

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. XLVIII. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich.
Alle Rechte vorbehalten.

8. Heft. 1911. 15. April.

Wasserschlag in Lokomotivdampfzylindern.

Von Dr.-Ing. M. Osthoff, Regierungsbaumeister in Hattingen, Ruhr.

(Fortsetzung von Seite 116.)

III. Art und GröÙe der Kräfte, die die Drucksteigerung des in die Zylinder übergerissenen Wassers hervorrufen.

III. a) Die Kolbenkräfte.

Nun ist zu erörtern, durch welche Kräfte eine solche Drucksteigerung des Wassers in den Zylindern hervorgerufen wird, daß ein Bruch im Triebwerke erfolgt.

Für die folgenden Untersuchungen soll vorläufig vorausgesetzt werden, daß die an allen Lokomotiven vorhandenen Zylinderablaß-Hähne oder Ventile etwa durch Ölkohle oder aus Fahrlässigkeit verschlossen bleiben, und daß die Steuerungsteile und etwa vorhandenen Sicherheitsventile dem im Zylinder eingeschlossenen Dampf- und Wasser-Gemische nirgend einen Ausweg gestatten. Ferner soll für alle weiteren Betrachtungen einheitlich angenommen werden, daß sich das Gemisch in dem hintern Pressraume des rechten Zylinders befindet; sinngemäß übertragen gelten die Untersuchungen ebenso für die übrigen Räume und Triebwerksteile.

Die Inhaltverkleinerung des Gemisches kann nur durch den rechten Dampfkolben geschehen, auf den folgende Kräfte wirken (Textabb. 12).

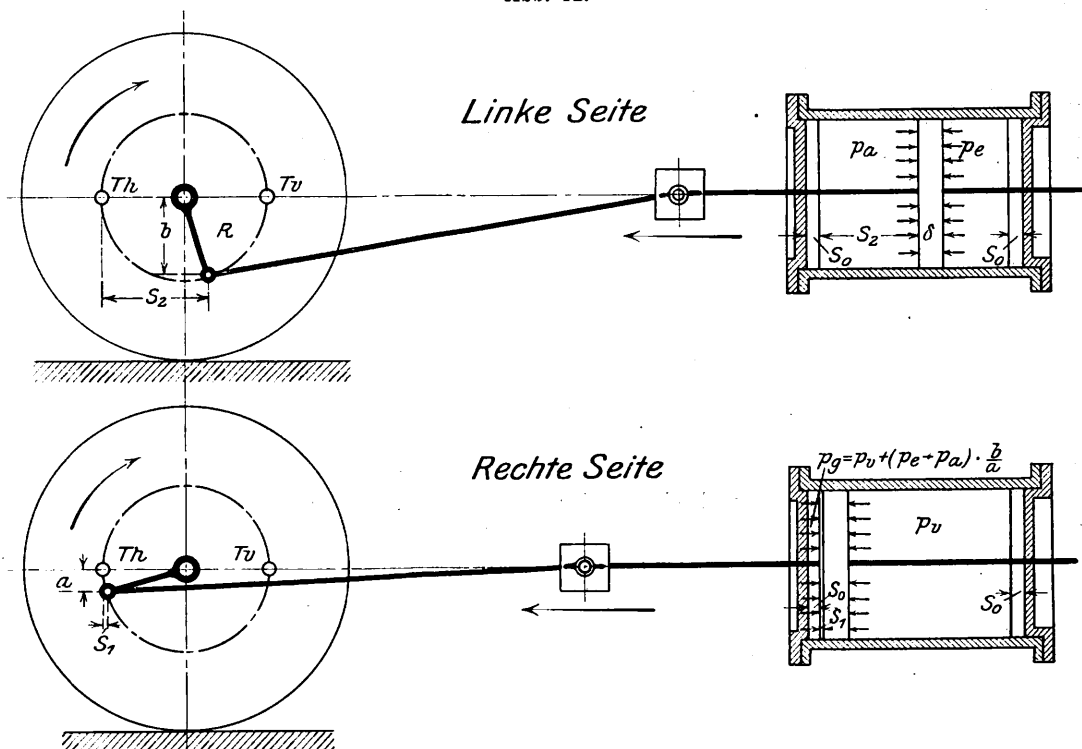
a) Der Druck des Kesseldampfes auf den rechten und auf den linken Kolben. Da die gefährliche Drucksteigerung hinter dem rechten Kolben wohl stets erst kurz vor der Kolbenendstellung beginnt, wenn die Dehnung vor dem Kolben fast beendet ist, oder auch schon Vorausströmung begonnen

hat, so ist der Dampfüberdruck p_v vor dem rechten Kolben nur gering. Daher darf die auf den rechten Kolben übertragene Kraft vernachlässigt werden, zumal später auch der geringe, dem erstern Drucke entgegen wirkende Dampfüberdruck p hinter dem linken Kolben nicht berücksichtigt werden soll.

Von um so größerer Bedeutung ist dagegen der Überdruck p_0 des vor dem linken Kolben einströmenden und sich bei kleinen Füllungen bereits dehnenden Dampfes. Ist bei Lokomotiven mit zwei*) Zylindern beispielsweise die rechte Kurbel (Textabb. 12), die der linken zum Zwecke des Anfahrens aus allen Kurbelstellungen stets um 90° in der Regel voreilt, gegen Ende der Pressung rechts hinten beinahe schon

*) Bei Vierzylinder-Lokomotiven sind die Verhältnisse sinngemäß übertragen ähnliche.

Abb. 12.



in ihrem Totpunkte T_h angelangt, so befindet sich die linke Kurbel bei Vorwärtsfahrt kurz vor ihrem untern Scheitelpunkte. der linke Kolben kurz vor Hubmitte.

Sieht man vorläufig von der Schienenreibung und der geringen Drosselung des Dampfes im Regler ab, so wirkt beim Anfahren aus dem Stillstande mit Füllungen über 50% die volle Dampfspannung p_e von 12 at auf die hintere Seite des linken Kolbens am Hebelarme b auf Rechtsdrehung, der Presswiderstand des Wasser- und Dampf-Gemisches hinter dem rechten Kolben an dem kleinen Hebelarme a dagegen auf Linksdrehung der Triebachse.

Man kann den Vorgang auch so auffassen, als ob bei gleicher GröÙe des rechten und linken Kolbens vorn auf den rechten Kolben eine im Verhältnisse der Hebelarme $b : a$ vergrößerte Kesselspannung wirkte, und das rechte Triebwerk mit einer Kraft gleich der $(b : a)$ fachen größten Kolbenkraft beansprucht würde. Nimmt man bei einer G_s -Lokomotive mit $R = 330$ mm Kurbelhalbmesser und einem Kolbenquerschnitte von $F = 2830$ qcm einen seitens des rechten Kolbens bis zur hintern Endstellung noch zurückzulegenden Weg s_1 von 10 mm an, so ist $a = 82,5$ mm und $b = 320$ mm. Bei $p_e = 12$ at Dampfspannung würde also für diese Kurbelstellung bei reibungsfreien Schienen und Triebwerk das Dampf- und Wasser-Gemisch auf $p_g = p_e (b : a) = 46,5$ at gepresst werden können. Im rechten Triebwerksgestänge würde dann eine Zugkraft von $2830 \cdot 46,5 = 131500$ kg und im rechten Rahmen zwischen Triebachse und Zylinder eine Druckkraft von 131500 kg entstehen. Geht der rechte Kolben unter Pressung des Dampfes noch weiter nach hinten, so werden das Hebelverhältnis $b : a$ und die Beanspruchung des Triebwerkes sehr rasch größer.

Die Voraussetzung, daß zwischen Schienen und Triebrädern keine Reibung wirkt, trifft beinahe zu, wenn beim Anfahren aus dem Stillstande Schleudern eintritt. Da hierbei die Ziffer der Schienenreibung abnimmt, wird ein großer Betrag der linken Kolbenkraft verfügbar, der zunächst zum Beschleunigen der umlaufenden und hin- und hergehenden Massen des Triebwerkes dient. Wenn aber der inzwischen entstandene Gemischwiderstand keine Beschleunigung der Massen mehr zuläßt, steht der durch Reibung nicht aufgezehrte Teilbetrag der linken Kolbenkraft in voller GröÙe zur Pressung des Gemisches im rechten Zylinder zur Verfügung. Beim Anfahren aus der Bewegung, beispielsweise hinter einem Gefälle, wobei die Steuerung meist nicht voll ausgelegt wird, wird die jeweilige linke Kolbenkraft bei Eintreten von Wasserschlag auf das rechte Triebwerk übertragen, soweit sie nicht auf die Erzeugung der Umfangskraft am linken Rade verwendet wird.

III. 2. Die Massenkraft der umlaufenden Teile des Triebwerkes.

Die umlaufenden Massen und ebenso der linke Kolben sind paarschlüssig zwangläufig mit dem rechten Triebwerke verbunden. Sind diese Massen- und linken Kolben-Kräfte also groß genug, und ist genügend Wasser hinten im rechten Zylinder, so kann eine beliebig hohe Drucksteigerung hervorgerufen werden. In solchen Fällen erfolgt bei völlig dichtem Zylinder ein Bruch des Triebwerkes an einer, oder gleichzeitig an mehreren schwächsten Stellen.

Beim Anfahren aus dem Stillstande ist die Massenkraft der umlaufenden Teile unbedeutend. Ihr Einfluß auf die Drucksteigerung des Gemisches ist aber bei dem Schleudern der Lokomotive schon sehr beträchtlich und wächst bei großen Fahrgeschwindigkeiten.

Je größer das Trägheitsmoment J durch die Massenverteilung und Anzahl der Triebachsen wird, und je höher die Winkelgeschwindigkeit w ist, um so größer wird das Arbeitsvermögen $0,5 \cdot J \cdot w^2$ der Achsen. Zunächst soll die während der ersten Umdrehung in die schleudernden Triebräder der noch stillstehenden Lokomotive hineingeleitete Arbeit berechnet werden. Bei der S_6 -Lokomotive ist der Kolbenhub $s = 0,63$ m, der Kolbenquerschnitt $F = 2375$ qcm, der mittlere Überdruck p_m im Zylinder bei 12 at Kesselspannung und bei 60 bis 70% Füllung rund 6 at, also die von zwei Zylindern geleistete Dampfarbeit $2 \cdot (2 \cdot s) \cdot F \cdot p_m = 35900$ mkg. Da beim Anfahren während der ersten Radumdrehung noch nicht, wie bei den Folgenden, vier Zylinderfüllungen stattfinden, und mit Rücksicht auf die Reibung der Triebräder und der übrigen Gangwerksteile sollen nur 10000 mkg als die von den Triebrädern aufgenommene Arbeit gerechnet werden. Um diese Arbeit während eines Pressungsweges von etwa 0,02 m gleich dem Doppelten des früher angenommenen Weges von 10 mm zu vernichten, ist ein mittlerer Presswiderstand von $10000 : 0,02 = 500000$ kg erforderlich. Dieser Kraft entspricht eine Spannung im Zylinder von $500000 : 2375 =$ rund 200 at.

Für das Anfahren aus der Bewegung mit $V = 80$ km/St berechnet man das Arbeitsvermögen der Triebachsen zweckmäßig mit Hilfe des Trägheitsmomentes J . Nach einem Schwingungsversuche von Skutsch beträgt dieses 211 für die Triebachse der S_6 -Lokomotive. Für das J der Kuppelachse mit Kuppelstangen soll ebenfalls 211, für das beider Achsen also $J = 422$ gerechnet werden. Bei $V = 80$ km/St ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit der Triebräder von 2100 mm Durchmesser zu $w = 21,3$. Als Arbeitsvermögen erhält man 95700 mkg, und mit einem Pressungswege von 0,02 m eine Spannung im Zylinder von etwa 2000 at.

Vorstehende Schätzungen zeigen, wie gewaltig die von den umlaufenden Massen hervorgebrachten Kräfte werden können. Hiernach ist es auch verständlich, wenn bei hohen Kolben- und Winkelgeschwindigkeiten große Stücke der Dampfzylinder durch Wasserschlag fortgeschleudert werden, wie beispielsweise bei der S_1 -Heißdampflokomotive Elberfeld 404. Bei dieser Lokomotive konnten Sicherheitsventile und Kolbenschieber dem Wasser nicht rechtzeitig genügenden Abfluß gestatten.

III. 3. Die Massenkraft des in Bewegung befindlichen Zuges.

Die Massenkraft des Zuges nebst Lokomotive ist im Gegensatz zu den beiden Kräften unter III, 1 und 2 durch die Reibung zwischen Triebrädern und Schienen kraftschlüssig zwangläufig mit dem Triebwerke verbunden. Unter günstigen Umständen, bei schlüpferigen Schienen, kann Rutschen der Triebräder eintreten, und somit die kraftschlüssige Kuppelung aufgehoben werden. Hierdurch wird eine größere Überbeanspruchung, also Bruch des Triebwerkes vermieden.

Je nach der Masse und Geschwindigkeit des Zuges sind

verschiedene Fälle zu unterscheiden. Hat eine einzelne Lokomotive während der ersten Radumdrehungen beim Anfahren noch eine sehr geringe Geschwindigkeit, so wird die Dampfkraft des linken Kolbens völlig zur Überwindung des Bewegungs- und Massen-Widerstandes verbraucht, bis der Prefschwerdruck des Gemisches weitere Beschleunigung verhindert. Ist dieser Zustand bei viel Wasser im Zylinder früh erreicht, also das Hebelverhältnis $b : a$ noch klein, so kann die linke Kolbenkraft das Gemisch nur noch um ein kleines Stück des Kolbenweges zusammenpressen. Gleichzeitig hat aber auch der entsprechend gewachsene Prefschwerdruck während dieses Weges, unterstützt von dem Bewegungswiderstande der Lokomotive, das geringe Arbeitsvermögen der Lokomotivmassen und der umlaufenden Massen vernichtet. Die Lokomotive bleibt also einfach stehen.

Läuft aber ein Zug hinter der Lokomotive, so bringt der Prefschwerdruck bei schlüpferigen Schienen die Triebäder zum Rutschen, worauf der Bewegungswiderstand des Zuges den Rest des Arbeitsvermögens vernichtet. Der Zug kommt zum Stillstande. Das Gleiten der Räder bewahrt also das Triebwerk vor Überbeanspruchung und Bruch. Tritt auf trockenen Schienen kein Rutschen ein, so kann eine Beschädigung des Triebwerkes erfolgen.

Wird in beiden vorstehenden Fällen dem Wasser etwa durch Öffnen genügend großer Zylinderablaßventile oder durch Abklappen der Flachschieber ein Ausweg aus dem Zylinder gegeben, so kommen Lokomotive und Zug nicht zum Stillstande. Ist beim Schleudern der Lokomotive auf schlüpferigen Schienen während des Anfahrens die Geschwindigkeit des Zuges sehr gering, so kann, weil die Umfangsgeschwindigkeit der Triebäder größer ist, als die der Laufräder, die auf Fortsetzung der Bewegung wirkende Masse des Zuges ein Drehmoment auf die Kurbel erst dann übertragen, wenn die Umfangsgeschwindigkeit der Triebäder durch großen Prefschwerdruck unter die der Laufräder des Zuges gesunken ist, also der Wasserschlag in den meisten Fällen wohl schon eingetreten und beendet ist.

Die Einwirkung der Massen des Zuges auf die Drucksteigerung des Gemisches im Zylinder wächst, abgesehen von der jeweiligen Stellung der Kurbel, bei der der Wasserschlag einsetzt, anfangs verhältnismäßig dem Arbeitsvermögen des Zuges. Alsdann erreicht diese Einwirkung, weil das Arbeitsvermögen des Zuges $0,5 M \cdot v^2$ bei noch geringen Geschwindigkeiten schon sehr groß ist, sehr früh einen Höchstwert, der durch die kraftschlüssige Reibungskuppelung, also durch die Größe des Reibungsgewichtes R der Lokomotive und der Reibungsziffer f bedingt wird. Eine weitere Erhöhung der Geschwindigkeit der Zugmassen, also ihres Arbeitsvermögens, hat also auf die Drucksteigerung keinen Einfluß mehr, weil Rutschen der Triebäder eintreten würde. In Wirklichkeit erfolgt letzteres bei großen Geschwindigkeiten wohl nicht, weil die bedeutende Massenwirkung der umlaufenden Teile und auch die linke Kolbenkraft eine weitere Drucksteigerung bis zum Bruche des Triebwerkes herbeiführen.

Für ein Rechnungsbeispiel soll angenommen werden, daß das Rutschen der Triebäder in der Kurbelstellung eintritt, in der der Kolben bis zum Totpunkte noch einen Weg von $s_1 = 10$ mm zurückzulegen hat, und nun ermittelt werden, wie

weit etwa die Spannung des Gemisches durch die Einwirkung der Zugmassen gesteigert werden kann. Sobald der Prefschwerdruck des Gemisches, im Hebelverhältnisse von a (Textabb. 12), zum Triebadhalbmesser verkleinert, den Zug zu bremsen versucht, wirkt dem die ganze Zugmasse, am Triebadumfang vorwärts drehend, mit einer Kraft Z entgegen, die gleich der größten Zugkraft, Reibungsgewicht mal Reibungsziffer, ist. Da die Reibungsziffer auf freier Strecke bei trockenen, reinen Schienen in der Regel groß ist, so wirkt die Kraft Z hier in den meisten Fällen in voller Größe.

Bei einer S_{10} -Lokomotive ist die größte Zugkraft nach S. 103 $Z = 4800$ kg. Der Hebelarm a beträgt etwa 80 mm, der Triebadhalbmesser 1050 mm und der Kolbenquerschnitt $F = 2375$ qcm. Somit müßte im Prefschwerdruckraum ein Überdruck p von mindestens $\frac{1}{2} \cdot \frac{Z \cdot D}{F \cdot a} = 26,5$ at entstehen, um die Triebäder zum Rutschen zu bringen.

Im Vorstehenden sind die eine gefährliche Drucksteigerung des Gemisches von Dampf und Wasser in den Prefschwerdruckräumen der Zylinder bewirkenden Kräfte unter III, 1 bis 3 der einfachern Darstellung halber getrennt behandelt. Es ist nun aber klar, daß in Wirklichkeit, abgesehen von dem Falle reinen Schleuderns der noch stehenden Lokomotive, also des Fehlens der Massenkraft des Zuges, alle drei Kräfte gemeinsam in Wirksamkeit treten, wie auch bereits an einzelnen Beispielen gezeigt wurde. Mit Hilfe der vorstehenden Überlegungen kann die Ursache der Drucksteigerung des Wassers leicht von Fall zu Fall genau ermittelt werden.

IV. Wirkungsweise der Zylinderablaß- und Sicherheits-Ventile.

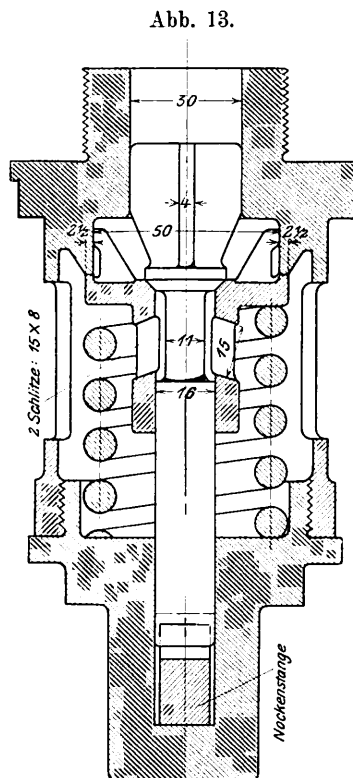
IV. 1. Zylinderablaßventile.

Wohl bei allen Bahnverwaltungen besteht die Vorschrift, daß die Zylinder kurz vor dem Anfahren nach längerem Stillstande durch geringes Öffnen des Reglers bei geöffneten Ablaßventilen angewärmt,

und daß die Ablaßhähne während des Anfahrens und wenn die Lokomotive stark mit Wasser arbeitet, geöffnet bleiben, oder wieder geöffnet werden.

Abgesehen von den Fällen, in denen die Umgebung das Öffnen der Ablaßventile verbietet, kommt es jedoch auch vor, daß die Ventile beim Anfahren aus Unachtsamkeit geschlossen bleiben.

In Textabb. 13 ist ein mit besonderem Sicherheitsventile vereinigt Zylinderablaßventil dargestellt, das bei den Heißdampflokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen verwendet wird.



Der engste freie Querschnitt f des Ablaßventiles beträgt nur 1,06 qcm. Der Anwendung größerer Querschnitte könnte höchstens das Bedenken entgegen stehen, daß beim Anfahren ohne und mit wenig Wasser, oder bei zu langem Offenstehen der Ventile größere Dampfverluste entstehen.

Im Folgenden soll überschläglich ermittelt werden, wieviel Wasser während einer Radumdrehung durch dieses Auslaßventil entweichen kann. Hierzu werde bei der G_3 -Lokomotive mit 1350 mm Triebraddurchmesser, $s = 660$ mm Kolbenhub und mit $d = 600$ mm Zylinderdurchmesser eine untere Umdrehungszahl für das Schleudern der noch stillstehenden Lokomotive von $u_1 = 0,655/\text{Sek}$ entsprechend einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/St und eine obere von $u_2 = 3,27/\text{Sek}$ entsprechend 50 km/St beim Anfahren aus der Bewegung angenommen. Bei geöffneten Ablaßventilen hat das Wasser im ersten Falle 1,52 Sek, und im zweiten Falle 0,3 Sek Zeit, um aus dem Zylinder zu entweichen. Nimmt man für die Einströmung und Dehnung einen mittlern Dampfüberdruck von etwa 6 at entsprechend 60 m Wassersäule und für Ausströmung und Pressung einen solchen von etwa 1,5 at entsprechend 15 m Wassersäule an, so sind die Ausflugschwindigkeiten

$$v_1 = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 60} = 34,3 \text{ m/Sek} \text{ und } v_2 = 17,15 \text{ m/Sek.}$$

Bei dem Ventilquerschnitte $f = 1,06$ qcm kann also im ersten Falle eine Wassermenge von 4,14, im zweiten von 0,82 l

(Fortsetzung folgt.)

während einer Triebradumdrehung entweichen. Unberücksichtigt ist bei dieser Rechnung der jedenfalls bedeutende Einschnürungs- und Reibungs-Widerstand (Textabb. 13) des Wassers im Ventile, durch den die Ausflugsmenge wohl mindestens um die Hälfte verringert wird.

Bei 210 l Inhalt eines Dampfzylinders und 21 l Inhalt des schädlichen Raumes s_0 bedeutet auch ohne Berücksichtigung der Einschnürungs- und anderer Widerstände die Menge des ausgeflossenen Wassers nicht viel. Für langsames Anfahren ohne Schleudern mögen demnach die geringen Öffnungen der Ablaßventile für das Auslassen des übergerissenen Wassers ausreichen. Ebenso würden wohl die Öffnungen für den Beharrungszustand der Nafsdampflokomotive genügen, bei dem nach S. 103 über 6% des Dampfgewichtes an Wasser mitgerissen werden, vorausgesetzt, daß das Wasser Zeit hat, sich in zusammenhängender, flüssiger Form abzuscheiden. Im Beharrungszustand der Heißdampflokomotive ist das Öffnen der Ablaßventile natürlich nicht erforderlich. Die Farblosigkeit des Abdampfes unmittelbar über dem Schornsteine, an der man schon von weitem die Heißdampflokomotive erkennt, zeigt, daß hier der Dampf auch während der Ausströmung noch kein Wasser enthält.

Für die durch Schleudern beim Anfahren aus dem Stillstande und aus der Bewegung übergerissenen, aufsergewöhnlich großen Wassermengen sind dagegen die Ventilöffnungen bei Nafsdampf- und Heißdampf-Lokomotiven zu klein.

Neuerungen im Baue von Weichen.

Von Schmitt, Oberbaurat in Oldenburg.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 5 auf Tafel XV. Abb. 1 bis 4 auf Tafel XVI und Abb. 1 bis 4 auf Tafel XVII.

Einer der wichtigsten Fortschritte, die in den letzten Jahren auf dem Gebiete des Weichenbaues gemacht sind, ist zweifellos die Federweiche. Diese Bauart einfacher Weichen ist vom Bochumer Vereine für Bergbau und Gußstahlfabrikation erfunden und ihm patentiert worden*). Seitdem hat sich die Federweiche in Deutschland und im Auslande weit verbreitet, auch hat sie durch die Preisverteilung von 1908**) die gebührende Anerkennung des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen gefunden. Mehr als 10000 sind bis jetzt im Betriebe und haben sich selbst unter den schwierigsten Betriebsverhältnissen bei großen Fahrgeschwindigkeiten bewährt.

Das Wesentliche in der Bauart der Federweichen besteht bekanntlich darin, daß statt der etwa 5 m langen Zungen mit fest gelagertem, verschiedenartig ausgebildetem Drehpunkte am Wurzelstöße oder im Drehstuhle etwa 10 m lange Zungen verwendet werden, die am Wurzelende in den Querschnitt der anschließenden Fahrschiene umgepreßt oder umgeschmiedet und mit dieser durch einen regelrechten Schienenstoß verbunden sind (Abb. 1 und 5, Taf. XV). Einen gelenkartigen Zungenwurzelstoß, der sonst den schwächsten Punkt der Weiche bildet, hat die Federweiche also nicht, denn der Stoß am Ende der Federzunge unterscheidet sich nicht von den übrigen Schienenstößen und kann mit dem Zungenwurzelstöße der bisherigen Weichenbauarten nicht verglichen werden.

*) Organ 1907, S. 210.

**) Organ 1908, S. 264.

Die Bewegung der Zungen erfolgt durch federndes Biegen vor dem fest gehaltenen Hinterende.

Die Zungen haben hutförmigen Querschnitt und sind da, wo sie sich beim Umstellen biegen sollen, auf eine Länge von etwa 90 cm durch Einschränkung der Fußbreite in seitlicher Richtung geschwächt (Abb. 1, Taf. XV).

Die Zungen sind, abgesehen von der Stoßverbindung mit den Anschlußschiene, am hintern Teile auf einer in der Regel über fünf Schwellen reichenden kräftigen Zungenplatte festgehalten, die ihrerseits mit den Schwellen unverrückbar verbunden ist (Abb. 1, 3 und 4, Taf. XV). Im Übrigen liegen die Federzungen frei auf Gleitstühlen auf den Schwellen; die sonst üblichen Weichenplatten fehlen. In der Fahrlage legen sich die Federzungen aufser an die Backenschiene an verschiedene an diesen angebrachte Stützknaggen an.

Durch die feste Verbindung der Zungen mit den Anschlußschiene und mit den fest auf dem Schwellenroste gelagerten Zungenplatten wird der Längsverschiebung durch die Brems- und Zugkräfte wirksam begegnet. Hierdurch und durch den Fortfall des gelenkartigen Wurzelstoßes wird die wesentlichste Ursache des starken Verschleißes der Weichen beseitigt. Die Unterhaltungs- und Erneuerungs-Kosten der Federweichen sind daher erheblich geringer als diejenigen der Weichen älterer Bauarten. Die Tatsache, daß Längsverschiebungen der Federzungen so gut wie ausgeschlossen sind, gewährleistet unter allen Umständen einen sichern Spitzen-

verschlufs. Dies ist als ein wesentlicher Vorzug der Federweichen anzusehen gegenüber solchen Bauarten, bei denen die Zungen weniger gut gegen Längsverschiebungen gesichert sind, wobei es dann nicht selten vorkommt, dafs der Verschlufs nicht in die Endlage gebracht werden kann.

Weichen, bei denen die Zungen nur durch den mit der Zungenplatte fest verbundenen Drehstuhl gehalten werden, während die Anschlussschienen durch Futterstücke und Schrauben mit den Backenschienen verbunden sind, haben noch den Nachteil, dafs die Anschlussschiene nach Eintreten von Abnutzungen zwischen Anschlussschiene, Futterstück und Backenschiene beim Nachziehen der Verbindungsschrauben aus ihrer ursprünglichen Richtung kommt. Dann entsteht gerade an der gefährlichsten Stelle der Weiche, am Zungendrehpunkte, ein seitlicher Absatz, der auf die Lebensdauer der Weiche durch steigende Beunruhigung der Fahrzeuge von ungünstigem Einflusse ist.

Gegenüber Weichen mit fest gelagerten Zungendrehpunkte hat die Federweiche den weitem wichtigen Vorzug, dafs zweispurig in die Weiche einfahrende Fahrzeuge bei diesen Gabelfahrten nichts Wesentliches an der Weiche zerstören können, so dafs sie nach derartigen Entgleisungen meist ohne Ersatzarbeiten fahrbar bleibt. Für die Sicherheit des Betriebes ist dies von grofser Bedeutung, da bei anderen Weichen derartige Entgleisungen meist folgenschwerer sind, die Weichen selbst in der Regel unfahrbar werden und kostspielige und zeitraubende Auswechslungen nötig machen.

Bei einer Federweiche der Form 8 mit 140 mm Zungenausschlag beträgt beispielsweise der äußerste Abstand der beiden Zungen zwischen den Aufsenkanten an den Zungenspitzen etwa 1290 mm, in 3,5 m Entfernung erreicht dieser Abstand sein größtes Mafs mit etwa 1430 mm, und nimmt dann ab bis zum Herzstücke, in dem die beiden Schienen zusammen laufen (Textabb. 1). In der Mitte der Zungenplatten, wo die Federzungen fest gelagert sind, beträgt dieser Abstand der Aufsenkanten noch 1310 mm bei Weichen 1 : 9 und 1350 mm bei solchen 1 : 10. Der lichte Abstand zwischen den Radreifen eines Fahrzeuges beträgt in regelrechtem Zustande 1360 mm. Daraus ergibt sich, dafs ein zweispurig eine solche Federweiche durchfahrendes Fahrzeug die beiden Federzungen an der ungünstigsten Stelle um $1430 - 1360 = 70$ mm zusammendrücken muß, jede also um etwa 35 mm, dafs diese Einwirkung auf die Zungen aber mit dem Vorrücken des entgleisten Fahrzeuges abnimmt und bereits aufgehört hat, wenn es die Stelle erreicht, an der die Federzungen fest gelagert sind (Textabb. 2).

Durch diese seitliche Verdrückung von etwa 35 mm tritt in der Regel keine bleibende Formänderung der Zungen ein, da diese in ihren Befestigungen etwas nachgeben, und nur ein Teil der Verdrückung für ihre elastische Verbiegung in Frage

kommt. Kommt das entgleiste Fahrzeug innerhalb der Weiche zur Ruhe, so nehmen die Federzungen ihre ursprüngliche Form und Lage von selbst wieder an, sobald das Fahrzeug wieder aufgegleist ist. Bei wiederholt auf den oldenburgischen Staatsbahnen in Federweichen der Form 6 vorgekommenen Entgleisungen dieser Art sind, von unwesentlichen Verdrückungen einiger Befestigungsschrauben abgesehen, keine Beschädigungen vorgekommen; die Weichen waren nach dem Aufgleisen sofort wieder fahrbar.

Nach diesen Erfahrungen mit einfachen Weichen liegt die Verwendung der Federweichen auch für Kreuzungsweichen nahe, bei denen die Verbesserung fast noch wichtiger ist. Das stößt aber auf Schwierigkeiten, da die Zungen bei den Kreuzungsweichen nicht die für Federzungen nötige Länge erhalten können, und sich die breiten Zungenplatten der einfachen Federweichen hier nicht ohne Weiteres anbringen lassen; denn diese müßten bei genügender Zungenlänge an der Stelle der Doppelherzstücke liegen. Der Umstand, dafs die Federzungen der Kreuzungsweichen nur eine beschränkte freie Länge erhalten könnten, ist aber insofern von Bedeutung, als die Federkraft der gebogenen, abliegenden Zunge bei gleichem Ausschlage annähernd im umgekehrten Verhältnisse der dritten Potenz der Länge, mit abnehmender Länge also sehr schnell wächst.

Bei freien Längen von 8,0 m und 6,5 m verhalten sich die Federkräfte schon annähernd wie $6,5^3 : 8^3 = 1,87$. Bei fernbedienten Weichen, namentlich mit Umlenkungen des Drahtzuges, würde also leicht der Fall eintreten können, dafs der Drahtzug überlastet wird, und das Umstellen mit den vorhandenen Einrichtungen nicht mehr möglich ist. Dies Bedenken wiegt um so schwerer, als es sich bei doppelten Kreuzungsweichen immer um zwei gebogene Zungen, also um die doppelte Umstellkraft handelt; man wird also die Federkraft ermäßigen müssen. Zu dem Zwecke bleibt nur übrig, der Zunge im hintern Teile, der für das Biegen hauptsächlich in Frage kommt, in Bezug auf die senkrechte Schwerpunktsachse ein kleineres Trägheitsmoment zu geben, wofür in erster Linie der gewöhnliche Schienenquerschnitt in Frage kommt.

Auf diesem Wege ist der Bochumer Verein neuerdings zu einer sehr einfachen Bauart von Kreuzungsweichen gekommen, die alle wesentlichen Vorteile der Federweiche bietet. Die aus Blockschienen hergestellten Zungen der gewöhnlichen Länge von etwa 5 m werden hinten ebenso wie die Federzungen der einfachen Weichen in Schienenform umgepreßt und mit der anschließenden Schiene regelrecht verlascht. Beim Umstellen der Weiche biegen sich aber nicht die Zungen, sondern die Anschlussschienen.

Da das Trägheitsmoment der Schiene für die senkrechte Schwerpunktsachse erheblich kleiner ist als das der Zungenschiene, für Form 8 beispielsweise 228 cm^4 gegen 530 cm^4 , und durch Einschränkung der Fußbreite bis auf Schienenkopfbreite noch weiter ermäßigt werden kann, bei Form 8 bis auf 140 cm^4 , so kann die Federkraft der Zungen erheblich vermindert werden. Den Zusammenhang zwischen verschiedenen Federzungen der Schienenformen 6 und 8, den durch biegsame Anschlussschienen verlängerten Zungen und den darin auftretenden

Abb. 1.

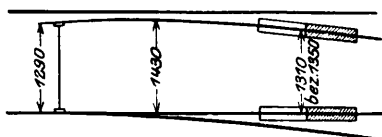
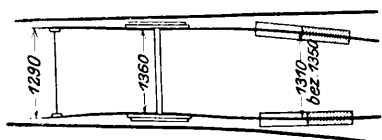


Abb. 2.



Federkräften und Spannungen zeigen die Rechnungsergebnisse in den Zusammenstellungen I und II, die nach Mohr unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Zungenquerschnitte ermittelt sind.

Zusammenstellung I.
Federzungen. Ausschlag 140 mm.

| Schiene | Freie Länge der Federzunge m | Weichenneigung | Federkraft der gebogenen Zunge kg | Größte Biegungsspannung der Zungen kg/qcm | Bemerkungen |
|---------|---------------------------------|----------------|--------------------------------------|----------------------------------------------|-------------|
| 6 | 7,90 | 1:9 | 43,0 | 631 | |
| 6 | 8,65 | 1:10 | 33,5 | 538 | |
| 8 | 8,10 | 1:9 | 51,8 | 882 | |
| 8 | 8,70 | 1:10 | 43,2 | 735 | |

Zusammenstellung II.
Zungen mit biegsamer Anschlussschiene.
Ausschlag 140 mm.

| Schiene | Freie Länge m | Neigung der Kreuzungsweiche | Federkraft der gebogenen Zunge kg | Größte Biegungsspannung in der Anschlussschiene kg/qcm | Bemerkungen |
|---------|------------------|-----------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| 6 | 7,70 | 1:9 | 39,2 | 1050 | Anschlussschiene ungeschwächt |
| 8 | 7,68 | 1:9 | 65,8 | 1220 | Anschlussschiene ungeschwächt |
| 8 | 7,68 | 1:9 | 48,0 | 918 | Fuß der Anschlussschiene bis auf Kopfbreite eingeschränkt |

Die Biegungsspannungen in den Zungen sind von geringer Bedeutung, da die Zungen gebogen nicht befahren werden.

In Abb. 1 und 2, Taf. XVI ist eine hiernach ausgebildete doppelte Kreuzungsweiche 1:9 für Holzschwellen dargestellt, wie sie seit zwei Jahren für die oldenburgischen Staatsbahnen sowohl mit Schienenform 6, als auch mit der 42,3 kg/m schweren Schienenform für Hauptbahnen ausgeführt wird.

Die Zungen aus gewöhnlichen Blockschiene sind 5,58 m lang und mit den Backenschienen zusammen in der bisherigen Weise auf kräftigen Weichenplatten mit Gleitstählen befestigt. Am hintern Ende sind die Zungenschienen auf die halbe Länge einer gewöhnlichen Lasche in die Form der biegsamen Anschlussschiene umgepreßt und mit dieser durch kräftige Laschen regelrecht verbunden, so daß die Zungenschiene mit der Anschlussschiene zusammen die Zunge bildet (Abb. 3 und 4, Taf. XVI). In der Weichenmitte sind die biegsamen Anschlussschienen unter sich und mit der Grundplatte des Doppelherzstückes unter Verwendung besonders kräftiger Formstücke aus Gufsstahl (Abb. 2, Taf. XVI) fest verbunden. Auf den drei

Schwellen hinter den Zungenstößen liegen die biegsamen Anschlussschienen frei auf und bewegen sich beim Umstellen der Weiche auf den hier angebrachten Platten. In der äußersten Lage, in der sie nur befahren werden, legen sich die Anschlussschienen gegen besondere Stützknaggen.

Wenn hierdurch auch mit voller Sicherheit erreicht wird, daß sich die durch biegsame Anschlussschienen verlängerten Zungen trotz des Stoßes beim Befahren in der richtigen Lage befinden, ist neuerdings auf die Ausbildung dieses Zungenstoßes doch noch besondere Sorgfalt verwandt worden, um zu erreichen, daß Zungen- und Anschlussschiene so fest verbunden sind, daß sie als einheitliche Zunge angesehen werden können. Dies wird durch Verwendung von Laschenbolzen erreicht, die in ihrem mittlern Teile unrund sind (Textabb. 3

Abb. 3.

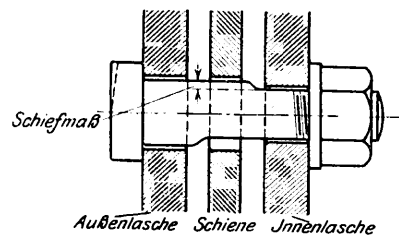


Abb. 4.

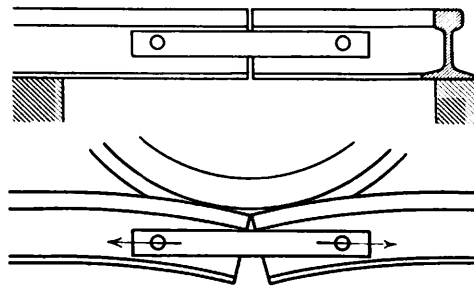


Abb. 5.

bis 5 und Abb. 3 und 4, Taf. XVI). Werden derartig gestaltete Bolzen in genau passenden runden Löchern der Außen- und Innenlasche um ihre Achse gedreht, so muß sich die dazwischen liegende Schiene bei entsprechender Lochung hin- und herbewegen. So kann man also die Stoßflächen der Zungen- und Anschlussschiene mit großer Kraft zusammendrücken und sie in dieser Stellung durch Anziehen der Schrauben auch erhalten.

Sind die Stirnflächen der beiden Schienen glatt gearbeitet, so kann eine Senkung der Schienenenden unter einer Betriebslast nur dann eintreten, wenn entweder die Laschen sich dehnen oder die Bolzen verbogen oder abgeschoren werden (Textabb. 4 und 5). Da bei den Abmessungen dieser Teile weder das eine noch das andere eintreten kann, wird durch die beschriebene Anordnung ein vollständig lückenloser Stoß erreicht. Dies ist im vorliegenden Falle um so sicherer gewährleistet, als der Stoß hier fest unterstützt ist, und Wärmeänderungen keinen Einfluss auf ihn ausüben können.

Ob die guten Erfahrungen, die schon seit längerer Zeit mit solchen Stößen gemacht sind, von Dauer sein werden, kann indes erst eine längere Beobachtungszeit lehren.

Durch die vorstehend beschriebene Bauart der Kreuzungsweiche ist erreicht, daß die ganze bis zum Doppelherzstück verfügbare Länge als freie Länge der zu biegenden Zungen ausgenutzt wird, und daß sich diese Kreuzungsweichen in ihrem Verhalten von Federweichen kaum unterscheiden. Die bisher damit bei den oldenburgischen Staatsbahnen gemachten Erfahrungen sind gute.

Die Bauart kann auch auf einfache Weichen angewandt werden, wenn die gewöhnlichen Federzungen aus besonderen Gründen nicht verwendet werden können, oder wenn es sich um die Umänderung alter Weichen handelt, wobei diese alle wesentlichen Vorzüge der Federweiche erhalten.

In Abb. 1 und 2, Taf. XVII ist beispielsweise dargestellt, wie die preußisch-hessische Drehstuhlweiche einfach in eine solche Federweiche umgebaut werden kann. Die Zungen werden am hintern Ende um den Teil gekürzt, der für den Drehstuhl bearbeitet ist, und in Schienenform umgepreßt, so daß sie mit den entsprechend längeren eingewechselten Anschlußschienen verlascht werden können. Die Anschlußschienen werden dann in der oben beschriebenen Weise auf die drei oder vier folgenden Schwellen frei aufgelegt, so daß sie sich beim Umstellen der Weiche biegen können. Im Übrigen kann die Weiche vollständig unverändert bleiben.

Im Bereiche der oldenburgischen Staatsbahnen ist mit bestem Erfolge bereits eine größere Anzahl alter Drehstuhlweichen vom Bochumer Vereine in dieser Weise umgebaut worden, und es besteht die Absicht, dies auch bei den noch vorhandenen durchzuführen, soweit sie nicht schon zu stark abgenutzt sind. Die dafür erwachsenden Kosten, die sich für eine Weiche mit den Ersatzteilen auf etwa 180 bis 200 M frei Bochum belaufen, sind im Vergleiche zu der namhaften Verbesserung und der Verlängerung der Lebensdauer der Weichen gering.

Einwellen-Wechselstrom-Bahnen. Ausführungen der Siemens-Schuckert-Werke.

I. Allgemeines.

Durch eingehende Vorarbeiten in Gemeinschaft mit der preußisch-hessischen Staatsbahnverwaltung ist von den Siemens-Schuckert-Werken festgestellt worden, daß die geeignetste Grundlage für den elektrischen Betrieb auf Hauptbahnen in dem Einwellen-Wechselstrom mit 15 Wellen in der Sekunde gegeben ist, und daß damit der Wettbewerb gegenüber Dampflokomotiven möglich ist. Dieselbe Erkenntnis ist in Österreich, Bayern, Baden, der Schweiz und anderen Ländern durchgedrungen.

Gleichstrom gestattet nur niedrige Spannung und ist daher auf kurze Leitungen, also auf kleine Bahngebiete, auf Stadt-, Vorort- und kurze Hauptbahn-Strecken beschränkt. Der Drehstrom erfordert für jedes Gleis zwei Fahrleitungen, die in Bahnhöfen sehr verwickelt werden. Auch gestattet die Drehstrom-Triebmaschine nur wenige bestimmte Geschwindigkeitstufen, die vorteilhaftes Fahren zulassen. Der Einwellen-Wechselstrom vermeidet alle diese Erschwerungen, zumal seine Triebmaschinen ohne Weiteres auch mit Gleichstrom arbeiten können. Zusammenstellung I liefert einen Überblick über die Ausführungen der Siemens-Schuckert-Werke auf diesem Gebiete bis zum September 1910.

II. Oberleitung.

Die Oberleitung ist mit Rücksicht auf sicheres Anliegen des Stromabnehmers auch bei hoher Geschwindigkeit durch-

Diese neue, dem Bochumer Vereine ebenfalls durch Patente geschützte Bauart mit den durch biegsame Anschlußschienen verlängerten Zungen kann auch bei neuen einfachen Weichen zweckmäßig Verwendung finden, wenn die Verwendung der gewöhnlichen Federzungen Schwierigkeiten macht. Dieser Fall liegt beispielsweise bei Weichen vor, deren Spitzenverschluss einen außergewöhnlich weiten Zungenaufschlag erfordert. Da die Kraft der Federzunge geradlinig mit der Aufschlagweite wächst, müßte in solchem Falle die Federzunge noch mehr verlängert werden, wenn die Federkraft der gebogenen Zunge das erwünschte Maß nicht überschreiten soll. Diese Verlängerung hat indes ihre Grenzen, da die Federzungen ohnedies schon eine für die Werkstattbearbeitung unbequeme Länge haben. Hier würde die neue Weichenbauart zweckmäßige Verwendung finden können, da sie die Federkraft der Zungen dadurch erheblich vermindert, daß die keine Werkstattbearbeitung erfordernden biegsamen Anschlußschienen verlängert werden. Man kann so sogar erreichen, daß die Federkraft der Zungen geringer ist, als die Reibung auf den Gleitstählen, so daß die Zungen ohne Rückfederung in jeder Lage liegen bleiben würden. Im Übrigen würde diese Weichenbauart (Abb. 3 und 4, Taf. XVII) den Vorteil bieten, daß sonst bewährte und übliche Einzelheiten der Zungenvorrichtung, namentlich die Form und Länge der Zungen, und Weichenplatten unverändert beibehalten werden können.

gebildet. Der Fahrdraht, in der Regel ein Hartkupfer-Formdraht, ist in Abständen von etwa 6 m an einem darüber liegenden Tragdrahte mit Klemmen aufgehängt, die den Fahrdraht unverrückbar festhalten, den Tragdraht aber mit Spielraum umfassen, so daß ein Verschieben in der Längsrichtung, und zugleich ein senkrechtes Anheben des Fahrdrahtes möglich ist, wodurch Geschmeidigkeit des Fahrdrahtes und sicheres Anliegen des Abnehmerbügels am Fahrdrahte erzielt wird.

Der Tragdraht ist mit senkrechten, auf wagerechte Führung des Tragdrahtes abgelängten Hängedrähten in Abständen von etwa 12 m an dem stark durchhängenden Trageile aufgehängt. Das Trageil wird durch Masten mit Auslegern oder Joche getragen. Zur Verhinderung von Seitenschwankungen des Fahrdrahtes ist dieser zusammen mit dem Tragdrahte an jedem Stützpunkte durch eine stromdicht angesetzte Strebe gefast. Das Trageil mit dem Trag- und dem Fahr-Drahte ist von den Masten oder Jochen doppelt gegen Stromübergang gesichert. Das Trageil hat großen Durchhang, weil die durch Wärmeänderungen entstehenden Fehler in der Höhenlage mit Wachsen des Pfeiles abnehmen.

Diese sichere Art der Aufhängung und die stets gleichmäßige Spannung im Fahrdrahte machen Spannweiten bis 100 m möglich.

Zusammenstellung I.

Ausgeführte und in Ausführung begriffene Wechselstrombahnen der Siemens-Schuckert-Werke.

| Nr. | Name der Bahn | Textabb. | Spannung Volt | Wellenzahl in der Sekunde | Fahr- lei- tungs- länge km | Anzahl der | | Triebmaschinen | | | | | Größte Geschwin- digkeit der Fahr- zeuge km/St | |
|-----|-----------------------------------------|----------|------------------|---------------------------------|----------------------------------------|-----------------|-----------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------------------------------|--------------------------------|
| | | | | | | Trieb- wagen | Loko- motive | in einem Trieb- wagen | in einer Loko- motive | im Gan- zen mit Ersatz | Leistung einer Trieb- maschine Ps | Um- drehungen in der Minute | | Leistung im Ganzen PS |
| 1 | Preußisch-hessische Staatsbahnen | | | | | | | | | | | | | |
| | a) Blankenese-Ohlsdorf | — | 6 300 | 25 | | | | | | | | | | |
| | 1. Lieferung | — | | | 65 | 6 | — | 2 | — | 13 | 175 | 750 | 2 275 | 50 |
| | 2. " | — | | | 3 | 8 | — | 2 | — | 16 | 180 | 750 | 2 880 | 50 |
| | b) Dessau-Bitterfeld | — | 10 000 | 15 | 35 | | | | | | | | | |
| | 1. Schnellzuglokomotive 2 B 1 | — | | | | | 1 | — | 1 | 1 | 1 100 | 278 | 1 100 | 110 ÷ 130 |
| | 2. " " 1 C 1 | 3 | | | | | 1 | — | 1 | 1 | 1 800 | 307 | 1 800 | 110 ÷ 130 |
| | 3. Güterzuglokomotive D | 2 | | | | | 1 | — | 1 | 1 | 800 | 213 | 800 | 50 |
| | 4. " " 1 D 1 | 4 | | | | | 1 | — | 2 | 2 | 1 250 | 330 | 2 500 | 87 |
| 2 | Badische Staatsbahnen | | | | | | | | | | | | | |
| | Wiesentalbahn 1 C 1 | 1 | 10 000 | 15 | 60 | | | | | | | | | |
| | | | | | | | 10 | — | 2 | 24 | 525 | 250 | 12 600 | 75 |
| 3 | Schwedische Staatsbahnen | | | | | | | | | | | | | |
| | 1. Tomtebodå-Vårtan | — | 20 000 | 25 | | | 1 | — | 3 | 3 | 110 | 750 | 330 | — |
| | 2. Kiruna-Riksgränsen | 6 | 15 000 | 15 | 150 | | | | | | | | | |
| | a) Schnellzuglokomotive 2 B 2 | 5 | | | | | 2 | — | 1 | 2 | 1 250 | 330 | 2 500 | 100 |
| | b) Güterzuglokomotive C + C | — | | | | | 13 | — | 2 | 26 | 1 250 | 330 | 3 250 | 60 |
| 4 | Murnau-Oberanmergau | — | 5 500 | 16 | 26 | 4 | 1 | 2 | 2 | 10 | 100 | 750 | 1 000 | 40 |
| | | | | | | — | 1 | — | 2 | 2 | 175 | 750 | 350 | 40 |
| 5 | Roma-Civita-Castellana | | | | | | | | | | | | | |
| | 1. Lieferung | — | 6000/550 | 25 | | 4 | — | 4 | — | 20 | 40 | 850 | 800 | 35 |
| | 2. " | — | | | | 4 | — | 2 | — | 8 | 40 | 850 | 320 | 35 |
| 6 | Seebach-Wettingen | — | 15 000 | 15 | 21,5 | — | 1 | — | 6 | 7 | 225 | 750 | 1 575 | — |
| 7 | Wien-Baden | — | 550 | 15 | 65 | 19 1 | — | 4 | — | 80 | 60 | 660 | 4 800 | 60 |
| | | | | | | 1 | — | 2 | — | 2 | 30 | 800 | 60 | 60 |
| 8 | Rotterdam-Haag-Scheveningen | — | 10 000 | 25 | 76,5 | | | | | | | | | |
| | 1. Lieferung | — | | | | 19 | — | 2 | — | 50 | 175 | 750 | 8 750 | 100 |
| | 2. " | — | | | | 6 | — | 2 | — | 16 | 175 | 750 | 2 800 | 100 |
| 9 | Midland-Railway | — | 6 600 | 25 | 33,5 | 2 | — | 2 | — | 5 | 175 | 750 | 875 | 97 |
| 10 | Provinzialbahn Parma | — | 4000/400 | 25 | 60 | 10 | — | 2 | — | 24 | 75 | 660 | 1 800 | 40 |
| 11 | Spiez-Frutigen | — | 15 000 | 15 | 20 | 3 | — | 2 | — | 8 | 225 | 780 | 1 800 | 75 |
| 12 | Waitzen-Budapest-Gödöllö | — | 10 000 | 15 | 58 | 11 | — | 2 | — | 26 | 150 | 750 | 3 900 | 50 |
| | | | | | | | 4 | — | 2 | 10 | 240 | 750 | 2 400 | 40 |
| 13 | Haute-Vienne | — | 10 000 | 25 | — | 35 | — | 2 u. 4 | — | 116 | 60 | 780 | 6 960 | 50 |
| 14 | St. Pölten-Mariazell | — | 6 500 | 25 | 106 | — | 14 | — | 2 | 30 | 250 | 750 | 7 500 | 41 |
| 15 | Mülheimer Bergwerksverein | — | 250 | 50 | 7 | — | 5 | — | 2 | 10 | 18 | 750 | 180 | — |
| | zusammen bis September 1910 | — | | | 786,5 | 132 | 56 | | | 513 | | | 105 155 | |

III. Beschreibung ausgeführter Bahnen.

III. A. Bahnen mit Triebwagen.

A) 1. Rom-Civita-Castellana.

Die Bahn ist 1906 dem Betriebe übergeben. Die Fahrdrachtspannung beträgt im Stadtgebiete 550 Volt, sonst 6500 Volt, die Wellenzahl 25 in der Sekunde. Die Triebwagen sind vierachsrig und enthalten 30 Sitz- und 20 Steh-Plätze. Jede Achse wird durch Zahnräder von einer Triebmaschine von 40 PS angetrieben.

A) 2. Wien-Baden.

Die Bahn wird innerhalb der Stadtgebiete von Wien und Baden mit Gleichstrom von 600 Volt, auf der Fernstrecke mit Wechselstrom von 600 Volt bei 15 Wellen in der Sekunde betrieben. Ein Triebwagen faßt 44 Sitz- und 30 Steh-Plätze. Die Züge bestehen aus einem Triebwagen und bis zwei An-

hängewagen, die größte Fahrgeschwindigkeit ist 60 km/St, der kleinste Krümmungshalbmesser 18 m.

Jeder Triebwagen hat vier Triebmaschinen von je 60 PS. Bei einem Versuchsbetriebe wurden folgende Zahlen festgestellt: Aufwand an Arbeit in 4 Stunden 1260 KVA, einschließlich der Verluste in der Fern- und Fahr-Leitung von 7 %, in den Transformatoren von 3,42 %, für Beleuchtung der Bahnhöfe von 3,56 %, für Heizung und Beleuchtung der Züge von 12,5 %, für die Luftpumpen von 3,22 %. Hiernach ergab sich die Fahrleistung an einem Personenzuge infolge der vielen Anfahrten zu 55 WSt/tkm, an einem Schnellzuge zu 30 WSt/tkm.

A) 3. Blankenese-Hamburg-Ohlsdorf, Direktion Altona.

Die 26,7 km lange Bahn enthält 17 Bahnhöfe und besteht aus der 8,9 km langen westlichen Vorortstrecke Blankenese-

Altona, der 10,7 km langen eigentlichen Stadtbahn Altona-Hasselbrock und der 7,1 km langen nördlichen Vorortstrecke Hasselbrock-Ohlsdorf. Die Spannung in den Speiseleitungen beträgt zum Teil 30 000, zum Teil 6300 Volt, in den Fahrleitungen 6300 Volt bei 25 Wellen. Je zwei Wagen sind durch Kurzkuppelung zu einer Zugeinheit verbunden, jeder hat ein zweiachsiges Drehgestell und eine bewegliche Einzelachse. Eine Zugeinheit wird durch zwei Triebmaschinen von je 175 PS angetrieben, die beide in ein Drehgestell eingebaut sind. Nach Bedarf können mehrere derartige Zugeinheiten zu einem Zuge mit Vielfachsteuerung von einem Führerstande aus zusammengestellt werden: eine Zugeinheit enthält bei 69 t Gewicht 44 Sitzplätze II. Klasse und 84 Sitzplätze III. Klasse.

A) 4. Englische Midland-Bahn, Strecke Heysham-Morecambe, Lancaster.

Die Fahrdrachtspannung beträgt 6600 Volt bei 25 Wellen. Die Züge bestehen aus je einem Trieb- und zwei Anhängewagen. Ersterer hat zwei Drehgestelle, das eine mit zwei Triebmaschinen von je 175 PS. Ein Dreiwagenzug enthält bei 60 t Gewicht 180 Sitz- und 130 Steh-Plätze. Mit einem Triebwagen sind indes schon Züge von 161 t befördert worden. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt bis zu 80 km/St.

A) 5. Rotterdam-Haag-Scheveningen.

Die Fahrdrachtspannung beträgt 10 000 Volt bei 25 Wellen. Die Züge bestehen regelmäsig aus zwei Triebwagen II./III. Klasse und zwei Anhängewagen III. Klasse mit $2 \times 73 + 2 \times 88 = 322$ Sitz- und 68 Steh-Plätzen, zusammen 390 Plätzen. Das Gewicht eines vierachsigen Triebwagens mit zwei Triebmaschinen von je 175 PS beträgt 51 t. Bei einem Probe-Dauerbetriebe mit den Triebwagen wurden Tagesleistungen bis zu 1000 km und Geschwindigkeiten über 100 km/St erreicht. Die fahrplanmäßige mittlere Geschwindigkeit beträgt 60 km/St.

A) 6. Provinzialbahnen Parma.

Die Bahn wird im Stadtgebiete Parma bei 10,9 km Länge mit 400 Volt, auf den Außenlinien Parma-Fornovo und Parma-Marzolaro bei 38,7 km Länge mit 4000 Volt Wechselstrom und 25 Wellen in der Sekunde betrieben. Die Züge der Außenlinien fahren durch die Stadt. Die Umschaltung von Niederspannung auf Hochspannung erfolgt selbsttätig. Die Triebwagen sind mit zwei Triebmaschinen zu je 75 PS ausgerüstet und haben ein Abteil I. Klasse, drei Abteile II. Klasse und ein Gepäckabteil für Aufnahme von 1 t Gepäck. Die Züge sind teils Personen-, teils gemischte Züge, die Fahrgeschwindigkeit beträgt auf den Außenstrecken 40 km/St.

A) 7. Spiez-Frutigen, Berner Alpenbahn.

Die Fahrdrachtspannung ist 15 000 Volt bei 15 Wellen in der Sekunde. Die Bahn bildet die Zufuhrstrecke zu der im Baue begriffenen Lötschbergbahn. Die größte Steigung auf der Strecke Spiez-Frutigen ist 15,5 ‰, während die Lötschbergbahn 27 ‰ aufweisen wird. Dementsprechend sind die vierachsigen Drehgestell-Triebwagen mit 64 Sitzplätzen zunächst mit zwei Triebmaschinen von je 225 PS ausgerüstet, aber für den spätern weiteren Einbau zweier gleicher Maschinen eingerichtet.

Ein solcher Triebwagen von 880 PS wird 55 t wiegen und auf der Steigung von 27 ‰ ein Zuggewicht im Ganzen von 130 t, auf 15 ‰ Steigung von 240 t mit 45 km/St Geschwindigkeit ziehen können.

A) 8. Überlandbahnen im Departement Haute Vienne.

Die Fahrdrachtspannung auf den Außenstrecken beträgt 10 000 Volt, in bewohnten Ortschaften 600 Volt bei 25 Wellen in der Sekunde. Zwei Arten von Triebwagen sind vorhanden, nämlich zweiachsige Wagen mit zwei Triebmaschinen zu je 62 PS mit 7 Sitzplätzen I. Klasse, 20 Sitzplätzen II. Klasse, und 14 Stehplätzen auf den beiden Endbühnen, und vier vierachsige Wagen mit vier Triebmaschinen zu je 60 PS. Die Wagen enthalten ein Abteil I. Klasse mit 7 Plätzen, drei Abteile II. Klasse mit je 7 Plätzen und zwei Gepäckabteile, von denen eines für Fahrgäste hergerichtet werden kann.

III. B. Bahnen mit Lokomotivbetrieb.

B. I. Murnau-Oberammergau.

Die Bahn ist die erste als Vollbahn betriebene Einwellenbahn in Deutschland. Die Betriebseröffnung fand Anfang 1905 statt. Sie befördert Güter und Reisende, teils in Triebwagen, teils mit Lokomotiven. Die Fahrdrachtspannung ist 5500 Volt bei 16 Wellen in der Sekunde. Von zwei Arten der Triebwagen hat die eine ein Abteil III. Klasse mit 20 Sitzplätzen, ein Abteil II. Klasse mit 8 Sitzplätzen, einen Post- und einen Gepäck- und Stückgut-Raum, die andere 30 Sitzplätze III. Klasse und 16 II. Klasse. Letzterer Wagen zieht nach Bedarf einen besondern Post- und Gepäck-Wagen und ein bis zwei Beiwagen für Fahrgäste. Die Wagen haben zwei Triebmaschinen zu je 100 PS.

Außerdem sind zwei Lokomotiven in Betrieb, von denen die eine 20 t Dienstgewicht hat, und mit zwei eingebauten Triebmaschinen zu je 100 PS 50 t Nutzlast auf 30 ‰ Steigung zieht, die andere bei 24 t Dienstgewicht und zwei Triebmaschinen zu 175 PS 85 t auf 30 ‰ Steigung befördert. Letztere dient dem Güter- und im Sommer auch dem Reisenden-Verkehre.

B) 2. Schwedische Staatsbahnen.

Im Jahre 1905 stellte die schwedische Staatsbahnverwaltung auf der Strecke Tomtebodavärtan Versuche mit elektrisch angetriebenen Vollbahnfahrzeugen an, wobei ausschließlich Einwellen-Wechselstrom von 25 Wellen mit 5000 bis 20 000 Volt Fahrdrachtspannung zur Anwendung kam.

Für diese Vorermittelungen für die vom Staate geplante allgemeine Einführung des elektrischen Betriebes lieferten die Siemens-Schuckert-Werke eine C-Lokomotive. Jede der drei Triebachsen wurde von einer Triebmaschine von 110 PS angetrieben. Die Zugkraft der Lokomotive an den Rädern betrug 6 t, das Dienstgewicht 35 t. Sie war für eine Fahrgeschwindigkeit von 45 km/St bemessen.

B) 3. St. Pölten-Mariazell*).

Die Streckenlänge beträgt 91 km, die Fahrdrachtspannung 6500 Volt, die Speiseleitungsspannung 25 000 Volt bei 25 Wellen in der Sekunde.

*) Organ 1910, S. 89.

Die Lokomotiven haben sechs Achsen, von denen je drei durch Kuppelstangen verbunden sind und durch eine Triebmaschine von 250 PS angetrieben werden. Eine solche Lokomotive von 46,5 t Dienstgewicht zieht einen Zug von 150 t mit 30 km/St Geschwindigkeit auf 25 ‰ Steigung.

B) 4. Wiesentalbahn, badische Staatsbahnen.

Die Fahrdrachtspannung ist 10 000 Volt bei 15 Wellen in der Sekunde. Die 1 C 1-Lokomotiven (Textabb. 1) sind für Personen- und Güter-Züge bemessen. Die sechs gekuppelten Triebäder haben 1200 mm, die Laufräder der beiden äußeren Laufachsen 850 mm Durchmesser.

Der Antrieb der Triebachsen erfolgt von je einer Blindwelle auf jeder Seite und zwei um 90° versetzten Triebstangen durch zwei hoch gelagerte Triebmaschinen von je 525 PS.

Die größte Zugkraft einer Lokomotive beträgt etwa 10 t. Die Lokomotive zieht einen Güterzug von 500 t auf 10 ‰ Steigung, und ist für Fahrgeschwindigkeiten bis zu 100 km/St bemessen.

B) 5. Waitzen-Budapest-Gödöllö.

Die Fahrdrachtspannung beträgt 10 000 Volt bei 15 Wellen in der Sekunde.

Für den Reisendenverkehr sind vierachsige Triebwagen mit 16 Sitzplätzen II. und 35 Sitzplätzen III. Klasse vorgesehen. Der Antrieb erfolgt durch zwei Triebmaschinen zu 150 PS. Die Züge werden aus einem Trieb- und einem Anhängewagen gebildet. Ein derartiger Zug hat im ganzen 70 t Gewicht. Die Fahrgeschwindigkeit ist 50 km/St.

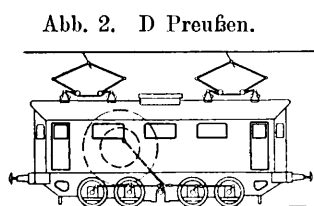
Dem Güterverkehre dienen Lokomotiven mit zwei zweiachsigen Drehgestellen, jedes enthält eine Triebmaschine von 240 PS. Die beiden Achsen des Drehgestelles sind gekuppelt. Eine Lokomotive zieht Züge von 160 t auf 15 ‰ Steigung.

B) 6. Dessau-Bitterfeld, Direktion Halle a. S.

Die Fahrdrachtspannung ist 10 000 Volt bei 15 Wellen in der Sekunde.

6. a) D-Güterzuglokomotive (Textabb. 2).

Die Lokomotive enthält eine Triebmaschine von 800 PS Stundenleistung. Sie hat 62 t Dienstgewicht und kann einen Güterzug von 1400 t mit 25 km/St Geschwindigkeit befördern. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt 60 km/St, die Zugkraft 8750 kg.



6. b) 2 B 1-Personen- und Schnellzug-Lokomotive.*)

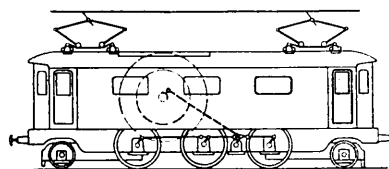
Die Lokomotive erhält eine Triebmaschine von 1100 PS Stundenleistung bei 110 km/St Fahrgeschwindigkeit. Das Dienstgewicht beträgt 70 t. Sie befördert einen Zug von 240 t auf der Wagerechten mit 100 km/St Geschwindigkeit und ent-

*) Organ 1911, S. 89.

wickelt bei 0,15 m/Sek² Anfahrbeschleunigung 4770 kg Zugkraft am Zughaken.

6. c) 1 C 1-Schnellzuglokomotive (Textabb. 3).*)

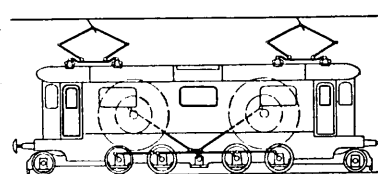
Abb. 3. 1 C 1 Preußen.



Die Lokomotive hat eine Triebmaschine von 1800 PS Stundenleistung, das Dienstgewicht beträgt 80 t, die Höchstgeschwindigkeit 10 km/St. Sie kann einen Zug von 430 t mit 90 km/St mittlerer Geschwindigkeit befördern.

6. d) 1 D 1-Güterzuglokomotive (Textabb. 4).

Abb. 4. 1 D 1 Preußen.



Die Anzahl der Triebmaschinen ist zwei, die größte Zugkraft beträgt 14 t und genügt zur Beförderung eines Zuges von 800 t auf 10 ‰ Steigung. Die höchste Geschwindigkeit ist 90 km/St.

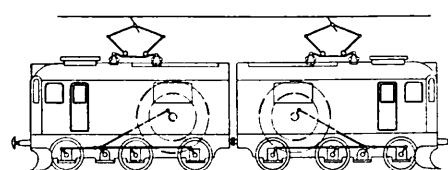
B) 7. Kiruna-Riksgränsen, schwedische Staatsbahnen.

Die Bahn dient in erster Linie für die Förderung der in Kiruna gewonnenen Eisenerze zur norwegischen Grenze, hat aber auch Schnellzugverkehr. Die Fahrdrachtspannung beträgt 15 000 Volt, die Speiseleitungspannung 80 000 Volt bei 15 Wellen in der Sekunde.

Die Strecke ist 130 km lang, die Entfernung des Kraftwerkes vom Anfange der Strecke 120 km und vom Ende 250 km.

7. a) C+C-Güterzuglokomotive (Textabb. 5).

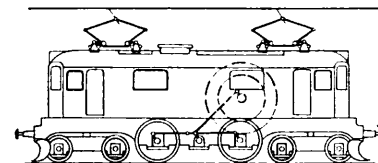
Abb. 5. C+C Schweden.



Die Güterzuglokomotive besteht aus zwei gleichen Hälften, deren jede eine Triebmaschine von 1250 PS Stundenleistung trägt. Das für die Reibung voll ausgenutzte Dienstgewicht ist 100 t, 40 dreiachsige Erzwagen mit 2035 t Gewicht werden von zwei solchen Lokomotiven auf 10 ‰ Steigung und gleichzeitig in Krümmungen von 500 m Halbmesser mit 30 km/St Geschwindigkeit befördert.

7. b) 2 B 2-Schnellzug-Lokomotive (Textabb. 6).

Abb. 6. 2 B 2 Schweden.



Die Schnellzuglokomotive arbeitet auf derselben Linie mit einer Triebmaschine von 1250 PS.

*) Organ 1911, S. 89.

Einstellbares Hinter-Drehgestell für lange Lokomotiven.

Mitgeteilt von R. Grimshaw in Dresden.

Abb. 1.

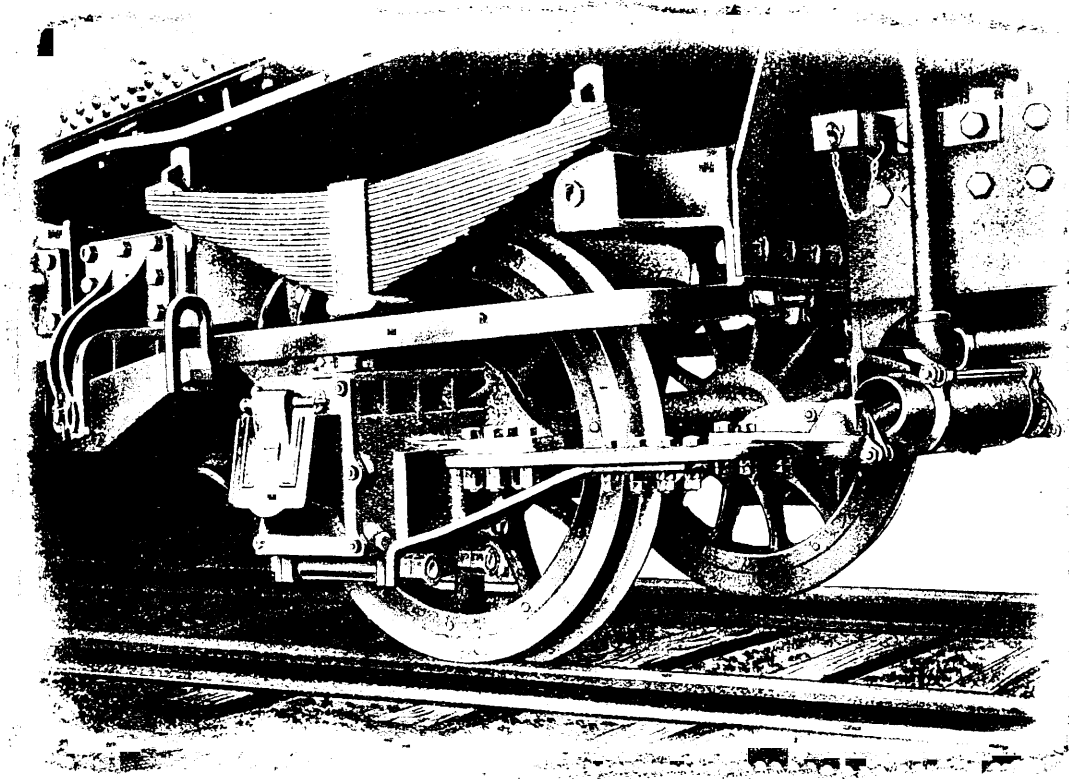
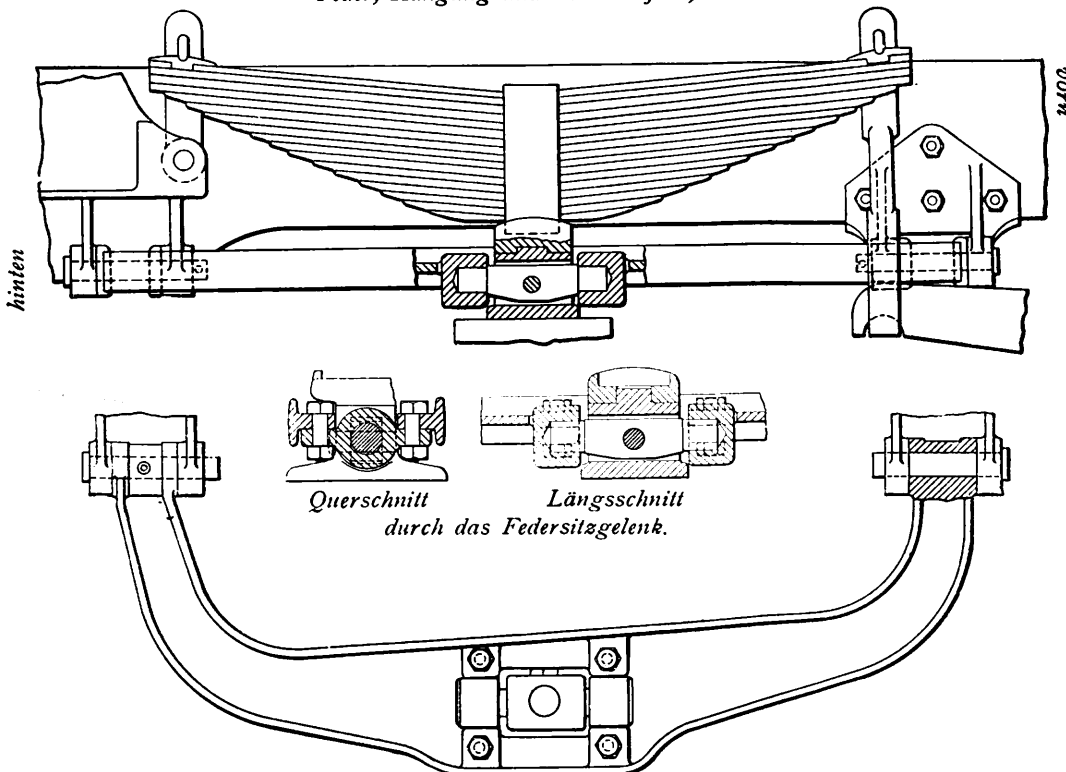


Abb. 2.

Feder, Hängung und Federsitzjoch, Ansicht



Bewegliches Federsitzjoch und Federsitzzapfen. Grundriss

Das von der Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaute Hinter-Drehgestell (Textabb. 1 bis 4) hat als besonderes Merkmal zwei äussere Lager. Es eignet sich besonders für Lokomotiven mit einer hintern Laufachse und mehr als zwei gekuppelten Triebachsen, da der ganze Achsstand dann lang wird. Das Drehgestell mit Auflagern gibt der Lokomotive hinten eine breite Lagerung und erleichtert das Schmieren, Prüfen und Erneuern der Zapfen-Packung. Die durch die Einführung dieses Typs gewonnenen Vorteile sind eine erhebliche Verminderung des Gewichtes, der Bau wird einfacher, der Querabstand der Achszapfenmitte von der Nabe kleiner und die Lagerung und Führung der Federn besser. Die Federn haben gelenkige, frei pendelnde Hängeglieder, bewegliche Federsitzjoche, um Längsachsen drehbare Verbindungen der Federsitze mit den Jochen und doppelte Reibflächen (Textabb. 4) zwischen den Federsitzen und den oberen Flächen der Lagerkasten.

Die beiden vorderen Gestellarme sind nach innen geneigt und mittels eines stählernen Gufsstückes verbunden, das das Loch für den senkrechten Drehzapfen enthält (Textabb. 3), der anderseits in einem Querstege zwischen den Haupttrahmen gelegen ist. Das Drehgestell ist hinter den Lagerzapfen C-förmig, die gulsstählernen Lagerkasten haben Lappen, mit denen sie an den vordern und hintern Gestellteil gebolt sind, so dass jeder Lagerkasten einen Teil des Gestell-

rahmens bildet. Die Tragfedern sind an ihren vorderen Enden mit den Ausgleichhebeln, hinten mit gußstählernen Tragstützen am Hauptrahmen verbunden (Textabb. 1). Das erhebliche Kragmoment dieser Stützen wird durch hohen Anschluß an die stählernen Ausdehnungsplatten aufgenommen, die das hintere Ende der Feuerbüchse tragen (Textabb. 1).

Die Tragfedern ruhen auf gußstählernen Sitzen, die je aus zwei Gußstücken bestehen. Der obere Teil ist in der

Mitte für einen Drehzapfen ausgebohrt, der sich auf der obren Lochseite befindet und um den er sich frei dreht. Diese Federsitze passen in die Mittelöffnungen der gußstählernen Joche I-förmigen Querschnittes. Letztere greifen nach Innen um die hinteren Laufräder und sind gelenkig mit waagrechten Bolzen am Hauptrahmen befestigt. Dadurch erreicht man eine Verminderung des Querabstandes der Lagermittel von den Rädern, im vorliegenden Falle um 125 mm. Das Gestell erspart 1000 bis 1350 kg an Gewicht.

Die erforderliche Beweglichkeit der Federsitze zur Einstellung der Federn mit den Zapfenlagern, ohne die Federsitze schief aufsitzen zu lassen, wird durch eine besondere Drehzapfenvorrichtung bewirkt. Die Federsitze werden von Drehzapfenblöcken getragen, die durch Längsöffnungen in den Federsitzen gehen und mit Endzapfen ausgestattet sind, die in Lagern an der untern Jochseite ruhen. Diese Blöcke sind mit den Federsitzen mit Querschnitten verbunden, die durch die Drehzapfen und die Federsitze hindurchgehen, so daß ein Kreuzgelenk entsteht.

Zwischen den Federsitzen und der obren Seite der Lagerkästen befinden sich gußeiserne Reibplatten, die einen Widerstand gegen die Querbewegung der Gestelle erzeugen (Textabb. 4). Unten ist jede mit einem kreisrunden Buckel versehen, der in einem Lager auf der obren Seite des Zapfenlagers ruht. Die obere Seite der Reibplatte bildet drei schräge Flächen, von denen die mittlere in der entgegengesetzten Richtung der beiden seitlichen mit demselben Winkel geneigt ist. Die untere

Abb. 3.
Grundrifs, Stirn- und Längs-
ansicht des Gestelles.

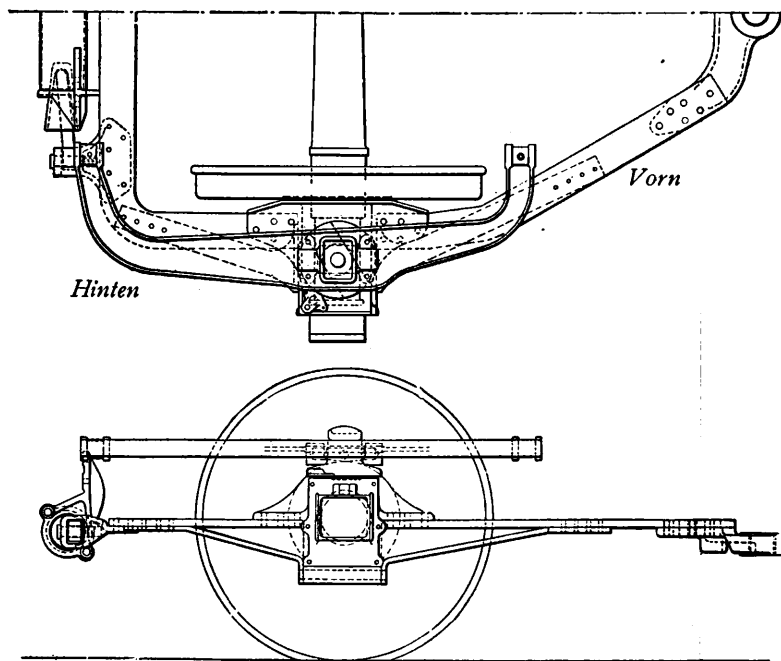
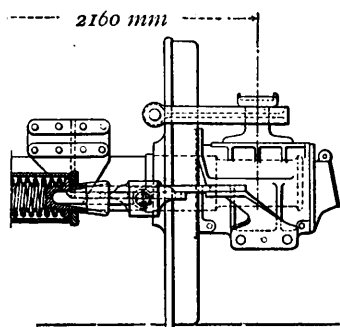
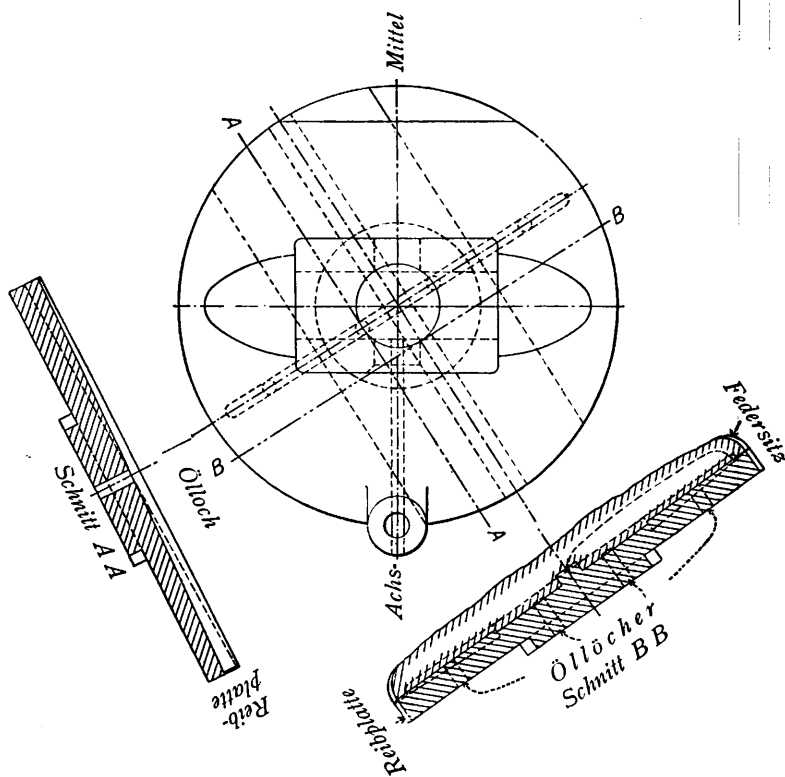


Abb. 4.
Federsitz und doppelkeilige Reibplatte.



Federsitzfläche ist entsprechend geformt. Federsitz und Reibplatte ruhen so aufeinander, daß sie mit der Keilneigung rechtwinkelig zur Verbindungslinie der Zapfenmitten mit dem Gestell stehen, so daß das Gestell bei der Drehung auf eine der Keilflächen aufläuft.

Die kürzeste Fahrzeit.

Von Dr.-Ing. G. Wagner, königlichem Regierungsbaumeister in Dortmund.

Nach § 66, 11 der deutschen Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung, B. O., ist für jeden Zug neben der regelmäßigen eine kürzeste Fahrzeit zu bestimmen, die bei Verspätungen »womöglich« einzuhalten ist, aber nie unterschritten werden darf.

Mit dieser Erklärung des Begriffes der kürzesten Fahrzeit ist aber noch kein Weg für ihre Berechnung gegeben, weil über die Auslegung des Wortes »womöglich« zwei verschiedene Auffassungen bestehen.

Die eine will das Wort »womöglich« so verstanden wissen, daß der Lokomotivführer bei Verspätungen auch unter gewöhnlichen Betriebsverhältnissen, also beim Fehlen aufsergewöhnlicher Betriebshemmnisse, wie beispielsweise Seitenwind, Schnee, schlüpferige Schienen, nicht allgemein verpflichtet sei, die im Fahrplanbuche stehende kürzeste Fahrzeit einzuhalten, sondern nur bestrebt sein müsse, ihr möglichst nahe zu kommen, sie »womöglich« zu erreichen.

Die andere Auffassung will das Wort »womöglich« nur auf das Fehlen oder Vorhandensein von aufsergewöhnlichen Betriebshemmnissen bezogen wissen, also ausdrücken, daß der Lokomotivführer die ihm gegebene kürzeste Fahrzeit bei Verspätungen unter gewöhnlichen Betriebsverhältnissen ebenso einzuhalten habe, wie die Fahrzeit des regelmäßigen Betriebes, die regelmäßige Fahrzeit.

Die Gröfse der kürzesten Fahrzeit und die Art ihrer Berechnung hängt davon ab, welcher Auffassung man sich anschließt.

Nachfolgend sei gezeigt, daß die zuletzt angeführte Auslegung die richtigere sein dürfte.

Zur Berechnung einer Fahrzeit, mag es sich um eine regelmäßige oder kürzeste handeln, ist bekanntlich die vorherige Festsetzung einer Grundgeschwindigkeit erforderlich.

Nach der ersten Auffassung könnte der Berechnung der kürzesten Fahrzeit die für die betreffende Strecke zugelassene höchste Fahrgeschwindigkeit zu Grunde gelegt werden, vorausgesetzt, daß die übrigen im § 66 der B. O. bezeichneten Grenzen nicht überschritten werden.

Da diese kürzeste Fahrzeit aber ohne Berücksichtigung der Grenze der Lokomotivleistung bestimmt ist, kann man von dem Lokomotivführer nicht verlangen, daß er sie bei Verspätungen immer genau einhalten soll, weil die Lokomotive beispielsweise bei der Belastung des betreffenden Zuges die der Geschwindigkeitserhöhung entsprechende Mehrleistung überhaupt nicht abgeben kann, oder weil die für die kürzeste Fahrzeit gewählte höchste Grundgeschwindigkeit, beispielsweise wegen zu geringen Stationsabstandes oder aus anderen Gründen, überhaupt nicht erreicht werden kann.

Bekanntlich wird die regelmäßige Fahrzeit im Allgemeinen so berechnet, daß die Lokomotive möglichst gleichmäßig mit ihrer regelmäßigen Volleistung beansprucht wird, weil in diesem Falle die wirtschaftlich beste Ausnutzung erreicht wird. Ausgenommen sind die Fälle, in denen die regelmäßige Zuglast bei geringem Verkehrsbedürfnisse nur einen Bruchteil der regelmäßigen Vollaft für die betreffende Lokomotive beträgt;

in diesen Fällen findet eben keine wirtschaftlich volle Ausnutzung der Lokomotive statt.

Jedenfalls ist als Regelfall, der, soweit es die Betriebsverhältnisse gestatten, stets anzunehmen oder nach Möglichkeit anzustreben ist, zu betrachten, daß die Lokomotive mit ihrer regelmäßigen Volleistung arbeiten soll, daß die regelmäßige Zuglast also 100% der regelmäßigen Vollaft für die betreffende Lokomotivgattung und die der regelmäßigen Fahrzeit zu Grunde gelegte Grundgeschwindigkeit beträgt.

Da nun für die Bestimmung der kürzesten Fahrzeit eine Grundgeschwindigkeit gewählt werden muß, die größer ist, als die der regelmäßigen Fahrzeit, so muß eine gewisse Mehrleistung der Lokomotive über ihre regelmäßige Volleistung hinaus zugelassen werden.

Es wäre zwar möglich, durch Verminderung der regelmäßigen Zuglast, der Vollaft, zu erreichen, daß die Lokomotive auch bei der erhöhten Grundgeschwindigkeit der kürzesten Fahrzeit nur vollbelastet sein würde. Dieser Weg ist aber nicht gangbar, da dann bei Verspätungen vollbelasteter Züge ein Teil der Wagen abgehängt werden müfste, was schon aus dem Grunde nicht durchführbar wäre, weil Verspätungen grade bei starkem Reiseverkehre eintreten und dann keine Verminderung der Wagenzahl statthaft ist. Also wird im Allgemeinen bei der kürzesten Fahrzeit mit einer mehr oder minder großen Überlastung der Lokomotive gerechnet werden müssen.

Bestimmt man die kürzeste Fahrzeit ohne Rücksicht auf den Grad der Lokomotiv-Mehrleistung oder Überlastung, also nur nach der für die betreffende Strecke und die sonstigen Verhältnisse zulässigen Höchstgeschwindigkeit, so bleibt der Grad der Überanstrengung der Lokomotive dem Ermessen des Führers überlassen, oder er ergibt sich daraus, inwieweit der Führer sich verpflichtet fühlt, sich der im Fahrplanbuche stehenden kürzesten Fahrzeit zu nähern.

Eine richtige Beurteilung des Grades der Lokomotivüberlastung ist aber schwierig; der Führer fährt bekanntlich nach der ihm gegebenen Fahrzeit und erkennt eine zu große Inanspruchnahme der Lokomotive meist erst dann, wenn die Dampfspannung trotz vermehrter Heizung sinkt, ohne daß er die gegebene Fahrzeit einzuhalten vermag.

Es scheint daher nicht ratsam, dem Lokomotivführer zu überlassen, inwieweit er sich der gegebenen kürzesten Fahrzeit nähern, oder bis zu welchem Grade er seine Lokomotive überlasten kann, denn deren zu hohe Inanspruchnahme führt, besonders bei Wiederholung, neben schneller Erschöpfung zu vorzeitiger Ausbesserungsbedürftigkeit.

Dazu kommt noch, daß eine Nachprüfung durch die den Betriebsdienst überwachenden Stellen, ob der Führer sich in genügendem oder unzulässig hohem Mafse der gegebenen kürzesten Fahrzeit genähert hat, nur mit Hilfe einer besondern nicht ganz einfachen Nachrechnung möglich ist, einer Arbeit, die sich fortlaufend wiederholen und bei einem Betriebe größern Umfanges mindestens eine Arbeitskraft voll in Anspruch nehmen würde.

Es dürfte daher richtiger sein, bei der Bestimmung der kürzesten Fahrzeit von einem bestimmt begrenzten Überlastungsgrade der Lokomotive auszugehen und dann unter Berücksichtigung der für die betreffende Strecke und sonstwie vorgeschriebenen Fahrgeschwindigkeitsgrenzen die kürzeste Fahrzeit so zu bestimmen, daß ihre Einhaltung vom Führer verlangt werden kann, wenn nicht aufsergewöhnliche Betriebshemmnisse vorliegen.

Bei der Nachprüfung der Fahrberichte, hinsichtlich des Einhaltens der kürzesten Fahrzeit bei Verspätungen, ist dann nicht jedesmal eine besondere zeitraubende Nachrechnung erforderlich, vielmehr braucht die Prüfung sich lediglich darauf zu beschränken, ob aufsergewöhnliche Betriebshemmnisse vorliegen.

War dies nicht der Fall, und ist die im Fahrplanbuche stehende kürzeste Fahrzeit nicht eingehalten worden, so muß angenommen werden, daß der Führer seine Lokomotive nicht genügend in Anspruch genommen hat, um die Verspätung in dem vorgesehenen Mafse zu verringern.

Hinsichtlich des Grades der zulässigen Lokomotivüberlastung sei auf einen Aufsatz des Verfassers verwiesen*); dort ist aus-

*) Glaser's Annalen, 1910, Heft 4. S. 80.

geführt, daß die Grenze der zulässigen vorübergehenden Lokomotiv-Überlastung für die gerade, wagerechte Strecke auf etwa 20 % der regelmäßigen Vollbelastung angenommen werden kann, und daß diesem Grenzwerte eine Erhöhung der Grundgeschwindigkeit der regelmäßigen Fahrzeit um etwa 10 % entspricht.

Legt man also allgemein der Berechnung der kürzesten Fahrzeit eine Erhöhung der Grundgeschwindigkeit der regelmäßigen Fahrzeit um 10 % zu Grunde, so hat man neben einem einfachen, einheitlichen Rechnungsverfahren die Sicherheit, daß die Lokomotivüberlastung die zulässige Grenze nicht überschreitet.

Auch würde obige Festsetzung im Einklange zum § 66, 12 der B. O. stehen, wonach bei Anwendung der kürzesten Fahrzeit die nach § 54 von der Zugstärke abhängige regelmäßige Höchstgeschwindigkeit, wenn es die sonstigen Verhältnisse zulassen, um 10 % gesteigert werden darf.

Nach dem erläuterten Verfahren sind die kürzesten Fahrzeiten im Bezirke der Eisenbahndirektion Mainz gelegentlich einer allgemeinen Neuberechnung der Fahrzeiten bestimmt worden.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Die Verwendung von Nickelstahl im Brückenbaue.

(Génie civil, März 1909. Nr. 20, S. 351. Mit Abb. Engineering Record, Juni 1909, Nr. 23. S. 701. Beton und Eisen 1911, Nr. 3 und 5.)

Nickelstahl wird bei den großen Brückenbauten Amerikas in wachsendem Mafse verwendet. In neuerer Zeit hat Waddell eingehende Untersuchungen über den zweckmäßigsten und sparsamsten Nickelzusatz zu dem für Brückenbauteile bestimmten Flußstahle angestellt. Am vorteilhaftesten erscheint eine Beimischung von 3 % Nickel, wodurch die Bruchgrenze auf 60 kg/qmm, die Dehnungsgrenze auf 42 kg qmm steigen, ohne daß die Bearbeitung erheblich schwieriger wird. Unterhalb dieser Zusatzmenge treten die guten Eigenschaften des Nickelstahles nicht so sehr hervor, daß der Mehrpreis gerechtfertigt wäre, über 3,5 % Zusatz wird das Walzen und die Weiterverarbeitung des Walzgutes schon schwierig, so daß höchstens bei einfachen Walzquerschnitten bis 4,25 % Nickel zugesetzt werden können. Allerdings sind auch die Zusätze an Kohlenstoff, Mangan, Schwefel, Phosphor und Silizium für die Eigenschaften des Stahles maßgebend. Sie werden in der Quelle eingehend bestimmt und danach für einzelne Bauteile folgende mittlere Zahlen gegeben.

| Zusätze in % an: | Angenstäbe und | Bleche und | Niete und Bolzen |
|-----------------------|-------------------|---------------|---------------------|
| | Auflagerteile | Walzstäbe | |
| Nickel | 4,25 | 3,50 | 3,50 |
| Kohlenstoff | 0,45 | 0,38 | 0,15 |
| Phosphor | 0,03 | 0,03 | 0,03 |
| Schwefel | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| Silizium | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| Mangan | 0,80 | 0,70 | 0,60 |
| Eigenschaften: | | | |
| Bruchgrenze . kg/qmm | 81 bis 91 | 74 bis 84 | 49 bis 56 |
| Dehnungsgrenze kg/qmm | 46 | 42 | 32 |
| Dehnung % | 12 | 15 | 25 |

Die höhere Widerstandsfähigkeit gegen Schlag und Stofs konnte von Waddell für Nickelstahl gegenüber dem gewöhnlichen Stahle noch nicht einwandfrei nachgewiesen werden, dagegen haben Dauerversuche die größere Widerstandsfähigkeit von Nickelstahl im Lokomotivrauche und bei Einwirkung von Schwefelsäure gezeigt.

Die Verwendung von Nickelstahl erscheint besonders bei allen auf Zug beanspruchten Stäben angebracht. Wenn mit einer Zugfestigkeit von 20 kg/qmm statt 8 kg/qmm gerechnet werden kann, ergibt sich eine Gewichtersparnis von etwa 60 %, abgesehen davon, daß dadurch auch die Spannungen verringert werden. Die Druckstäbe müssen ausreichende Knicksicherheit besitzen, die bei den schwächeren Querschnitten der Nickelstahlstäbe mehr Zuschlag erfordert.

Den Preis für Nickelstahl mit 3 % Nickelzusatz berechnet die Quelle zu etwa 32 Pf/kg, 18,4 Pf/kg oder 135 % mehr, als Flußstahl. In Amerika schwankt der Mehrpreis gegenüber letztem zwischen 5,6 und 18,4 Pf/kg. Bei der Verarbeitung und beim Baue sind die Kosten für Nickelstahl höher, durch die Gewichtsminderung bleibt jedoch Nickelstahl im Vorteile vor Flußstahl. Waddell hat Brückenbauten verschiedener Bauarten und Spannungen für gewöhnlichen Flußstahl und Nickelstahl durchgerechnet und die Gewichte und Baukosten in zahlreichen Schaubildern zusammengestellt, die auch in der Quelle wiedergegeben sind. Unter Berücksichtigung der europäischen Stahlpreise erscheint die Verwendung von Nickelstahl bei Brücken unter 70 m Spannweite nicht vorteilhaft, erst von da an wächst die wirtschaftliche Überlegenheit des Nickelstahles bis zu 17 % bei 550 m Weite. Da so große Brückenbauten in Europa sehr selten sind, erscheint es nach Ansicht der französischen Quelle verfrüht, mit der Verwendung von Nickelstahl im Brückenbaue so stark vorzugehen wie in Amerika, zumal neuerdings im elektrischen Ofen Stahlarten von hervorragenden Eigenschaften ohne Beimischung und zu niedrigen Preisen hergestellt werden können. In der amerikanischen Quelle werden den Angaben von Waddell neuere Unter-

suchungen über die Festigkeit von Nickelstahl-Augenstäben gegenübergestellt, die für den Bau der Blakwell's Island-Brücke grundlegende Werte geliefert haben.

A. Z.

Die Aufstellung der Sitterbrücke.

(Génie Civil, 31. Jahrgang, Nr. 4, 26. November 1910, S. 69.
Mit Abbildungen.)

Am 1. Oktober 1910 wurde in der Schweiz die Bodensee-Toggenburg-Bahn dem Verkehre übergeben, deren bemerkenswertestes Bauwerk die Sitterbrücke ist. Sie überschreitet mit 380 m Länge in 98 m Höhe über dem Wasserspiegel das Tal der Sitter. Der Talübergang besteht aus einem eisernen Überbau mit hängender Halbparabelform von 120 m Stützweite der großen Mittelöffnung, an der einen Seite anschließend aus vier steinernen Halbkreisbogen von 25 m lichter Weite und an der andern aus zwei ebensolchen und fünf kleineren Bogen von 12 m Weite.

Neu ist die Art der Aufstellung des großen eisernen Überbaues, der bei 5,15 m Höhe über den Auflagern und 12,30 m Höhe im Scheitel nur 5,00 m Hauptträgerabstand hat. Da die Aufstellung mittels eines Lehrgerüsts zu teuer geworden wäre, entschloß man sich, in der Mitte der Öffnung einen Gerüstpfeiler aus Holz von 97 m Höhe aufzurichten und auf diesem den Überbau nach den beiden Auflagern hin auskragend Feld für Feld vorzubauen.

Für diesen Gerüstpfeiler hat man die hauptsächlichsten Holzverbindungen Probelastungen mit Wasserpressen unterzogen, um bei der schwierigen Aufstellung des eisernen Überbaues völlig sicher zu gehen. Bei diesen Versuchen hat der Ingenieur Ackermann die wichtige Tatsache festgestellt, daß

die Festigkeit des verwendeten einjährigen Fichtenholzes rechtwinkelig zu den Fasern nur 50 bis 55 kg/qcm beträgt, während man sonst in der Schweiz auf 250 bis 300 kg/qcm zu rechnen pflegt.

Das Holzgerüst bestand aus einem Pfeiler von 74,80 m Höhe, überragt von einem etwa 22 m hohen Kopfe, dessen obere Fläche als Arbeitsbühne diente und eine Rollbrücke trug.

Die Hauptpfosten des Gerüsts, die in 6 m Teilung wagenrecht ausgesteift waren, bestanden aus je vier Balken von 28×28 cm in 12 cm Abstand. Der Pfeiler ruhte auf starken Betonklötzen und wurde an der Spitze von 8 Drahtseilen von 33 mm Durchmesser gegen seitliche Schwankungen gesichert.

Am Fusse des Pfeilers trug eine Bühne von 23×30 m die Maschinen zur Bedienung der Aufzüge und zur Erzeugung von Preßluft für die Nietung.

Man baute auf dem Pfeiler zunächst den mittlern Teil des Überbaues zusammen, der mit seinem Untergurte auf vier Sandtöpfen ruhte. Auf den Obergurten bewegte sich ein drehbarer Kran mit 18 m Ausladung nach vorn und hinten, auf dessen wagerechten Obergurten eine Laufkatze tätig war. Mittels dieses Kranes wurden die einzelnen Felder des Überbaues frei vorkragend nach beiden Seiten hin gleichmäßig den Auflagern zu vorgebaut, wobei der Kran erst ein Feld nach der einen Seite vorbaute, und während dieses fertig gestellt wurde, denselben Fortschritt nach der andern Seite leistete.

Die Aufrichtung des Gerüstpfeilers erfolgte Frühjahr bis Sommer 1909, während die Aufstellung des eisernen Überbaues von Oktober 1909 bis März 1910 ohne Zwischenfall ausgeführt wurde.

H—s.

Maschinen und Wagen.

1 C + C. IV. t. F. - Lokomotive.

1 C + C-Verbund-Lokomotive der Natalbahnen.

(Engineering 1910, Juli, S. 48. Mit Zeichnungen und Abbildungen.)

Die von der »Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft« für 1067 mm Spur gebaute Lokomotive befördert bis zu 295 t schwere Züge auf der Estcourt-Highlands-Strecke der Natalbahnen, wobei längere Steigungen von 33 ‰ zu überwinden und Gleisbogen von 91,4 m Halbmesser zu durchfahren sind.

Die Hochdruckzylinder sind mit Kolbenschiebern mit innerer Einströmung, die Niederdruckzylinder mit Flachschiebern nach Allen-Richardson ausgerüstet, die Dampfverteilung erfolgt durch Walschaert-Steuerung, die Umsteuerung von Hand mittels Schraube.

Der Dampf wird vom Dome aus durch außerhalb des Kessels liegende Rohrleitungen den Hochdruckzylindern zugeführt, der Abdampf tritt durch eine 184 mm weite, als Verbindender dienende Rohrleitung in die unter der Rauchkammer liegenden Niederdruck-Zylinder ein.

Der Abdampf dieser Zylinder entweicht nach vorn durch zwei Rohre, die in eines übergehend durch Krümmer und Gelenke mit dem Blasrohre verbunden sind.

Um den nötigen Raum zur Unterbringung dieser Rohre zu gewinnen, ist der Rauchkammerboden abgeflacht. Der schweißseiserne Barrenrahmen ist 100 mm stark. Die mit einer kurzen Verbrennungskammer ausgerüstete Feuerbüchse zeigt

breite Bauart und liegt über den Triebrädern, ihre Decke ist etwas nach hinten geneigt. Berechnet auf gesättigten Dampf von 1 at Spannung ergab sich eine 9,6fache Verdampfung.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der Lokomotive sind:

| | |
|-----------------------------------------------------------------------|-----------|
| Durchmesser der Hochdruck-Zylinder d | 445 mm |
| » » Niederdruck-Zylinder d_1 | 711 » |
| Kolbenhub h | 660 » |
| Kesselüberdruck p | 14,06 at |
| Außerer Kesseldurchmesser im Vorderschusse | 1657 mm |
| Höhe der Kesselmitte über Schienenoberkante | 2235 » |
| Heizrohre, Anzahl | 233 |
| » Durchmesser | 57 mm |
| » Länge | 5486 » |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 11,61 qm |
| » » Heizrohre | 225,00 » |
| » im Ganzen H | 236,61 » |
| Rostfläche R | 3,72 » |
| Triebraddurchmesser D | 1156 mm |
| Triebachslast G_1 | 72,6 t |
| Betriebsgewicht der Lokomotive G | 79,4 » |
| » des Tenders | 40,2 » |
| Wasservorrat | 15,14 cbm |
| Kohlenvorrat | 8,16 t |
| Fester Achsstand der Lokomotive | 2540 mm |
| Ganzer » » » | 10109 » |
| Länge der Lokomotive ohne Tender | 13195 » |
| Zugkraft $Z = 2 \cdot 0,5 \cdot p \frac{(d^{cm})^2 h}{D} =$ | 15896 kg |
| Verhältnis H : R = | 63,6 |
| » H : $G_1 =$ | 3,26 qm/t |

| | |
|------------------------|------------|
| Verhältnis H : G = | 2,98 qm/t |
| » Z : H = | 67,2 kg/qm |
| » Z : G ₁ = | 219,0 kg/t |
| » Z : G = | 200,2 » |

—k.

2 A 1. H. t. S - Lokomotive.

2 A 1-Schnellzug-Lokomotive der Shanghai-Nanking-Eisenbahn.

(Engineer 1910, Juli, S. 121. Mit Abbildungen.)

Die von Kerr, Stuart und Co. in Stoke-on-trent gebaute Lokomotive arbeitet mit Zwillingswirkung, die Zylinder liegen außen, zur Dampfverteilung dienen neben den Zylindern liegende Flachschieber, die durch Stephenson-Steuerungen bewegt werden.

Feuerbüchse und Stehbolzen sind aus Kupfer, die Heizröhren aus Messing. In Rücksicht auf die Minderwertigkeit der chinesischen und japanischen Kohle wurde eine große Rostfläche vorgesehen.

Die Lokomotive ist mit Kuhfänger, Westinghouse-Schnellbremse, Gresham-Sandstreuer, Sichttöler der »Vacuum Oil Company«, Layaocks Dampfheizeinrichtung und Dampfstrahlpumpen nach Holden und Brooke ausgerüstet.

Die Hauptverhältnisse sind:

| | |
|-----------------------------------------------------|-------------|
| Zylinder-Durchmesser d | 457 mm |
| Kolbenhub h | 660 » |
| Kesselüberdruck p | 12,65 at |
| Äußerer Kesseldurchmesser im Vorderschusse | 1461 mm |
| Höhe der Kesselmitte über Schienenoberkante | 2743 » |
| Heizrohre, Anzahl | 188 |
| » Durchmesser, außen | 57 mm |
| » Länge | 4039 » |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 16,64 qm |
| » » Heizrohre | 136,65 » |
| » im Ganzen H | 153,29 » |
| Rostfläche R | 2,6 » |
| Triebraddurchmesser D | 2134 mm |
| Leergewicht der Lokomotive | 51,11 t |
| Betriebsgewicht der Lokomotive G | 56,95 » |
| » des Tenders | 43,33 » |
| Wasservorrat | 15,9 cbm |
| Kohlenvorrat | 7,1 t |
| Fester Achsstand der Lokomotive | 2515 mm |
| Ganzer » » » | 7671 » |
| » » » » mit Tender | 14859 » |
| Ganze Länge der Lokomotive | 17469 » |
| Zugkraft $Z = 0,5 \cdot p \frac{(d^{cm})^2 h}{D} =$ | 4085 kg |
| Verhältnis H : R = | 58,96 |
| » H : G = | 2,69 qm/t |
| » Z : H = | 26,65 kg/qm |
| » Z : G = | 71,73 kg/t |

—k.

1 D 1. IV. tt. G. - Lokomotive.

Vierzylinderige 1 D 1-Verbund-Lokomotive mit Wasserrohrkessel von Schneider in Creuzot.

(Génie civil 1909, August, Band LV, Nr. 18, S. 327. Mit Zeichnungen und Abbildungen.)

Die bereits beschriebene Tender-Lokomotive*) ist in erster Linie zur Beförderung schwerer Erz- und Kohlen-Züge in den Werken der Gesellschaft bestimmt, und außer der üblichen noch mit einer nur 585 mm über Schienenoberkante liegenden

*) Organ 1910, S. 277.

Zug- und Stofs-Vorrichtung ausgerüstet, um auch Aschen- und Schlacken-Wagen befördern zu können.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der Lokomotive sind:

| | |
|---------------------------------------------|--------------|
| Durchmesser der Hochdruck-Zylinder d | 340 mm |
| » » Niederdruck- » d ₁ | 550 » |
| Kolbenhub h | 550 » |
| Kesselüberdruck p | 20 at |
| Innerer Kesseldurchmesser | 900 mm |
| Höhe der Kesselmitte über Schienenoberkante | 3300 » |
| Anzahl der Siederohre des Feuerraumes | 450 |
| » » » » Langkessels | 968 |
| » » Überhitzerrohre | 20 |
| Durchmesser aller Rohre | 25 bis 30 mm |
| Heizfläche der Siederohre | 132,90 qm |
| » » Überhitzerrohre | 13,44 » |
| » im Ganzen H | 146,34 » |
| Rostfläche R | 3,0 » |
| Triebraddurchmesser D | 1130 mm |
| Leergewicht | 65,5 t |
| Betriebsgewicht G | 82 » |
| Wasservorrat | 8,64 cbm |
| Kohlenvorrat | 2,75 t |
| Fester Achsstand | 4200 mm |
| Ganzer » » » | 9000 » |
| Ganze Länge | 12160 » |

$$\text{Zugkraft } Z = 2 \cdot 0,5 \cdot p \frac{(d^{cm})^2 h}{D} = \dots 11253 \text{ kg}$$

| | |
|--------------------|-------------|
| Verhältnis H : R = | 48,78 |
| » H : G = | 1,78 qm/t |
| » Z : H = | 76,90 kg/qm |
| » Z : G = | 137,23 kg/t |

—k.

B 2. H. t. P. - Tenderlokomotive.

B 2-Personenzug-Tenderlokomotive der London- und Südwest-Bahn.

(Engineer 1910, August, S. 186. Mit Abbildungen.)

Die von dem Ober-Maschinen-Ingenieur der London- und Südwest-Bahn, Dugald Drummond entworfene Lokomotive ist für die Beförderung bis zu 285 t schwerer Vorortzüge mit 67 km/St Geschwindigkeit bestimmt. Sie hat nach hinten geneigte Innenzylinder mit seitlichen Flachschiebern.

In den an den beiden Längsseiten der Lokomotive angeordneten Wasserbehältern befinden sich je 20 Rohre mit 10,9 qm Heizfläche, durch die der Abdampf geleitet wird. Die Kesselleistung erhöht sich durch die Vorwärmung des Speisewassers um rund 13 %.

Statt der Dampfstrahlpumpen, die das auf fast 100° C vorgewärmte Speisewasser nicht würden fördern können, sind Doppel-Dampfpumpen vorgesehen, deren Dampfzylinder 114 mm und deren Wasserzylinder 89 mm Lichtweite haben, während der gemeinsame Kolbenhub 216 mm beträgt.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der Lokomotive sind:

| | |
|---------------------------------------------|----------|
| Zylinder-Durchmesser d | 470 mm |
| Kolbenhub h | 660 » |
| Kesselüberdruck p | 10,55 at |
| Innerer Kesseldurchmesser im Vorderschusse | 1321 mm |
| Höhe der Kesselmitte über Schienenoberkante | 2286 » |
| Feuerbüchse, Länge | 1769 » |
| » Weite | 1070 » |
| Heizrohre, Anzahl | 216 |
| » Durchmesser außen | 45 mm |
| » Länge | 3289 » |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 11,51 qm |

| | |
|----------------------------------------|----------|
| Heizfläche der Heizrohre | 99,20 qm |
| » im Ganzen H | 110,71 » |
| Rostfläche R | 1,88 » |
| Triebbraddurchmesser D | 1702 mm |
| Triebachslast G ₁ | 34,55 t |
| Leergewicht | 45,77 » |
| Betriebsgewicht G | 55,53 » |
| Wasservorrat | 5,9 cbm |
| Kohlenvorrat | 2,6 t |
| Fester Achsstand | 2286 mm |
| Ganzer » | 7188 » |

| | |
|---------------------------------------------------------|------------|
| Ganze Länge | 11049 mm |
| Zugkraft $Z = 0,5 p \frac{(d^{cm})^2 h}{D} =$ | 4519 kg |
| Verhältnis H : R = | 58,9 |
| » H : G ₁ = | 3,2 qm/t |
| » H : G = | 2,0 » |
| « Z : H = | 40,8 kg/qm |
| » Z : G ₁ = | 130,8 kg/t |
| » Z : G = | 81,4 » |

—k.

Besondere Eisenbahntypen.

Stromzuleitungsschienen bei der Stadtbahn in Paris.

(Génie civil, 31. Jahrg., Nr. 1482, 5. November 1910. Mit Abb.)

Die elektrische Stadtbahn in Paris hat nicht, wie sonst üblich, zwei Fahrschienen und Oberleitung, sondern statt der Oberleitung eine besondere dritte Stromzuleitungsschiene. Der Strom gelangt aus dem Kabel durch eine in ein Loch des Schienensteges eingetriebene Hülse in die Zuleitungsschiene und verläßt die Fahrschienen durch dieselbe Verbindung. Die Zuleitungsschiene hat eine Querschnittsfläche von 6500 qmm, und bei den älteren Linien dieselbe Gestalt wie die Fahrschienen, und zwar auf der Linie Nr. 1*) die Form der Doppelkopf-Stuhlschiene von 38,75 kg/m, auf den folgenden

*) Organ 1908. Taf. XXXIX, Abb. 8; 1909, S. 97.

Linien die Form der Breitfußschiene von 52 kg/m und auf den neuesten Linien, darunter Nr. 4, die Form einer T förmigen Stuhlschiene. Alle drei Schienenarten sind durch Holzklötze seitlich elastisch gestützt mit einer dünnen Bleieinlage in den stromdichten Stühlen aus mit Glasfluß überfangenem Steingute, die an den Enden der Querschwellen befestigt sind. Die Schienen sind mit Thermit geschweißt. Von Zeit zu Zeit sind Ausgleichstöße mit stromleitenden Laschen eingelegt, die durch mit dünnem Kupferbleche überzogene Zapfen in Löcher des Schienensteges eingreifen.

Der Rückstrom läuft in den Fahrschienen, deren Stöße durch zwei elektrisch leitende Stegglaschen aus Kupfer von 154 qmm und zwei Fußglaschen von 196 qmm Querschnitt verbunden sind.

H—s.

Betrieb in technischer Beziehung.

Geschwindigkeit, Aufenthalte und Zugfolge auf den Linien der Untergrund-Eisenbahn-Gesellschaft zu London.

(Electric Railway Journal 1910, 6. August. Bd. XXXVI, Nr. 6, S. 213.)

Die dichteste Zugfolge der »Metropolitan District«-Bahn der Untergrund-Eisenbahn-Gesellschaft zu London besteht mit 1,75 Min auf der Hauptlinie zwischen South Kensington und Mansion House für alle westlichen Zweigbahnen. Auf dieser Linie verkehren täglich im ganzen 494 Züge. Die Zahl der Aufenthalte für 1 km beträgt auf dem Innenringe 1,24 zwischen Earl's Court und Mansion House 1,06. Die 17,7 km lange Strecke von Ealing nach Mansion House wird von Ortszügen in 40 Min, von Schnellzügen in 32 Min zurückgelegt. Die 7,2 km lange Strecke von Hounslow Town nach Mill Hill Park wird von Schnellzügen in 8 Min durchfahren.

Die Zugfolge der drei Röhrenbahnen der Untergrund-

Eisenbahn-Gesellschaft zu London beträgt auf der »Baker Street und Waterloo«-Bahn in den Haupt-Verkehrstunden 1,67 Min, sonst 3 Min, der tägliche Verkehr in jeder Richtung im Ganzen 468 Züge, auf der »Großen Nord, Piccadilly und Brompton«-Bahn in den Haupt-Verkehrstunden 2 Min, sonst 3 Min, und 1,75 Min bei starkem Vergnügungs-Verkehre, der tägliche Verkehr in jeder Richtung im ganzen 417 Züge, auf der Hauptlinie Camden Town—Charing Cross der »Charing Cross, Euston und Hamstead«-Bahn in den Haupt-Verkehrstunden 1,5 Min, sonst 2 Min, entsprechend der doppelt so langen Zugfolge auf den beiden Zweigbahnen Golder's Green—Camden Town und Highgate—Camden Town.

Die Fahrplan-Geschwindigkeit beträgt auf der Bakerloo-Bahn bei starkem Verkehre 24,2 km/St, bei schwachem 24,9 km/St, auf der Piccadilly-Bahn bei starkem Verkehre 26,1 km/St, bei schwachem 26,9 km St, auf der Linie Golder's Green—Charing

Zusammenstellung I.

| Zeitraum | Wirkliche Anzahl der Fahrten in der Woche | Wöchentliche Zugkilometer | | | Wöchentliche Wagenkilometer | | | Wagen für einen Zug im öffentlichen Verkehre | Kilowattstunden für Zugförderung | |
|---------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-----------|-----------------------------|--------------------------------|-----------|----------------------------------------------|----------------------------------|----------------------|
| | | im öffentlichen Verkehre | im nicht öffentlichen Verkehre | im Ganzen | im öffentlichen Verkehre | im nicht öffentlichen Verkehre | im Ganzen | | wöchent-lich | für 1 Wagenkilometer |
| »Baker Street und Waterloo«-Bahn. | | | | | | | | | | |
| Woche vom 4. bis 10. Juli 1909 | 2828 | 38615 | 245 | 38860 | 115931 | 743 | 116674 | 3,00 | 153570 | 1,32 |
| Vom 13. Dezember 1908 bis 12. Juni 1909 | 4134 | 56446 | 364 | 56810 | 169425 | 1096 | 170521 | 3,00 | 225230 | 1,32 |
| »Große Nord, Piccadilly und Brompton«-Bahn. | | | | | | | | | | |
| Woche vom 4. bis 10. Juli 1909 | 2417 | 70973 | 525 | 71498 | 211016 | 1511 | 212527 | 2,97 | 254921 | 1,20 |
| Vom 13. Dezember 1908 bis 12. Juni 1909 | 3528 | 103562 | 760 | 104322 | 307941 | 2184 | 310125 | 2,97 | 370469 | 1,19 |
| »Charing Cross, Euston und Hampstead«-Bahn. | | | | | | | | | | |
| Woche vom 4. bis 10. Juli 1909 | 4083 | 63083 | 1262 | 64345 | 184767 | 4960 | 189727 | 2,93 | 281833 | 1,48 |
| Vom 13. Dezember 1908 bis 12. Juni 1909 | 5950,5 | 91840 | 1844 | 93684 | 269468 | 7206 | 276674 | 2,92 | 407197 | 1,47 |

Cross 25,8 km/St., auf der Linie Highgate—Charing Cross 28,6 km/St. Die Zahl der Aufenthalte für 1 km beträgt auf der Bakerloo-Bahn und auf der Piccadilly-Bahn 1,46, auf der Charing—Cross-Bahn 1,66. Zusammenstellung I enthält die wöchentlichen Zugkilometer, Wagenkilometer, die Wagen für

einen Zug im öffentlichen Verkehr und die Kilowattstunden für 1 Wagenkilometer für die Woche vom 4. bis 10. Juli 1909 und für das Halbjahr vom 13. Dezember 1908 bis 12. Juni 1909.

B—s.

Signale.

Signale, Zugfolge-Uhren und Zugfolge-Aufzeichner auf den Linien der Untergrund-Eisenbahn-Gesellschaft zu London.

(Electric Railway Journal 1910, 6. August, Band XXXVI, Nr. 6, S. 213. Mit Abbildungen.)

Auf den Linien der Untergrund-Eisenbahn-Gesellschaft zu London werden elektrisch gesteuerte Prefsuft-Signal-Stellwerke der Bauart Westinghouse mit selbsttätigen Zugbremsen verwendet. In der Nähe wichtiger Haltestellen sind erleuchtete Zugfolge-Uhren angebracht. Diese haben ein Zifferblatt mit zwölf Ziffern und zeigen dem in eine Blockstrecke einfahrenden

Triebwagenführer an, wie viele Minuten seit der Durchfahrt des vorauffahrenden Zuges verflossen sind, so daß er seine Fahrt entsprechend regeln kann. Wenn der zweite Zug in die Blockstrecke einfährt, so vernichtet er die erste Anzeige und beginnt eine neue, da sich der Zeiger bewegt, sobald das Signal auf »Halt« geht. Einige der selbsttätigen Signale sind mit einem Zugfolge-Aufzeichner verbunden. Dieser besteht aus einer Schaltmagnet-Vorrichtung, die auf Bändern Durchlöcherungen herstellt, deren Abstände die Zeiträume zwischen den auf einander folgenden Zügen darstellen.

B—s.

Bücherbesprechungen.

Die Grundlehren der höheren Mathematik. Zum Gebrauch bei Anwendungen und Wiederholungen zusammengestellt von Dr. G. Helm, Geheimer Hofrat, Professor an der K. Techn. Hochschule Dresden. Leipzig 1910, Akademische Verlagsgesellschaft m. b. H. Preis 13,4 M.

Wenn die Zahl der Lehrbücher der höhern Mathematik auch eine große ist, so stellt doch die neuere Erkenntnis der Wichtigkeit der unmittelbaren Verbindung der Mathematik mit naturwissenschaftlich-technischen Aufgaben auch neue Anforderungen an den innern Aufbau und die Behandlung dieser Wissenschaft, sie muß sich mehr und mehr auf die Erforschung des innern Zusammenhanges natürlicher Tatsachen beziehen und die Entwicklung ausschließlich aus sich selbst heraus aufgeben. So erklärt sich das Bedürfnis nach neuer Darstellungsweise und anderweiter Wahl der Aufgabenstellung, die hier von dem langjährigen Lehrer der Mathematik an einer technischen Hochschule vertreten wird. Uns scheint diese Tätigkeit eine glückliche Verbindung der Schätze der Mathematik mit den Anforderungen der Technik gezeitigt zu haben, wir sind überzeugt, daß das vorliegende Buch dem Techniker sehr wertvolle Hilfsmittel in die Hand zu geben vermag. Bezüglich des jetzt vorliegenden Inhaltes möchten wir den Wunsch aussprechen, daß der Behandlung der nicht homogenen, linearen Differentialgleichungen höherer Ordnung, die hier für die Technik von besonderer Bedeutung sind, etwas mehr Raum etwa durch wirkliche Lösung einiger wichtiger Fälle gewährt werden möge, der, wenn nötig, durch Einschränkungen in den Betrachtungen der analytischen Geometrie gewonnen werden könnte.

Mathün-Blätter. Rundschau für Unfälle bei feuergefährlichen Flüssigkeiten und deren Verhütung.

Die neue Zeitschrift, herausgegeben von der Firma Martini und Hüneke, verfolgt den Zweck, eine laufende Übersicht über die aus der Entzündung leicht brennbarer Flüssigkeiten entstehenden Unfälle zu geben und zugleich die Mittel zu deren Bekämpfung und deren Wirkung zu erörtern, insbesondere an der Hand der von der Firma vertretenen Mittel.

Die Ermittlung der Nebenspannungen eiserner Fachwerkbrücken und das praktische Rechnungsverfahren nach Mohr von Regierungsbaumeister W. Gehler, Privatdozent an der Kgl. Techn. Hochschule zu Dresden. Hierzu Anhang mit Rechnungsbeispielen von J. Karig, Bau-Obersekretär im Brückenbaubureau der Kgl. Sächs. Staatseisenbahnen. Berlin 1910, W. Ernst und Sohn, Preis 6 M.

Das 131 Seiten starke Buch gibt zunächst eine Übersicht

über die theoretischen Grundlagen der Verfahren zur Ermittlung der aus steifer Knotennietung folgenden Einspannmomente an Fachwerkstäben von Manderla, Ritter, Müller-Breslau und Mohr in übersichtlicher und klarer Weise in dem Näherungsgrade, den man erhält, wenn man der Untersuchung die Spannkkräfte des gelenkig verbundenen Fachwerkes zu Grunde legt. Die rechnermäßige Auswertung ist mit der Darstellung einer Versuchsbrücke und der Angabe der Messungsergebnisse an dieser verbunden, bezieht sich übrigens auf eine Reihe von ausgeführten Bauwerken und Entwürfen, auch von Dachstühlen. Wer die Annehmlichkeiten der Ermittlung dieser Nebenspannungen durchgekostet hat, wird das Erscheinen des praktischen Buches als Muster freudig begrüßen, zumal es klar und knapp gefaßt und gut und übersichtlich ausgestattet ist.

Die Ermüdung des Eisenbahnschienenmaterials. Studie von Dipl.-Ing. O. Wawrzyniok, Privatdozent an der Technischen Hochschule zu Dresden und Adjunkt der Königl. Sächs. Mechanisch-Technischen Versuchsanstalt; Berlin, J. Springer 1910, Preis 1,4 M., 47 Oktavseiten.

Die Untersuchungen, angestellt in der mechanisch-technischen Versuchsanstalt in Dresden, haben sich auf die Frage bezogen, ob im Betriebe eine merkliche Veränderung der physikalischen Eigenschaften des Schienenstoffes vor sich geht, ob eine »Ermüdung« des Stoffes eintritt.

Im Gegensatz zu manchen älteren Versuchsergebnissen, beispielsweise denen von Bauschinger, wird die Frage bejaht, besonders wird festgestellt, daß die Lage der Schiene unter den hämmernden Rädern den Vorbedingungen der älteren Versuche nicht entspricht, daß keine Verminderung der Elastizität für Zugspannungen, wohl aber eine wesentliche Erhöhung der Elastizitätszahl eintritt, daß die Stelle der Entnahme des Versuchstückes zwischen oder über den Schwellen erheblichen Einfluß auf das Ergebnis ausübt, daß in die Güteprobenstatistik des V. d. E. V. die Elastizitätsgrenze und die Zerreißarbeit aufgenommen werden sollten, daß diese Veränderungen am besten zeigen, daß die Kugeldruckprobe wegen der Härtung der Fahrfläche keine sicheren Vergleichszahlen liefert, daß dagegen die Kerbschlagprobe durch die Änderung der Kerbzähigkeit ein gutes Bild liefert, und daß die Lösbarkeit in 1% Schwefelsäureverdünnung mit der Beanspruchung wächst.

Diese Aufzählung erweist die hohe Bedeutung der sorgsam vorgenommenen und dargestellten Versuche, die in der Tat erhebliche Bedeutung für das Eisenbahnwesen haben.