

### Blattfederoberbau nach Rüping.

Von Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. H. Saller, Regensburg.

Hierzu Tafel 20.

Die bei vielen Oberbauformen übliche Befestigung der Schiene auf der Unterlagplatte oder Schwelle mittels nachziehbarer Schrauben hat längstbekannte Nachteile. Die Erfahrung hat gezeigt, daß selbst bei Gewinden mit zahlreichen Gängen und geringen Ganghöhen mit einem Losrütteln unter den Erschütterungen des Eisenbahnbetriebes zu rechnen ist. Durch die Lockerung und Unzuverlässigkeit der Schraubenbefestigung entstehen Spielräume, wird der Widerstand des Oberbaues gegen dynamische Verkehrswirkungen geschwächt und die Wanderung gefördert. Bei lotrecht angebrachten Schrauben tritt diese Erscheinung noch mehr zutage als bei waagerechten. Auch Gegenmuttern unterliegen der gleichen Erscheinung. Überwachen und Nachziehen der Schraubenmutter ist für die Betriebssicherheit und Erhaltung des Oberbaues ständig erforderlich und belastet auch wirtschaftlich die Bahnunterhaltung sehr stark. In der Ausübung ist der Zustand des Anzugs der Schrauben je nach Unterhaltung wechselnd und unsicher, kaum je auf die Dauer befriedigend zu erhalten. Mit welchen Zuständen man es in der Bahnunterhaltung tatsächlich zu tun hat, darüber fehlen im Schrifttum bis jetzt alle Beobachtungen und Feststellungen.

Man hat die Notwendigkeit erkannt, zur Sicherung der Schraubenmutter und zur Aufnahme der dynamischen Stoßwirkungen des Eisenbahnverkehrs federnde Zwischenglieder, Federringe oder Federplatten (Spannplatten) einzuschalten, die die Energie der Stöße der Verkehrslasten in Formänderung der Federn umsetzen und so unschädlich machen. Sie sollen dafür sorgen, daß in der Schraubenachse stets eine Anzugskraft vorhanden ist. Aber diese Einrichtungen sind verwickelt, in der Unvollkommenheit und dem kleinen Ausmaß der federnden Teile ungenügend. Die Vielfältigkeit der Befestigungsteile ist unwirtschaftlich. Es handelt sich bei diesen Federungen um einen mit dem Vorhandensein von Schrauben verknüpften Notbehelf. Bisherige Versuche, die Schraubenbefestigung zu beseitigen, sind bekannt. Vor allem ist auf die Befestigung des Stuhlschienenoberbaus hinzuweisen, die an Stelle der Schrauben federnde Holzkeile setzt. Aber der Stuhlschienenoberbau hat sich in Gegenden mit festländischem, nicht feuchtem Klima nicht bewährt. Der übliche Holzkeil fällt bei trockenen Witterungsverhältnissen heraus.

Alle diese Nachteile der Schraubenbefestigung beseitigt ein in vorliegender Form unserem Gleisoberbau K auf Holzschwellen angepaßter Blattfederoberbau nach Rüping dadurch, daß er in der Befestigung der Schienen auf den Unterlagplatten auf die Schraubenbefestigung mit ihrer unvermeidlichen, aber nicht befriedigenden Federzugabe überhaupt verzichtet und sie durch eine Befestigung mit einer einzigen, in ihren Ausmaßen kräftigen Blattfeder ersetzt. Die Schienenbefestigung auf den Mittel- und Stoßschwellen, sowie die Gestalt der Blattfeder und des sie niederhaltenden Federriegels sind aus Taf. 20 ersichtlich. Die Blattfeder hat die Form eines langgestreckten, gleichschenkeligen Dreiecks mit etwas abgestumpften Ecken. Die Dreieckform der Feder hat zugleich den technisch-wirtschaftlichen Zweck der Herbeiführung gleichen Widerstandes und gleichmäßiger Baustoff-

ausnützung. Die in ihrer Längsrichtung nach einem Kreisbogen gekrümmte Feder reicht, auf den Schienenfuß aufgelegt, mit ihrer Dreieckspitze bis an die Ausrundung des Schienensteiges, so daß die ganze verfügbare Breite ausgenützt und eine seitliche Verschiebung quer zur Schiene ausgeschlossen ist. Am Stoß kann die Blattfeder wegen der dort vorhandenen Lasche in dieser Weise nicht angebracht werden. Hier wird die gleiche Dreieckfeder um 180° gedreht verwendet. Die Dreieckspitze zeigt dann nach außen und schiebt sich freischwebend unter den Federriegel. Damit ging bei früherer Anordnung der Auflagerpunkt an der Spitze der Blattfeder verloren, so daß die Sprengung der Feder nicht mehr voll zur Wirkung kam. Durch diese gedrehte Lage der Feder wird für die Stoßlasche Raum geschaffen. Die Grundlinie der Dreieckblattfeder legt sich dabei an die untere Laschenausparung an. Eine Neuerung in der Stoßbefestigung, die besondere, schmalere Blattfedern verwendet und so der Lasche

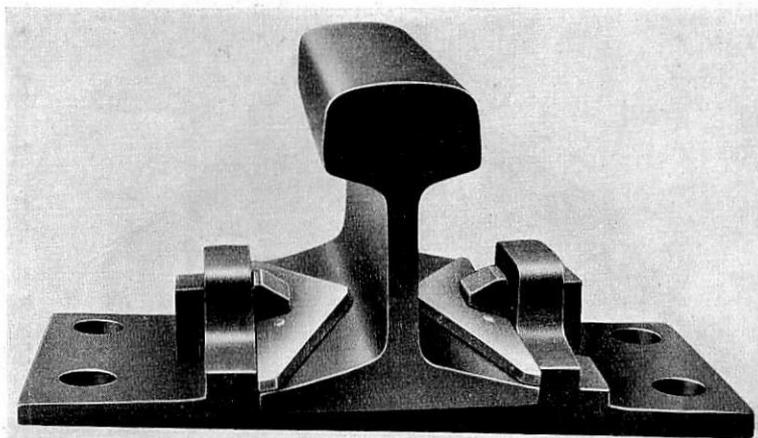


Abb. 1. Niederhaltung der Feder mittels Federriegel.

genügend Raum läßt, ist in den Abb. 4 bis 6, Taf. 20 schon berücksichtigt.

Die Blattfedern bestehen nach Art der Automobilfedern aus legiertem Edelstahl. Sie können ohne oder, zugleich zur besseren Erhaltung ihrer Schwingungsfestigkeit, mit Rostschutz (Parkerisieren, Kalt- oder Warmlackanstrich o. a.) versehen werden. Die Anwendung gekupferter Stähle ist noch in Prüfung. Der Federriegel zum Niederhalten der gespannten Feder hat winkelförmige Gestalt (Abb. 1). Mit seinem senkrechten Schenkel steht er auf der Unterlagplatte auf, mit seinem waagerechten Schenkel wird er durch die Blattfeder gegen den Bügel der Unterlagplatte gedrückt. Er übergreift etwa die Hälfte der Federbreite. Außerhalb der Anlagefläche am Bügel hat der waagerechte Schenkel eine etwa 3 mm starke Nase, die ein Herausdrücken des Federriegels unter dem Betrieb verhindert. Nach den gemachten Beobachtungen besteht für ein solches Herausdrücken an sich wenig Neigung. Daß ein Lösen der Befestigung ohne (die später beschriebene) Federspannvorrichtung nicht möglich ist, ist gegenüber böswilligen Absichten von Belang. Der

Stand der Federtechnik ist heute so weit vorgeschritten und die Federn spielen heute in der Technik, z. B. beim Bau von Fahrzeugen aller Art, eine so wichtige Rolle, daß ihrer Verwendung auch im Eisenbahnoberbau keine Bedenken entgegenstehen. Die Dicke der Blattfedern richtet sich nach der verlangten Spannkraft. Die Blattfedern sind berechnet nach den Formeln

$$K_b = \frac{6 p l}{b h^2} \text{ und } f = \frac{1}{h} \frac{l^2}{E} K_b,$$

wo  $K_b$  die Beanspruchung in  $\text{kg/mm}^2$ ,  $p$  Belastung an einem Federende in  $\text{kg}$ ,  $b$  die Blattbreite in  $\text{mm}$ ,  $h$  die Blattstärke in  $\text{mm}$ ,  $l$  halbe federnde Länge in  $\text{mm}$ ,  $E$  der Elastizitätsmodul = ca.  $22000 \text{ kg/mm}^2$ ,  $f$  die Durchbiegung in  $\text{mm}$  ist. Für  $2l = 200 \text{ mm}$ ,  $b = 50 \text{ mm}$ ,  $h = 7,5 \text{ mm}$ ,  $f = 10 \text{ mm}$  wird

$$10 = \frac{1}{7,5} \frac{100^2}{22000} K_b, \text{ woraus } K_b = 165 \text{ kg/mm}^2.$$

Bei völliger Durchbiegung der Feder, wie sie nur beim Ein- und Ausbau der Dreieckfedern vorübergehend erreicht wird, tritt diese Beanspruchung von  $165 \text{ kg/mm}^2$  auf. Die Größtbeanspruchung, welche höchstwertiger auch für Automobil-

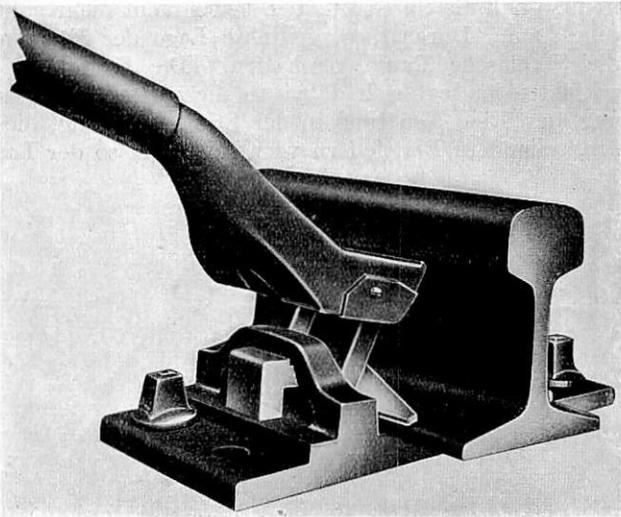


Abb. 2. Älterer Kniehebel.

federn verwendeter Chrom-Vanadium-Federstahl aushält, ohne bleibende Setzungen aufzuweisen, liegt etwa bei  $160$  bis  $170 \text{ kg/mm}^2$ . Im eingebauten Zustand bei einer Streckung der Feder um  $8 \text{ mm}$  wird  $K_b = 132 \text{ kg/mm}^2$ . Der Druck, den die Dreieckfeder im eingebauten Zustand, also bei  $8 \text{ mm}$

Streckung, aufweist, ergibt sich aus  $K_b = \frac{6 p l}{b h^2}$  zu  $132 =$

$$= \frac{6 p \cdot 100}{50 \cdot 7,5^2}, \text{ woraus } p = 620 \text{ kg und der Druck der ganzen}$$

Feder auf den Schienenfuß  $2 p = 1240 \text{ kg}$ . 2 Blattfedern drücken also den Schienenfuß mit etwa  $2500 \text{ kg}$  auf die Unterlage. Die Schiene wird dann mit der ganzen Spannkraft der beiden Federn auf die Unterlage gepreßt und nicht etwa nur mit der halben Kraft wie bei einer Schraubenbefestigung durch Vermittlung von Klemmplatten, die auf zwei Stützen stehen. Um eine bislang nicht beobachtete Wanderung der Blattfedern für alle Fälle mechanisch zu begrenzen, sind knopfförmige Warzen durch Pressen aus der Blattfeder beiderseits des Federriegels herausgearbeitet.

Die Rippenplatte Rpo 5 r der bisher verlegten Versuchsstrecke entstammt dem gleichen Herstellungsvorgang wie die Platte des Reichsoberbaus K (sogenannter Rippenplattenoberbau), aber es ist hier an der Rippe nicht eine bogen- oder schwalbenschwanzförmige Ausfräsung vorgenommen, um den

Kopf der Hakenschraube in einem Hohlausschnitt zu fassen, sondern es wurde anfänglich aus der Rippe durch Herstellung eines Schlitzes und Aufbiegung in warmem Zustand ein Bügel zur Aufnahme des waagerechten Schenkels des Federriegels herausgepreßt. Neuerdings werden die Bügel einfacher, zweckmäßiger und billiger in der Weise hergestellt, daß die Rippen, von der Unterseite der Unterlagplatte her in einem Arbeitsvorgang mittels Stempel und Matrize in warmem Zustande zu Bügeln herausgedrückt werden. Die dabei entstehende Öffnung in der Platte wird durch entsprechende Eisenstücke ausgefüllt, und zwar derart, daß das Eisenstück unten mit der Plattensohle bündig wird. Das Eisenstückchen wird in kaltem Zustand in die warme Platte eingesetzt, so daß es infolge der Schrumpfwirkung der warmen Platte sehr fest sitzt. Das Vorhandensein dieses Eisenstückchens ist an sich kaum von Belang.

Das Anbringen und Lösen von Blattfeder und Federriegel erfolgte anfangs mittels eines einfachen Kniehebels

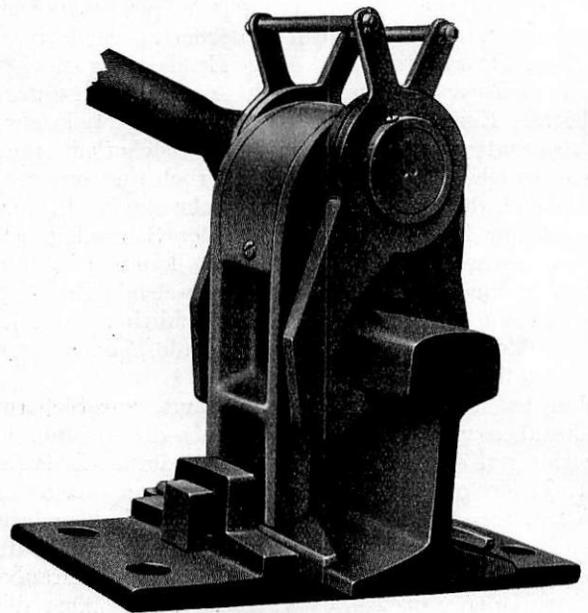


Abb. 3. Neue Spannvorrichtung.

(Abb. 2). Dieser setzt sich an der Unterseite des Schienenkopfes an und drückt mittels zweier Druckschenkel, zwischen denen der Raum für das Einbringen des Federriegels frei bleibt, die Blattfeder so weit nieder, daß der winkelförmige Federriegel in den Bügel eingeschoben werden kann. Das neue Spannwerkzeug beruht auf dem gleichen Grundgedanken (Abb. 3). Es wird durch einen Hebel bewegt und drückt gleichzeitig beide Blattfedern an jeder Unterlagplatte mittels selbsthemmenden Außermittlengetriebes in einfacher Weise nieder. Wird die Spannvorrichtung gelöst, so steigt die Blattfeder um etwa  $2 \text{ mm}$  auf und drückt den Federriegel mit der vorberechneten Kraft ( $1240 \text{ kg}$ ) gegen den Bügel. Die Blattfeder bekommt dabei eine kräftige Vorspannung, mit der sie die Schiene auf die Unterlage drückt, behält aber doch ein Spiel von einigen Millimetern, mit dem sie den wechselnden Einwirkungen des Betriebes nachgeben kann. Sie übt also sowohl im Ruhezustand wie unter den Verkehrslasten einen Druck aus, fängt den Stoß der nach dem Vorübergang der Last emporschnellenden Schiene auf, verhütet damit die unmittelbare Einwirkung dieses Stoßes auf die Befestigungsteile und schließt eine Lockerung der Befestigung aus.

Nach einem im Jahr 1929 eingeleiteten Vorversuch im Bezirk der Reichsbahndirektion München wurden im Bereiche der gleichen Reichsbahndirektion 1930 auf der Strecke

München—Regensburg 2 km und auf der steilen und krümmungsreichen Strecke München—Salzburg 3 km Rüping-Oberbau versuchsweise verlegt und seither in Beziehung zu benachbarten Vergleichsstrecken (Oberbau K auf Holzschwellen) beobachtet. Der Arbeitsaufwand für den Einbau eines Joches ergab sich für den Rüping-Oberbau wesentlich niedriger. Auch für den Ausbau ist ein geringerer Zeitaufwand erforderlich. In der Erhaltung der Stoßlücken ergab der Vergleich bei beiden Oberbauformen Streuungen, ohne daß bei einem der beiden ein sichtbarer Vorteil zutage trat. Die Beobachtung der Wanderung lieferte bei der verhältnismäßigen Kürze der Beobachtungsstrecken kein klares Bild. Die Wanderung war in Versuchs- und Vergleichsstrecke unbedeutend. In der Versuchsstrecke wurden stellenweise um ein Geringes höhere Werte abgelesen. Es wurden besondere Beobachtungen angestellt, die später beschrieben sind. Bauliche Mängel am Rüping-Oberbau, die nicht damit zu erklären wären, daß es sich noch nicht um Massenherstellung eines eingeführten Regeloberbaues handelt, konnten bisher nicht entdeckt werden. Abscheuerungen an den Auflagerstellen der Blattfedern am Schienenfuß und an den Blattfedern selbst waren bisher ganz unbedeutend. Die Blattfedersprengung beträgt vor dem Einbau 10 mm. Die Entbehrlichkeit jeglicher Unterhaltung der Schienenbefestigung bei Gewährleistung gleichbleibenden, betriebssicheren Zustandes dieser Befestigung hat etwas Bestechendes und verspricht auch wirtschaftliche Vorteile. Sie eröffnet auch für die Einbettung des Gleises zur Ermöglichung der längst angestrebten Schweißung des Schienenstoßes und damit zur Beseitigung dieses schwächsten Punktes des Eisenbahnoberbaues verlockende Aussichten. Möglicherweise kommen wir damit der endgültigen Erledigung der Stoßfrage am Oberbau einen guten Schritt näher.

Es bliebe nur der Einwand, daß die Blattfedern mit der Zeit erlahmen könnten. Hierüber kann nur die Dauererfahrung im Betrieb entscheiden. Man hat es mit dauernder Vorspannung und darüber gelagerten Schwingungsspannungen des Betriebs zu tun. Bei letzteren steht fest, daß es sich nur um Beanspruchungen handeln kann, die weit hinter dem zurückbleiben, was solche Federn nach den Erfahrungen im Automobilbetrieb aushalten. Während des Vorübergangs der Verkehrslasten wird die Feder naheliegenderweise nicht be-, sondern vorübergehend entlastet. Sie hat nur nach Vorübergang der Last möglicherweise einen Rückschlag auszuhalten. Die Durchbiegung ist hier sicher begrenzt. Sie kann nicht größer werden als bis zum Aufliegen der gestreckten Feder auf dem Schienenfuß, während bei Automobilfedern die Unebenheiten der Straßen alle möglichen Ausschreitungen in den Durchbiegungen, auch nach der negativen Seite, zulassen. Um die tatsächlich zu erwartenden, übrigens schon nach dem Befühlen mit der Hand offenbar ganz unbedeutenden Durchbiegungen der Blattfedern festzustellen, wurden unter Anbohren einer kleinen Zahl von Federriegeln Bleistreifen in den Zwischenraum zwischen vorgespannter Feder und Schienenfußoberfläche eingeführt und so unter dem Verkehr einzelner Züge belassen. Die Bleistreifenstärke wurde vor- und nachher mittels eines Mikrometerwerkzeugs gemessen, das eine Ablesungsgenauigkeit von 0,01 mm und Schätzung von 0,015 mm gestattet. Es wurden unter einem Güterzug und einem D-Zug teilweise gar keine, teilweise ganz geringfügige, nur in einem einzigen Fall bis zu 0,1 mm gehende Pressungen festgestellt. Ein Dauerversuch, wobei vier Bleistreifen auf mittelbelegter, elektrisch betriebener Schnellzugstrecke zehn Tage belassen wurden, lieferte 0,11; 0,05; 0,0 und 0,07 mm Pressungen.

Ferner wurden im Stahlwerk (Röchling, Völklingen a. d. Saar) folgende Versuche gemacht. Eine einer Versuchs-

strecke entnommene Feder von 9,25 mm Pfeilhöhe wurde bei 8 mm Vorspannung 100000mal auf die Pfeilhöhe 0, also um 1,25 mm gestreckt bei 400/min Schwingungen. Nach Abschluß des Versuches hatte die Feder noch 9 mm Pfeilhöhe. Ebenso wurde eine neue Feder von 9,75 mm Pfeil bei 8 mm Vorspannung 100000mal auf die Pfeilhöhe 0, also um 1,75 mm gestreckt. Der Pfeil ging auf 8,35 mm herunter. Weiter wurde eine neue Feder mit 10,25 mm Pfeil 200mal ohne Vorspannung einer völligen Geradstreckung unterworfen. Der Pfeil ging auf 9,55 mm zurück und zwar zum überwiegenden Teile schon nach den ersten Schwingungen. Es handelt sich dabei um die in Fachkreisen bekannte „Setzung“. Ebenso wurde eine gebrauchte Feder von 2,95 mm Pfeil behandelt. Der Pfeil ging auf 9,0 mm zurück und zwar auch hier schon nach den ersten Schwingungen ohne weiteres Ansteigen. Dauerversuche an den Federn, die von früher her im Stahlwerk vorlagen, lieferten sehr günstige Ergebnisse. Sie sollen hier, da sie nicht in Gegenwart des Verfassers ausgeführt wurden, nicht weiter behandelt werden. Der verwendete Chrom-Vanadium-Stahl hat eine sehr hohe Streckgrenze, etwa 95% der Bruchfestigkeit. Das Lahmwerden von Automobilfedern soll beim heutigen Stande der Federtechnik nur mehr eine seltene Erscheinung sein, die mit Fehlern im Vergütungsverfahren zusammenhängt.

Über die Kosten des neuen Oberbaues können, solange eine Massenherstellung nicht vorliegt, bindende Angaben nicht gemacht werden. Es ist anzunehmen, daß die Herstellungskosten geringer werden als die der bisherigen mit Schrauben ausgestatteten Oberbauformen. Wegfall des Unterhaltungsaufwandes verringert die Kosten noch weiter.

Der Rüping-Oberbau ist in allen Kulturländern patentrechtlich geschützt. Er hat den Vorteil einer in die Augen springenden Einfachheit und damit der Möglichkeit, alle Teile fest und einfach zu gestalten. Dem sonst bei Spannplatten im Oberbau erfahrungsgemäß zu befürchtenden Bruch kann in diesem Falle bei großer Freiheit der Konstruktionsmöglichkeit vorgebeugt werden. Die bisherigen Beobachtungen lassen eine Gefahr des Federbruches nicht erkennen. Federbrüche kamen bisher nirgends vor. Die Einlage elastischer Zwischenlagen ist auch beim Rüping-Oberbau möglich.

Die Beobachtungen an den mit Rüping-Oberbau verlegten Strecken haben zu Versuchen Veranlassung gegeben, die auch über die Belange dieses Oberbaues hinaus von Bedeutung sind. Diese Versuche bezogen sich vor allem darauf, festzustellen, wie sich der Rüpingsche Versuchsoberbau einerseits, der Reichsoberbau K auf Holzschwellen und der Reichsoberbau B andererseits hinsichtlich der Verschiebungen des Gleises in der Längsrichtung, m. a. W. hinsichtlich der Wandergefahr verhalten. Da auch am Reichsoberbau derartige Versuche an Betriebsgleisen noch kaum vorlagen, so ergab sich damit eine für die Beurteilung des Reichsoberbaues selbst wichtige Frage, nämlich ob der Reichsoberbau, unbelastet mit äußerster Kraft zum Wandern gezwungen, im ganzen, d. h. mit den Schwellen in der Bettung, wandert oder ob sich die Schienen auf den Unterlagen verschieben. Für die Frage der Schienenbefestigung ist nur die letztere Wanderung maßgebend.

Die bei den Versuchen auftretende Notwendigkeit und Schwierigkeit, die Befestigung der Schienen auf den Schwellen für die drei Versuchsoberbauformen in vergleichsfähigen Zustand zu bringen, führte selbsttätig zu einer andern, nicht minder wichtigen und bisher weder beim Reichsoberbau noch bei früheren Oberbauformen aufgegriffenen Frage, nämlich der des Zustandes der Unterhaltung der Schraubenbefestigungen im Betrieb. Die Rüpingsche Befestigung ist sozusagen selbsttätig und von Unterhaltung und Überwachung unabhängig. Sie kann weder durch sorgfältige Aufsicht verbessert

noch durch Vernachlässigung verschlechtert werden. Bei den beiden andern Vergleichsüberbauten liegt die Sache anders. Die Befestigung kann hier je nach Unterhaltung und Überwachung außerordentlich verschieden sein. Es tritt dies auch in der Wirklichkeit der Ausübung der Bahnunterhaltung zutage. Es führte für die beabsichtigten Versuche an Betriebsgleisen nicht zum Ziele, sich bei der Wahl des Vergleichsgegenstandes auf den Zufall zu verlassen oder gar von vornherein durch musterhaftes Anziehen aller Befestigungsteile das Vergleichsjoch in einen Zustand zu versetzen, den es in der Wirklichkeit nur im neuen und frisch nachgezogenen Zustande haben kann. Es ergab sich sonach die Notwendigkeit, den Zustand des Anzugs der Befestigungsschrauben der Versuchsstrecken beim Oberbau K und B mit in den Bereich der Beobachtung zu ziehen.

Zur Feststellung des Wanderwiderstandes der drei Versuchsüberbauten wurde eine aus Abb. 4 ersichtliche Gleisrückvorrichtung verwendet. Es wurde dabei immer ein Joch (15 m lang, 22 Mittelschwellen) eines Betriebsgleises unter Verwendung einer hydraulischen Presse im ganzen verschoben. Das Verfahren bestand darin, daß in einer Betriebspause ein Versuchsjoche eines Betriebsgleises in der Laschen- und Stoß-

schiebungen einzurichten. Zur Messung der Wanderung der Schienen auf den Schwellen wurden die Schienen und Unterlagplatten auf jeder Schwelle leicht angeritzt. Zur Messung der Wanderung der Schwellen in der Bettung wurden beiderseits längs der Außenseiten der Schienen des Versuchsjoches lange Holzlatten leicht aufgelegt, die an dem festliegenden, rückwärtigen Joch unverrückbar angehängt waren. Die Schwellen des Versuchsjoches schoben sich dabei unter Wirkung der hydraulischen Presse unter diesen Meßlatten vorwärts. Die Verschiebungen konnten auf jeder Schwelle an Bleistrichmarken abgelesen werden. Es konnten damit alle möglichen Verschiebungen beobachtet werden. Um den Verschiedenheiten der Wirklichkeit Rechnung zu tragen, wurden die Versuche für jede der drei Oberbauformen mehrfach wiederholt.

In voraussetzungslos gewählten, in Schotter gebetteten, auch im Schraubenanzug unberührt belassenen Jochen gerader Strecke wurden am Oberbau Rüping vier, am Oberbau K sechs, am Oberbau B drei Versuche gemacht. Es stellte sich heraus, daß bei diesen neueren Oberbauarten die Befestigung der Schienen auf den Schwellen durchwegs so gut ist, daß der Oberbau als ganzes, d. h. die Schwellen in der Bettung wandern.

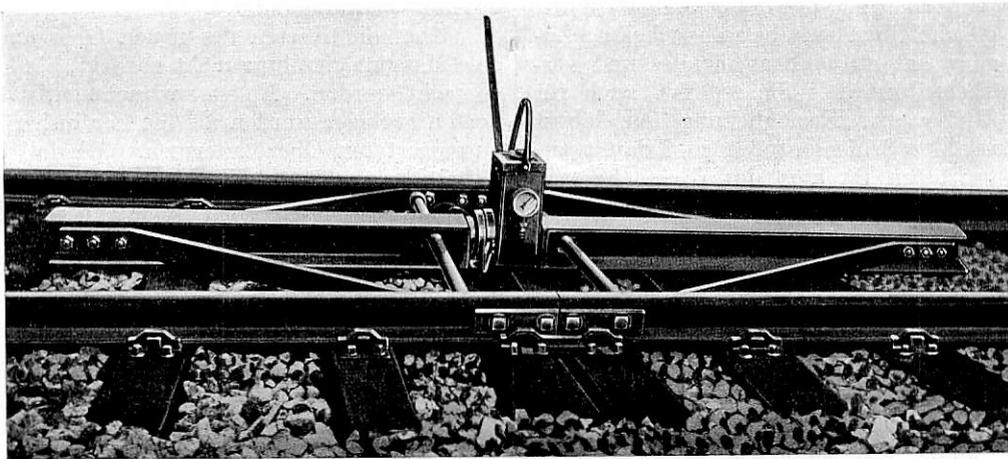


Abb. 4. Gleisrückvorrichtung zum Verschieben eines Gleisjoches.

plattenverbindung völlig vom rück- und vorliegenden Stoß losgelöst wurde. Die anstoßenden Schienenenden des dem Versuchsjoche in Schubrichtung folgenden Joches wurden so weit von ihrer Unterlage gelöst und nach oben abgebogen, daß das Versuchsjoche in der Schubrichtung nachgeben konnte. Die dem Versuchsjoche nach rückwärts anliegenden Joche wurden in den Stoßlücken verkeilt, so daß sie ein kräftiges, unnachgiebiges Widerlager bildeten, gegen das sich die hydraulische Presse stemmen konnte. Der Kolben der inmitten der Gleisrückvorrichtung angebrachten hydraulischen Presse drückte zwischen den nach rückwärts durch ein kräftiges Widerlager abgeschlossenen beiden Breitflansch-T-Trägern der Schubvorrichtung in Gleismitte. Der hier ausgeübte, bei etwa 160 mm Hub bis zu 70 t gehende Druck wurde an den anderen Enden der Breitflanschträger unter etwa 30° beiderseits auf zwei Zugbänder übertragen. Diese griffen ihrerseits mittels kräftiger Zwei-Bolzenverlaschung an den beiden Schienenenden des Versuchs- wie des rückliegenden Joches an und drückten das Versuchsjoche in Schubrichtung der hydraulischen Presse vorwärts. Es mußte dabei mit den beiden Möglichkeiten am Versuchsjoche gerechnet werden: der Wanderung der Schienen in ihren Befestigungen auf den Schwellen und der Wanderung der Schwellen in der Bettung. Die für den Vergleich allein maßgebende Wanderung war die erstere. Man hatte sich aber auf die Messung beider Ver-

Die Schwellenwanderung beginnt bei allen drei Oberbauarten im allgemeinen bei einem Druck von 50 at (7,4 t). In einem Falle war dieser Druck 40 at (5,92 t Oberbau K), in einem Falle 60 at (8,88 t Oberbau B) und in einem 80 at (12,17 t Oberbau K). Der Druck, der bei ständigem Nachgeben des Oberbaues nicht mehr übersteigert werden konnte, betrug im allgemeinen 100 at (15,2 t), in je einem Falle 120; 135; 140; 150 (zweimal); 170; 200 (zweimal). Die ersteren Werte bezogen sich auf Holz-, die beiden letzteren auf Eisenschwellen. Soweit man aus dieser beschränkten Anzahl der Versuche einen Schluß ziehen möchte, könnte man im Widerstand gegen das Wandern eine aufsteigende Reihe Rüping, Oberbau K, Oberbau B, annehmen. Man könnte daraus den Schluß ziehen, daß beim Reichsoberbau immer die Schienen mit den Schwellen gemeinschaftlich wandern und daß sonach alle Verankerungen der Schienen an den Schwellen (Wanderschutzmittel) unnützlich wären. Allein die tatsächlichen Beobachtungen in der Ausübung der Bahnunterhaltung bestätigen bekanntlich dieses Ergebnis nicht durchwegs. Man hat am Reichsoberbau verhältnismäßig wenig Wanderung beobachtet, wo aber Wanderung eintrat, wanderten vorzugsweise die Schienen auf den Schwellen. Hierauf weisen auch die häufig beobachteten Verschiebungen der unter dem Schienenfuß liegenden Holzplättchen hin. Man muß daher annehmen, daß der Erschütterungen und wellenförmigen Bewegungen unter den Verkehrslasten aus-

gesetzte Oberbau unter dem Druck der Verkehrslasten sich anders verhält als der ruhende, unbelastete. Der Versuch wurde dann noch auf einen alten Oberbau bayer. FC<sub>2</sub>X in Schotter ausgedehnt, bei dem die Befestigung der Schienen auf den Unterlagplatten und Schwellen einerseits durch den Haken der Hakenplatte, auf der anderen Seite durch einfache Schwellenschrauben besorgt ist und an dem schon längere Zeit nichts mehr unterhalten worden war. Hier wanderte teilweise die Schiene allein, teilweise die Schwellen allein, vorwiegend aber nahmen beide an der Wanderung teil. Die Wanderung begann in zwei Fällen ohne meßbaren Druck, in einem Fall bei 10 at (1,48 t). Der höchst erreichte Druck, der wegen fortwährenden Nachgebens des Joches nicht überschritten werden konnte, betrug in je einem Falle 10; 50 und 80 at (1,48; 7,40 und 12,32 t). Die Wanderung begann dabei bei 10–20 at (1,48–2,96 t) und der höchst erreichte Druck betrug 95 at (14,58 t). Wenn die Schrauben aber gut angezogen wurden, ergab sich der gleiche Befund wie beim Reichsoberbau: der Oberbau wanderte als ganzes mit den Schwellen in der Bettung. Man erkennt die Bedeutung der Unterhaltung der Befestigungsmittel für den Widerstand gegen die Wanderung.

Die Versuche am Reichsoberbau in Betriebsgleisen hatten, sonach nicht das ergeben, worauf es eigentlich ankam, nämlich einen Vergleich dreier Oberbauarten hinsichtlich ihres aus der Befestigung der Schiene auf der Unterlage entspringenden Widerstandes gegen Wanderung. Der beabsichtigte Versuch konnte in Betriebsgleisen nicht durchgeführt werden. Er mußte in einen Versuchsraum übergeführt werden, in dem es möglich war, die Unterlagplatten zuverlässig festzuhalten und so die Schiene zu zwingen, auf ihrer Unterlage zu wandern.

Diesem Versuche hatte aber eine Erhebung vorauszugehen, auf die oben schon hingewiesen wurde, nämlich die Überprüfung des Schraubenanzugs des Reichsoberbaus in gewöhnlichem Betriebszustand. Es sollte damit, worüber bisher, soviel bekannt, noch keine Beobachtungen vorliegen, festgestellt werden, mit welchem Druck die Hakenschrauben im gewöhnlichen Betrieb angezogen zu sein pflegen und es sollte weiter damit die Möglichkeit gewonnen werden, die Befestigung des schraubenlosen Rüping-Oberbaues in diese Beobachtungen einzureihen. Daß im Anzug der Hakenschrauben viel Zufälligkeiten mitspielen müssen, liegt nahe. Es war daher nötig, die Beobachtung auf eine möglichst große Anzahl von Schrauben auszudehnen.

Zur Überprüfung des Schraubenanzugs standen zwei zum Messen geeignete Schraubenschlüssel zur Verfügung. Ein Meßhebel der technischen Hochschule Karlsruhe, der durch zwei Blattfedern elastisch gemacht ist, und deren Durchbiegungen, nach Kilogramm der Zugkraft geeicht, auf einer Einteilung ablesen läßt, ist aus Abb. 5 zu ersehen. Der Meßhebel wird, bei den Fußschrauben in der Waagerechten liegend, wie ein Schraubenschlüssel gehandhabt. Der Kraftantrieb liegt von der Drehachse der Schraube in 65 cm Abstand. Mit dieser Meßvorrichtung konnte das Drehmoment der anzuziehenden Schraube = Kraft × Hebelarm gemessen und abgelesen werden.

Eine von Rüping hergestellte Vorrichtung (Abb. 6) ist in ihrer Wirkungsweise so eingerichtet, daß durch Zwischenschaltung eines Druckzylinders zwischen die anzuziehende Schraubenmutter und den kurzen, senkrecht aufzusetzenden Doppelhebel unmittelbar die im Gewinde auftretende Kraft, also die in der Schraubenachse wirkende Anzugskraft, der Druck, mit dem die Schiene auf ihrer Unterlage gehalten wird, in Kilogramm gemessen werden kann. Ein Manometer, auf at = kg/cm<sup>2</sup> geeicht, gibt den im Druckzylinder beim Anziehen der Schraube auftretenden Druck

an. Das Produkt aus dem abgelesenen Atmosphärendruck und der 15 cm<sup>2</sup> großen Fläche des Druckzylinders ergibt sodann die Anzugskraft der Schraube in Kilogramm.

Vergleichsversuche, die im Festigkeitslaborium der technischen Hochschule München zwischen den beiden Meßvorrichtungen angestellt wurden, um einerseits die Richtigkeit der Wirkungsweise der Rüping'schen Vorrichtung zu überprüfen und andererseits eine Beziehung zwischen dem Drehmoment der einen und der Anzugskraft der anderen Vor-

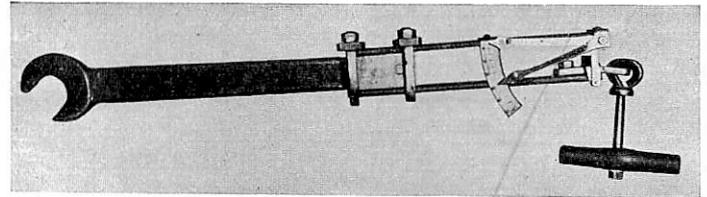


Abb. 5. Schraubenschlüssel der Technischen Hochschule Karlsruhe.

richtung festzustellen, ergaben eine wesentliche Überlegenheit der Rüping'schen Vorrichtung, während der Karlsruher Meßhebel einen viel unstetigeren Verlauf der Meßwerte und zudem in den unteren Belastungsstufen größere Unregelmäßigkeiten als in den oberen zeigte. Zumal für den Bereich der Anzugskraft der Hakenschrauben zwischen 75 und 200 at (also nach Multiplikation mit 15 cm Fläche: 1100 und 3000 kg), der bei den Versuchen zu erwarten war, erwies sich der Karlsruher Meßhebel wegen Unstetigkeit und Ungenauigkeit weniger geeignet als der Rüping'sche. Der letztere, mit einem flacheren Druckzylindergewinde versehen, könnte für die niedrigen Laststufen noch bedeutend verfeinert werden, ohne deshalb zu empfindlich oder beschränkt brauchbar zu werden. Daß die Rüping'sche Vorrichtung, entsprechend ihrer Wirkungsweise — unbeeinflusst von den Reibungswerten des Schraubengewindes und der Mutter auf ihrer Unterlage — den tatsächlich auftretenden Zug des Schraubenbolzens und damit den gesamten Gewinde- und Mutterdruck d. h. die Anzugskraft der Hakenschraube unmittelbar mißt, ist an sich als ein wesentlicher

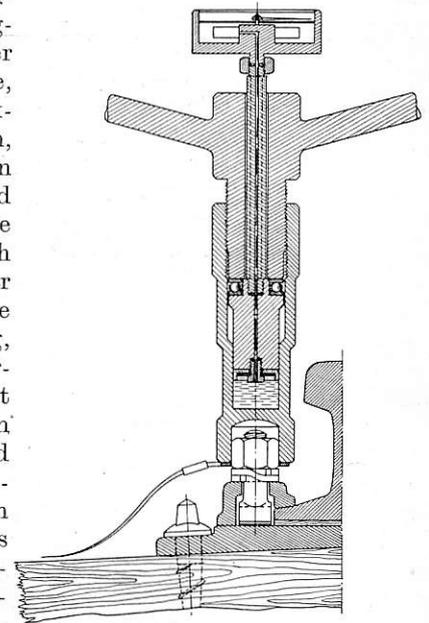


Abb. 6. Schraubenschlüssel nach Rüping.

Vorzug der Rüping'schen Vorrichtung anzusprechen. Bei den Versuchen sowohl im Betriebsgleis als auch im Versuchsraum wurde daher ausschließlich die Rüping'sche Vorrichtung verwendet.

Die Messungen der Anzugskraft der Hakenschrauben erfolgten derart, daß zunächst die Schrauben aus dem Festsitz, in dem sie angetroffen wurden, durch Anziehen bewegt wurden. Der dabei auftretende Manometerdruck wurde abgelesen (im folgenden mit A bezeichnet). Dann wurde die Mutter durch dreimaliges begrenztes Auf- und Zudrehen gängig gemacht und genau in ihre ursprüngliche Stellung zurückgebracht. Die Stellung wurde mit Hilfe eines Zeigers überwacht. Die Anzugskraft in dieser Stellung wurde erneut

abgelesen (im nachfolgenden mit B bezeichnet). Die letzteren Werte sind maßgebend.

Reichsoberbau B ohne Spannmittel.

A. 24 Schrauben Anzugskraft zwischen 80 at (1200 kg) und 600 at (9000 kg). Im Mittel 308,95 at (4634 kg).

B. 23 Schrauben Anzugskraft zwischen 120 at (1800 kg) und 400 at (6000 kg). Im Mittel 208,69 at (3130 kg).

Reichsoberbau B mit Spannmitteln.

A. 121 Schrauben Anzugskraft zwischen 10 at (150 kg) und 660 at (9900 kg). Im Mittel 185,74 at (2786 kg).

B. 121 Schrauben Anzugskraft zwischen 1 at (15 kg) und 580 at (8700 kg). Im Mittel 108,3 at (1626 kg).

Reichsoberbau K auf Holzschwellen.

A. 206 Schrauben Anzugskraft zwischen 10 at (150 kg) und 580 at (8700 kg). Im Mittel 167,11 at (2507 kg).

B. 206 Schrauben Anzugskraft zwischen 1 at (15 kg) und 360 at (5400 kg). Im Mittel 76,78 at (1152 kg).

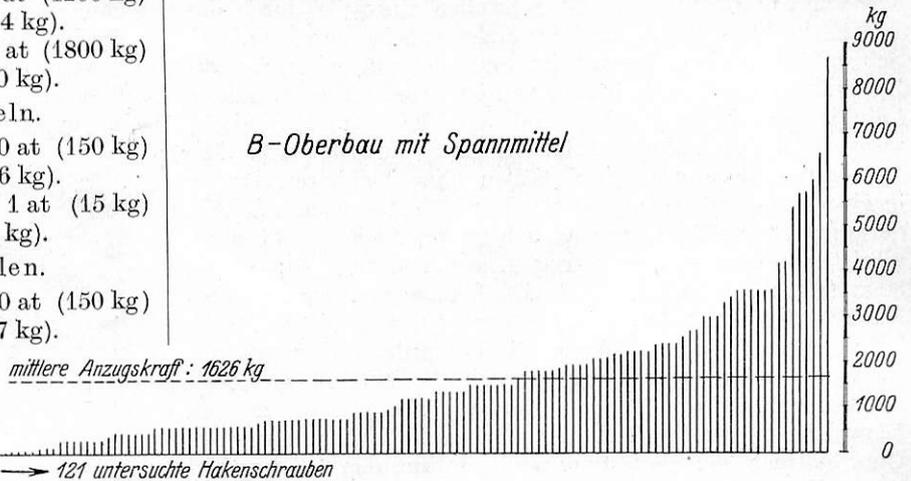
Als Beispiel zeichnerischer Darstellung solcher Verhältnisse ist die Abb. 7 beigefügt.

Da beide Oberbauarten zweistelzige Klemmplatten besitzen, bei denen immer nur eine Stelze den Schienenfuß niederhält, so ist von diesen Drücken durchwegs nur die Hälfte anzusetzen.

keiten, menschlichen Einflüssen und Unterlassungen weniger abhänge.

Nachdem so über den Zustand der Schrauben im Betrieb Zahlenwerte vorlagen, wurden die verschiedenen Befestigungen

*B-Oberbau mit Spannmittel*



*K-Oberbau*

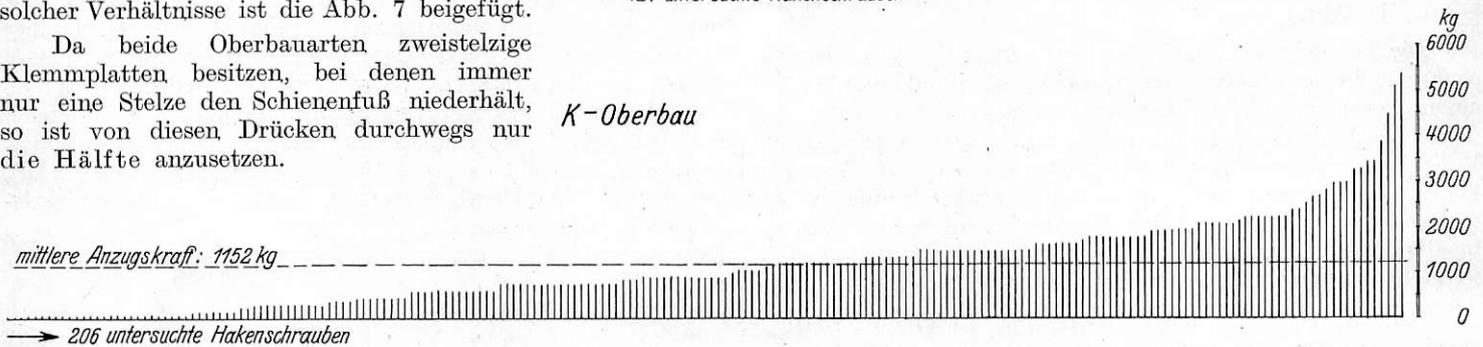


Abb. 7. Beobachtete Anzugskraft von Hakenschrauben.

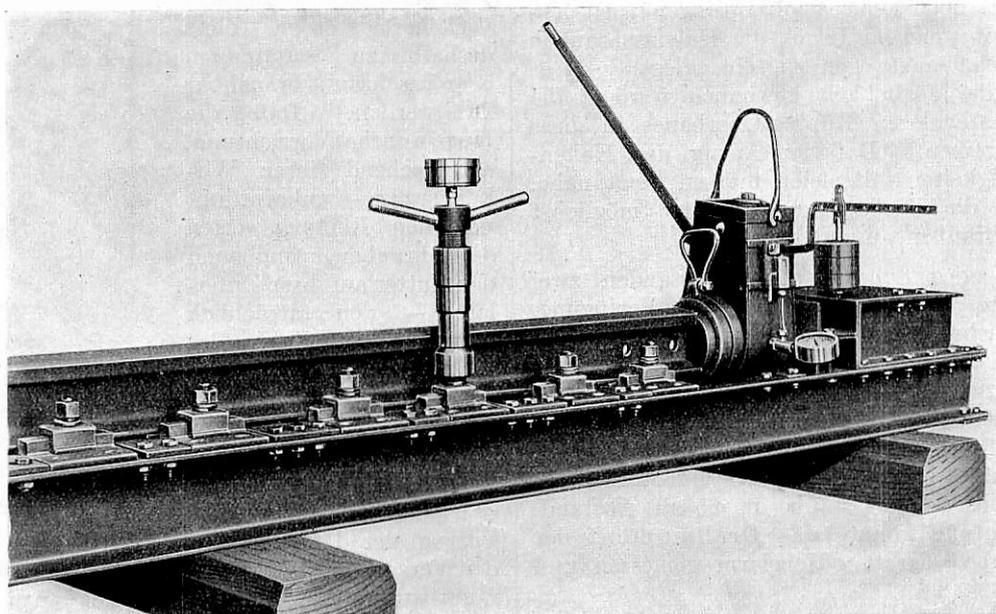


Abb. 8. Vorrichtung zur Messung des Wanderdruckes der Schiene auf ihrer Unterlage.

Man erkennt aus diesen Ergebnissen, denen beim Rüping-Oberbau der gerechnete, gleichmäßige Druck pro Blattfeder von 1240 kg gegenübersteht, zwischen welchen ungeheuer weit voneinander entfernten Grenzen der Unterhaltungszustand der Schrauben schwankt und wie sehr es erwünscht wäre, diesen in der Wirklichkeit völlig regellosen Zustand durch einen anderen zu ersetzen, der von solchen Zufällig-

der Schienen auf den Unterlagplatten bei Oberbau Rüping, Oberbau B und Oberbau K am Versuchsstand auf ihren Widerstand gegen Wandern geprüft. Die hierzu verwendete Vorrichtung ist aus Abb. 8 zu erkennen und zu verstehen. Auf einem Kastenträger ruhen sechs Unterlagplatten der Form Rüping, bzw. K, bzw. um die Schwellen des Oberbaus B darzustellen, sechs einfache 130 mm breite Platten. Diese

Platten legen sich in der Druckrichtung an sechs obere Querträger des Kastens an und sind so am Nachgeben verhindert. Auf das Schienenende wird mittels einer hydraulischen Presse ein Druck ausgeübt, der an einem Manometer abgelesen werden kann. Während beim Rüping-Oberbau die Befestigung der Schiene auf der Unterlagplatte nur eindeutig angenommen werden kann, abhängig von der Federkraft der Blattfedern, mußte bei den mit Hakenschrauben versehenen Oberbauarten B und K dem wechselnden Betriebszustand dadurch Rechnung getragen werden, daß der Versuch mehrfach

**Oberbau B mit Federringen (vier Versuche).**

Atmosphären- druck des Haken- schraubenanzugs	Anzugskraft der Schrauben	Ausgeübter mittlerer Wanderdruck je Schienen- befestigung	Wanderdruck je Haken- schraube
kg/cm <sup>2</sup>	kg	kg	kg
50	750	276	138
60	900	353	177
80	1200	493	297
100	1500	635	318
120	1800	742	371
140	2100	850	425
160	2400	942	471
180	2700	1057	529
200	3000	1159	580

mit verschieden angezogenen Schrauben wiederholt wurde und zwar geschah dies neunmal entsprechend einem Atmosphärendruck der Schraubenbefestigung von 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180 und 200 at, d. i. einem Druck je Schraube von 750, 900, 1200, 1500, 1800, 2100, 2400, 2700 und 3000 kg. Von diesen Drücken ist nach obigen die Hälfte anzusetzen.

Beim Rüping-Oberbau waren allgemein zwei Stufen des Nachgebens der Schienen gegeben: Die erste bis zum Anliegen der früher schon erwähnten, an den Blattfedern angebrachten Warzen am Federriegel (werden mit a bezeichnet) und dann nach Anliegen der Warzen weiteres dauerndes Wandern (mit b bezeichnet). Für den Betriebszustand ist offenbar die letztere Stufe maßgebend.

Am Rüping-Oberbau ergab sich aus sechs Versuchen ein ausgeübter Wanderdruck von

- a) zwischen 518 und 890 kg je Blattfeder, im Mittel 630 kg
- b) „ 687 „ 1240 „ „ „ „ 828 „

Bei den Versuchen wurden neue Blattfedern verwendet. Bei Anwendung elastischer Zwischenlage (Lössplatte) wurde sogar ein Wanderdruck von 1267 kg je Blattfeder erreicht. Ein einzelner Versuch mit alten, etwa 1½ Jahre im Betriebs-gleis gebrauchten Blattfedern gab: a) 617 kg, b) 925 kg, also im letzten Falle über den obigen Mitteln. Es können das

**Oberbau K auf Holzschwellen (vier Versuche).**

Atmosphären- druck des Haken- schraubenanzugs	Anzugskraft der Schrauben	Ausgeübter mittlerer Wanderdruck je Schienen- befestigung	Wanderdruck je Haken- schraube
kg/cm <sup>2</sup>	kg	kg	kg
50	750	279	140
60	900	430	215
80	1200	540	270
100	1500	569	285
120	1800	685	343
140	2100	789	395
160	2400	945	473
180	2700	1039	520
200	3000	1191	596

Zufallswerte sein. Jedenfalls scheint im Betrieb eine Verschlechterung bisher nicht nachweisbar.

Der Wanderwiderstand von Oberbau B und K ist also nicht sehr verschieden. Beim Oberbau K steigt der nötige Wanderdruck mit zunehmendem Hakenschraubenanzug schneller an. Der Rüping-Oberbau, im Mittel 630 und 828 kg Wanderdruck für die Blattfeder bei neuen Blattfedern, steht in seinem Widerstand gegen Wandern weit oberhalb der beobachteten Betriebsmittel beim Oberbau B und K.

Der Vergleich fällt also für unbelastetes Gleis sehr zu gunsten des Rüplingschen Oberbaues aus und läßt außerdem die bei diesem Blattfederoberbau gewährleistete Gleichmäßig-keit der Befestigung erkennen.

**Entwicklungsgedanken der Hildebrand-Knorr-Bremse.**

Von Dr. Ing. e. h. W. Hildebrand.

Die Hildebrand-Knorr-Bremse ist aus dem Bedürfnis nach weiterer Verbesserung der Kunze Knorr-Bremse entstanden.

Wenn sich auch in dem langjährigen Betriebe bei der Deutschen Reichsbahn und der Schwedischen Staatsbahn mit der Kunze Knorr-Bremse keine Schwierigkeiten ergeben haben, so darf man doch nicht übersehen, daß die Kunze Knorr-Bremse schon im Jahre 1912 entstanden, also 20 Jahre alt ist und die Entwicklung nicht still steht.

Die Widerstände, gegen die die Kunze Knorr-Bremse von Anfang an anzukämpfen hatte, lagen allerdings nicht so im Sinne des Fortschritts wie die späteren, die von neuen Erfindern ausgingen.

Im Anfang waren es hauptsächlich die Westinghouse-Gruppen und als deren Vorkämpfer die französischen Bahnen, die gegen die von der Kunze Knorr-Bremse gebrachten Neuerungen, nämlich die Abstufbarkeit auch beim Lösen und die Abbremsung des Ladegewichts, Stellung nahmen und diese als unnötige Komplikationen erklärten.

Diese Einstellung der Westinghouse-Gruppen ist sofort erklärlich, wenn man in Betracht zieht, daß deren Schwerpunkt in Amerika liegt. Jede Weiterentwicklung der Westinghouse-Bremse geht von Amerika aus. Die europäischen Tochter-

gesellschaften sind technisch von drüben vollständig abhängig. Für die Richtung in der Weiterentwicklung der Westinghouse-Bremse sind deshalb die amerikanischen Verhältnisse und Bedürfnisse beinahe allein ausschlaggebend. In den Vereinigten Staaten werden nun Züge, die bis zu 175 vierachsige Wagen, also 700 Achsen erreichen, gefahren. Ein Abstufen des LöSENS der Bremse kann bei solchen Zugstärken nicht als erreichbares Ziel angesehen werden, sondern man ist nur bestrebt, ein annehmbar schnelles Lösen durch den ganzen langen Zug durchzubringen.

Durch eine vor rund zehn Jahren aufgetretene Konkurrenz der Automatic Straight Air Brake Co. war die Westinghouse-Gesellschaft im letzten Jahrzehnt zwar auch gezwungen, sich mit dem Abstufen des LöSENS zu befassen, und sie hat auch eine Lösung dieser Aufgabe herausgebracht, die neben der Konkurrenzbremse und der nicht abstufbaren Westinghouse-Bremse eingehenden Versuchen am Stand und an fahrenden Zügen unterworfen worden ist. Sie hat aber dauernd die Bauart ohne abgestuftes Lösen weitergefördert und ist damit auch endlich wieder Sieger geblieben.

Berücksichtigen muß man dabei allerdings, daß auf den Linien der Vereinigten Staaten Gefälle ganz zurücktreten, und

daß die vorhandenen Gebirgsübergänge auch im Westen zum weitaus größten Teil mit so mäßigen Steigungen überwunden werden, daß die Notwendigkeit, die Bremse beim Lösen abzustufen zu können, viel weniger hervortritt als bei uns.

Unter dem Einfluß dieses amerikanischen Standpunktes haben dann auch die französischen Eisenbahningenieure die Notwendigkeit eines abgestuften Lösen der Bremse bestritten, insbesondere weil auch Frankreich in bezug auf Gebirgsstrecken recht günstig gestellt ist. Die von den Franzosen und Belgiern angenommene Bremsbauart stimmt zwar mit der amerikanischen nicht ganz überein, lehnt sich aber insofern an diese an, als bei ihr das Lösen nicht abgestuft, sondern nur verzögert wird, und zwar durch Umstellen eines mit verschiedenen Durchlässen für das Lösen versehenen Hahnes von Hand, im Gefälle stärker als in der Ebene. Für Länder mit starken und häufig wechselnden Gefällen ist dies natürlich keine ideale Lösung, und es ist deshalb auch noch keines der anderen europäischen Länder dem Beispiel Frankreichs und Belgiens gefolgt.

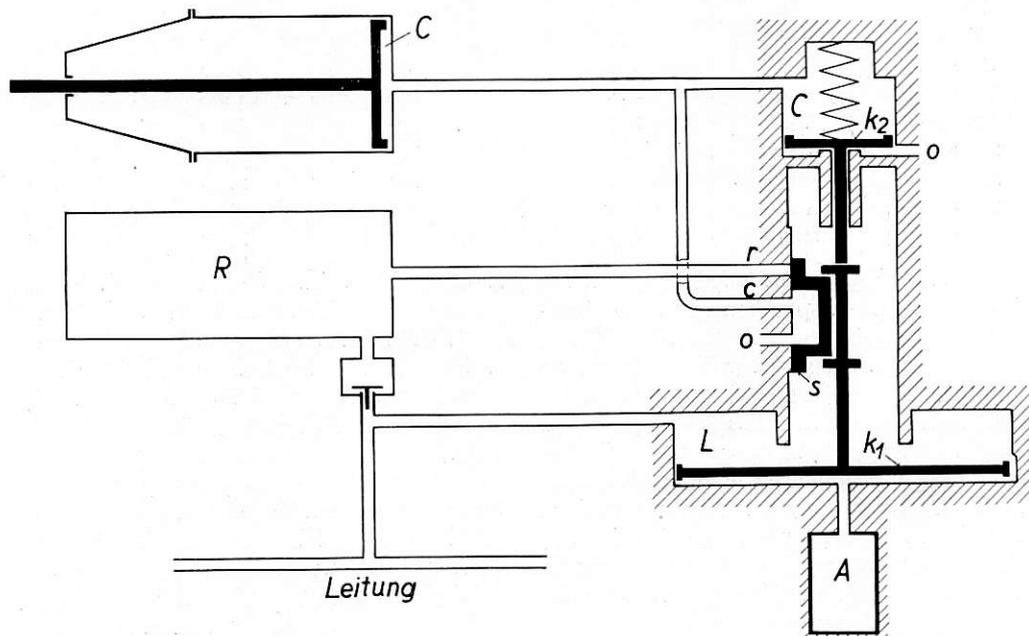


Abb. 1. Schema der Dreidruckbremse.

Die Kunze Knorr-Bremse hat nun zwar bei den Fahrten über die Alpen gezeigt, wieviel sicherer man mit ihr die langen Züge auf den starken Gefällen befördern kann, und daß sie in dieser Beziehung alle praktischen Ansprüche erfüllt, aber es traten nach Kriegsende bald verschiedene Erfinder auf, die der Kunze Knorr-Bremse Unzulänglichkeiten vorwarfen.

1. Die Abbremsung der Last sei bei den Wagen mit verhältnismäßig hohem Ladegewicht ungenügend.
2. Die Bremskraft könne im Bereich des Ladegewichts weder nach oben noch nach unten abgestuft werden.
3. Die Bremse sei auf langen Gefällen erschöpfbar, da der Bremszylinderdruck keinen Einfluß auf die Steuerung habe und Verluste durch Undichtigkeiten nicht ersetzt würden.
4. Das Bremsgestänge sei zu kompliziert. Auch bei Wagen ohne Lastabbremung seien zwei Bremszylinder zu berücksichtigen usw.

Die Erfinder machten geltend, daß bei ihren Systemen alle diese Nachteile vermieden würden. Zu nennen sind in erster Linie die Drolshammer- und die Bozic-Bremse, denen es auch gelang, die Annahme für den internationalen Verkehr durch den Internationalen Eisenbahn-Verband zu erlangen, die aber auch heute noch nicht eine Bewährung im praktischen Betrieb nachweisen können.

Das Hauptmerkmal dieser neuen Systeme besteht darin, daß der Druck im Bremszylinder auf die Steuerung einwirkt, und daß dadurch im allgemeinen jedem Leitungsdruck ein bestimmter Bremszylinderdruck entspricht. Die neuen Systeme sind verschiedene Bauarten einer schon im Jahre 1892 unter dem Namen Humphrey in England patentierten Bremse mit einem Dreidruck-Steuerventil. Die erste Bremse dieser Art, die bei Vollbahnen praktischen Versuchen unterworfen wurde, war die Lipkowski-Bremse.

Der grundsätzliche Unterschied dieser neuen Systeme gegen die bisher angewandten Einkammer-Bremsen ist im folgenden erläutert.

Bei der Einkammer-Bremse mit Zweidruck-Steuerventil ist nur ein Steuerkolben vorhanden, der von der einen Seite durch Bremsleitungsdruck, von der anderen Seite durch den Druck des Hilfsluftbehälters belastet ist. Die in die Leitung strömende Druckluft schiebt den Steuerkolben und den von diesem bewegten Verteilungsschieber in die Lösestellung und strömt dann über die dabei freigelegte Füllnut auf die

andere Seite und in den Hilfsluftbehälter. Im Ruhezustand haben die beiden Steuerkammern zur Rechten und Linken des Kolbens denselben Druck. Wird eine Bremsung gemacht, so sinkt der Druck zunächst auf der Leitungsseite, der Kolben bewegt sich in die Bremsstellung, und der Schieber verbindet den Hilfsluftbehälter mit dem Bremszylinder. Der Druck sinkt dadurch auch in der Hilfsbehälterkammer, und wenn er ganz wenig unter den zuerst gesenkten Leitungsdruck gesunken ist, geht der Kolben und Schieber in eine Abschlußstellung zurück, in der die Verbindung zwischen dem Hilfsluftbehälter und dem Bremszylinder unterbrochen ist. Auch in dieser Stellung herrscht also in den beiden Räumen der gleiche oder beinahe der gleiche Druck. Druckunterschiede zwischen den Kammern sind nur ganz vorübergehend vorhanden. Es genügt deshalb für die Dichtung des Kolbens ein einfacher Kolbenring, der die Beweglichkeit des Kolbens nicht beeinträchtigt. Beim Lösen der Bremse wird der Steuerkolben durch den zu diesem Zweck erhöhten Leitungsdruck in die Lösestellung getrieben. Durch Unterbrechen der Erhöhung des Leitungsdrucks kann das Lösen nicht unterbrochen werden. Die Bremse kann also nur stufenweise angezogen, aber nicht so gelöst werden.

Bei dem Dreidruck-Steuerventil der neuen Systeme (Abb. 1) sind diese Verhältnisse anders. Hier sind zwei Steuer-

kolben vorhanden, die vermittelt einer durch eine Stopfbüchse führenden Kolbenstange entweder starr oder kraftschlüssig miteinander verbunden sind. Der größere Kolben  $k_1$ , dessen Fläche etwa 2,5mal so groß ist wie die des kleineren  $k_2$ , steht einerseits unter dem Druck der Leitung, andererseits unter dem Druck einer von der Leitung L aus gefüllten Steuerkammer A, der als annähernd gleichbleibend anzusehen ist. Die Kammer C über dem kleinen Kolben steht mit dem Bremszylinder, die andere Seite mit der freien Luft in Verbindung. Im Ruhezustand sind also auch hier in den Räumen beiderseits der Steuerkolben keine Druckunterschiede vorhanden.

Der Bremsluftbehälter R, dessen Druck keinen Einfluß auf die Steuerkolben hat, wird durch ein Rückschlagventil von der Leitung aus direkt gefüllt.

Wird zum Zweck einer Bremsung der Leitungsdruck gesenkt, so wird der große Kolben von dem gleichbleibenden Druck der Steuerkammer A nach oben getrieben und der Verteilungsschieber s in Bremsstellung bewegt, in der er den Bremsluftbehälter mit dem Bremszylinder verbindet. Auf diese Weise tritt auch Druckluft in die Kammer C über den kleinen Steuerkolben. Wiegt der auf den kleinen Kolben wirkende Bremszylinderdruck die Differenz zwischen dem verminderten Leitungsdruck und dem Steuerkammerdruck, die auf den großen Kolben wirkt, auf, dann geht das Kolbensystem in eine Stellung zurück, in der der Schieber die Verbindung zwischen dem Bremsluftbehälter und dem Bremszylinder unterbricht. Die Summe der in der Leitung und im Bremszylinder in gleicher Richtung auf das Kolbensystem wirkenden Kräfte hält während der Bremsungen dem Kammerdruck auf den großen Kolben das Gleichgewicht.

Je nach der Größe der Drucksenkung in der Leitung, sei es in einer großen Stufe oder in aufeinanderfolgenden kleineren, stellt sich im Bremszylinder ein bestimmter Druck ein, der durch das Verhältnis der Kolbenflächen des Ventils bestimmt und unabhängig ist von anderen Einflüssen, wie Hub des Bremskolbens oder Größe des Bremsluftbehälters.

Wird der Druck in der Leitung erhöht, so geht das Kolbensystem nach unten und verbindet durch den Schieber den Bremszylinder mit der freien Luft. Die Bremse löst sich, aber nur in dem Grade, in dem der Leitungsdruck erhöht wurde. Wird die auf den großen Kolben wirkende Erhöhung des Leitungsdrucks durch Senkung des auf den kleinen Kolben wirkenden Druckes im Bremszylinder aufgewogen, so bewegt der Kolbensatz den Schieber in Abschlußstellung. Die Bremse kann also auch stufenweise gelöst werden. Die Bremskraft steht dabei immer in einem bestimmten Verhältnis zum Leitungsdruck. Sie wird auch dann auf gleicher Höhe erhalten, wenn der Druck im Bremszylinder durch Undichtigkeit sinkt. In diesem Falle geht der Kolbensatz wieder nach oben und der Schieber läßt so lange Luft vom Behälter in den Bremszylinder strömen, bis das durch den Druckverlust in den Bremszylinder gestörte Gleichgewicht wieder hergestellt ist.

Bei einem normalen Leitungsdruck von 5 at und Bemessung der Kolbenflächen im Verhältnis von 2,5:1 stellt sich im Bremszylinder ein Druck von ca. 3,5 at ein, wenn der Leitungsdruck entsprechend einer Vollbremsung um 1,5 at gesenkt wird. Der kleine Kolben hat also gegen Druckunterschiede von 0 bis 3,5 at, der große solche zwischen 0 und 1,5 at zu dichten. Hierfür reichen einfache Kolbenringe, die die Beweglichkeit des Steuerkolbens sichern, nicht mehr aus.

Da Undichtigkeiten der Steuerkammern untereinander, besonders der Steuerkammer A, ein einwandfreies Arbeiten der Bremse verhindern würden, war es nötig, Mittel zu finden, die eine gute dauernde Abdichtung der Steuerkolben gewährleisten. Dadurch weicht dieses Steuerungsprinzip grundsätzlich von der bahnbrechenden Erfindung der indirekten Steuerung von Westinghouse ab, die sich seit ihrer Verwirklichung

immer wieder als die einzige betriebssichere Steuerung der Bremse bewährt hat.

Lipkowski versuchte zuerst flache Membranen als Kolbendichtung zu verwenden, da diese aber für den Hub des Steuerschiebers nicht genügend beweglich waren, ging er zu Kolben mit Lederstulpen über. Diese sind indes auf die Dauer nicht zuverlässig dicht und verursachen großen Reibungswiderstand besonders bei kaltem Wetter. Die Lipkowski-Bremse konnte deshalb bei den Vergleichsfahrten, die in Frankreich kurz nach Kriegsende veranstaltet wurden, keinen Erfolg haben.

Drolshammer versuchte, die Beweglichkeit des Systems dadurch zu erhöhen, daß er an Stelle des Verteilungsschiebers Ventile anwandte und zwischen die beiden Steuerkolben eine Feder einschaltete, so daß die Bewegung des einen Kolbens nicht unbedingt an die des anderen gebunden war. Dafür wird wieder die Unsicherheit einer Feder und die Empfindlichkeit von Ventilen in Kauf genommen.

Bozic verwendet auch kleine Ventile, für den kleinen Kolben einen Lederstulp, für den großen eine Flachmembran.

Es würde zu weit führen, in die Einzelheiten dieser Bauarten desselben Systems einzudringen. Theoretisch stellen sie sehr beachtenswerte Vorteile in Aussicht:

Vollkommene Abstufbarkeit, Unabhängigkeit des Bremsdruckes vom Kolbenhub, vollkommene Unerschöpfbarkeit beim Befahren von Gefällen.

Allen ist jedoch eine gewisse Unbeweglichkeit eigen, die sich in einer recht schlechten Durchschlagsgeschwindigkeit der Bremswirkung in langen Zügen zeigt.

Die neueste der mit Erfolg dem Internationalen Eisenbahnverband vorgeführten Bremsen, die Hildebrand-Knorr-Bremse, erreicht die Vorteile beider Systeme, indem sie die alte bewährte Einkammerbremse mit dem Dreidruck-Steuerventil zu einem System vereinigt, und zwar derart organisch, daß die beiden Ventileile sich gegenseitig überwachen und in ihrer Funktion ergänzen. Das Zweidruck-Steuerventil ist das primäre. Es wird allein vom Leitungsdruck direkt beeinflusst. Es ist das beweglichste Organ und steuert als solches auch die Einrichtung einer Übertragungskammer und eines Mindestdruckventils, die für die rasche Fortpflanzung der Bremswirkung im Zuge und für den ersten Bremsdruckanstieg bestimmend sind. Das Dreidruck-Steuerventil ist das sekundäre Organ. Es wird nicht direkt von der Leitung beeinflusst, sondern über den Druck des Hilfsluftbehälters, der sich durch die Funktion des primären Steuerventils dem Druck der Leitung immer wieder angleicht. Auf diese Weise ist es ausgeschlossen, daß das sekundäre Steuerventil irgendwelche Verbindungen herstellt, die nicht der Einstellung des Hauptsteuerventils entsprechen.

Das Schema (Abb. 2) läßt diese Kombination ohne weiteres erkennen. Das primäre Steuerventil ist nahezu identisch mit einem Steuerventil der Westinghouse-Bremse, das sekundäre dagegen entspricht den ersten Ausführungen der Lipkowski-Bremse, nur daß die Schieberkammer nicht mit der Leitung, sondern mit dem Hilfsluftbehälter des primären Ventils verbunden ist.

Das Zusammenarbeiten der beiden Ventile findet folgendermaßen statt:

Im Ruhezustand sind alle Räume mit Leitungsluft gefüllt, der Hilfsluftbehälter B über die Nut im Hauptsteuerventil, der Steuerbehälter A von B aus über das Nebensteuerventil. Der Bremszylinder wird über die Schieber beider Ventile entlüftet.

Wird der Leitungsdruck ermäßigt, so bewegt sich zunächst das Hauptsteuerventil in Bremsstellung. Dadurch wird die Verbindung des Bremszylinders mit der freien Luft unterbrochen und eine Verbindung des Hilfsbehälters B mit dem

Bremszylinder hergestellt. Durch Überströmen von Druckluft nach diesem sinkt der Druck in B und damit auch der Druck in der Kammer B des Nebensteuerventils. Der Druck im Steuerbehälter A bleibt bestehen, da die Verbindung mit B klein ist und bei der ersten Bewegung des Kolbensatzes unterbrochen wird. Die Druckdifferenz zwischen A und B treibt

gestiegen ist, daß er die Druckminderung im Hilfsluftbehälter aufwiegt.

Wird der Leitungsdruck um einen gewissen Betrag erhöht, so geht der Hauptsteuerkolben in die Lösestellung und verbindet den Bremszylinder-Auslaßkanal mit der freien Luft. Es kann aber erst Luft entweichen, wenn auch das Neben-

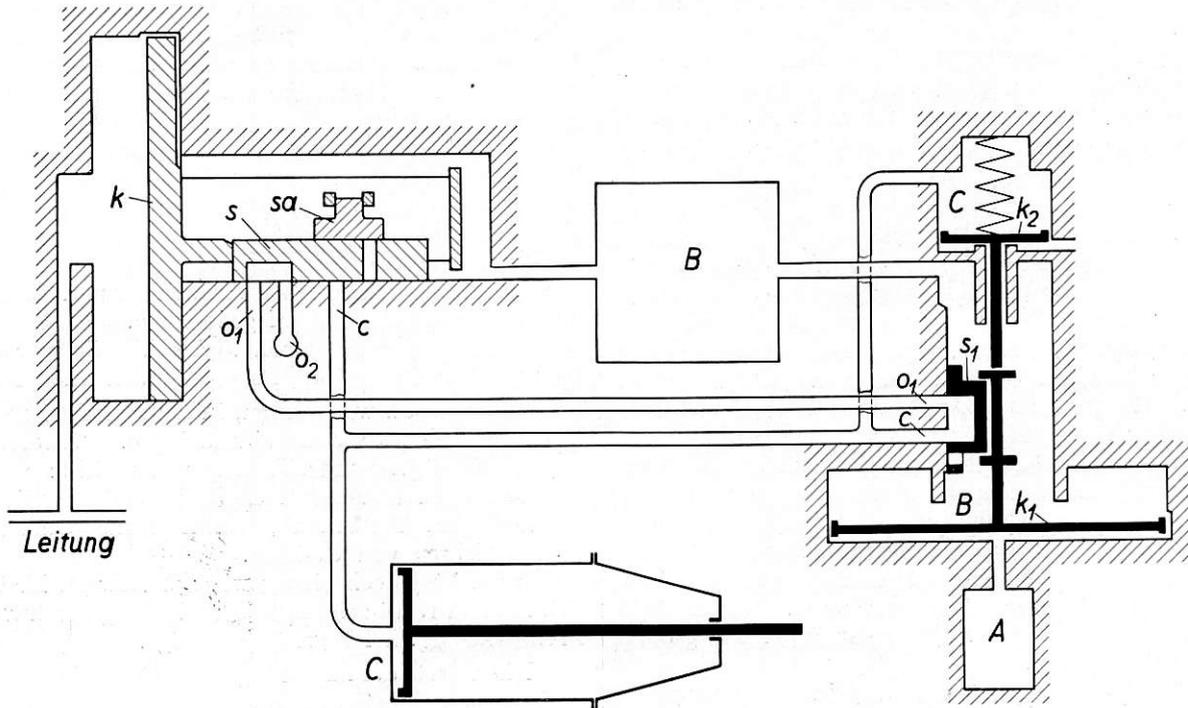


Abb. 2. Schema der Hildebrand-Knorr-Bremse mit Hilfsluftbehälter.

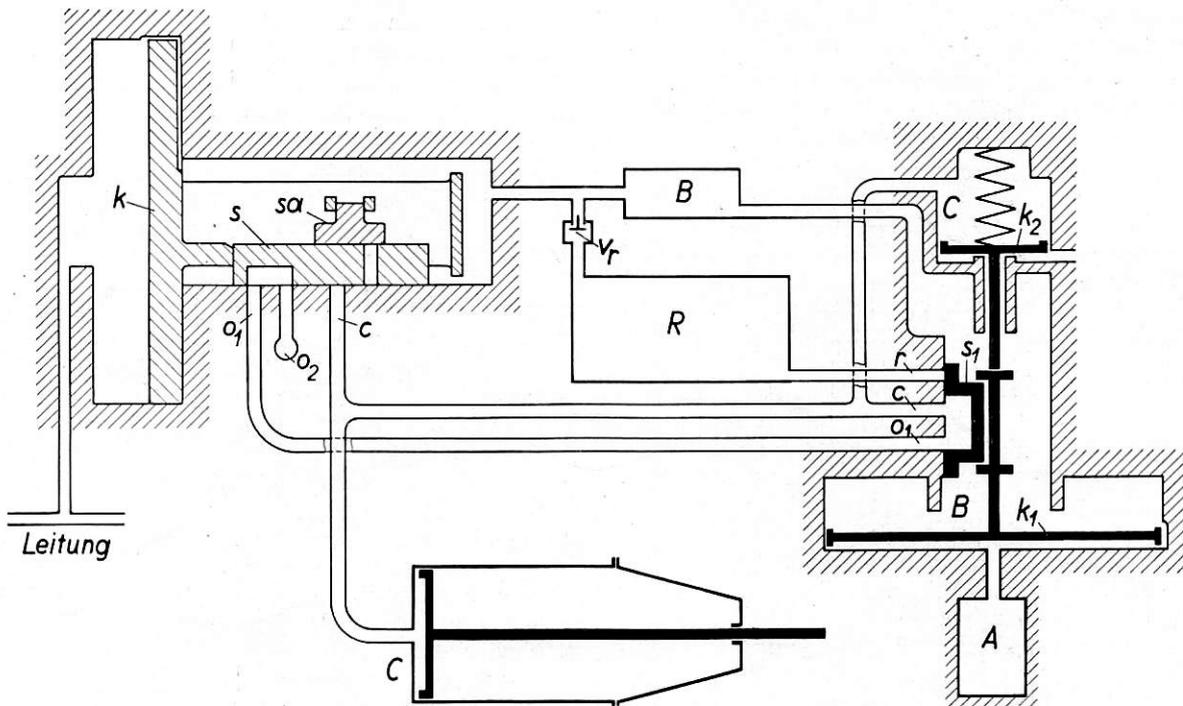


Abb. 3. Schema der Hildebrand-Knorr-Bremse mit Hilfsluft- und Vorratsbehälter.

den Kolbensatz nach oben, und der Schieber des Nebensteuerventils stellt so eine Verbindung des Behälters R mit dem Bremszylinder her.

Der Steuerkolben des Hauptsteuerventils geht in Bremsabschlußstellung, sobald der Druck in Kammer B unter den Leitungsdruck sinkt, der Steuerkolben des Nebensteuerventils dagegen erst, wenn der Druck im Bremszylinder so weit

steuerorgan in Lösestellung gegangen ist. Dies tritt erst ein, wenn der Druck im Hilfsluftbehälter über die Nut des Hauptsteuerkolbens entsprechend gestiegen ist. Ist der Druck im Bremszylinder entsprechend gefallen, so geht der Steuerkolben im Nebensteuerventil in Abschlußstellung, stuft also das Lösen ab, während der Steuerkolben des Hauptsteuerventils in Lösestellung stehen bleibt.

Diese erste Ausführung der Hildebrand-Knorr-Bremse ist dann noch insofern abgeändert worden, als der Hilfsluftbehälter in zwei ungleiche Räume geteilt wurde, von denen der kleinere mit den Räumen B der beiden Steuerorgane in Verbindung steht und nur über das primäre Druckluft abgibt, während der größere, eigentliche Bremsluftbehälter über den Schieber des sekundären Steuerventils mit dem Bremszylinder verbunden wird (Abb. 3).

Durch diese Teilung des Behälters ergeben sich zwei wesentliche Vorteile, nämlich Unabhängigkeit des Bremsdrucks vom Kolbenhub und von der Größe des Behälters R und besonders die Möglichkeit, die Bremse schnell zu lösen.

Bei der Ausführung mit einem Behälter ist die Einstellung des Bremsdruckes nach dem Leitungsdruck insofern noch unbestimmt, als sie sich teils wie bei der gewöhnlichen Einkammerbremse nach den Volumenverhältnissen von Bremszylinder und Behälter, teils nach den Flächenverhältnissen des Dreidruckventils richtet. Bei kleinem Kolbenhub ist das Volumenverhältnis beim Bremsen maßgebend, beim Lösen dagegen das Flächenverhältnis, so daß beim Übergang von einer Bremsung zu einer Lösestufe ein Sprung entsteht, d. h. unter Umständen eine ungewollt große Lösestufe. Bei großem Kolbenhub andererseits ist das Flächenverhältnis vorwiegend maßgebend. Durch die Teilung des Behälters in einen kleinen steuernden und einen großen nichtsteuernden wird der Einfluß des Volumenverhältnisses ganz ausgeschaltet, und der Bremsdruck ist nur noch durch das Flächenverhältnis des Dreidruckventils bestimmt.

Der Charakter des Dreidruck-Steuerventils bedingt es, daß die Bremse erst vollständig gelöst wird, wenn der Druck in der Mittelkammer auf die normale Höhe von 5 at gestiegen ist, d. h. wenn die beim vorhergegangenen Bremsen verbrauchte Luftmenge wieder voll ersetzt ist. Hierzu bedarf es bei langen Zügen einer beträchtlichen Zeit, die deshalb nicht abgekürzt werden kann, weil der Querschnitt der Leitung nur eine bestimmte Luftmenge in der Sekunde durchläßt. Infolge der Teilung des Luftbehälters ist es zum vollen Lösen nur noch erforderlich, den kleinen Behälter aufzufüllen, was natürlich in wesentlich kürzerer Zeit geschieht. Das volle Auffüllen des großen Behälters geschieht nachträglich, es verzögert nicht das Anfahren des Zuges.

Oberflächlich betrachtet könnte die Kombination zweier Bremsysteme vielleicht kompliziert erscheinen. Durch die Art des Zusammenbaues bei der richtigen Ausführung (Abb. 4) ist indes ein so gedrungenes und gegen äußere Einflüsse gesichertes Ventil entstanden, daß der Betrieb kaum den Eindruck einer vierteiligen Einrichtung erhalten dürfte. Die Steuerkammer A ist in einem Ventilträger untergebracht, in den außer dem Leitungsanschluß auch alle anderen Rohrverbindungen münden, so daß diese bei Revisionen nicht gelöst werden müssen. Undichtwerden ist deshalb im weitestgehenden Maße vorgebeugt.

Vor allem muß aber betont werden, daß gerade durch das organische Zusammenwirken der beiden verschiedenartigen Systeme die Nachteile beider beseitigt, ihre Vorteile dagegen ausgenutzt werden konnten, und darüber hinaus noch Wirkungen erzielt wurden, die mit einem einzigen Steuerorgan nicht möglich sind.

Bei einem allein arbeitenden Dreidruckventil müssen die Flächen und die Kräfte der dabei unvermeidlichen Federn so bemessen werden, daß die Steuerungsteile nach einer Bremsung erst dann in ihren Ruhezustand zurückkehren, wenn der volle normale Leitungsdruck erreicht ist, andernfalls würde ein größerer Leitungsdruckabfall erforderlich sein, um das Ventil in die Bremsstellung zu bewegen; die Bremse würde damit viel zu unempfindlich werden. Durch die

Verbindung mit dem primär wirkenden Zweidruckventil war es dagegen möglich, nicht nur die unvermeidliche Trägheit des Dreidruckventils unschädlich zu machen, sondern sogar dieses Ventil derart zu belasten, daß es schon bei einem Leitungsdruck von 4,8 at in die Lösestellung geht. Hierdurch war eine Abkürzung der Lösezeit möglich, die bei keinem Einzelsteuerventil erreichbar ist.

Bei der gewählten Teilung der Aufgaben in zwei Organe wird die Hauptmenge der Bremsluft dem Bremszylinder durch das Dreidruckventil zugeführt. Dadurch ergeben sich sehr geringe Abmessungen für den Schieber des primären Steuerventils und ein kleiner Hub für dessen Steuerkolben, und es wurde damit eine so kurze Durchschlagszeit ermöglicht, wie sie bisher noch bei keiner anderen Bremse erreicht werden konnte.

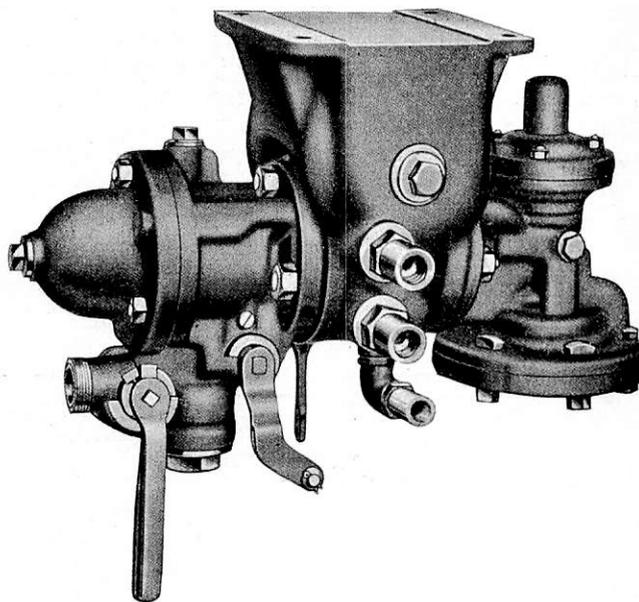


Abb. 4. Steuerventil Hildebrand-Knorr „G“.

Nach eingehender Prüfung der neuen Bremse am Versuchsstand und an fahrenden Zügen hat die Deutsche Reichsbahn folgende besonderen Vorteile an ihr festgestellt:

1. völlige Unerschöpfbarkeit,
2. hohe Durchschlagsgeschwindigkeit,
3. kurze Bremswege,
4. die Zugehörigkeit eines bestimmten Bremszylinderdruckes zu jedem Leitungsdruck und daher
5. die Unabhängigkeit des Klotzdruckes vom Kolbenhub,
6. die selbsttätige Nachspeisung,
7. Abstufbarkeit des Klotzdruckes bis zu seinen Endwerten,
8. das zuverlässige schnelle Lösen der Bremsen langer Güterzüge,
9. Freiheit in der Wahl der Höhe der Lastabbremmung bei allen Güterwagen.

Die Reichsbahn hat sich deshalb im Frühjahr 1931 entschlossen, die Hildebrand-Knorr-Bremse dem Internationalen Bremsausschuß zwecks Zulassung zum internationalen Verkehr vorzuführen. Diese Vorführung hat in den Monaten Oktober und November 1931 stattgefunden, und zwar auf der Strecke Airolo—Bellinzona der Gotthardbahn im Gefälle und auf der Strecke Schwetzingen—Rastatt in der Ebene. Auf Grund der dabei gewonnenen sehr günstigen Ergebnisse hat der Bremsausschuß des Internationalen Eisenbahn-Verbandes in seiner Sitzung in Florenz am 20. Januar d. J. beschlossen, die Annahme der Hildebrand-Knorr-Bremse zu empfehlen. Die V. Kommission ist in ihrer Sitzung am 27. April in Lugano diesem Beschluß gefolgt.

Inzwischen war die Reichsbahn auch schon zur praktischen

Anwendung der Bremse übergegangen. Bereits seit einem Jahr verkehrt ein mit ihr ausgerüsteter Erzzug auf der Strecke Taubenbach—Probstzella—Unterwellenborn, wo die Bremse ihre Vorzüge in starken Gefällen zeigen kann und seit etwa  $\frac{3}{4}$  Jahr sind etwa 100 Wagen des Bayrischen Netzes, die nach Österreich verkehren, mit der Hildebrand-Knorr-Bremse für Personenzüge versehen.

Diese Bauart unterscheidet sich von der für Güterzüge nur durch ein von der Westinghouse-Bremse bekanntes Organ,

welches bei Schnellbremsungen Leitungsluft in den Bremszylinder überströmen läßt.

Die Reichsbahn hat in diesen Fällen die Verwendung der Hildebrand-Knorr-Bremse vorgezogen, weil die Wagen mit der Westinghouse-Bremse versehen waren und der Umbau dieser in die Hildebrand-Knorr-Bremse viel einfacher war, da nur die Steuerventile durch solche der Hildebrand-Knorr-Bremse ersetzt zu werden brauchten. Der Betrieb hat mit der Bremse bisher nicht die geringsten Anstände gehabt.

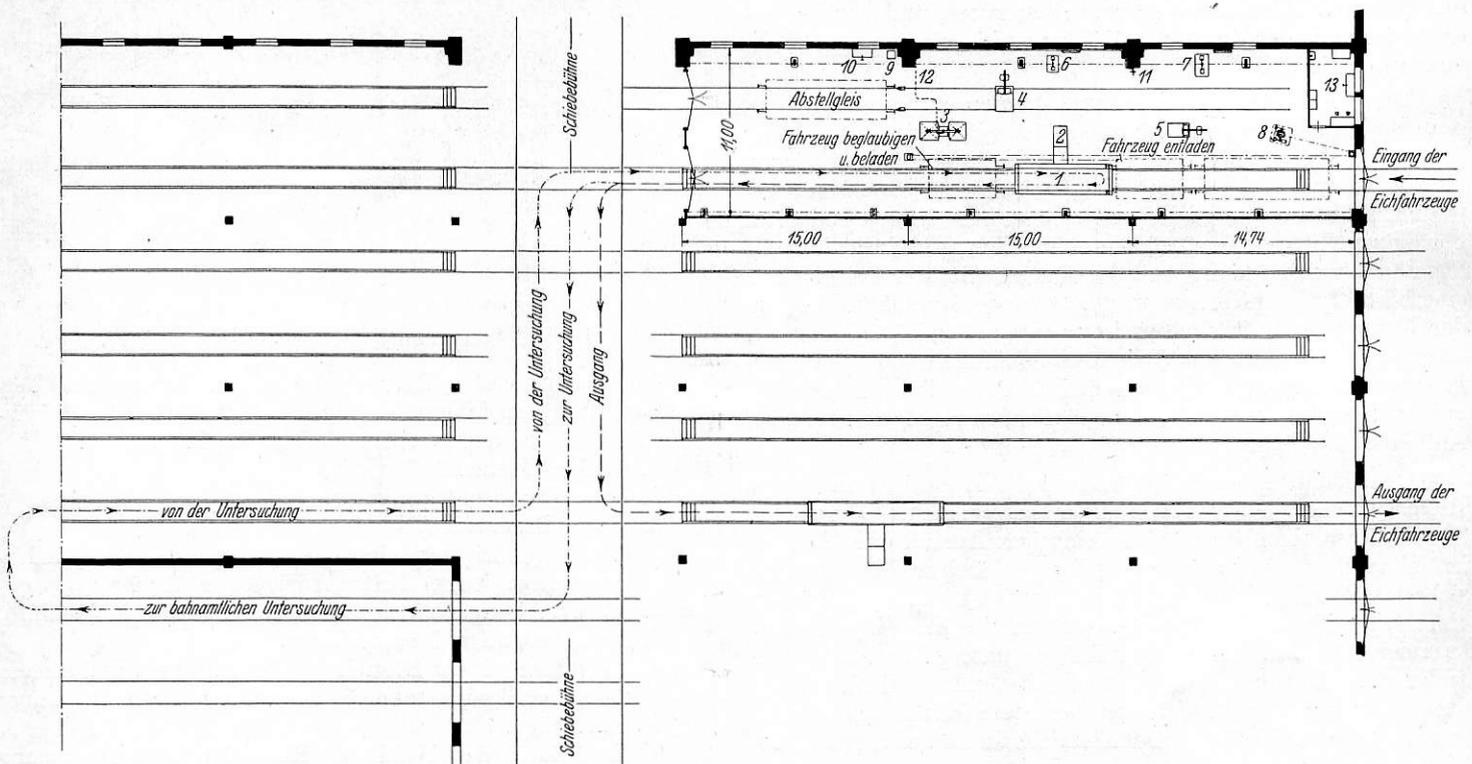
## Zusammenlegen der Werkstätten für Eichfahrzeuge im Werkstättenbezirk Köln der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Von Reichsbahnoberrat Fritz Stratthaus, Köln.

Die Zusammenlegung der Fahrzeugunterhaltung nach Gattungen, die bestimmten Ausbesserungswerken zugewiesen sind, hat auch die Frage nahegelegt, welche Vorteile eine Zusammenlegung der Sonderwagen auf wenige Werkstätten bringen werde. Hierbei werden unter Sonderwagen alle mit den Sammelnamen Privat- und Bahndienstwagen bezeichneten Fahrzeuge verstanden. Im Verfolg dieser Prüfung hat es sich gezeigt, daß die betrieblichen und geldlichen Vorteile groß genug sind, um von der früheren Gepflogenheit abzugehen, diese Sonderwagen aus einem örtlich zusammenliegenden Gebiet dem nächstgelegenen Ausbesserungswerk zuzuweisen.

die in Frage kommenden 40 Eichwagen erweitern und in den Fließgang der Güterwagen gut einpassen ließ. Ein fruchtbarer liegendes Werk hätte eine ganz neue Sonderwerkstätte erfordert, und man hätte erhebliche Summen aufwenden müssen, die ganz abgesehen von der Prüfung auf wirtschaftliche Zweckmäßigkeit z. Z. nicht vorhanden sind.

Dem Reichsbahnausbesserungswerk Köln-Nippes sind aus dem Bezirk der Reichsbahndirektion Essen 12, Köln 10, Münster 4, Trier 3, Wuppertal 11, zusammen 40 Eichwagen zur Unterhaltung und Beglaubigung zugeteilt. Die Werkstättendirektion Köln umfaßt zwar nur die Reichsbahn-



Eichwerkstätte in Köln-Nippes.

Deshalb sind im Werkstättenbezirk Köln, der vier Reichsbahndirektionen umfaßt, die Kranwagen, die Privatkesselwagen, die Gaskesselwagen, die Eichwagen u. a. m. nur einem Reichsbahnausbesserungswerk des Bezirks zur Instandhaltung zugewiesen worden.

Wie sich die bei solchen Sonderbauarten ergebenden außerplanmäßigen Erhaltungsarbeiten in den Arbeitsablauf der Planarbeiten einpassen lassen, möge aus der Eingruppierung der Eichfahrzeuge in dem Reichsbahnausbesserungswerk Köln-Nippes ersehen werden, die kurz beschrieben werden soll.

Man hat dieses Werk als Zentralwerkstätte für Eichfahrzeuge gewählt, weil sich dort schon eine Eichwerkstätte für kleinere Leistung befand, die sich ohne große Kosten für

direktionen Essen, Köln, Wuppertal und Trier, wie anfangs schon erwähnt wurde, aber diese Grenzen werden in vielen Fällen nicht eingehalten, wenn es vorteilhafter ist, einzelnen Sonderwerkstätten darüber hinaus Aufgaben zuzuweisen.

An den Eichfahrzeugen kann nur in den Wintermonaten gearbeitet werden, weil sie im Sommer für das Nacheichen der Brückenwaagen unentbehrlich sind. Man müßte sonst ihre Zahl noch vermehren. Um dies planmäßig im Winter durchführen zu können, ist ein Zuführungsplan so aufgestellt worden, daß zwischen dem 20. November und dem 20. März eines jeden Jahres die 40 Eichwagen aufgearbeitet und beglaubigt werden. Da zu jedem Eichfahrzeug ein Eichgerätewagen gehört, der die zur Eichung einer Waage gehörenden Zusatzgewichte,

Werkzeuge und Geräte mitführt, mußte, den Raumverhältnissen im Ausbesserungswerk entsprechend, die vorhandene Eichwerkstätte umgestellt werden. Nach der beiliegenden Abbildung erstreckt sie sich mit zwei Gleisen über eine Fläche von 45 m Länge und 10 m Breite. Da das Eichgeschäft unter Störungsgeräuschen leiden würde, mußte die Werkstätte für sich abgeschlossen werden. Es genügte eine nach oben offene Holzwand auf den Seiten nach dem Werkstättenraum, weil sich die anderen Seiten an die vorhandene Gebäudemauer anschließen. Über dem ganzen Arbeitsfeld der Eichwerkstätte konnte deshalb ein Laufkran von 3000 kg Tragfähigkeit angeordnet werden.

Die zur Eichung zugeführten Wagen werden in das Gleis eingesetzt, in dem die Genauigkeitswaage mit Gleisunterbrechung eingebaut ist. Vor ihr werden mit dem Laufkran die Fahrzeuge entladen. Das Gewicht des leeren Eichfahrzeugs wird alsdann festgestellt. Ist gleichzeitig das Fahrzeug bahnamtlich zu untersuchen, so wird es zu diesem Zweck mittels der leicht erreichbaren Schiebebühne dieses Werkstättenraums dem Fließgleis für die bahnamtliche Untersuchung der Güterwagen zugeführt. Währenddessen werden zur selben Zeit die Gruppen- und Regelgewichte dieses Fahrzeugs geeicht. Waagen für Gruppengewichte von 1 bis 2,5 t sind rechts und links der Gleiswaage aufgestellt, während für die Eichung der Gruppengewichte von 5 t die Gleiswaage selbst benutzt wird. Für Regelgewichte von 50 kg sind besondere Waagen vorhanden, so daß bei gleichzeitiger Anwesenheit von zwei Eichmeistern ein Eichfahrzeug innerhalb 2,5 Tagen neu geeicht und beglaubigt werden kann.

Die Eichvorschrift bestimmt, daß die Fahrzeuge wiederholt auf die Gleiswaage gebracht werden. Deshalb ist ein Verschiebespill vorgesehen worden. Die Entlastungsvorrichtung der Gleiswaage wird zur Zeit- und Kräfteersparnis von einem Motor angetrieben. Ferner entlastet ein unter einer Schale eingebauter Preßluftzylinder den Wiegebalken beim Abnehmen der beglaubigten Gewichte. Die schwierig auseinanderzunehmenden Bündelgewichte (Schienen) werden mittels Preßluft gereinigt. Werkzeuge, Geräte und die für

die Eichung erforderlichen Genauigkeitswaagen sind in einem besonderen abgeschlossenen Raum untergebracht, der auch den Eichmeistern als Aufenthaltsraum dient.

Bisher wurde ein Zwischenwagen benutzt, um die für die Rollgewichte besonders hergerichtete Dezimalwaage aufzunehmen, der aber in der neu hergerichteten Werkstätte wegfallen konnte; denn beim Aufrollen der Gewichte auf die Waage ist ein Verschieben der Schale nicht zu vermeiden, wodurch die Waage unerwünschterweise zusätzlich beansprucht wird. Da ein Laufkran zur Verfügung gestellt werden konnte, werden die Rollgewichte von ihm senkrecht auf die Waage gelegt. Die vorhandene Arbeitsgrube ermöglicht leicht, die Wagenteile wie Zughaken, Zugstange mit ihren Einzelteilen gegen unerlaubtes Entfernen durch Bleiverschluß zu sichern.

Man wendet bei derartigen Zusammenlegungen vielfach ein, daß die dadurch bedingten größeren Laufwege der Fahrzeuge die wirtschaftlichen Vorteile wenn nicht aufheben, so doch stark beeinträchtigen würden. Um diesen Einwand auf seine Berechtigung zu prüfen, ist festgestellt worden, daß gegenüber dem früheren Zustande, wo in dem genannten Bezirk zwei Werkstätten für Eichfahrzeuge vorhanden waren, für Hin- und Rückfahrt jährlich zweimal 543 Wagenkilometer oder weil die Eichwagen in der Regel auf drei Radsätzen laufen, zweimal 1602 Achskilometer mehr geleistet werden müssen. Rechnet man für einen Achskilometer mit 10 Pfg. Selbstkosten, so müssen für die Zuführung zu der einen Sammelwerkstätte jährlich 320,4 *RM* an Selbstkosten mehr aufgewendet werden. Dieser Betrag ist so gering, daß man damit kaum die Erhaltungskosten der Maschineneinrichtung einer zweiten Werkstätte bestreiten kann. Eine Eichwerkstätte dieses Umfangs kostet ohne Gebäude etwa 20000 *RM*; der Wegfall des Kapitaldienstes für diese Anlage und der der Mehrausgaben an Löhnen für den Betrieb einer zweiten Werkstätte stellt schon reine Ersparnis dar, wobei die Planmäßigkeit der Durchführung der Eichung und der Gewinn am Fahrzeugkonto wegen der kürzeren Aufenthaltszeiten im Ausbesserungswerk und die Ersparnis an Eichkosten geldlich noch nicht erfaßt sind.

## Aus amtlichen Erlassen.

### Zeitaufnahmen bei der Fahrzeugausbesserung.

Die Gedingeentlohnung für die Ausbesserungsarbeiten an Fahrzeugen in den Werkstätten der Deutschen Reichsbahn hat zur Voraussetzung, daß für die einzelnen Arbeiten angemessene „Stückzeiten“ festgesetzt sind. Nach der Zeit, die für eine bestimmte Arbeit als Norm gelten soll, nicht mehr nach einem bestimmten Geldbetrag, dem Akkordlohn, wird ja nach der neuzeitlichen Form des Gedinges (Akkordarbeit) der Überverdienst bemessen, um so die verschiedenen hohen Lohnsätze, wie sie aus sozialen Gründen gewährt werden, in ihrer Wirkung bestehenlassen zu können. Als „Stückzeit“ wird dabei diejenige Zeit definiert, welche ein Arbeiter von durchschnittlicher Leistungsfähigkeit bei normaler Anstrengung zur ordnungsgemäßen Ausführung brauchen würde. Führt er die Arbeit in kürzerer Zeit aus, so erzielt er einen „Gedingeüberverdienst“, berechnet aus dem erarbeiteten Stückzeitgewinn vervielfacht mit seinem Lohn. Die Stückzeit ist früher geschätzt oder in roher Weise beobachtet worden. Die so ermittelten Zeiten waren natürlich sehr unsicher, führten zu unbegründeten Überverdiensten und Ungerechtigkeiten. Sie werden daher jetzt in exakter Weise durch „Zeitaufnahmen“ ermittelt. Wie diese Zeitaufnahmen bei der Deutschen Reichsbahn durchgeführt werden, ist in einer kürzlich erschienenen Dienstvorschrift\*) enthalten.

\*) Dienstvorschrift für die Ausführung von Zeitaufnahmen in den Ausbesserungswerken und in den Ausbesserungsbetrieben der Bahnbetriebs- und Bahnbetriebswagenwerke der D. R. G. (AZW).

Es war nicht leicht, die Verhältnisse richtig zu erfassen, denn außer der eigentlichen Arbeitszeit, der Hauptzeit, sind noch eine Anzahl anderer Zeitaufwände in Betracht zu ziehen: der Arbeiter braucht Zeit, um persönliche Angelegenheiten (persönliche Meldungen usw.) zu erledigen, die Arbeit muß durch Herbeiholen von Werkzeugen und Geräten vorbereitet werden, Stoff muß beigebracht werden, es kommen Störungen durch Unbrauchbarwerden eines Werkzeuges vor usw. und so treten zur Rüst- und Hauptzeit noch Verlustzeiten, die teils unmittelbar als Zeitbetrag, teils als verhältnismäßige Zuschläge angesetzt und teils durch Einzelbeobachtung, teils durch besondere „Verlustzeitaufnahmen“ ermittelt werden.

Das alles setzte eingehende schwierige Beratungen voraus, als deren Ergebnis nun die vorliegende Dienstanweisung anzusehen ist. Sie schafft Klarheit über das Verfahren und bringt vor allem auch eindeutige Festlegung der Begriffe. Dabei hat sich bei den Beratungen ergeben, daß es nicht nötig ist, für die Ausbesserungsarbeiten in Haupt- und Betriebswerkstätten eine besondere Anweisung aufzustellen. Mögen auch hinsichtlich der Abstimmung der einzelnen Nebentätigkeiten gewisse Verschiedenheiten vorhanden sein, in den Grundzügen besteht Übereinstimmung. — Die praktische Anwendung und die Durchführung der Zeitaufnahmen ist naturgemäß ein sehr umfangreiches und weit ausgreifendes Werk, denn in dem Charakter der Ausbesserungsarbeit liegt außer-

ordentliche Vielgestaltigkeit, die noch durch die große Zahl der verschiedenen Lokomotivgattungen und Wagengattungen erhöht wird. Auch die z. Z. noch vorhandenen örtlichen Besonderheiten bringen gewisse Schwierigkeiten hervor. Die Gemeinschaftsarbeit, die hier eingesetzt hat und bei der das ganze Arbeitsgebiet in einzelne Direktionsgruppen aufgeteilt

ist, bringt hier eine wesentliche Vereinfachung und Beschleunigung.

So ist mit der Dienstanweisung eine Leistung vollbracht, die sich in der Rationalisierung der Ausbesserungsarbeit, die einen so gewichtigen Abschnitt im Haushalt der Eisenbahn darstellt, in großem Maße nutzbringend erweisen wird. Ue.

## Rundschau.

### Lokomotiven und Wagen.

#### Versuchslokomotiven der Polnischen Staatsbahnen mit selbsttätiger Rostbeschickung.

Im Jahr 1929 haben die Polnischen Staatsbahnen als erste europäische Bahnverwaltung einige mit selbsttätiger Rostbeschickungsvorrichtung ausgerüstete Lokomotiven in Dienst gestellt. Es sind dies 1 E-h 2 Lokomotiven der früher beschriebenen\*), erstmals von Schwartzkopf gelieferten Bauart, die in dieser neuesten Ausführung von der Lokomotivfabrik Cegielski in Posen nachgebaut worden sind.

Als Rostbeschickungsvorrichtung ist der bei den kleineren amerikanischen Lokomotiven vielfach verwendete „Duplex Stoker D 4“ gewählt worden. Die Wirkungsweise dieser Vorrichtung, die im wesentlichen aus einer waagrecht zwischen Tender und Stehkessel liegenden, dampfbetriebenen Förderschnecke und zwei an diese anschließenden senkrechten Förderschnecken besteht, von deren Mündung aus die Kohle mittels Dampfstrahl auf den Rost verteilt wird, kann als bekannt vorausgesetzt werden.

Der Einbau der Rostbeschickungsvorrichtung machte gewisse Änderungen an der Lokomotive und am Tender erforderlich. Der Kohlenbehälter des Tenders mußte trogartig ausgebildet werden, um das Abrutschen der Kohle nach der unten liegenden Schnecke zu gestatten. Daneben war aber auch Vorsorge zu treffen, daß in Störungsfällen auch noch von Hand gefeuert werden kann; hierfür wurden in der Vorderwand des Kohlenbehälters besondere Klappen vorgesehen. Wegen der Förderschnecke mußten die Kuppelbolzen zwischen Lokomotive und Tender von unten her eingesetzt und deshalb doppelt gegen Herausfallen gesichert werden. Diese Ausführung ist in Amerika sehr verbreitet. Die Antriebsdampfmaschine liegt über der linken Rahmenwange der Lokomotive auf einem Stahlgußträger.

Bei selbsttätiger Rostbeschickung soll die Kohle vollständiger und rauchfrei verbrannt werden. Bei den Versuchsfahrten der Polnischen Staatsbahnen, die sich jeweils über mehrere Stunden erstreckt haben, soll eine helle und durchsichtige Rauchentwicklung die Richtigkeit dieser Annahme bewiesen haben. Die Schlackenmenge auf dem Rost soll sehr gering gewesen sein und vor allem soll sich die Möglichkeit gezeigt haben, auch minderwertige Kohlenarten zu verfeuern. Brennstoffersparnisse konnten jedoch nur bei voller Rostbeanspruchung erzielt werden — dann allerdings auch mit den schlechteren Kohlenarten — weil dann die Kohlenschicht auf dem Rost etwas dicker gehalten werden konnte und ein Durchreißen der Schicht vermieden wurde. Störungen der Rostbeschickungsanlage scheinen selten vorgekommen zu sein.

Im ganzen scheint es, als ob die Versuche noch kein abschließendes Urteil über die Wirtschaftlichkeit und Bewährung derartiger Einrichtungen für europäische Verhältnisse — geringere Lokomotivbeanspruchung, kürzere Fahrstrecken, oftmaliges Halten — zulassen würden. Ein beachtenswerter Vorteil ist allerdings damit verbunden, der vielleicht für schwere Schnellzuglokomotiven selbst die zweifelhafte Wirtschaftlichkeit aufwiegen könnte: der Heizer kann bei selbsttätiger Rostbeschickung in weit ausgedehnterem Maß zur Mitbeobachtung der Strecke herbeigezogen werden als bisher

„Die Lokomotive“ 1931.

R. D.

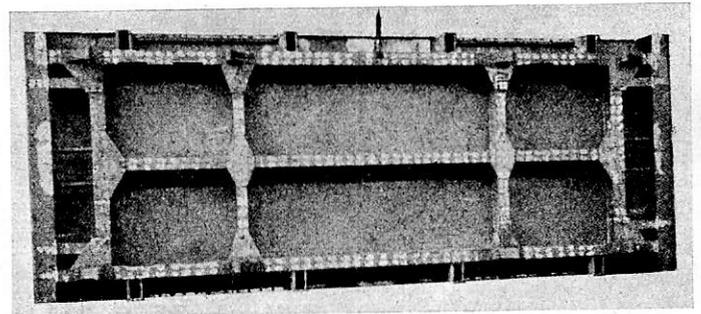
#### Güterwagen mit geschweißtem Wagenkasten.

Die französische Nordbahngesellschaft hat seit 1924 in ihren Schnell-, Personen- und Vorortzügen Wagen mit geschweißtem

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1924, S. 265.

Kasten im Betrieb. Nach den günstigen Erfahrungen mit diesen Fahrzeugen ging man im Jahre 1928 daran, auch Güterwagen in gleicher Weise herzustellen. Es wurden zunächst versuchsweise zwei 20 t-Wagen gebaut. Da diese Wagen sich in zweijähriger Verwendung gut bewährten, wurden 20 weitere 20 t-Einheitswagen mit geschweißtem Gestell und Kasten hergestellt. 25 Stück Selbstentladewagen mit 60 t Tragfähigkeit für den Kohlentransport sind zur Zeit im Bau.

Das Untergestell besteht aus mehreren, mit ihren Seitenwänden aneinanderliegenden und durch Punktschweißung verbundenen rechteckigen Kästen, die nach unten offen sind (s. Abb.). Die nach oben liegenden Böden der Kästen sind in ihren Berührungsfugen verschweißt, so daß sie in ihrer Gesamtheit einen ebenen, dichten Boden bilden. Dieser Blechboden ist zugleich der Boden des Wagenkastens. Zwei Längs- und zwei Querschwellen, die ebenfalls aus Blechen hergestellt und mit den Kästen verschweißt sind, rahmen das Untergestell ein. Die Bleche sind gekupferte Bleche von 5 mm Stärke. Nach den Erfahrungen genügt es aber, die Blechstärke mit 4 oder 3,5 mm zu wählen.



Geschweißtes Untergestell von unten.

Der Wagenkasten ist aus Blechen von 3 mm Stärke hergestellt. Zur Versteifung erhalten die Seiten- und Stirnfelder die üblichen diagonalen Auspressungen. Um die an den 20 t-Wagen beobachteten Verbiegungen der Seitenwände zu verhindern, erhält der Kasten in seinem oberen Teil eine umlaufende, mit den Wänden verschweißte Umrahmung aus einem Blechwinkel. Die unten winklig abgeboenen Seitenwände werden auf dem Wagenstell verschweißt. Rungen aus U-förmig gebogenem Blech, mit Seitenwand und Fahrgestell verschweißt, erhöhen die Festigkeit des Wagenkastens. Die Schweißungen werden als Gasschmelz- oder elektrische Lichtbogenschweißung, am umfangreichsten aber mit der Schweißmaschine als elektrische Punktschweißung ausgeführt.

Mit Nieten und Bolzen sind nur jene Teile befestigt, die aus Gründen der Unterhaltung leicht entferbar sein müssen wie z. B. Beschlagteile, Achshalter, Puffer, Federböcke.

Die neue Bauweise gestattet die Wagen billiger herzustellen. Man erwartet außerdem, daß die Unterhaltung wegen der großen Festigkeit des Fahrzeuges billiger wird und daß die Zugförderungskosten sinken, weil das Gewicht des geschweißten 20 t-Wagens gegenüber dem Gewicht des 20 t-Einheitswagens um 400 kg niedriger ist. Eb.

(Rev. gén. Chem. de Fer.)

## Elektrische Bahnen.

### Nutzbremmung bei Einphasenbahnen.

Die Frage der Nutzbremmung bei elektrischen Lokomotiven ist für Drehstrom leichter zu lösen als für Einphasenstrom. Die Oerlikon-Werke haben jetzt aber auch für diesen ein System entwickelt, das sich bei den schweizerischen Bahnen weitgehend durchgesetzt hat und worüber nun nach mehrjährigen Bau- und Betriebserfahrungen genauere Angaben gemacht werden können. Vier Grundforderungen waren miteinander in Einklang zu bringen: Übersichtliche Einordnung der Anlage, einfachste Bedienung, kleinster Gewichts- und Raumaufwand und möglichst hoher Leistungsfaktor. Wesen und Arbeitsweise der Nutzbremmung sind bei allen Lokomotivtypen in den Grundzügen gleich, von 800 PS-Lokomotiven mit Meterspur bis hinauf zu den 240 t schweren 1 B<sub>0</sub>1 B<sub>0</sub>1 + 1 B<sub>0</sub>1 B<sub>0</sub>1 Lokomotiven der Gotthardbahn mit 7200 PS. Bei der Bremsfahrt (Abb. 1) werden Anker und Erregung, diese natürlich unter Stromwendung, zunächst an eine bestimmte Transformatorstufe gelegt. Dann wird in den Ankerkreis

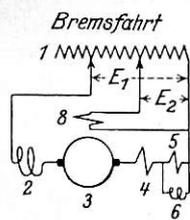


Abb. 1.

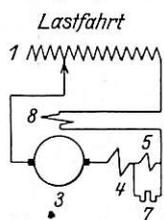


Abb. 2.

eine Drosselspule eingeschaltet, die in Reihe mit den Selbstinduktionen des Ankers, der Ausgleichs- und Wendepolwicklung den Motorstrom, jetzt also Generatorstrom, auf ein Höchstmaß begrenzt. Ferner wird der bei Lastfahrt (Abb. 2) rein Ohmsche

Nebenwiderstand zur Wendepolwicklung bei der Rückstrombremsung durch einen induktiven Widerstand ersetzt, was sich für gute Stromwendung als notwendig erwiesen hat. Mit diesen drei Schaltungen erreicht Oerlikon eine Abstützung des Lokomotiv- oder Zuggewichtes aufs Netz bis herunter zur Geschwindigkeit 0, was bei Widerstandsbremmung nie zu erzielen wäre. Das Bremsmoment ist bei gleichbleibenden Speisespannungen an Anker und Erregung für den ganzen jeweiligen Geschwindigkeitsbereich gleich. Die beiden Schaltbilder geben einfachste Anordnung wieder, ohne Ausgleichstransformator, Doppelmotoren, Mittelpunkterdungen usw.

Der Wirkungsgrad der Rückgewinnung schwankt je nach den Steigungsverhältnissen der einzelnen Linien zwischen 30 und 75% der Bergfahrtenenergie, der erzielte Leistungsfaktor zwischen 0,3 und 0,6. Bei dem hohen Gesamtleistungsfaktor eines Bahnnetzes würde eine Verbesserung des Bremsleistungsfaktors an den einzelnen Lokomotiven praktisch wirkungslos bleiben und nur unwirtschaftlichen Apparatenaufwand erfordern.

Das Gewicht der Nutzbremseinrichtung beträgt fast überall rund 7 bis 9% der elektrischen Ausrüstung und 3 $\frac{1}{2}$  bis 4% des Gesamtgewichtes einer Lokomotive. Bei den bis aufs letzte ausgenützten Achsdrücken mancher Lokomotivgattungen ist oft eine weitgehende Unterteilung der Nutzbremmanlage nötig, was höhere Gewichtsanteile bedingt. In der Schweiz sind bis jetzt 93 Lokomotiven mit diesem Oerlikon-Nutzbremssystem ausgerüstet worden. Die Wirtschaftlichkeit ist dort natürlich durch die vielen und langen Steilrampen gesichert, während die Bahnen anderer Länder kaum einen lohnenden Gewinn aus dieser Art Stromrückgewinnung dürften ziehen können. Sch-l.

(Aus „Engineering“ Sept. 1931.)

### Elektrische Lokomotive von 3600 PS bei der Spanischen Nordbahn.

Die Spanische Nordbahn hat jetzt eine elektrische Hochleistungslokomotive von 3600 PS 1500 V Gleichstrom in Dienst gestellt, die Schnellzüge mit 110 km/Std. befördert. Den mechanischen Teil hat eine spanische Firma gebaut, die elektrische Ausrüstung hat Vickers-Manchester geliefert. Die Lokomotive ist von der Achsfolge 2 C<sub>0</sub> + C<sub>0</sub> 2 und wiegt 150 t. Die beiden gekuppelten Fahrgestelle tragen auf Zapfen und Pfannen üblicher Bauart den einteiligen Wagenkasten. Auf jede Treibachse arbeiten zwei Motoren über Winterthur-Universalgetriebe. Die Elektro-Druckluftsteuerung von Vickers erlaubt neun wirtschaftliche Geschwindigkeitsstufen. Für Talfahrt ist Nutzbremmung vor-

gesehen, wofür ein eigener Motorgenerator den Erregerstrom liefert. Vergleichsweise sei erwähnt, daß bei der Vorderindischen Bahn die 2600 PS Güterzuglokomotiven 120 t wiegen, die 2160 PS Personenzuglokomotiven 100 t und die 1100 PS-Lokomotive der Südafrikabahn 69 t. Sch-l.

(Aus „Engineering“, Oktober 1931.)

### Neue elektrische Lokomotiven für die Gotthardlinie.

Auf der Gotthardlinie sind bisher für den Personen- und Schnellzugdienst elektrische Lokomotiven der Serie Be 4/6 (Achsanordnung 1 B B 1) und der Serie Be 4/7 (Achsanordnung 1 B 1 B 1) mit 70 bis 80 t Reibungsgewicht verwendet worden, die sich in der Praxis sehr gut bewährt haben. Bei den hier meist vorkommenden Zuggewichten müssen die Schnellzüge in der Regel mit Vorspann geführt werden. Man hat geprüft, ob es zur Vermeidung eines Teils dieses Vorspanndienstes nicht zweckmäßiger wäre, eine Lokomotive mit fünf oder sechs Triebachsen mit einem Reibungsgewicht von 100 bis 120 t zu bauen. Die Untersuchungen ergaben aber, daß eine solche Lokomotive tatsächlich weniger wirtschaftlich wäre als die bisherige Zugförderungsart. Die später erstellte Einheitslokomotive (Ae 4/7, Achsanordnung 2 D 1) für schweren Schnellzugdienst weist ebenfalls nur vier Triebachsen auf und ist so gebaut, daß sie den Personen- und Schnellzugdienst sowohl auf Tallinien, als auch auf Steilrampen (26 ‰) bewältigen kann.

Den Güterzugdienst der Gotthardlinie besorgten von Anfang an Lokomotiven mit sechs Triebachsen der Serie Ce 6/8 (Achsanordnung 1 C C 1) mit 104 bis 108 t Reibungsgewicht. Für die Beförderung der vom Tal herkommenden Zuggewichte von 1400 t über die Steilrampen bedarf es drei solcher Lokomotiven.

Die größten am Gotthard vorkommenden Zuggewichte betragen für Schnellzüge 600 t, für Güterzüge 1400 t. Ihre Beförderung erfordert 150 bis 160 t bzw. 310 bis 320 t Lokomotivreibungsgewicht. Der höchst zulässige Achsdruck auf den schweizerischen Schnellzuglinien beträgt 20 t. Somit müssen die Lokomotiven, die jene Zuggewichte auf den Steilrampen des Gotthard schleppen sollen, 8 bzw. 16 Triebachsen erhalten. Daraus ergibt sich, daß als eine für alle Zuggattungen brauchbare Lokomotive die Type mit vier Triebachsen anzusehen ist, die bei Doppelspannung die Schnellzüge von 600 t auf einmal und die Güterzüge von 1400 t mit zwei Zügen mit zu je zwei Lokomotiven über die Gefällstrecken zu bringen vermag.

Die Bundesbahnen haben sich auf Grund dieser Erwägungen und eingehender Studien entschlossen, die neuen Gotthardlokomotiven als Doppellokomotive zu bauen, wobei zwei gleiche mit nur je einem Führerstand versehene Hälften mit je vier Triebachsen ständig (im Betrieb) verbunden bleiben. Die Ausbildung als Doppellokomotive bietet folgende, mit beträchtlichen Ersparnissen verbundene Hauptvorteile: Größere Ausnutzungsmöglichkeit der sowohl für Schnell- und Personenzüge als auch für Güterzüge verwendbaren Lokomotiven (geringerer Lokomotivbedarf); Führung der schwersten Schnellzüge nur mit einer Lokomotive statt mit zwei, der schwersten Güterzüge mit nur zwei statt wie bisher mit drei bis vier Lokomotiven; Wegfall von Stillagern der Vorspannlokomotiven und ihres Personals an den Endpunkten der Steilrampe.

Die beiden neuen Gotthardlokomotiven (Probelokomotiven) der Serie Ae 8/14 (Achsanordnung 1 B<sub>0</sub>1 B<sub>0</sub>1 + 1 B<sub>0</sub>1 B<sub>0</sub>1) vermögen auf Steigungen von 26 ‰ Personen- und Schnellzüge von je 600 t mit 62 km/Std. und Güterzüge von 750 t mit 50 km/Std. zu befördern.

Die beiden Probelokomotiven unterscheiden sich in ihrem äußeren Aufbau nur wenig voneinander. Dagegen weisen sie in der inneren Anordnung wegen der verschiedenen Antriebsarten (BBC-Einzelachsantrieb und Universalantrieb SLM) um so größere Unterschiede auf. Die Abb. zeigt die Lokomotive mit Buchli-Antrieb. Die Lokomotiven sind über die Puffer gemessen 34 m lang; der Gesamttrastand beträgt 29 m und die Höhe 4,15 m.

Die vier aus je einer Laufachse und der nächsten Triebachse gebildeten Drehgestelle sind bei beiden Fahrzeugen gleich und auswechselbar und ermöglichen das Durchfahren von Kurven von 100 m Halbmesser und S-Kurven ohne Übergangsgerade

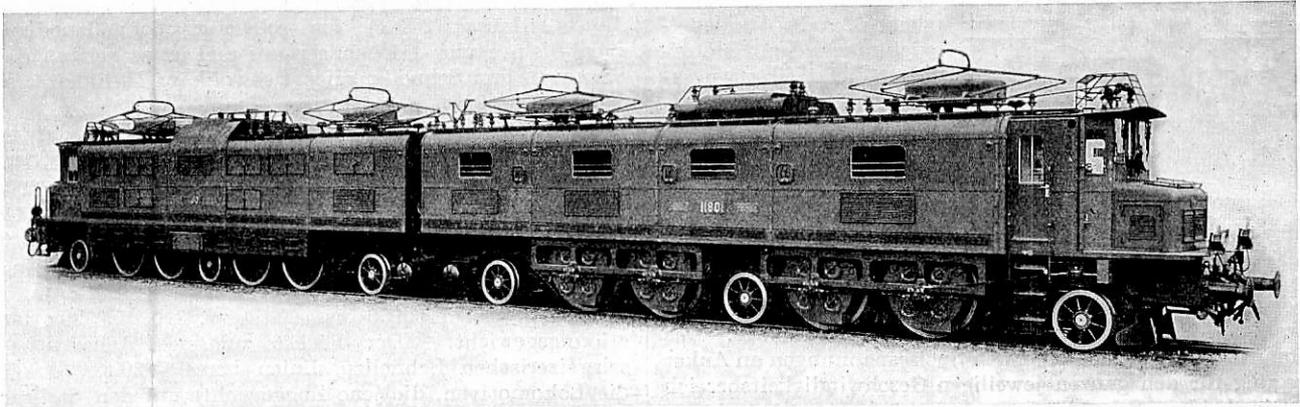
(Bäseler-Weichen) von 195 m; sie gleichen im großen und ganzen denen der Lokomotiven Ae 4/7.

Die Lokomotiven haben keine festen Achsen, sie werden nur durch ihre vier Drehgestellzapfen mit  $2 \times 55$  mm Seitenspiel und 5400 kg höchster Rückstellkraft geführt. Die Treib- und inneren Laufachsen haben Seitenspiele bis zu  $2 \times 30$  mm.

Die durchgehenden Seitenrahmen jeder Halblokomotive bestehen aus 28 und 30 mm starken Stahlplatten, die Querverbinder und Stirnbalken aus Stahlguss.

Die Zugkräfte werden von einer Lokomotivhälfte zur andern durch eine Zugstange aus Nickelstahl übertragen, die an beiden Enden in kugelförmigen Linsen gelagert ist, so daß sie den Relativbewegungen zwischen den beiden Lokomotivhälften frei folgen kann. Die Druckkräfte werden über Stahlgußpuffer übertragen.

Bei der Lokomotive 11801 werden die acht Triebachsen mit BBC-Einzelachsenantrieb durch je einen über der Triebachse im Rahmen festgelagerten Motor angetrieben. Die Lokomotive 11851 dagegen ist mit dem Universalantrieb SLM ausgerüstet. Der Antrieb jeder der acht Achsen erfolgt hier durch je zwei über den Rädern auf dem Rahmen festgelagerte in Reihe geschaltete Motoren.



Probelokomotive 11801 betriebsbereit.

Jeder dieser Doppelmotoren arbeitet über ein Zwischenvorgelege auf ein großes Zahnrad, das mittels Hohlwelle die Mitte der Achswelle umgreift. In Achswellenmitte wird auch gleich das Drehmoment auf die Radachse übertragen. Dadurch wird im Gegensatz zum Westinghouseantrieb die Hohlwelle nur etwa ein Drittel so lang als die Achse und auch die doppelte Übertragungsfederung zwischen den Radspeichen vermieden. Ferner ist die Einordnung einer solchen Winterthurachse in ein Drehgestell baulich einfacher als die einer Westinghouseachse mittels des zangenförmigen Lenkgestellbügels.

Zur Erhöhung des Reibungsgewichtes bei schwerem Anfahren hat jede Lokomotivhälfte eine besondere Einrichtung erhalten. Sie besteht aus einem über der mittleren Tragachse befindlichen Doppelkolbenzylinder, der über Winkelhebel am Federbund der Blattfedern angreift. Beim Lufteinlaß in den Zylinder wird die mittlere Achse entlastet und das Gewicht über den Lokomotivrahmen auf die übrigen Achsen verteilt. Bei ca. 7 at Druck steigt der Achsdruck der Triebachsen von  $\sim 20$  t auf  $\sim 21,5$  t und damit das Reibungsgewicht von 160 auf 172 t.

Beide Lokomotiven haben die neue Hochspannungssteuerung der Firma BBC, wodurch die zu bewältigenden Ströme etwa 30mal kleiner werden als bei der bisher üblichen Niederspannungssteuerung. Die Steuerung des Steuermotors von  $\frac{3}{4}$  PS ist grundsätzlich neu angeordnet und dabei wesentlich vereinfacht worden. Der Steuerschlitten läuft unter Öl in einer Ausbuchtung des Transformatorbessels und ist mit mechanischer Rückmeldung zum Führertisch versehen. Den 28 Steuerstufen entsprechen 56 Zugkraftstufen, weil der Führer nur den Stufenschalter der ersten Halblokomotive unmittelbar steuert, während dieser seinerseits den Stufenschalter der zweiten Halblokomotive mit einer gewissen Verzögerung betätigt. Die gewaltigen Zugkräfte machen eine solche Anordnung zur Schonung des Zughakens notwendig.

Ebenfalls gleich ist für beide Lokomotiven das Nutzbremssystem der Maschinenfabrik Oerlikon. Die entwickelte Bremskraft von 12000 kg ist imstande, die Lokomotive im Gefälle von 1:37 innerhalb 2 Minuten von 65 auf 5 km/Std. abzubremesen. Der Bremsweg beträgt dabei 1000 m. Die Nutzbremseinrichtung wiegt anteilmäßig weniger als 3% des gesamten Lokomotivgewichts.

Die Hauptdaten der beiden Probelokomotiven sind:

	Lok.-Nr. 11801	Lok.-Nr. 11851
Triebraddurchmesser .....	1610 mm	1350 mm
Laufbraddurchmesser .....	950 „	950 „
Übersetzungsverhältnis .....	1:2,57	1:3,47
Anzahl der Triebmotoren .....	8	16
Dienstgewicht .....	rund 245,1 t	247 t
Reibungsgewicht .....	rund 157,4/168,2 t	rund 160/172 t
Max. Anfahrzugkraft .....	50 000 kg	60 000 kg
Stundenzugkraft bei V = 59 km/Std.	34 300 „	38 300 „
Stundenleistung .....	7500 PS	8800 PS
Dauerleistung		
bei V = 61 km Std. ....	7000 „	—
bei V = 65 km Std. ....	—	8300 PS
Max. Geschwindigkeit .....	100 km/Std.	100 km/Std.

Die seit Anfangs des laufenden Jahres im regelmäßigen Betrieb stehende Lokomotive Nr. 11801 bewährt sich sehr gut. Die Probelokomotive Nr. 11851 ist kürzlich in Betrieb genommen worden. G.—Sch.

(Schweiz. Bauztg., März 1932.)

(Rly. Engr., April 1932.)

### Leichte Turmwagen für elektrisierte Strecken.

Die zum Bau der Fahrdradleitungen elektrisierter Strecken verwendeten Turmwagen erwiesen sich bei den italienischen Staatsbahnen für die bloße Untersuchung und Instandhaltung der Leitungen als nicht geeignet, weil sie zu schwer sind und zuviel Bedienungspersonal erfordern, insbesondere zum Einheben in das und Ausheben aus dem Gleis. Man hat daher leichte Turmwagen in Dienst gestellt und zwar drei Bauarten:

1. Leichter Turmwagen für Fortbewegung durch Menschenkraft. Der Wagenrahmen ruht auf zwei festen Achsen aus nahtlosen Stahlrohren in 1,8 m Abstand, auf welchen je zwei Stahlgußräder von 300 mm Laufkreisdurchmesser in Kugellagern laufen. Der Aufbau besteht aus zwei mit Draht verspannten hölzernen Leitern, die oben drei in der Höhe verstellbare Plattformen tragen. Der Grundrahmen besteht aus Holzbalken, die mittels Winkelisen diagonal versteift sind. Die Höhe des Turmes über SO ist 4,8 m, das Leergewicht des Wagens rund 270 kg. Alle Metallteile sind geerdet vermittelst einer Schienenzange. Der beschriebene Aufbau ist bei allen drei Wagenarten im wesentlichen derselbe.

2. Turmwagen für Gebirgsstrecken und Fortbewegung durch Maschinenkraft. Dieser Wagen wird angetrieben durch einen Benzinmotor von 16 bis 20 PS und rund 280 kg Gewicht. Ein Zahnradvorgelege erlaubt auf drei Geschwindigkeiten vor- und rückwärts zu schalten. Mit acht bis zehn Zentner Nutzlast erreichte man auf 27 v. T. Steigung 45 bis

50 km/h Geschwindigkeit, mit der Höchstlast von 18 bis 20 Zentner noch 35 km/h. Alle Lager sind als Kugellager ausgebildet. Die Vorderachse wird mittels Kette angetrieben. Der Achsstand des Wagens ist 2 m, der Raddurchmesser 400 mm. In weniger als 5 Minuten kann der Turmaufbau entfernt und der Wagen für die Beförderung von sechs bis acht Personen oder einer Drahttrommel umgebaut werden. Das Gewicht des ganzen Wagens samt Aufbau beträgt 950 Kg.

3. Turmwagen für vorwiegend ebene Strecken und Fortbewegung durch Maschinenkraft. Dieser Wagen, in der Hauptsache von gleicher Ausführung wie der vorhergehende, mit einer Tragfähigkeit von zehn Zentner, wird von einem zwei-zylindrigen 12 PS-Fahrradmotor von wenig über 50 kg Gewicht angetrieben. Auch hier können mittels Zahnradvorgeleges vor- und rückwärts drei Grundgeschwindigkeiten, nämlich 15, 30 und 60 km/h geschaltet werden. Der Raddurchmesser ist 500 mm. Der Führersitz ist seitlich und vorne gegen Wind und oben durch ein Dach gegen Regen geschützt. Der Turm ist behufs Gewichtersparnis nur von einer Seite besteigbar. Der Grundrahmen ist autogen geschweißt. In wenigen Minuten kann der Turm ebenso wie bei dem Wagen mit 16 PS entfernt und durch Bänke für vier bis fünf Personen und eine Drahttrommel ersetzt werden. — Das Gewicht des Wagens ist rund 500 kg. Der Wagen ist zwar zum Dienst auf vorwiegend ebenen Strecken bestimmt, wo er bei höchsten Geschwindigkeiten völlig befriedigend lief, hat sich aber auch auf Steigungen gut bewährt, indem er mit zwölf Zentner Belastung auf 27 bis 30 v. T. noch 50 km/h erreichte.

Riv. tecn. Ferr. ital. Nov. 1931.

Schn.

### Neuere Drehstromlokomotiven der Italienischen Staatsbahnen.

Die Lokomotiven der Gruppen E 554 und E 432 sind seit den 30 Jahren des Drehstrombetriebs die ersten ganz nach

italienischen Entwürfen gebauten. Beide haben hochgelagerte Asynchronmotoren, die mittels Gelenkantriebs von Bianchi die gekuppelten Achsen antreiben. Entsprechend den Raddurchmessern sind die Antriebe beider Lokomotiven etwas voneinander verschieden durchgebildet. Die Motoren sind nach oben herausnehmbar, was eine gute Rahmenversteifung ermöglicht. Die zwei Motoren jeder Lokomotive können auf mehrere Geschwindigkeiten geschaltet werden, und zwar die der ersteren durch Kaskaden- oder Parallelschaltung, die der letzteren durch Polumschaltung, indem man die unterste Geschwindigkeitsstufe durch Reihenschaltung der Motoren, die weiteren drei durch Schaltung auf zwölf, acht und sechs Pole erzielt. Die Hauptgrößen der Lokomotiven sind:

Bezeichnung . . . . .	E 554	E 432			
Achsanordnung . . . . .	E	1 D 1			
Motorleistung . . . kW	2000	2200			
Gewicht d. mech. Teils . t	39	47			
Gewicht d. elektr. Teils . „	35	46			
Dienstgewicht . . . . „	76	93			
Größter Achsdruck . . „	16	16,5			
Treibraddurchmesser mm	1070	1630			cos φ
Geschwindigkeit . km/h			cos φ	37,5	8300
und Zugkraft am	25	10500	0,66	50	14000
Radumfang . . . kg	50	14000	0,93	75	10000
				100	7000
Fester Achsstand . . mm	3700	2100			
Ganzer Achsstand . . „	6600	12810			
Länge zwischen Puffer . „	10800	13910			
Metergewicht . . . t/m	7,05	6,7			

Riv. tecn. ferr. it. Juli-Augustheft 1931.

Schn.

## Bücherschau.

**Ricardo: Schnellaufende Verbrennungsmotoren, 2. verbesserte Auflage.** Verlag Julius Springer, Berlin. Preis 30 *ℛ.*

Im allgemeinen ist die deutsche Literatur reich an guten maschinentechnischen Werken, so daß man das Studium ausländischer Literatur meistens entbehren kann. Wenn trotzdem der Verlag Springer bereits in 2. Auflage eine Übersetzung obigen Werkes bringt, so muß der Leser hier etwas ganz besonderes erwarten. Diese Erwartungen werden auch beim Studium des Werkes in keiner Weise enttäuscht, auch bei dem nicht, der Ricardo bereits als einen ganz hervorragenden Konstrukteur auf dem Gebiete des Motorenbaues kennt.

Das Werk behandelt sowohl die Gemisch-Motoren für flüssige Brennstoffe als auch die sogenannten Einspritzmotoren (Diesel). Die Stärke des Werkes liegt vornehmlich in der Behandlung ersterer, denen, soweit es sich um hochtourige Motoren handelt, weitaus der größte Teil aller Ausführungen gewidmet ist. Der Verfasser bespricht auf Grund seiner eigenen reichen Erfahrungen auf diesem Gebiete in einer geradezu vorbildlichen, sehr anschaulichen, leicht verständlichen und durch gute Figuren unterstützten Weise u. a. insbesondere die sehr wichtige Frage der Detonation und Klopfestigkeit eingehend, er behandelt

ausführlich die Wärmeverteilung im Schnellläufermotor, den Einfluß der Gestalt des Verbrennungsraums, der Gemischbildung und Zündung. Auch rein konstruktive Fragen sind in einer sehr aner kennenswerten Weise besprochen, so insbesondere der Entwurf der Kolben und Kolbenringe.

Auch für denjenigen Motorenfachmann, der mit der deutschen Literatur bestens vertraut ist, bietet das Werk infolge der Beleuchtung mancher Fragen von einem neuartigen Standpunkt aus wertvolle Anregungen.

Das soll nicht heißen, daß man Ricardo bei allen seinen Ansichten restlos beistimmen kann; es ist beinahe selbstverständlich, daß bei dem vielen Neuen, was das Werk bringt, auch gelegentlich eine Äußerung sich findet, die abzulehnen oder zum mindesten strittig ist. Insbesondere gilt dies für den letzten Abschnitt: Schnellaufende Dieselmotoren. Das ändert jedoch nichts an der Tatsache, daß alle — seien es Studierende oder langjährige Motorenbauer — wertvolle Anregungen aus dem Werke schöpfen werden.

Die deutsche Übersetzung und ebenso die gelegentlichen Bemerkungen der Übersetzer verdienen volle Anerkennung, desgleichen der Druck und die Abbildungen. J. Geiger.

## Verschiedenes.

### Wiederaufnahme des Betriebes bei Henschel.

Die zu Anfang des Jahres zwecks Durchführung betrieblicher Umstellung vorübergehend geschlossenen Werkstätten der Firma Henschel & Sohn A. G. in Kassel, der größten Lokomotiv-Fabrik Europas, sind am 9. Mai 1932 wieder eröffnet worden. Es liegen Aufträge für die Beschäftigung von 1500—2000 Arbeitern und Angestellten bis in das Frühjahr 1933 vor.

### DIN WAN 1 „Einheitliche Benennungen der Wagenteile“.

Das seinerzeit zu Beginn der Normungsarbeiten im Fahrzeugbau herausgegebene Heft WAN 1 „Einheitliche Benennungen der Wagenteile“ ist nunmehr in der 2. Auflage erschienen. Die zweite erheblich vergrößerte und vervollständigste Ausgabe gibt eine

erschöpfende Darstellung aller im Fahrzeugbau vorkommenden Konstruktionsteile. In erster Linie dient das Heft — wie der Titel sagt — der Festlegung von eindeutigen Benennungen von Wagenteilen. Die Darstellung läßt den Einbau und die Verwendung dieser Teile erkennen, so daß das Buch als kurzgefaßtes und übersichtliches Werk zum Nachschlagen von Werkstättenbeamten mit neuzeitlichem Wagenbau sich zu befassen haben.

Der umfangreiche Stoff ist auf 58 Bildseiten dargestellt. Am Schluß ist auf 22 Druckseiten ein vollständiges Verzeichnis in Buchstabenfolge als Register beigeheftet, das die Auffindung einer jeden Benennung ermöglicht.

Die Ausarbeitung von WAN 1 erfolgte im Konstruktionsbüro der Deutschen Wagenbau-Vereinigung in unmittelbarer

Zusammenarbeit mit der Deutschen Reichsbahn. Beraten und genehmigt wurde WAN 1 in allen seinen Einzelheiten im Allgemeinen Wagen-Normen-Ausschuß (AWANA).

Das Heft WAN 1 kann bei der Deutschen Wagenbau-Ver-

einigung, Berlin W 10, Viktoriastr. 25, sowie beim Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Str. 97, zum Stückpreise von 7,— *R.M.* bezogen werden.

## Zuschriften.

### Einwirkung des Kesselsteins auf den Wirkungsgrad des Lokomotivkessels.

In Heft 14 des Organs 1931, Seite 299 bezieht sich Herr Dr. Ing. Böhm auf eine von mir 1916 herausgegebene Druckschrift, in der ich mich erstmalig mit der Kesselsteinfrage der Lokomotiven eingehend befaßt habe. Der Wärmedurchgang ist dort für Feuerbüchstemperaturen von 1000, bzw. 1400° theoretisch ermittelt worden. Höhere Temperaturen von 1600 bis 1800° dürfen dabei nicht in Rechnung gestellt werden, da im vorliegenden Fall nur mit mittleren Einstrahlungstemperaturen, nicht aber mit gelegentlich auftretenden höchsten Verbrennungstemperaturen zu rechnen ist. Ich verweise dabei auf den Aufsatz im Organ 1931, Seite 307, wo die in Frage kommenden Temperaturen zwischen 1050 und 1300° angegeben sind. Unter Berücksichtigung der Temperaturabnahme der Rauchgase in den Heizrohren habe ich a. a. O. bei einem mittleren Kesselsteinansatz von 2 mm gegenüber reinen Heizflächen einen um 5,93 % geringeren Wärmeübergang ermittelt, der also gar nicht so viel von dem, von Herrn Dr. B. ermittelten abweicht.

Zu den weiteren Ausführungen möchte ich mir noch folgende Bemerkungen gestatten.

Es fallen zunächst die sehr hoch liegenden Wirkungsgrade der Lokomotiven der Reihe 57 auf, ebenso der um 5 % bessere Wirkungsgrad der Lokomotive 2669, die den gleichen Kessel hat, ferner der völlig andere Verlauf der Wirkungsgradlinien der beiden Lokomotiven der Reihe 55. Alle Lokomotivwirkungsgradlinien müssen einen Höchstwert aufweisen, vergl. hierzu z. B. die Ausführungen von Nordmann im Organ 1930, Seite 232. Da der Kessel der G 8<sup>1</sup> Lokomotive dem der P 8 entspricht, müßten ihre Wirkungsgrade auch wohl annähernd gleich sein, es bestehen aber hier gegenüber den Grunewalder Versuchen Unterschiede von 7 bis 9 %. Lokomotivkesselwirkungsgrade von 85 % sind unwahrscheinlich hoch, derartige Werte werden kaum bei den größten ortsfesten Anlagen erreicht.

Die angegebenen kilometrischen Leistungen der Lokomotiven sollen sich auf den Zeitraum von sechs Jahren beziehen. Dafür sind die Zahlen aber viel zu niedrig. Nach den Angaben von Min.-Dir. Fuchs z. B. auf der Weltkraftkonferenz 1930 haben die G 12 Lokomotiven mittlere Monatsleistungen von etwa 5000 km, die G 8<sup>2</sup> Lokomotiven von etwa 6000 km aufzuweisen, d. s. etwa 3 bis 4mal so viel, wie Herr Dr. B. für die von ihm untersuchten Lokomotiven angibt. Unter der Annahme, daß die angegebenen Kilometerzahlen stimmen, kann danach die Laufzeit nicht richtig sein und der Kesselsteinansatz bezieht sich demgemäß auch nicht auf die Zeit zwischen zwei inneren Untersuchungen, sondern ist nur als maßgebend für eine Laufzeit von etwa 100 000 km anzusehen. Da das Speisewasser, mit dem die Lokomotiven arbeiteten, sehr gut war, es hatte nur eine Härte von 8°, und die Lokomotiven Schlammabscheider besaßen, in denen die ganze Karbonathärte beseitigt wird, muß man unter diesen Umständen mit sehr geringem Kesselsteinansatz rechnen.

Bei Einsetzung der Kohlenkosten ist zu beachten, daß nicht der Einkaufspreis in Rechnung gestellt werden darf, sondern hierzu noch die üblichen Beträge für Fracht, Umschlag und Lagerung zugeschlagen werden müssen. In der Regel rechnet man mit Kohlenpreisen von 28 bis 30 *M.*, statt 20,33 *M.*, wie es Herr Dr. B. tut.

Als Ergebnis der Essener Versuche könnte vielleicht folgender Schluß gezogen werden: Es ist festgestellt worden, daß bei Güterzuglokomotiven der Gattungen G 8<sup>1</sup> und G 10, die bei einer Wasserhärte von 8° mit Schlammabscheidern gearbeitet haben, sich der Kesselwirkungsgrad nach etwa 100 000 km Laufstrecke gegenüber dem bei reinen Heizflächen um 2,8 % verschlechtert hat.

Bei voll ausgelasteten Lokomotiven, die innerhalb der sechsjährigen Untersuchungszeiten Jahresleistungen von rund 50 000 km

aufweisen, wird daher mit einer erheblich größeren Verschlechterung des Kesselwirkungsgrades zu rechnen sein und demgemäß werden die Kohlenersparnisse bei reingehaltenen Heizflächen auch höhere Werte annehmen, als dies aus den Ausführungen des Herrn Dr. B. zu erkennen ist.

Charlottenburg, den 4. 4. 32.

Dr. Ing. Curt Klug, Regierungsbaumeister a. D.

Hierzu sendet uns Herr Dr. Böhm folgende Erwiderung:

Bei der Beurteilung meiner Abhandlung scheint Herr Dr. Klug von falschen Voraussetzungen ausgegangen zu sein. Es war lediglich meine Aufgabe, festzustellen, um wieviel vom Hundert sich der Wirkungsgrad der im Direktionsbezirk Essen laufenden Güterzuglokomotiven zwischen zwei Kesseluntersuchungen verschlechtert. Es müßten deshalb für die Versuche Lokomotiven genommen werden, die dem Durchschnitt entsprechen und die mit Kesselspeisewasser von der mittleren Härte gespeist wurden. Die kilometrischen Leistungen entsprechen ebenfalls dem Durchschnitt. Herr Dr. Klug hat nur nicht beachtet, daß die auf Seite 301 angegebenen kilometrischen Leistungen sich auf die Leistungen zwischen der letzten allgemeinen Hauptausbesserung und der inneren Untersuchung beziehen, also nur auf einen Zeitraum von drei Jahren. Um die Laufzeiten während sechs Jahren zu halten, müßten die Zahlen etwa verdoppelt werden. Der Kesselsteinansatz bezieht sich tatsächlich auf die Laufzeit von sechs Jahren, also auf eine Leistung von 220 000 bis 250 000 km.

Als Kohlenpreis wurde der vom Reichsbahn-Zentralamt für Einkauf für das ganze Gebiet der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft ermittelte Kohlenpreis angegeben, der mit 20,33 *R.M.*/t damals seine Richtigkeit hatte.

Feuerbuchstemperaturen von 1600° und darüber sind von der Lokomotiv-Versuchsabteilung Grunewald ermittelt worden.

Was die Ausführung der Versuche betrifft, so haben sämtliche Werte ihre Richtigkeit, da zahlreiche Versuche unabhängig voneinander wiederholt worden sind und genau dasselbe Ergebnis zeigten. Daß die Wirkungsgradlinien der Lokomotiven der Reihe 55 anders geartet sind, wie die der Reihe 57, ist nichts Neues. Ähnliche Unterschiede in der Lage der Wirkungsgradlinien sind auch in den Veröffentlichungen von Herrn Prof. Nordmann im Sonderheft von Glasers Annalen vom 1. Juli 1927 und dem Heft 10 vom 15. Mai 1930, festzustellen. Nicht alle Wirkungsgradlinien haben ein Maximum, sondern zeigen bereits von einer Belastung von 20 kg/m<sup>2</sup>h an fallende Tendenz.

Mit dem von Herrn Dr. Klug aus meiner Abhandlung gezogenen Schluß stimme ich insofern überein, als bei Güterzuglokomotiven der Reihe 55 und 57, die bei einer mittleren Wasserhärte von 8° gearbeitet haben, sich der Wirkungsgrad zwischen zwei inneren Untersuchungen um 2,8 % verschlechtert, daß aber während dieser Zeit von dem Lokomotivkessel nicht 100 000 km Laufstrecke, sondern wie bereits gesagt, 220 000 bis 250 000 km zurückgelegt worden sind. Genaue Aufschreibungen von der Gesamtleistung zwischen den beiden inneren Untersuchungen der vier untersuchten Lokomotiven können nur von der Lokomotive 57 2669 angegeben werden. Sie betrug sogar 336 993 km. Von den übrigen drei Lokomotiven war die kilometrische Leistung zwischen der ersten inneren Untersuchung und der ersten allgemeinen Ausbesserung nicht festzustellen, da diese Lokomotiven während des Ruhreinbruchs von der französischen Regiebahn benutzt wurden und hierbei keine Aufschreibungen geführt wurden. Die geschätzte Leistung von 220 bis 250 000 dürfte daher eher zu niedrig als zu hoch angesehen werden.

Dr. Böhm, Rbm.

Wir betrachten den Meinungs austausch damit für abgeschlossen.

Die Schriftleitung.