betriebsbereitschaft und die Entbehrlichkeit kostspieliger Wasserstationsbauten sichern diesem System, nach welchem bereits über 100 Stationen gebaut sind, eine immer weitere Ausbreitung.

(Oesterr. Eisenbahn-Zeitung 1882 S. 489.)

Tracy's Weichenbock mit Signalvorrichtung.

Die Railroad-Gazette 1882 Mai S. 297—400 enthält eine Abbildung dieses eigenthümlichen Weichenbocks, wobei die senkrechte Achse der Signalvorrichtung durch einen herabhängenden Handhebel um 90 Grad gedreht werden kann; zugleich dreht sich die am Fusse dieser Achse angebrachte waagrecht Coulisse mit. In dieser Coulisse wird ein Daumen, der an der zur Weiche führenden Verbindungsstange angebracht ist, hin und her geschoben, und zwar derart, dass dadurch die beiden Stellungen der Weiche erzielt werden. A. a. O.

Maschinen- und Wagenwesen.

Die breitspurigen Locomotiven der Great-Western-Bahn von 2,134^m Spurweite werden noch jetzt nach dem von Gooch im Jahr 1846 angegebenen Muster gebaut. Der Engineer vom Juni 1882 S. 429 und 530 enthält Abbildung. Dieselben haben zwei Triebräder ohne Spurkränze von 2,438^m Durchmesser und sechs Laufräder von 1,372^m Durchmesser; zwei Lauf-

achsen liegen vor, eine hinter der Triebachse. Die Rostfläche beträgt 1,95^{qm}, die Heizfläche der Feuerbüchse 14,2 und die der Heizröhren 167^{qm}, demnach Gesamt-Heizfläche = 181,2^{qm}. Die Cylinder haben 457^{mm} Durchmesser und 610^{mm} Kolbenhub. Während dieses System sich vorzüglich bewährt hat, worüber nähere Angaben mitgetheilt werden, hat ein anderes,

1855 von Gooch eingeführtes System, bei welchem vier gekuppelte Triebräder von 2,134^m Durchmesser und vier vorn liegende Laufräder von 1,295^m Durchmesser angewandt waren, keinen Erfolg gehabt. A. a. O.

Gasbeleuchtung der Locomotivlaternen.

Auf der neuen Bahnlinie »Erfurt-Sangerhausen« wurde die Gasbeleuchtung der Personenzuglocomotiven eingeführt; zu dem Ende wurden neue Locomotiven von der Locomotivfabrik Schichau in Elbing mit Gaseinrichtung zur Erleuchtung der Bufferlampen, sowie des Manometers und des Wasserstandglases bezogen.

Diese Gasbeleuchtung soll sich billiger als die seitherige Oelbeleuchtung stellen und eine bedeutend grössere Strecke des Bahnkörpers vor der Maschine vorzüglich erhellen, indem mittelst geschliffener Glasplatten der Reflex der Flammen erweitert und hierdurch das Maschinenpersonal ermöglicht wird, etwaige Gegenstände oder sonstige Betriebsstörungen, welche eine Entgleisung des Zuges herbeiführen können, aus grösserer Ferne zu bemerken. Die Behälter zur Aufnahme des Fettgases sind in Form eines Cylinders oberhalb des hinteren Tenderkastens angebracht. Die Füllung erfolgt auf den Endstationen derjenigen Strecken, welche der betreffende Train zu durchlaufen hat, durch daselbst eigens hierzu stationirte Gastransportwagen.

Diese neue Einrichtung soll sich so bewährt haben, dass man die Einführung auf verschiedenen grösseren Bahnstrecken beabsichtigt.

Heizung für Eisenbahnwagen von E. Gold in New-York.

Bei der erhöhten Strassenbahn in New-York ist nach System E. Gold eine Heizung der Wagen mit stellbaren Sitzen angebracht, bei welcher die Wärmeabgabe bei jedem Sitz regulirt werden kann und zugleich eine Ventilation des Wagens erreicht wird. Frischer Kesseldampf oder der Abdampf der Maschine wird in Röhren an den Wagenseiten entlang geführt; von diesen Hauptröhren zweigen sich andere ab, welche in Form eines »U« unter jeden Sitz in einen cylindrischen luft- und dampfdichten Behälter führen, welcher mit einer nicht gefrierenden Flüssigkeit, wie Glycerin, Soole u. dgl., gefüllt ist. Diese Cylinder dienen als Wärmeaccumulatoren und Wärmeausstrahler. Die Regulirung kann vom Reisenden durch zwei Ventile erfolgen, welche an den Schenkeln der U-Röhren befindlich sind. Die Ventilation geschieht durch vertikale Abzugskanäle, welche dicht am Fussboden münden und über das Dach reichen und die durch senkrechte Abzweigrohre von der Hauptdampfröhre aus angewärmt werden.

In Folge Anwendung von Wärmeaccumulatoren ist es nicht nöthig stets Dampf zu haben, da die Heizkörper längere Zeit die Wärme halten und langsam abgeben, wenn die Maschine mehr Dampf zur Fortbewegung des Zuges braucht und deshalb der Dampf nach den Hauptröhren abgesperrt wird. Auch kann der Dampf, welcher gewöhnlich auf den Stationen durch Abblasen verloren geht, benutzt werden, um die Heizkörper anzuwärmen, und so kann diese Art der Heizung zu Kohlenersparnissen führen. (Dingler's polyt. Journal 247. Bd. S. 183.)

Ungünstige Erfahrungen mit Sprengringen zur Radreifen-Befestigung.

(Hierzu Fig. 16 und 17 auf Taf. XXIV.)

Die seit mehreren Jahren mit ziemlich hohen Erwartungen nach den Patenten von Kessler, Seel, Schüpphaus, Bork, Glück & Curant vielfach ausgeführten Radreifen-Befestigungen mittelst Sprengringen haben sich, wie die zahlreichen Brüche mit derartig befestigten Radreifen im letzten Winter ergaben, keineswegs bewährt. Da in dem ausserordentlich milden Winter 1881/82 überhaupt nur wenig Reifenbrüche und gar keine mit Sprengringen vorgekommen sind, wurde diese Befestigungsweise als eine der einfachsten nach den verschiedenen oben erwähnten Patenten fast allgemein eingeführt. Um so ungünstiger waren die Erfahrungen des letzten Winters bei den schroffen Temperaturwechseln in Beziehung auf Reifenbrüche und kamen namentlich solche die mit Sprengringen nach den verschiedensten Constructionen befestigt waren, so zahlreich vor, dass die weitere Anwendung dieser Befestigungsweise der Radreifen als sehr bedenklich erscheint. —

Wir registriren heute nur zwei Unfälle dieser Art über welche uns nähere Angaben zugegangen sind. Der eine im October 1882 auf der Dniesterbahn an dem Vorderrade einer Locomotive vorgekommene Fall hatte eine Reifenbefestigung nach System Glück & Curant und wurde glücklicherweise rechtzeitig bei der Revision des Zuges unter Vermeidung eines Unfalles im Bahnhofe entdeckt, da bei dem Anschlagen des Hammers der Spurkranz in einem Drittel des Umfanges abflog. Die Skizze Fig. 16 auf Taf. XXIV zeigt diesen Bruch, als Ursache wird schlechtes Material und zu scharfes Eindrehen der Ecken der Nuth für den Sprengring angegeben.

Ein Monat später ist ein ganz ähnlicher Bruch (vergl. Fig. 17 auf Taf. XXIV) auf der preuss. Staatsbahn Stettin-Stralsund eingetreten, diesmal aber da er am Laufrad einer im Dienst befindlichen Personenzugmaschine erfolgte, mit schlimmerem Ausgang. Im Augenblick, wo der günstigerweise mit nur sehr mässiger Geschwindigkeit fahrende Zug in die nach rechts abbiegende Curve von der Station Pasewalk einfuhr, brach ein Stück des Spurkranzes vom linken führenden Laufrad ab; die Maschine entgleiste selbstverständlich nach links und brachte Tender, Postwagen und 6 Personenwagen gleichfalls zur Entgleisung, nur den am Schluss befindlichen Packwagen in den Schienen belassend. Zwei schwere und sieben leichte Verletzungen waren die Folge. Das abgesprungene Spurkranzstück fand sich etwa 500^m hinter der Entgleisungsstelle; es wurde ein von der hier noch besonders ungünstig winkelförmigen Sprengringsnuth ausgehender Langriss festgestellt, in Folge dessen der Spurkranz in einzelnen Stücken abgesprungen war. Diese Reifenbefestigung war nach dem System Kessler erfolgt und zweifellos wiederum das scharfe Eindrehen der Sprengringsnuth an der tiefsten Stelle die Veranlassung des Abbrechens vom Spurkranz gewesen.

Seitdem sind auf verschiedenen deutschen Vereinsbahnen*)

*) Wir hoffen in den nächsten Heften über verschiedene derartige Unfälle Näheres berichten zu können, namentlich über 3 im December 1882 auf der Hannoverschen Staatsbahn an Locomotivlauf- und Tender-Rädern vorgekommene Reifenbrüche, bei denen sämmtlich die Sprengringe die Veranlassung zu den Brüchen und Wegfliegen der Reifen gegeben haben.

noch eine Menge ähnlicher Brüche an mit Sprengringen befestigten Radreifen vorgekommen, welche das jetzt allgemein gegen diese Befestigungsweise eingetretene Misstrauen rechtfertigen und wenn auch das vorgeschlagene Auskunftsmittel, den Sprengring oben halbkreisförmig abzurunden und dem entsprechend die Nuth im Radreif auszudrehen, eine geringe Verbesserung dieser Construction in Aussicht stellt, so ist nicht zu verkennen, dass durch das tiefe Eindrehen der Sprengringnuth in die innere Fläche des Radreifs eine bedeutende Schwächung desselben gerade an der wichtigsten Stelle nächst dem Spurkranze erfolgt, welche in jedem Falle die Ausnutzung des Radreifs sehr beschränkt.

Unserer Ansicht nach können nur vollkommen betriebssichere Eisenbahnräder mit kalt aufziehbarem Radreif nach den patentirten Systemen Heusinger von Waldegg's und E. Kaselowsky's*) hergestellt werden; die nach diesem System ausgeführten Proberäder haben bisher nicht die geringsten Mängel gezeigt und ist jetzt der Bochumer Verein für Bergbau und Gusstahlfabrikation, welcher die ausschliessliche Fabrikation übernommen hat, durch die Anlage von Specialmaschinen so vollkommen für diese Fabrikation im Grossen eingerichtet, dass derselbe bei Bestellung von 100 Radsätzen nach diesem System den Preis auf 400 Mark pro Satz loco Bochum herabgesetzt hat, während die gewöhnlichen Speichenradsätze zur Zeit 335 Mark pro Radsatz kosten und die in neuerer Zeit so viel gerühmten Papierscheiben-Räder, deren Befestigung an der Nabe sehr bedenklich erscheint, pro Satz achse mit 455 Mark loco Fabrik berechnet wird. Es ist daher der erwähnte Preis von 400 Mark für die Doppelscheiben-Räder mit kalt aufziehbarem Reif ohne jegliche Spannung bei 10% schwereren Radreifen und viel complicirterer Montage in Anbetracht der grossen Sicherheit dieser Räder als ein für die Eisenbahn-Verwaltungen sehr acceptabler zu bezeichnen und werden diese Räder ganz zweifellos sehr bald eine grössere Verbreitung finden.

Zwölfährige amerikanische Lastzug-Locomotiven.

Die Central-Pacific-Eisenbahn hat in ihren Werkstätten zu Sacramento (Californien) starke 8fach gekuppelte und mit einem 4 rädriigen Truck versehene Lastzugs-Locomotiven — also mit im Ganzen 12 Rädern erbaut. Dieselben ergaben eine Leistungsfähigkeit von 210 Tonnen excl. Maschinen- und Tender-Gewicht auf einer Steigung von 1:46, welche Anforderung sich als zu gross für die gewöhnlichen Locomotiven von 40 Tonnen Eigengewicht erwiesen hatte.

Diese Colosse zeichnen sich durch mehrfache Eigenthümlichkeiten aus, so durch besondere Expansions-Doppelschieber, durch eine, nach Wahl des Führers, mechanisch wirkende Reversir-Vorrichtung, welche mittelst Wasser aus dem Kessel getrieben wird, ferner eine Dampfbremse für die Treibräder. Um ein Bild über die wichtigsten Vorgänge im Dampfzylinder zu erhalten, dient folgender Vergleich:

		Füllung	frühere Locomotive von 40 Tonnen	gegenwärtige Locomotive von 61½ Tonn.
Eintritt der Compression, bei 80%		=	93,5%	
<	<	<	60%	= 82%
<	<	<	33%	= 74%
<	des Ausblasens,	<	80%	= 93,5%
<	<	<	60%	= 82%
<	<	<	33%	= 74%
Grösste Weite der Einströmung		80	= 28,5mm	28,5mm
<	<	60	= 15,8	28,5
<	<	33	= 9,5	23,8

Die hauptsächlichsten Daten und Abmessungen sind:

Gewicht im betriebsfähigen Zustande . . .	61,5 Tonnen
Belastung auf die Treibräder	48,1 <
Gesamt-Radstand	7,605m
Radstand der Treibräder	4,800m
Entfernung der Triebachse von Mitte Cylinder	5,100m
Entfernung der Cylinder-Mittel von einander	2,120m
Durchmesser und Hub des Kolbens . . .	482 × 762mm
< der Kolbenstangen	76 <
Grösster Weg der Vertheilungsschieber . .	102 <
< < < Expansionschieber	94 <
Durchmesser der Treibräder	1370 <
< < Laufräder	660 <
< < Triebachshälse und Länge	203 × 184 <
Kessel, Material durchwegs Stahl;	
Innerer Durchmesser des kleinsten Ringes .	1370 <
Blechstärke	12 <
Länge der Feuerbüchse am Rost	2745 <
< < < an der Rohrwand	4080 <
Breite < < oben (an der Decke)	1280 <
< < < am Rost	860 <
Höhe < < vorne	1485 <
< < < hinten	1000 <
Wandstärke der Feuerbüchse (äusserer Mantel)	11 <
< < < (innere Seitenwände)	8 <
< < < der Rohrwände	12,7mm
< < < < Decke	9,5 <
Zahl der eisernen Siederohre	166 Stück
Äusserer Durchmesser der Siederohre . .	57mm
Länge der Siederohre	3660 <
Heizfläche der Feuerbüchse	16,895 qm
< < Rohre (innen)	100,000 <
Totale Heizfläche	116,895 <
Tender (8 Räder) von	762mm Durchm.
Gewicht im betriebsfähigen Zustande . . .	28,5 Tonnen
Fassungsraum für Kohle	5,4 <
< < < Wasser	11,85 cbm
Entfernung der Trucks von einander (von Mitte zu Mitte)	1135mm
Totaler Radstand des Tenders	4590 <
Gesamtlänge der Maschine und Tender zusammen	19,5m

Da die Leistung der Maschine als eine zufriedenstellende sich herausgestellt hat, so werden noch weitere 25 Stück Locomotiven nach dieser Type gebaut. (Railroad Gazette 1883.)

*) Vergl. die ausführliche Beschreibung und Abbildung dieser Räder im Organ 1881 S. 149.

Allgemeines und Betrieb.

Die Wiener Stadtbahn.

Für den Bau und Betrieb der Wiener Stadtbahn wurde kürzlich das Consortium Fogerty-Bunten concessionirt. Zur Beschaffung des Anlage-Capitals und zum Zwecke des Betriebes der Bahn wird eine Actien-Gesellschaft gebildet werden, die ihren Sitz in Wien haben soll. Das gesammte Capital-Erforderniss ist vorläufig mit 60 Millionen Gulden präliminirt. Etwa ein Viertel entfällt hiervon auf den Bedarf an Eisenmaterial. Die Concessionäre haben bezüglich des letzteren die definitiven Lieferungs-Verträge mit dem Witkowitz Werke bereits abgeschlossen. Dieses Werk hat sich jedoch mit dem Teplitzer Walzwerk alliirt, so zwar, dass Witkowitz die gusseisernen Platten und die Fundirungscyliner liefert und die Montirung besorgt, während das Teplitzer Walzwerk alles Walzeisen beistellt. Das Gewicht des gesammten Eisenmaterials ist mit 50000 bis 60000 Tonnen veranschlagt, wovon jedes der beiden Werke etwa die Hälfte zu liefern hat. Auf Schienen entfallen von dem obigen Eisenquantum 1500 Tonnen. Bisher sind gusseiserne Säulen mit aufgesetzter schmiedeeiserner Construction projectirt; es wurde jedoch auch die Frage in Erwägung gezogen, ob nicht die gesammte Construction aus schmiedeeisen herzustellen wäre.

Der Wienfluss-Regulirungs-Entwurf des Obergeringens Berger wurde als unverrückbare Basis angenommen, der sich das Stadtbahn-Project in allen Theilen zu accomodiren hat; es wird demnach in der Strecke Schikanedersteg-Gumpendorfer Schlachthaus ein Einwölbungsprofil gleichzeitig mit dem Bau der Stadtbahn und auf deren Kosten ausgeführt werden.

Die Haupttrace nimmt nach dem genehmigten Entwurfe die folgende Richtung: Der Nullpunkt der Stadtbahn ist in der Nähe der Brigitta-Brücke auf der rechten Seite der Alsbachstrasse gewählt worden. Von diesem Punkte aus läuft die Trace nach Uebersetzung der Rossauer Lände am rechten Ufer des Donaucanals auf erhöhtem Viaducte. Nachdem die Trace die Auffahrt zur Augarten-Brücke übersetzt hat, biegt sie gegen das Canalufer des Franz Josephsparkes zur Centralstation. Diese wird sich bis zur projectirten Stephanie-Brücke erstrecken. Die Auffahrten zu dieser Brücke, sowie zur Ferdinands-Brücke sind gleichfalls durch Viaducte mit entsprechender Oeffnung übersetzt. In unmittelbarer Nähe der Franz Josephs-Kaserne biegt die Trace gegen den Wienfluss ein, wohin sie nach Uebersetzung des Franz Josephs-Quai und der Auffahrt zur Aspernbrücke bei der Zollamts-Brücke anlangt. Von hier aus folgt die Trace bis zum Schlachthause im VI. Bezirke beinahe fortwährend der Böschung des linken Wienfluss-Ufers; die Bahn wird auch hier von erhöhten eisernen Viaducten getragen. Nur vor der Stubenthor-, Tegetthoff-, Schwarzenberg- und Elisabeth-Brücke verlässt die Trace, zum Zwecke der Uebersetzung der Auffahrt dieser Brücken, vorübergehend die Böschung, um sodann wieder derselben zu folgen. Von der Schlachthaus-Brücke zieht die Bahnlinie zwischen dem Schlachthause im VI. Bezirke und dem Wienflusse fort, übersetzt den projectirten Gürtelplatz und biegt dann in die Gürtelstrasse ein. Von der Sechshauser Hauptstrasse an ändern sich die Terrain-Verhältnisse so, dass

die Trace, welche jetzt bis zur Währinger-Linie im Centrum der Gürtelstrasse läuft, im Einschnitte geführt werden muss. Vor Passirung der Westbahn-Strecke erreicht die Trace den höchsten Punkt und fällt von da an allmählich. Nachdem die Bahn die Ottakringer-, Hernalser- und Bachgasse passirt hat wird dieselbe einen Tunnel von 450^m Länge durchziehen und bei den Bleichgründen des Himmelsfortgrundes wieder das Niveau des Strassenterrains erreichen. Von hier an läuft die Bahn den Terrain-Verhältnissen entsprechend, übersetzt die Nussdorfer Strasse mittelst Viaductes und zieht sich abwechselnd auf gewölbten und eisernen Viaducten durch den Stadttheil Thury bis zur Althangasse und nach deren Uebersetzung über den Althanplatz. Sie zieht dann parallel neben der Alsbachstrasse und schliesst sich endlich an den anfangs erwähnten Nullpunkt bei der Brigitta-Brücke an.

Die Stadtbahn-Trace hat, ausschliesslich der Abzweigungen eine Länge von 14,773 km und besteht aus 8,786 km Viaduct in Eisen, 1,30 km Aufdämmung, 0,449 km Tunnel, 0,085 km gedeckten Einschnitt und läuft in einer Länge von 0,264 km im Niveau des Terrains. Die Linie längs des Donaucanals soll viergleisig, die übrigen sollen zweigleisig erbaut werden.

(Wochenschrift des österr. Ingen.- und Archit.-Vereins
1883 No. 5.)

Die Londoner Untergrundbahn

hatte bisher die Gestalt eines länglichen Hufeisens, dessen Endpunkte die Bahnhöfe Mansion House und Aldgate bildeten. Im September 1881 ist eine Verbindungslinie (»Inner Circle Completion Railway«) in Angriff genommen worden, welche den noch fehlenden Theil des Ringes zum Abschluss bringen soll. Von Mansion House geht die neue Bahn zunächst in östlicher Richtung entlang Cannon-Street, Eastcheap und Great Tower Street bis Trinity-Square, alsdann nach Norden entlang der Minories Street bis zum Bahnhof Aldgate. Der letztgenannte Zweig, dessen südlicher Endpunkt einstweilen die Haltestelle Tower Hill ist, wurde Ende September 1882 bereits dem Verkehre übergeben. Die Gleise liegen auf dem grössten Theile der neuen Strecke in offenen, beiderseits mit Futtermauern begrenzten Einschnitten. Bei der mit grosser Beschleunigung ausgeführten Bahnanlage ergaben sich grössere Schwierigkeiten nur an den Stellen, wo stark frequente Strassen und die Great-Eastern Eisenbahn gekreuzt werden. Auch die Kreuzung der zahlreichen Canalisationsröhren gab zu kostspieligen und schwierigen Hilfsbauten Veranlassung. Die Einschnitte sind 3—4^m tief. Auch der Minories-Tunnel ist als Einschnitt mit senkrechten Seitenmauern aus Beton, die nachträglich mit einem 7,5^m weiten Ziegelgewölbe überspannt wurden, hergestellt worden. Derselbe wird mit electricischen Glühlichtern erleuchtet, da man versuchen will, die Beleuchtung der Eisenbahnwagen hierdurch unnöthig zu machen. Die noch unvollendete Bahnstrecke Tower-Hill—Mansion-House soll Anfangs 1883 zur Fertigstellung gelangen.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1882 No. 43.)

**Korbflechtereie als Nebeneinkommen von Bahnwächterfamilien
Oesterreichischer Eisenbahnen.**

Nach der Oesterr. Eisenbahnzeitung 1882 S. 262 haben aufgemuntert durch einen im Frühjahr 1879 ausgegebenen Erlass des Handelsministers die Ungarisch-Galizische Eisenbahn, die West-, Nord- und Nordwestbahn hervorragendes auf diesem Gebiete der Hausindustrie geleistet, indem sie geeignete Leute zur Ausbildung an den Korbflecht-Curs des Wiener technologischen Museums entsendet und diese hierauf zur Bepflanzung der Bahndämme und Materialgräben mit Weiden, sowie zur Leitung von Korbflecht-Schulen verwendet haben, um den Bahnwächterfamilien ein Nebeneinkommen zu verschaffen und die Weidenkultur zu verwerthen. A. a. O.

Dr. Wolpert's Rauch- und Luftsauger

(Fig. 10 auf Taf. XV)

sind so construirt, dass Wind, Regen und Sonnenschein bei keiner Richtung in die Steigröhre gelangen können. Es entsteht bei Sonnenschein, wie bei jedem Winde eine bedeutende Luftverdünnung im mittleren Theile des Apparates, dem Saugkessel, in Folge dessen Rauch oder Luft sich in der Steigröhre emporbewegen, gewissermaassen emporgesaugt werden. Es wird also das Rauchen, soweit es von den atmosphärischen Einflüssen abhängt, vermieden, der Zug des Schornsteins und der Dunströhre verbessert, da völlige Windstille nur selten vorkommt, — bei Lampen aller Art wird das Erlöschen der Flamme verhütet. Das Eisenwerk Kaiserslautern liefert diese Construction nach folgenden Dimensionen und Preisen:

Durchmesser in Centimeter	2	3	4	6	10	15	18	20	22,5	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	120	140
Preise in Mark	3	4	6	9	10	15	18	20	23	25	30	35	46	56	66	125	150	170	200	250	350	500
Material	Kupfer.				Gusseisen.											Blech.						

Technische Literatur.

Statistik der im Betriebe befindlichen Eisenbahnen Deutschlands nach den Angaben der Eisenbahn-Verwaltungen bearbeitet im Reichs-Eisenbahn-Amt. Band I. Betriebsjahr 1880/81. Berlin 1882. Druck und Commissions-Verlag von E. S. Mittler & Sohn. gr. 4. 24 Mk.

Das vorliegende umfangreiche und mit vielem Fleiss zusammengestellte Werk wurde in Folge einer Resolution des deutschen Reichstags vom Juni 1873 hervorgerufen, in welcher die Nothwendigkeit ausgesprochen wurde, »dass alljährlich die Veröffentlichung auf gleichförmigen Grundlagen beruhender statistischer Zusammenstellungen über sämmtliche im Deutschen Reiche gelegenen Eisenbahnen erfolge.«

Die Lösung dieser Aufgabe fiel nach Errichtung des Reichseisenbahnamtes (Gesetz vom 27. Juni 1873) diesem zu, und hat sich dasselbe alsbald damit beschäftigt. Dass die Veröffentlichung erst jetzt erfolgt hat seinen Grund in den sachlichen Schwierigkeiten, welche zunächst zu überwinden waren.

Diese bestanden namentlich darin, dass die in der erwähnten Resolution bedingten gleichförmigen Grundlagen fehlten, indem bei den einzelnen Verwaltungen bis dahin der bei Aufstellung der Statistik benutzenden Aufzeichnungen der Form wie den Grundsätzen nach eine grosse Verschiedenheit herrscht. Insbesondere war dieses bezüglich der Buchung der Einnahmen und der Ausgaben für den Bau und Betrieb der Eisenbahnen der Fall, aus welcher, wie bekannt, der grösste Theil der in der Eisenbahnstatistik darzustellenden Ziffern entnommen werden muss.

Ebenso herrschten hinsichtlich der Art und Weise der Rechnungsführung (Brutto- und Nettorechnung) und bezüglich des Verhältnisses der Rechnungsjahre zu einander bei den verschiedenen Bahnen die verschiedensten Grundsätze und Vorschriften. Eine weitere sehr wesentliche Verschiedenartig-

keit lag in dem Umstände, dass diejenigen Bahnen, welche Erneuerungs- und Reservefonds besitzen, einen Theil der Betriebsausgaben lediglich aus diesem, durch Betriebsüberschüsse gebildeten Fonds entnahmen, ohne sie durch die Betriebsrechnung zu führen, während diejenigen Bahnen, welche solche Fonds nicht besitzen, die gleichen Ausgaben direct aus dem Betriebe bestritten. Um diese und viele andere Ungleichartigkeiten zu beseitigen, war vor Allem die Einführung eines gemeinsamen Buchungsformulars mit gleichen Titeln und Positionen, sowie gemeinsamer Buchungsgrundsätze anzustreben.

Zu diesem Zwecke wurde im Reichseisenbahnname zunächst ein Formular unter Zugrundelegung des bei den Preussischen Staats- und unter Staatsverwaltung stehenden Bahnen damals eingeführten Etatschemas aufgestellt und sodann in commissarischer Berathung mit Delegirten des Preussischen Handelsministeriums, sowie unter Mitwirkung der Deutschen Eisenbahnverwaltungen ein mit Erläuterungen versehener Entwurf eines gemeinsamen Buchungsformulars für die Eisenbahnen Deutschlands ausgearbeitet. Derselbe wurde im Mai 1876 sämmtlichen deutschen Regierungen, welche Eisenbahnen zu verwalten oder zu beaufsichtigen haben, zur Prüfung und zur Aeusserung über die der Einführung für das folgende Rechnungsjahr etwa entgegenstehenden Bedenken mitgetheilt.

Während sich die Staatsregierungen für die von ihnen verwalteten Bahnen der Annahme des Entwurfs im Allgemeinen geneigt zeigten, nahm der Verein der deutschen Privatbahnen Veranlassung einen Gegenentwurf auszuarbeiten und denselben mit ausführlicher Begründung im Januar 1877 dem Reichseisenbahnname einzureichen. Wengleich dieses letztere Formular nach eingehender Prüfung im Reichseisenbahnname

nicht geeignet befunden wurde, an Stelle des im Reichseisenbahnname ausgearbeiteten zu treten, so bot dasselbe doch verschiedene der Berücksichtigung würdige Momente dar und wurde — weil die Annahme eines gemeinsamen Formulars nach Lage der Gesetzgebung überhaupt nur durch freiwillige Vereinbarung zu erreichen war — zur Herbeiführung einer endlichen Einigung der Weg weiterer commissarischer Berathungen unter Zuziehung von Vertretern der beteiligten Regierungen, sowie des Vereins deutscher Privatbahnen im April 1878 eingeschlagen. Aus diesen Berathungen (Schlussconferenz am 25/27. Februar 1879) ging endlich das Normal-Buchungsformular für die Eisenbahnen Deutschlands hervor, welches von allen deutschen Eisenbahnverwaltungen als Grundlage ihrer Buchführung angenommen wurde und allgemein mit dem 1. Januar 1880, bezw. bei denjenigen Bahnen, deren Rechnungsjahr mit dem 1. April beginnt, mit dem 1. April zur Einführung gekommen ist. Erst hierdurch wurde, wenigstens bezüglich aller finanziellen Verhältnisse, die »gleichförmige Grundlage« geschaffen, auf welcher die zu veröffentlichende Eisenbahnstatistik zu beruhen hat, und welche für jede Eisenbahnstatistik, wenn sie zuverlässige und vergleichbare Daten liefern soll, unentbehrlich ist. —

Ferner war zur Erreichung des gedachten Zweckes noch die Aufstellung der Tabellenformulare und der Instruction für deren Ausfüllung nöthig, welche Aufstellung unter Zugrundelegung eines im Reichseisenbahnname ausgearbeiteten Entwurfs, im Wege commissarischer Berathungen zwischen Delegirten des Reichseisenbahnnames und des königl. preuss. Ministeriums der öffentlichen Arbeiten erfolgte. Zur Erledigung dieser äusserst umfangreichen Arbeit hat die Commission in der Zeit vom 1. December 1879 bis 10. Mai 1880 42 Sitzungen abgehalten. Die von ihr entworfenen Tabellenformulare, welche der gegenwärtigen Statistik zu Grunde gelegt worden sind, umfassen unter Berücksichtigung der Statistik des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, sowie der internationalen Statistik übrigens in durchaus selbstständiger Bearbeitung im Allgemeinen den gleichen Stoff, wie er bisher in den »statistischen Nachrichten von den Preussischen Eisenbahnen« zur Darstellung gelangt ist. Mit Rücksicht hierauf haben die letzteren Mittheilungen mit dem Betriebsjahr 1880 zu erscheinen aufgehört.

Die Eintheilung des Ganzen und die Anordnung innerhalb der einzelnen Tabellen ist in der der Statistik beigefügten systematischen Uebersicht ausführlich dargestellt. Die Schemata sind derart entworfen, dass sie — mit wenigen Ausnahmen — zugleich für die Einreichung des Materials seitens der einzelnen Bahnen und für die Veröffentlichung dienen können. In den Köpfen der Tabellen ist überall angegeben, aus welchen Titeln und Positionen des Buchungsformulars das in den einzelnen Spalten zur Erscheinung kommende Material entnommen ist, ferner, wie die einzelnen Daten der Tabellen unter sich zusammenhängen und welches Verfahren bei den bezüglichen Ausrechnungen beachtet ist. Ausserdem sind den Bahnen für die Ausfüllung der Tabellen ausführliche Instructionen ertheilt, deren wesentlicher Inhalt aus den jeder Tabelle beigefügten »allgemeinen Bemerkungen« zu entnehmen ist.

Von ganz besonderem Interesse sind die Bemerkungen zu

Tabelle 1, in welchen ein historischer Ueberblick über die Entstehung und Entwicklung der einzelnen Bahnen beigefügt ist. Zur weiteren Beleuchtung einzelner Tabellen dienen die im Anhang beigefügten graphischen Darstellungen. Dieselben enthalten zunächst 5 geographische Karten, welche im Anschluss an eine gleichfalls im Anhang gegebene Uebersicht über die Daten der Eröffnung der einzelnen Bahnstrecken, die Entwicklung des deutschen Eisenbahnnetzes von 5 zu 5 Jahren zur Anschauung bringen und mit einer Darstellung der geographischen Vertheilung der deutschen Bahnen am Ende des Betriebsjahres 1880/81 schliessen. Eine sechste Tafel bringt die Ausstattung der einzelnen deutschen Staatsgebiete mit Eisenbahnen nach Flächeninhalt und Einwohnerzahl, sowie nach dem geometrischen Mittel aus diesen beiden Werthen zur Anschauung. Für die kommenden Jahrgänge sind noch weitere graphische Darstellungen in Aussicht genommen. Dieselben werden — nebst der erst nach Abfluss einer Reihe von Jahren zu bewerkstellenden Vergleichung der Daten der verschiedenen Jahrgänge — namentlich die Neigungs- und Krümmungsverhältnisse der einzelnen Bahnen zur Anschauung bringen, was in diesem Jahre schon wegen der noch nicht erreichten Einheitlichkeit des Normalhorizonts noch nicht möglich war.

Eine für die Aufstellung der Statistik sehr unerwünschte Thatsache ist die — in der Anmerkung auf dem Titelblatt ersichtlich gemachte — Verschiedenheit des Betriebs- und Rechnungsjahres bei den einzelnen deutschen Bahnen, veranlasst durch die Einführung des mit dem 1. April beginnenden Rechnungsjahres im Deutschen Reiche und in verschiedenen deutschen Staaten. Die vom Reichseisenbahnname gemachten Versuche, sämtliche Bahnen zur Annahme des letzterwähnten Betriebsjahres zu bewegen, blieben ohne Erfolg, da verschiedene Bahnen ein Interesse daran haben, das bürgerliche Jahr auch als Rechnungsjahr beizubehalten.

Bei der erstmaligen Aufstellung der Tabellen waren auch sonstige, nicht unerhebliche Schwierigkeiten zu überwinden. Derartige Anstände ergaben sich namentlich aus der anfänglich vielfach mangelnden Einübung des mit der Aufstellung befassten Personals, sowie aus den bei der erstmaligen Bearbeitung kaum zu vermeidenden Unregelmässigkeiten bezüglich der Lieferung des Urmaterials, welche zu äusserst umfangreichen Revisionsbemerkungen, sowie zu zahlreichen Rückfragen und zu zeitraubenden neuen Ermittlungen und Correspondenzen der Bahnen unter einander führten. Die gegenwärtige Statistik erscheint deshalb um mehrere Monate später, als dies in Zukunft für das betreffende Betriebsjahr geschehen wird.

Auch die Ausstattung dieses mit deutscher Gründlichkeit bearbeiteten Werkes ist eine in jeder Beziehung mustergültige.

H. v. W.

Perceement du Simplon. Memoire technique à l'appui des Plans et Dévis, dressés en 1881 & 1882. Publié par le Comité du Simplon. Lausanne 1882. B. Benda, libraire. 4. 120 S. 8 Frks.

Dieser von den Herren Oberingenieur J. Meyer und Ingenieur W. Huber mit vielem Fleiss ausgearbeiteten Broschüre sind schöne Uebersichtskarten im Maassstab von 1:600000

und eine Spezialkarte 1:50000 nebst 4 Uebersichtslängenprofilen mit verschiedenen Steigungsverhältnissen ($12\frac{1}{2}$, 18 und 20 ‰) beigefügt. Hiernach sind für den grossen Simplon-Tunnel 3 Linien projectirt, eine gerade Linie von 19639^m, eine gebrochene Linie von 19795^m und eine noch stärker gebrochene von 20000^m Länge.

Das neue gebrochene Tracé von 20 km Länge soll in geologischer Beziehung allen frühern Linien vorzuziehen sein, indem es soviel als möglich dem Stocke des Monte Leone ausweicht, wodurch die günstigen Temperaturverhältnisse (im Maximum 35°C.) erzielt werden, welche noch dadurch verbessert werden können, dass der Tunnel zwei Ventilations-schächte erhalten kann, welche die Mittelstrecke auf 8000 bis 9000^m abkürzen, weil es den Gypsablagerungen möglichst aus dem Weg geht, weil es das zu erwartende härteste Gestein, den Antigoriogneis, auf die geringste Länge durchfährt und weil es sich in Bezug auf das Eindringen des Wassers ebenso günstig, wenn nicht günstiger verhält.

Die auf beiden Seiten zur Verfügung stehenden Wasserkräfte sind sehr bedeutend; auf der Nordseite steht der ganze Rhonefluss nebst Saltine und Massa mit 4000—7000 effect. Pferdekräften und auf der Südseite die Diveria und Cherasca mit 4000 Pferdekräften.

In Betreff der Ausführung des grossen Tunnels spricht sich Herr Oberingenieur Meyer nach den Erfahrungen am Mont Cenis, Gotthard und Arlberg unbedingt für das an letzterem angewandte System des Sohlenstollenbaues aus und stellt die Anwendung der Brandt'schen Bohrmaschine resp. das Princip derselben in den Vordergrund. In Bezug auf die wichtige Frage der Ventilation ist Herr Meyer für das am Arlberg in Anwendung stehende System der gesonderten Einführung der Ventilationsluft unter niedrigem Druck in Verbindung mit Vorkehrungen für die Ausführung der verdorbenen Luft vermittelt des Firsttunnels und des fertigen Tunneltheils durch die Mündungen. Auch wird die Herstellung der oben schon erwähnten Schächte vom Gantner- und Cherascathale aus mit Tiefen von 1000 resp. 680^m unter Benutzung der vorhandenen Wasserkräfte in Aussicht genommen, um den Effect der Ventilation noch zu steigern und Abkühlung hervorzubringen.

Unter Annahme eines täglichen Fortschrittes von 4,5^m von einem Ort, wird die Dauer des Tunnelbaues für 20 km Länge auf 7 Jahre berechnet.

Besonders bemerkenswerth ist noch, dass sich der Simplon-Tunnel in Bezug auf die Kosten insofern in sehr günstiger Lage befindet, als auf der Nordseite die bis Brieg im Betriebe stehende Bahn nur auf 2448^m von der Tunnelmündung entfernt ist, während auf der Südseite die Bahn bis Domo d'Ossola voraussichtlich ausgebaut sein wird, von wo die Transportkosten höchstens 10 Frs. per Tonne in Anspruch nehmen werden, und dass das Steinmaterial aus nächster Nähe der Mündungen beschafft werden kann. Die Kosten der Installation der mechanischen Bohrung und der Ventilation sind nach einer die einzelnen Objecte derselben bewertenden Aufstellung auf 7,5 Millionen Fr. veranschlagt, gegenüber von angeblich 6,3 Millionen am Gotthard und 3,5 Millionen am Arlberg. Für die eventuelle Ausführung der beiden Ventilationsschächte sind

1,800000 Fr. vorgesehen. Für den Ausbruch des Sohlenstollens ist der Preis von 450 Fr. pro lfd. Meter im ersten Kilometer und für jeden folgenden Kilometer ein Zuschlag von 25 Fr. pro lfd. Meter für den Firstollen, 250 Fr. pro lfd. Meter mit einem Zuschlage von 15 Fr. pro lfd. Meter für jeden weiteren Kilometer und für den Nachbruch 25 Fr. pro Cubikmeter nebst einer Steigerung von 1 Fr. pro Cubikmeter veranschlagt. Es ergibt sich hieraus ein Mittelpreis von 2200 Fr. pro lfd. Meter für den Ausbruch des ganzen Querschnitts gegenüber dem analogen Preis am Arlberg von 1502 Fr.

Für die Ausmauerung des im Lichten 8,20^m weiten und 6,10^m hohen Profils sind 7 Typen aufgestellt, wovon die Gewölbestärken von 0,40—1^m, die Widerlagerstärken von 0,40 bis 1,30^m zu nehmen und ist dabei für die drei stärksten Typen event. ein Sohlengewölbe von 0,65—0,85^m Stärke vorgesehen. Sowohl Gewölbe als Widerlager sollen für gewöhnlich aus guten Bruchsteinen in hydraulischem Mörtel bester Qualität und nur dort wo man Druck erwarten kann, aus Hausteinen oder Quadern mit Portland-Cement-Mörtel hergestellt werden. Die Type geringster Stärke ist für ca. 74 % der Länge angenommen. Die Mauerwerkspreise im Tunnel stellen sich im Durchschnitt für das Bruchsteinmauerwerk in den Widerlagern auf 30,60 Fr., in den Gewölben auf 48,00 Fr., für das Hausteinauerwerk auf 68,50 und 73,50 Fr., für das Quadermauerwerk auf 132,50 bzw. 168,75 Fr. per Cubikmeter.

Die Gesamtkosten des grossen Tunnels von 20 km Länge werden berechnet zu	73,100 000 Fr.
und der nördliche Anschluss von der bestehenden Station Brieg bis zum Nordportal inclus. dem internationalen Zollbahnhof (2448 ^m lang)	2,400 000 «
Südrampe vom Tunnel bis Piedimulera 21,539 km lang, unter Annahme des Tracés von 12,5 ‰ Neigung	29,500 000 «
Demnach Gesamtkosten der 54 km langen Simplon-Bahn	105,000 000 Fr.
	H. v. W.

Repertorium der Journal-Literatur der Eisenbahn-Technik. Herausgegeben von Franz Woas, Regier.-Baumeister. I. Die Jahre 1880 und 1881. Berlin 1882. Verlag von Jul. Springer. kl. 8. 260 S. 5 Mk.

Der Verfasser des vorliegenden Werkchens hat sich die Aufgabe gestellt, die technische Eisenbahn-Literatur, welche in 33 verschiedenen der bedeutenderen Zeitschriften des In- und Auslandes zerstreut erscheint, in klarer und übersichtlicher Weise alljährlich zusammenzustellen und beginnt mit den Jahren 1880 und 1881.

In der Einleitung wird kurz ausgeführt wie die Fülle der technischen Journal-Literatur mit den Jahren derart angewachsen sei, dass es schwer halte, in einem alles umfassenden Repertorium das Gewünschte leicht, sicher und erschöpfend aufzufinden.

Der Verfasser hat das reiche Material in fünf Hauptgruppen mit den entsprechenden Unterabtheilungen vertheilt und zwar:

I. Eisenbahn-Bausystem. II. Der Eisenbahnbau. III. Die Eisenbahn-Betriebs-Ausrüstung. IV. Die Bahnerhaltung. V. Der Eisenbahn-Betrieb.

Ausserdem ist ein Autoren- und Sachregister beigefügt, so dass ein Jeder, welcher sich über irgend einen Gegenstand der Eisenbahn-Literatur unterrichten will, in diesem Repertorium aus den betreffenden Jahren die genauesten Nachweise erhält und bei der übersichtlichen Anordnung sehr leicht die betreffenden Angaben auffinden kann.

Indem wir noch den Wunsch aussprechen, dass der Verfasser in den folgenden Jahrgängen auch die selbstständigen Werke aus dem Gebiete der Eisenbahn-Technik unter kurzer Angabe des Inhalts am Schlusse des Repertorium aufführen möchte, wünschen wir dem verdienstlichen Unternehmen den besten Erfolg.

II. v. W.

Sachregister zur Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover zu Band XVII bis XXVII.

Gleichwie zu den früher erschienenen Jahrgängen dieser Zeitschrift, welche bekanntlich neben gediegenen Originalartikeln aus dem gesammten Gebiete des Bau- und Ingenieurwesens eine systematisch geordnete Uebersicht und Auszüge aus der technischen Literatur der bauwissenschaftlichen Zeitschriften des In- und Auslandes liefert, ist für die Jahrgänge 1871—81 ein alphabetisch geordnetes Inhaltsverzeichniss jetzt erschienen. Da dieses Inhaltsverzeichniss für jedes Quellenstudium der betreffenden Literatur von grossem Werthe ist, so machen wir hierauf besonders aufmerksam; dasselbe wird den Mitgliedern des Vereins als Doppelheft der Zeitschrift angerechnet; doch ist dasselbe auch einzeln zum Preise von 6 Mk. im Buchhandel zu beziehen.

Berichtigung.

Im 2. u. 3. Hefte des Organs sind in dem Artikel des Herrn Jähns „Bemerkungen zu dem Apparat zur Erprobung von Schmiermaterialien“ einige sinnentstellende Druckfehler stehen geblieben, welche wir zu berichtigen bitten.

Auf S. 92 2. Spalte 10. Zeile von unten muss anstatt „bestimbarer“ es heissen: „unbestimbarer“. Dasselbst 5. Zeile von unten muss anstatt „im Voraus“ gesetzt werden: „im Versuchszapfen“.

Ferner im 4. Hefte auf S. 136 1. Spalte 22. Zeile von oben statt $x = 0,392 \frac{v^2}{d}$ lies $x = 0,393 \frac{v^2}{d}$.

Verlag von Baumgärtner's Buchhandlung, Leipzig.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung:

Elementare Theorie und Berechnung eiserner Dach- und Brückenconstructions. Von August Ritter, Dr. phil., Geh. Regierungsrath und Professor an der Kgl. technischen Hochschule zu Aachen. 4. Auflage. Mit 305 Holzschnitten. Gr. Octav. Broschirt. Preis 9 Mark.

Inhalt: I. Abtheilung. Berechnung der Spannungszahlen. I. 1. Vorbemerkungen. 2. Methode der statischen Momente. 3. Dach-Construction des Exercierhauses der grossen Caserne bei Hannover. II. 4. Anwendung der Methode auf die Berechnung von Brücken-Constructionen 5. Parabolischer Träger von 6m Spannweite mit einfachem Diagonal-System. 6. Abgeleitete Formen. 7. Theorie der parabolischen Träger. III. 8. Anwendung der Methode auf die Berechnung von Fachwerkbrücken mit parallelen Rahmen. 9. Fachwerkbrücken von 16m Spannweite mit einfachem Diagonalen-System. 10. Abgeleitete Formen. 11. Bemerkungen über die Zulässigkeit der in Bezug auf die Belastungsweise gemachten Voraussetzungen. 12. Fachwerkträger mit gleichseitigen Dreiecken. (Trentbrücke bei Newark.) IV. 13. Sichelöförmiger Träger von 208 Fuss Spannweite mit einfachem Diagonalen-System. (Dach-Construction des Centralbahnhofes in Birmingham.) 14. Abgeleitete Formen. 15. Scheinbare Mängel der Methode. 16. Theorie der sichelöförmigen Träger. V. 17. Sprengwerkbrücke von 24m Spannweite. 18. Bogenbrücke von 40m Spannweite (Theissbrücke bei Szegedin.) 19. Stabilität der Pfeiler. 20. Theorie der Bogenbrücken. VI. 21. Transformation der Spannungszahlen für veränderte Spannweiten, a. Parabolische Träger. b. Fachwerkbrücke. c. Bogen- und Hängebrücken. VII. 22. Hängebrücke von 120m Spannweite der Hauptöffnung und je 60m Spannweite der Nebenöffnung. 23. Stabilität der Mittelpfeiler. 24. Stabilität der Landpfeiler. VIII. 25. Kuppelförmige Dach-Constructionen. 26. Kuppel von 100m Spannweite. 27. Vortheilhaftestes Krümmungsprofil der Kuppeln. IX. 28. Balkenbrücken mit mehreren Öffnungen. 29. Balkenbrücke von 160m Spannweite der Hauptöffnung und je 130m Spannweite der Nebenöffnung. 30. Vortheilhafteste Eintheilung der Spannweite. a. Theilung der Mittelöffnung. b. Theilung der Seitenöffnungen. c. Vortheilhaftestes Verhältniss von Mittelöffnung zu Seitenöffnung. II. Abtheilung. Bestimmung der Querschnitts-Dimensionen. 31. Stärke der Hauptconstructionstheile. 32. Stärke der Nebenconstructionstheile. a. Absteifung gegen Seitendruck des Windes und Horizontalstösse. b. Stärke der Zwischenträger. 33. Durchbiegung belasteter Träger. 34. Zusammengesetzte Systeme. 35. Träger ohne Diagonalen-System. 36. Widerstand massiver Balken gegen Biegung. 37. Widerstand langer Stangen gegen Zerknicken.

Resultate aus der Theorie des Brückenbaus und deren Anwendung, erläutert durch Beispiele von R. Krohn, Ingenieur und Professor an der Kgl. techn. Hochschule zu Aachen. Band I: Balkenbrücken. Mit 188 Holzschn. und 12 lithogr. Tafeln. gr. 80. Brosch. Preis: 15 Mark.

Die Kritik hat sich über dieses neu erschienene Werk allseitig auf's Günstigste ausgesprochen. So sagt das „Organ für Eisenbahnwesen“: „Der ganzen Arbeit, der sich der Verfasser mit Liebe zugewendet hat, können wir die besten Empfehlungen mit auf den Weg geben, da sie durchaus auf der Höhe der Wissenschaft steht und bei aller Knappheit in Form in Bezug auf Inhalt das Richtige und Passende gegeben hat.

Bd. II. Bogenbrücken (Schlussband) ist unter der Presse und erscheint im Sommer 1883.

Becker, M., Oberbaurath etc., **Handbuch der Ingenieurwissenschaft**, I. Allg. Bankunde (4. Aufl. erscheint im nächsten Sommer). II. Brückenbau, 4. Aufl. III. Strassen- und Eisenbahnbau, 4. Aufl. IV. Wasserbau, 3. Aufl. V. (Doppelbd.) Ausgeführte Constructions. Pro Band 16 Mark.

Mit der soeben erschienenen 8. Lfg. ist nun auch Band V vollständig beendet und liegt also das Werk nun complet vor.

Handbuch der Fundirungs-Methoden im Hochbau, Brückenbau und Wasserbau von Ludwig Klason, Civil-Ingenieur und Architekt in Wien. Mit 166 Holzschnitten und 6 lithographirten Tafeln. Preis Brosch. 18 Mark.

In C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden ist erschienen und durch jede Buchhandlung zu beziehen:

Die Strassen- und Zahnrad-Bahnen.

Mittheilung

von

Erfahrungs-Resultaten

über

Bau und Betrieb derselben.

Nach aufgestellten Fragebeantwortungen im Auftrage der Commission für technische und Betriebs-Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zusammengestellt von der Subcommission für Strassen- und Zahnradbahnen.

Mit 24 Zeichnungstafeln und 49 Holzschnitten. Preis: 14 Mark.

Zugleich Supplementband VIII zu dem „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.“

Soeben ist bei **J. F. Bergmann** in **Wiesbaden** erschienen und durch jede Buchhandlung zu beziehen:

Vergleichende Studien
über das
Eisenbahn-Signalwesen.

Unter Berücksichtigung der
deutschen, englischen, französischen und belgischen
Einrichtungen.

Von **G. Kecker,**
Kaiserl. Baurath und Betriebsinspector zu Metz.
Preis: 2 Mark.

Durch seine dienstliche Stellung an der Grenze hatte der Autor Gelegenheit, die ausländischen Einrichtungen und ihren Effect in der Praxis in jahrelangen Beobachtungen gründlich kennen zu lernen, und seine lediglich für das praktische Bedürfniss gezogenen Folgerungen und Vorschläge zur Sicherung des internationalen Betriebs nach ganz neuen Gesichtspunkten werden deshalb grossem Interesse begegnen.

Verlag von **Orell Füssli & Comp., Zürich.**

Schweizerische
Eisenbahn-Statistik.

E	Band I. Betriebsjahr 1868.
	" II. " 1869/72.
	" III. " 1873.
	" IV. " 1874/76.
	" V. " 1877.
	" VI. " 1878.
	" VII. " 1879.
	" VIII. " 1880.

Preis eines jeden Bandes 6 Mark.

Alle 8 Bände zusammen genommen 30 Mark.

Diese officielle Eisenbahnstatistik giebt ein Detail- und Gesamtbild der Entwicklung des schweizerischen Eisenbahnwesens und ist dieselbe von hoher retrospectiver Bedeutung.
Jeder Band ist auch einzeln zu haben.

Zu beziehen durch jede namhafte Buchhandlung.

F. C. GLASER

Ingenieur — Königl. Commissions-Rath

Mitglied des Vereins deutscher Patent-Anwälte

Herausgeber von „Glaser's Annalen für Gewerbe- u. Bauwesen“
Berlin S. W., Lindenstrasse No. 80.

Bureau für Nachsuchung, Aufrechterhaltung und Verwerthung
von

Erfindungspatenten im In- u. Auslande.

Referenzen:

»Bochumer Verein für Bergbau und Gusstahlfabrication« zu
Bochum in Westfalen.

»A. Borsig«, Maschinenfabrik, Eisengiesserei, zu Berlin.
General-Direction der »Vereinigten Königs- und Laurahütte«,
Berlin.

Actien-Gesellschaft, Bergwerks-Verein »Friedrich-Wilhelmshütte«
zu Müllheim a. d. Ruhr.

Gottlieb Hecker & Söhne in Chemnitz.

Heinrich Gulden in Chemnitz.

»Sächsische Maschinenfabrik« vorm. Richard Hartmann in
Chemnitz.

B. Samuelson M. P., F. R. S., in Firma B. Samuelson & Co.,
Newport, Ironworks in Middlesbrough und B. Samuelson
& Co. in Banbury.

Kosten-Anschlüge und Prospective auf Verlangen gratis und franco.

Verlag von Ernst & Korn. Berlin.

Soeben erschienen:

Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenbaues.
Erster Theil: Die Lokomotiven.

Von **Georg Meyer,**

Professor an d. Königl. techn. Hochschule u. Mitgl. d. K. Patentamtes.
Mit 473 Holzschn. und 3 Kupfertafeln.
gr. 8. br. 9 Mk. 50 Pf.

Verlag von **B. F. Voigt** in Weimar.

Anleitung zum

Traciren von

Eisenbahnlilien

für

angehende Ingenieure

von

Rudolf Manega,

Oberinspektor der k. k. priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft und gew.
Baudirektor der Rumänischen Eisenbahnen.

Mit 3 Tafeln, enth. 34 Figuren.

1883. gr. 8. Geh. 4 Mark.

Vorräthig in allen Buchhandlungen.

Patentirte Gasreinigungsmasse.

Mit bestem Erfolg auf vielen
Bahngasanstalten auch zur Reini-
gung von Fettgas, so beispielsweise
auf der Bahngasanstalt Hainholz bei
Hannover angewandt.

Friedrich Lux,
Ludwigshafen a. Rhein.



Felten & Guilleaume
Carlswerk Mülheim am Rhein.

Fabrikanten von blankem, geöltem und verzinktem Eisen- und
Stahldraht und Drahtlitzen für Telegraphen, Signale, Zugbarrieren
und Einfriedigungen.

Patent-Stahl-Stachelzaundraht.



Eisen-, Stahl- und Kupferdrahtseilen

für Seilfähren, Drahtseilbrücken, Drahtseilbahnen, Bergwerke,
Seiltransmissionen, Tauerei und Schlepsschiffahrt, Schiffstakel-
werk u. Blitzableiter, Telegraphen-, Torpedo- u. anderen Kabeln.

Felten & Guilleaume
Rosenthal Cöln am Rhein.

Mechanische Hanfspinnerei, Bindfaden-Fabrik, Hanfseilerei.

Phosphorkupfer,

nach Analyse garantirter Gehalt
bis zu 16 % Phosphor,

Reinstes, billigstes und zweckdienlichstes
Material zur Verwendung bei der Herstellung
und dem Umschmelzen von Kupferlegirungen
aller Art, und dem Raffiniren von Kupfer.
Der geringe Kostenaufwand wird durch den
in Wegfall kommenden Schmelzverlust voll-
ständig gedeckt.

W. Gg. Otto in Darmstadt.



C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.

(Zu beziehen durch alle Buchhandlungen.)

CONVENTIONS TECHNIQUES

DE

L'UNION DES CHEMINS DE FER ALLEMANDS

RELATIVES À LA

CONSTRUCTION ET L'EXPLOITATION DES CHEMINS DE FER
DE PREMIER ORDRE.

REDIGÉES PAR LA

COMMISSION TECHNIQUE DE L'UNION

D'APRÈS LES DÉCISIONS

DE L'ASSEMBLÉE DES INGÉNIEURS DE L'UNION

TENUE À

GRATZ LES 19 ET 20 MAI 1882.

PUBLIÉ PAR LA DIRECTION GÉRANTE DE L'UNION
DES CHEMINS DE FER ALLEMANDS.

TRADUCTION AUTORISÉE.

gr. 8^o. 48 Seiten und 6 Tafeln. Preis M. 3. 60 Pf.

Von C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden ist durch jede
Buchhandlung zu beziehen:

Statistik

über die

DAUER DER SCHIENEN

auf den Bahnen des

Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Im Auftrage der geschäftsführenden Direction des Vereins

bearbeitet von

F. KIEPENHEUER.

Quart. Geheftet. Preis 8 Mark.

Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn in Braunschweig.

(Zu beziehen durch jede Buchhandlung.)

Soeben erschienen:

E. F. Scholls Führer des Maschinisten. Ein Hand- und
Hilfsbuch für Heizer, Dampfmaschinenwärter, angehende
Maschinenbauer, Ingenieure, Fabrikherren, Maschinenbau-
anstalten, technische Lehranstalten und Behörden. Be-
arbeitet von Ernst A. Brauer. 10. verbesserte und
vermehrte, unter Mitwirkung von Prof. F. Reuleaux
herausgegebene Auflage. Mit 422 in den Text einge-
gedruckten Holzstichen. 8. geh. Preis 9 M.

**Schellen, Dr. H., Der elektromagnetische Tele-
graph** in den Hauptstadien seiner Entwicklung und
in seiner gegenwärtigen Ausbildung und Anwendung,
nebst einem Anhang über den Betrieb der elektrischen
Uhren. Ein Handbuch der theoretischen und praktischen
Telegraphie für Telegraphenbeamte, Physiker, Mechaniker
und das gebildete Publicum. Bearbeitet von Joseph
Kareis. Mit zahlreichen in den Text eingedruckten
Holzstichen. 6. Auflage. Dritte Lieferung. gr. 8. geh.
Preis 3 M.

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.

Der eiserne Oberbau — System Hilf —

für

Eisenbahn-Geleise.

Technisch und finanziell eingehend erörtert

von

M. Hilf,

Geh. Regierungsrath.

Mit 6 Tafeln, Zeichnungen im Text und 2 Tabellen. Preis: 4 Mark.

Inhalt:

I. Einleitung. — II. Princip und Construction des eisernen Lang-
schwelen-Oberbaus. — III. Das Montiren des Oberbaus. — IV.
Das Verlegen des Oberbaus. — V. Ueber die Unterhaltung und
Erneuerung, sowie die beobachtete Stabilität des Systems. — VI.
Ueber die Weichen-Construction zum eisernen Oberbau. — VII.
Vergleichende Berechnung der Kosten des eisernen Langschwelen-
Oberbaus gegenüber dem Holzschwelen-System.

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.

(Durch jede Buchhandlung zu beziehen.)

DIE TECHNOLOGIE DER EISENBAHN-WERKSTÄTTEN.

Lehrbuch für Maschinen-Techniker.

von

F. Oberstadt,

Obermaschinenmeister und Director der Centralwerkstätten der Niederländ. Staatsbahnen.

Mit Vorwort von

Dr. E. Hartig,

K. Regierungsrath und Professor an der technischen Hochschule in Dresden.

Kl. Quart, mit 21 lithographirten Foliotafeln. Preis 12 Mark.

Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff MANNHEIM

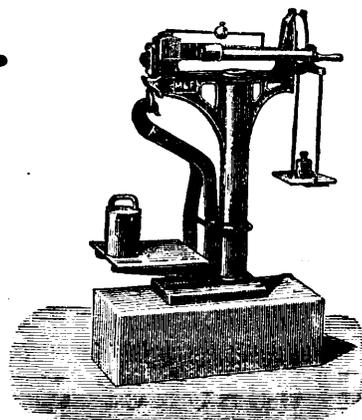
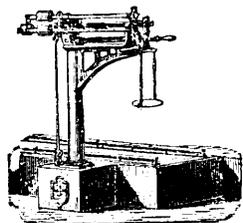
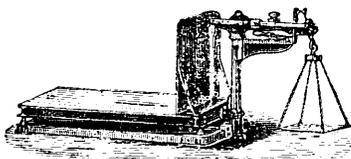
liefert

Gruben- und Hüttenwaagen

in der Laufgewichts- und Centesimalkonstruktion
Fuhrwerks- und Waggonwaagen
Laufgewichtswaagen

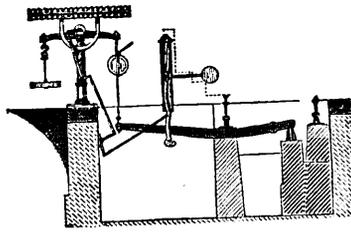
mit und ohne Chameroys Billedruckapparat.
Dezimal- und Centesimalwaagen in Eisen und Holz, Waagen mit quer-
stehenden Brücken zum Verwiegen von Stabeisen, Trägern etc.
Controllwaagen mit selbstthätigem Apparat zum Zählen der darüber
passirenden Rollwagen etc. (Patent).

Prospecte gratis und franco.



Eisengiesserei und Waagenfabrik Carl Schenck, Darmstadt.

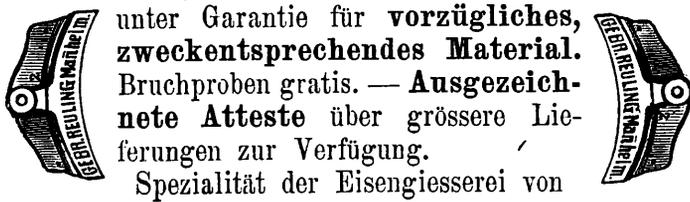
Waggonwaagen.
Eiserne Centesimal-
u. Laufgewichts-
Hüttenwaagen.



Fuhrwerkswaagen.
Decimal-
Waagen.
Balkenwaagen.

Sicherheitsvorrichtung gegen das Ueberfahren im unbelasteten Zustande D.R. 18576.
Selbstthätige Controlvorrichtung zum Zählen der die Waage passirenden Wagen.
Wackernie's beweglicher Schüttelrost für Locomotiven, Dampfschiffe u. stationäre Kessel. — Kohlenersparniss. Dauer der Roststäbe 15—20 Monate. — Schonung des Heizers.

Stahlguss-Bremsklötze

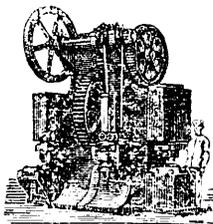


unter Garantie für vorzügliches, zweckentsprechendes Material. Bruchproben gratis. — Ausgezeichnete Atteste über grössere Lieferungen zur Verfügung.

Spezialität der Eisengiesserei von

Gebrüder Reuling
in
Mannheim.

Maschinenfabrik „Deutschland“ in Dortmund.



Werkzeug-Maschinen. Specialconstructions bis zu den grössten Dimensionen, den Bedürfnissen der Neuzeit entsprechend. f. Eisenbahnen, Maschinenfabriken, Hüttenwerke, Schiffsbau.

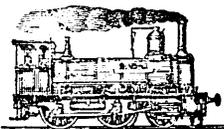
Transmissionen.
Hebekrahn aller Art. Windeböcke.
Weichen, Drehscheiben, Schiebebühnen, Drehbrücken.
Signale, Central-Weichen- und Signal-Stellungen mit den neuesten Verbesserungen.

Gasbandagenfeuer D. R. P.
Rollbremsschuhe System Trapp.
Kohlensäure-Feuerspritzen D. R. P.

Gewindeschneidzeuge

in der genauesten Gewindeform, Stärke, Steigung und sicheren Härte, sowie Spiralbohrer, Reibahlen etc. liefert unter jeder gewünschten Garantie die Werkzeugfabrik von

Fr. August Jahn in Gera, Reuss.
Illustrierte Preiscurante gratis.



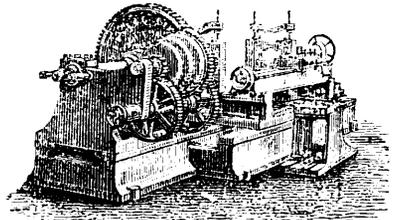
Lokomotiven für Zechen, industrielle Werke, Bauunternehmer,

überhaupt für jeden Bahnbetrieb und jede Leistung liefern

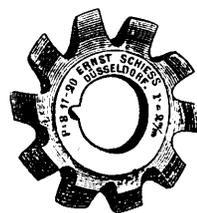
Henschel & Sohn, Kassel.

Werkzeugmaschinenfabrik und Eisengiesserei Ernst Schiess in Düsseldorf-Oberbilk.

Specialmaschinen für Achsen- und Räderfabrikation,
Specialmaschinen für Bearbeitung von Blechen, Façoneisen, Schienen und eisernen Schwellen,
Specialmaschinen für Massenfabrikation, für Nähmaschinen-, Waffen-, Geschoss-, Zünder-, Patronen- und Zündhütchen-Fabrikation,
Drehbänke neuester Construction, Universal- (Patent) Drehbänke zur Herstellung hinterdrehter ohne Profiländerung nachschleifbarer Schneidwerkzeuge,



Fraismaschinen aller Art.
Schleifmaschinen für Schneidwerkzeuge,
Excenterpressen, mehrspindige Bohrmaschinen,
Formmaschinen für Rollen, Scheiben mit Rändern etc. (D. R. Patent No. 6935), für Zahnräder, Maschinenteile und Geschosse;
in allen Grössen sämtliche Arten:
Support- und Plandrehbänke, Hobel-, Shaping-, Stoss- und Schraubenschneidmaschinen, Radial-, Vertical-, Horizontal- und Langlochbohrmaschinen,
Zahnräder mittelst Maschine geformt.

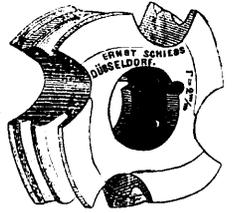


Fraiser,

für Metall und Holz,

vollständig frei, rasch und sauber schneidend, ohne Profiländerung (in gehärtetem Zustande) nachschleifbar.

Gewindebohrer, im Grunde und spiral hinterdreht, auch spiral genuthet,



Schneideisen und Kluppen,
Reibahlen, nach dem Härten auf Schnitt geschliffen,
Spiralbohrer, auf Schnitt hinterarbeitet,
Fraiser, cylindrische und conische, spiral geschnitten.
Ausführung von Fraisarbeiten.

(Preisverzeichnisse werden auf Verlangen verabfolgt.)

DREHBÄNKE
und Werkzeuge empfohlen:
J. G. WEISSER SOHNE
St. Georgen, Baden.

✂ **Tiefbohrungen** ✂
Ingenieur Olaf Terp, Hannover.

Schiele's neueste geräuschl. Ventilatoren u. Exhaustoren mit Guss- u. Blechgehäuse, Feldschmieden u. Centrifugalpumpen baut als ausschliessl. Specialitäten

C. Schiele, Ing., Frankfurt a. M.

alleiniger Erfinder aller Schiele'schen Ventilatoren u. Fabrikant derselben seit 1851. Allein von den neuesten Ventilatoren bereits über 5000 Stück geliefert.