

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

90. Jahrgang

15. November 1935

Heft 22

## Die Bremsausrüstung der amerikanischen Schnelltriebwagenzüge mit Verzögerungsregelung.

Von Dipl.-Ing. Fr. Witte, VDI.

Hierzu Tafel 23.

Die Anwendung von Fahrgeschwindigkeiten bis zu 200 km/h auf der Schiene stellt insbesondere an die Durchbildung der Bremse derartiger Fahrzeuge außerordentliche Anforderungen, da von der sicheren Bremswirkung auch die Betriebssicherheit unmittelbar abhängt, darüber hinaus aber die vorhandenen Sicherungsanlagen meist eine Vergrößerung der bisher üblichen Bremswege nur in geringem Ausmaß zulassen. Da die Höhe der zulässigen Abbremsung der Fahrzeuge im wesentlichen eine Frage der sicheren Beherrschung der Reibungsverhältnisse zwischen den Reibflächen der Bremse ist, kann man hier entweder durch Wahl von Reibbelägen mit einem von der Geschwindigkeit nur in geringem Maße abhängigen Verlauf und mit höheren Reibungswerten die größtmögliche Abbremsung erzielen, oder aber man regelt den Bremsklotzdruck der normalen Bremse so, daß bei hohen Geschwindigkeiten zwar stärkste Anpressung erfolgt, diese jedoch mit abnehmender Geschwindigkeit und zunehmendem Reibungswert selbsttätig kleiner wird.

Die erstere Lösung macht besondere Regelapparate zwar überflüssig, dafür kann aber die einfache Form der auf die Radreifen wirkenden Bremsklötze nicht mehr beibehalten werden. Während bei den europäischen Bahnen mit der zunehmenden Verwendung von Triebwagen und dem Streben nach leichtester Bauweise bei höchsten Geschwindigkeiten der Verwendung besonderer Reibbeläge zunächst der Vorzug gegeben wurde, haben die amerikanischen Eisenbahnen sich von vornherein zur Beibehaltung der einfachen Klotzbremse entschlossen und Regelverfahren für die Veränderung des Bremsklotzdruckes bzw. die Überwachung des richtigen Verlaufs entwickelt.

Die Kennzeichen der amerikanischen Schnelltriebwagenzüge, die Stromlinienform, die Ausbildung als mehrteilige Gelenktriebwagenzüge mit gemeinsamen Drehgestellen unter je zwei Wagenkästen, die Leichtbauausführung und das Bestreben, nicht nur durch Steigerung der Fahrgeschwindigkeit sondern Hand in Hand damit besonders durch starke Beschleunigung und Verzögerung eine bis zu 50% höhere Reisegeschwindigkeit zu erzielen, machten die Durchbildung einer besonderen Bremseinrichtung für die Triebwagen erforderlich. Die hohe Geschwindigkeit fordert hohe Durchschlagsgeschwindigkeit und starke Verzögerung über den ganzen Bereich des Bremsweges. Die Leichtbauweise der Züge forderte auch eine starke Verringerung des Gewichts der Bremsausrüstung. Die Stromlinienform verlangt Beschränkung der äußeren Abmessungen der Bremsteile wegen der schwierigen Unterbringung innerhalb der Verkleidung.

Nach diesen Grundsätzen hat die New York Air Brake Company die Bremsausrüstung der Schnelltriebwagenzüge der Union Pacific, Burlington und Boston & Maine entwickelt, die entsprechend der vorliegenden Betriebsform, nach der die Züge auf ihren Endstationen über Gleisschleifen oder Gleisdreiecke gedreht werden, nur von dem einen Ende des Zuges aus gesteuert werden. Die Bremse ist dabei in gleicher Ausführung für Gelenktriebwagenzüge beliebiger Länge geeignet und besonders gekennzeichnet durch die Verwendung eines besonderen Verzögerungsreglers und elektropneumatischer Steuerung (Abb. 1, Taf. 23).

Die betrieblichen und konstruktiven Merkmale der neuen Bremsausrüstung sind: Einfachheit und Regelbarkeit bei normaler Betriebs- und Schnellbremsung werden durch „unmittelbare“ Wirkungsweise erzielt, Luftein- und -auslaß der Bremszylinder wird durch besondere Steuerventile in Abhängigkeit vom Ein- oder Auslaß von Luft in einer besonderen Steuerleitung, die durch den ganzen Zug läuft, geregelt. Bei Beschädigungen der Hauptluftleitung tritt selbsttätig Schnellbremsung ein, eingeleitet durch eine besondere, gleichfalls durch den ganzen Zug laufende Überwachungsleitung, und zwar mittels besonderer Auslaßbeschleunigungsventile sowie einzelner vom Zugbegleiter zu bedienender Bremsventile, im Zusammenwirken mit einem Steuerventil, das bei plötzlicher Abnahme des Druckes in der Überwachungsleitung anspricht und die Schnellbremsung einleitet.

Das schnelle und gleichzeitige Ansprechen jedes Steuerventils im Verlauf normaler Bremsungen und Bremslösungen ist durch elektropneumatische Steuerung des Lufteintritts- und -auslasses in der Steuerleitung erreicht, wobei für den Fall des Versagens der elektrischen Steuerung noch selbsttätig eine rein pneumatische Steuerung einspringt.

Die schnelle Entwicklung des Bremszylinderdruckes und die Entlüftung werden durch die Steuerventile mittels Hilfsluftbehälters in jedem Drehgestell erzielt. Während des eigentlichen Bremsvorgangs wird die Luft aus den Hilfsluftbehältern in jedem Drehgestell über die Steuerventile zugeführt, während die Hilfsluftbehälter durch die Überwachungsleitung ständig nachgeladen werden. Während des Lösevorgangs wird die Luft aus jedem Bremszylinder unmittelbar ausgelassen. Eine hohe und gleichförmige Verzögerung durch die höchstmögliche Abbremsung wird mittels eines besonderen Verzögerungsreglers erzielt, der selbsttätig den Bremsdruck entsprechend einer festgelegten Verzögerung des gesamten Zuges einstellt. Bei abnehmender Geschwindigkeit und steigenden Reibungswerten bewirkt der Regler zunächst eine Verminderung des Bremsdruckes, von einer bestimmten Grenze ab stellt er auf einen gleichförmigen Wert ein, bei dem Schäden durch Gleiten der Räder ausgeschlossen sind. Da die Verzögerung die Grundlage der Regelung ist, bleibt die Bremswirkung die gleiche für den leeren Zug wie für das betriebsmäßige Gewicht mit voller Besetzung. Zur Vermeidung übermäßig starker Verzögerung kurz vor dem Halten ist Vorsorge getroffen, daß der Regler vor dem Anhalten die Verzögerung auf einen bestimmten Wert herunterregelt, weil andernfalls bei dem Übergang von einem verhältnismäßig hohen Verzögerungswert in den Zustand der Ruhe ein Stoß eintreten würde. Während einer (nicht vom Führer eingeleiteten) Schnellbremsung wird der Bremszylinderdruck in zwei Stufen entwickelt, er steigt schnell auf zunächst 4,3 kg/cm<sup>2</sup> an und erreicht dann langsamer den Höchstdruck. Hierdurch wird ein sicheres Wirken des Verzögerungsreglers unabhängig von der Ausgangsgeschwindigkeit erzielt.

Die Bremsausrüstung ist mit einer Totmannschaltung versehen, die eine Schnellbremsung einleitet und den Antriebsmotor auf Leerlaufdrehzahl durch Beeinflussung des Reglers herunterdrosselt, sobald der Führer aus irgend einem Anlaß den Handgriff des Führerbremventils losläßt, ohne zuvor einen Fußtritt zu betätigen.

Bei Beschädigungen der Leitungen oder Absinken des Druckes im Hauptluftbehälter unter einen bestimmten Wert steuern die Steuerventile um und leiten eine Schnellbremsung ein, sobald der Druck in der erwähnten Überwachungsleitung unter einen bestimmten Wert absinkt, ohne daß in der Steuerleitung eine entsprechende Drucksteigerung eingetreten ist. Diese Eigenart der Bremse bewirkt auch, daß der Zug nicht in Bewegung gesetzt werden kann, wenn nicht ein entsprechend hoher Druck im Hauptluftbehälter vorhanden ist.

Wenn der Zug nicht mit eigener Kraft befördert wird, so tritt ein besonderes Hilfsbremsystem in Tätigkeit.

Die leichte Ausführung der gesamten Ausrüstung ist durch weitgehende Verwendung von Aluminiumlegierungen beispielsweise für Leitungen, Behälter und vor allem in den gegossenen Teilen und sorgfältige Beschränkung aller Querschnitte auf das aus der Beanspruchung der einzelnen Teile unbedingt notwendige Maß erreicht worden.

Die einzelnen Teile der Bremsausrüstung, besonders der elektropneumatischen Steuerorgane sollen im folgenden nur so weit erläutert werden, wie zur Kenntnis der Wirkungsweise erforderlich, während der Verzögerungsregler wegen seiner grundsätzlichen Bedeutung für die Wirkungsweise der Bremse eingehender behandelt werden soll. Die einzelnen Teile der Bremsausrüstung gehen aus der Abb. 1 hervor.

#### 1. Das Führerbremsventil (Abb. 2, Taf. 23).

Es zeigt die vier Stellungen: Lösen, Abschlußstellung, Betriebsbremsstellung und Schnellbremsstellung.

a) Lösestellung: Luft aus den Hauptbehältern strömt gedrosselt in eine durch den ganzen Zug gehende Überwachungsleitung, um das Lösen der Bremsen einzuleiten, nachdem eine Bremsung vorhergegangen ist. Während eines Bremsvorgangs ist diese Überwachungsleitung mit der Außenluft verbunden, es ist deshalb in die Steuerkanäle eine Drossel eingeschaltet, damit bei Einleitung einer Bremsung vom Zug aus unnötiger Luftverlust bei dieser Stellung des Führerbremsventils vermieden wird. Der Steuerluftbehälter ist mit der Außenluft verbunden, also entlüftet, so daß die Bremsen gelöst werden. Die Bohrungen im Führerbremsventil sind dabei so angeordnet, daß diese Entlüftung des Steuerluftbehälters schon auf einer Mittelstellung zwischen Abschluß- und Lösestellung allmählich erreicht wird, so daß die Bremsen langsam gelöst werden. Die Umschaltkammer (B) des Verzögerungsreglers (Abb. 6, Taf. 23) ist entlüftet.

b) Abschlußstellung: Etwa in den Steuerluftbehälter eingelassene Luft wird abgeschlossen, die Bremsen bleiben angelegt. Die Umschaltkammer des Verzögerungsreglers bleibt entlüftet.

c) Betriebsbremsstellung: Die Umschaltkammer des Verzögerungsreglers bleibt entlüftet. Hauptbehälterluft wird gedrosselt zum Steuerluftbehälter übergelassen, so daß eine stufenweise Regelung der Bremswirkung erfolgt. Der Steuerkanal ist so durchgebildet, daß er sich, beginnend zwischen Abschluß- und Betriebsbremsstellung bis zur Schnellbremsstellung, allmählich erweitert.

d) Schnellbremsstellung: Der Hauptbehälterdruck wird in voller Höhe dem Steuerluftbehälter zugeführt. Außerdem tritt Hauptbehälterluft in die Umschaltkammer des Verzögerungsreglers, so daß hier die Rückstellfeder auf ihre Höchstspannung gebracht wird.

e) Bei heruntergedrücktem Führerbremsventilhebel wird durch ein obenliegendes Steuerventil (Abb. 2) die sogenannte Sicherheitssteuerleitung auf Hauptbehälterdruck gebracht.

f) Bei losgelassenem Führerbremsventilhebel wird dieser nach oben gedrückt, das Steuerventil entlüftet die Überwachungsleitung und leitet eine Bremsung ein.

Zwischen Führerbremsventil, Steuerluftbehälter und Steuerluftleitung ist der wichtigste Teil der Bremse das Haupt-

steuerrelaisventil und der Duplex-Stromunterbrecher angeordnet (Abb. 4 und 5).

Der Apparat gestattet:

1. eine elektropneumatische oder

2. eine rein pneumatische Steuerung

des Luftstroms oder der Luftentnahme aus der Steuerluftleitung entsprechend Zuführung oder Entnahme eines bestimmten Luftvolumens aus dem Steuerluftbehälter. Das Volumen dieses Behälters ist klein und bleibt für jede Ausrüstung gleich. Auf diese Weise bleiben Ein- und Auslaßkanäle im Führerbremsventil und dem Regler verhältnismäßig klein und gleich, da sie jeweils nur den Luftstrom zum und vom Steuerluftbehälter regeln.

Das Hauptsteuerventil besteht zunächst aus dem Duplex-Stromunterbrecher (Abb. 4), der eine Membran besitzt, die auf der einen Seite unter dem Druck des Steuerluftbehälters, auf der anderen Seite unter dem Druck der Steuerleitung steht. Beiderseits der Membran liegen Kontakte, von denen der eine den Magnetstromkreis durch den ganzen Zug für das Anlassen der Bremse, der andere den Magnetstromkreis durch den ganzen Zug für das Lösen der Bremse schließt, je nach der Seite, nach welcher die Membran ausschlägt. Wenn der Druck im Steuerluftbehälter und der Steuerleitung gleich ist, sind beide Kontakte offen. Die Magnete im Zug betätigen die einzelnen Ein- und Auslaßventile, von denen die letzteren beispielsweise örtlich Luft aus der Steuerleitung auslassen.

Neben dem Duplex-Stromunterbrecher wirkt das Hauptsteuerrelaisventil (Abb. 5, Taf. 23), das die elektrische Steuerung durch eine rein pneumatische Beeinflussung ersetzt, wenn die elektrische Einrichtung versagt. In diesem Falle wird durch das Hauptsteuerrelaisventil Zu- und Abfluß der Luft in der Steuerleitung in Abhängigkeit von der Entnahme oder Zuführung von Luft im Steuerbehälter geregelt. Das Ventil arbeitet so, daß es auf einen geringen Druckunterschied zwischen Steuerluftbehälter und Steuerleitung hin anspricht. Dieser Druckunterschied ist aber größer als der, unter dem der Duplex-Stromunterbrecher arbeitet, so daß in erster Linie die elektrische Steuerung arbeitet.

In jedem Drehgestell ist ein Betriebs- und Schnellbremsrelaisventil vorgesehen, das örtlich die Zuführung und Abführung der Luft zu und aus den Bremszylindern des einzelnen Drehgestells regelt. Diese Regelung erfolgt in Abhängigkeit von den Druckschwankungen entweder in der Steuerleitung oder in der Überwachungsleitung. Auf diese Weise ist es möglich, die Vorteile der unmittelbar wirkenden Bremse auszunutzen zu können, ohne die Nachteile in Kauf nehmen zu müssen, die sonst bei langen Zugeinheiten besonders fühlbar werden. Die Relaisventile gewährleisten nämlich schnellste Wirkung der unmittelbaren Bremse bei gleicher selbsttätiger Wirkung im Falle von Fehlern in der Hauptleitung. Mit den Relaisventilen sind die Magnetventile für Bremsen und Lösen unmittelbar zusammengebaut. Das Ventil arbeitet so, daß während der elektropneumatischen Wirkung der Hilfsluftbehälter sowohl die Steuerleitung speist wie auch die Bremszylinder. Sobald jedoch der Druck im Hilfsluftbehälter um wenige  $\text{kg/cm}^2$  gefallen ist, öffnet sich das Aufladeventil zum Wiederaufladen des Hilfsluftbehälters während des Bremsvorgangs. Während der Einleitung eines Schnellbremsvorgangs tritt ein äußerst schneller Ausgleich der Drücke zwischen Hilfsluftbehälter, Steuerleitung und Bremszylindern bis auf etwa  $6,3 \text{ kg/cm}^2$  ein. Darauf füllt sich der Hilfsluftbehälter aus der Überwachungsleitung wieder auf seinen Höchstwert auf, so daß damit eine weitere Steigerung des Druckes in der Steuerleitung und im Bremszylinder über  $6,3 \text{ kg/cm}^2$  hinaus möglich ist, sofern für die gewünschte Verzögerung erforderlich.

Von selbst tritt Schnellbremsung ein, wenn der Druck in der Überwachungsleitung beispielsweise infolge Öffnens eines Notbremsventils unter einen bestimmten Wert sinkt oder wenn der Druck im Hauptbehältersystem fällt. Im ersteren Falle entleert sich die Überwachungsleitung unter Mitwirkung besonderer Beschleunigungsentleerungsventile. Letztere bestehen aus einem federbelasteten Ventil mit Membran, die einerseits unmittelbar, andererseits über eine Drosselbohrung unter Leitungsdruck steht. Fällt der Druck in der Leitung, so überwiegt der hinter der Drosselbohrung stehende Druck und öffnet das Auslaßventil. Ein solcher Druckabfall steuert das Relaisventil so um, daß der Druck im Hilfsluftbehälter nicht absinken kann bzw. in den Bremszylinder übertritt. Wenn die Steuerleitung in Ordnung bleibt, so wird von ihr aus der Druck zwischen Hauptluftbehälter, Steuerluftbehälter und Steuerleitung in den Bremszylindern erhöht, selbst wenn die eigentliche Fülleitung, die Überwachungsleitung, zerstört sein sollte.

Wenn während einer derartigen Selbst-Schnellbremsung die höchste zulässige Verzögerung erreicht worden ist, bewirkt der Verzögerungsregler, über den noch zu sprechen ist, mittelbar eine Herabsetzung des Druckes in der Steuerleitung. In diesem Falle steuert das Relaisventil nach Erreichen eines Bremszylinderdruckes von  $4,2 \text{ kg/cm}^2$  um, so daß die Wirkung des Verzögerungsreglers von diesem Augenblick an ausgeschaltet wird. Auf diese Weise wird bis zum Halten der genannte höchstzulässige Druck im Bremszylinder eingehalten.

Ein besonderes Bremsauslöseventil ist für den Fall vorgesehen, daß der Führer die Sicherheitseinrichtungen losläßt, ein Notbremsventil geöffnet wird oder die Überwachungsleitung bricht. In diesem Falle löst es eine Schnellbremsung aus. Sonst stellt es die Verbindung zwischen Führerbremsventil und dem Verzögerungsregler sowie dem Steuerluftbehälter her, ebenso dem Hauptluftbehälter und der Überwachungsleitung, um letztere unter vollem Druck zu halten.

#### Der Verzögerungsregler.

Die Aufgabe, den Bremszylinderdruck entsprechend dem mit sinkender Geschwindigkeit steigenden Reibungswert zu verringern, wird bei der vorliegenden Bremse auf einfache Weise durch den Verzögerungsregler gelöst (vergl. Abb. 6, Taf. 23). Der Regler besteht aus drei Hauptteilen, dem Trägheitsapparat, dem Steuerapparat und einem Umschaltapparat. Die beiden Anschlußleitungen vom Steuerluftbehälter her sind an den Steuerapparat angeschlossen, die Steuerleitungen dagegen an den Umschaltapparat.

Der Trägheitsapparat besteht aus einem Gehäuse 1, in dem vier Rollenlager 2 eingebaut sind, auf denen das Gewicht 3 aufgelagert ist. Zwei gleiche Rollenlager 4 im Boden des Gehäuses 1 fassen eine Nut auf der Unterseite des Gewichts 3, um seitliche Bewegungen zu verhindern. Das Gehäuse 1 trägt Anschläge 5 und 6, die jeweils die Bewegung des Gewichts 3 nach rechts oder links begrenzen. Drei angegossene Stützen 7 gestatten die sichere Lagerung und Befestigung des Gehäuses.

Der Steuerapparat, der von unten an das Gehäuse angesetzt ist, umfaßt ein Schiebergehäuse 9 mit einer Bronzebüchse 10, in der ein ausgeglichener Steuerschieber läuft mit den beiden Schieberkörpern 11 und 12. Die innere Kante jedes Schieberkörpers steuert ständig den Druck des Steuerluftbehälters, die äußeren Flächen stehen unter atmosphärischem Druck. Der Raum zwischen den Schieberkörpern 11 und 12 stellt jeweils die Verbindung zwischen den Luftkanälen in der Schieberbuchse bei den verschiedenen Stellungen des Steuerschiebers her. In der Grundstellung schließt die Steuerkante 12 den Auslaßkanal c ab, a und b bleiben verbunden; a bildet freien Durchgang vom Bremsventil zum Steuerluftbehälter. In dem Gehäuse ist eine Ventilsitzbüchse 14 vorhanden, in der ein Rückschlagventil 13 sich bewegt, das ständig durch die Feder 15

auf seinem Sitz gehalten wird. Das Rückschlagventil 13 gibt nur in Lösestellung den Weg für die Luft zwischen den beiden Steuerluftbehälterkanälen frei. In der Auslaßleitung des Gehäuses 9 ist noch ein Rückschlagventil 18—21 eingeschaltet, das eine vollständige Entleerung der Luft aus dem Steuerluftbehälter im Verlauf der Regelung durch den Verzögerungsregler verhindert.

Der Umschaltapparat, der den Verlauf der Verzögerung durch den Regler überwacht, ist rechts am Gehäuse 9 befestigt. Dieser Teil umfaßt das Gehäuse 22, in dem die Einstellfeder 23 liegt, die mit ihrem linken Ende gegen den Federteller 24 und den Steuerschieber drückt, während das rechte Ende in einer beweglichen Federhülse 25 geführt wird. Die äußersten Stellungen dieser Hülse kennzeichnen die stärkste und schwächste Verzögerung. In der unteren Kammer des Gehäuses 22 ist der Umsteuerschieber 28 eingesetzt, der in Abschlußstellung durch eine Feder 29 gehalten wird, die durch das Abschlußgehäuse 30 geführt und gehalten wird. Normalerweise bewegt die von der Einstellfeder 23 ausgehende Kraft über den Steuerschieber den Hebel 32 im Uhrzeigersinn, da das Gewicht 3 gegenüber dem Zug frei beweglich ist, muß die Spannung der Einstellfeder im Verhältnis zur Masse des Gewichts 3 so bemessen werden, daß eine Vorwärtsbewegung verhindert wird, bis die Verzögerung des Zuges ein bestimmtes Maß überschreitet.

Die Kammer A links vom Umschaltventil 28 steht in der Grundstellung unter atmosphärischem Druck infolge Verbindung mit der Steuerleitung über den Kanal d. Deshalb hält die Feder 29 Ventil 28 auf dem Sitz fest, so daß auch Kammer C mit der Atmosphäre verbunden ist, und zwar über f, den Raum rings um Ventilbüchse 27, die Bohrungen e 1 in dieser Büchse, Federkammer B, Drosselbohrung 36, Kanal e und über das Bremsventil. Auf diese Weise bleibt Feder 25 in ihrer rechten Lage, so daß die Spannung der Feder 23 auf ihrem geringsten Wert gehalten wird.

Bei Einleitung einer Bremsung fließt die in die Leitung des Steuerluftbehälters eingelassene Luft über Kanal a in den Raum zwischen den Schieberkörpern 11 und 12, sodann durch den Kanal b zum Steuerluftbehälter und veranlaßt in der üblichen Weise eine Bremsung.

Außerdem schaltet die in die Steuerleitung eingelassene Luft den Umschaltapparat durch Drucksteigerung in Kammer A um, tritt in Kammer C und spannt die Feder 23, wenn der Druck etwa  $2,5 \text{ kg/cm}^2$  erreicht hat. Dadurch wird die Federspannung des Reglers vom kleinsten auf den größten Wert schon während der Einleitung einer Bremsung gesteigert.

Wenn während der Bremsung die Zugverzögerung das durch das Gewicht 3 und Feder 23 festgelegte Maß überschreitet, so bewegt sich das Gewicht bis zu einem Gleichgewichtszustand zwischen Verzögerung und Federspannung allmählich vorwärts. Schieber 11/12 nimmt zunächst eine Stellung ein, in der Zu- und Abfluß der Luft aus Kanal a zum Kanal b und zum Steuerluftbehälter verhindert ist. Wenn also auch im Kanal a der volle Druck mittels des Führerbremsventils entwickelt werden kann, so wird doch der im Steuerluftbehälter (und dementsprechend in der Steuerleitung und im Bremszylinder) entwickelte Druck nur die Höhe erreichen, die der gewünschten Zugverzögerung entspricht und die die vorstehend beschriebenen Vorgänge auslöst.

Ob diese Bewegung in die Abschlußstellung zur Verhütung weiteren Ansteigens des Bremszylinderdruckes eintritt, bevor das Umschaltventil 27 angesprochen hat, um die Spannung der Feder 33 auf ihren Höchstwert zu bringen, hängt davon ab, welche Anfangsgeschwindigkeit und Belastung der Zug hat. Wenn Geschwindigkeit und Belastung nur so groß sind, daß schon ein Druck von weniger als  $2,5 \text{ kg/cm}^2$  die erforderliche

Verzögerung herbeiführt, um die Bewegung in die Abschlußstellung hervorzurufen, dann wird natürlich das Umschaltventil in seiner normalen Stellung liegen bleiben, wie sie in Abb. 6 zu erkennen ist.

Dies ist richtig, weil aus niedrigeren Anfangsgeschwindigkeiten ein sanfteres Anhalten erzielt wird, wenn der Bremsvorgang sich unter den niedrigen Verzögerungsverhältnissen abspielt, wie sie durch die geringste Spannung der Feder 23 erreicht werden. Tritt eine Schnellbremsung ein, die den kürzestmöglichen Bremsweg erzielen soll, dann steht der Führerbremventilhebel in Schnellbremsstellung, so daß Hauptbehälterluft über das Bremsventil in die Verzögerungsreglerhilfsleitung eintritt, von wo sie durch Kanal e und Drosselbohrung 36 in Kammer B eintritt und das Umschaltventil 28 in seine linke Stellung drückt. Die Hauptbehälterluft fließt außerdem von Kammer B durch mehrere Bohrungen e 1 in Büchse 27 in den Raum rund um diese Büchse, sodann durch Kanal f in Kammer C und drückt die Federhülse 25 nach links, so daß die Federspannung 23 auf ihren Höchstwert gebracht wird, und zwar so lange, wie der Führerbremventilhebel in Schnellbremsstellung stehen bleibt. Wenn natürlich vorher der Verzögerungsregler Abschlußstellung eingenommen hatte und das Umschaltventil die Stellung mit der niedrigsten Federspannung, dann wird die zusätzliche Kraft, die durch die Feder 23 bei Spannung auf ihren Höchstwert ausgeübt wird, den Steuerschieber mit dem Gewicht in die normale Stellung zurückdrängen, wie sie in Abb. 6, Taf. 23 zu erkennen ist. In dieser Stellung besteht wieder Verbindung zwischen den Kanälen a und b, so daß die Steuerbehälterluft im Druck weiter ansteigen kann, dementsprechend auch der Druck in der Steuerleitung und der Bremszylinderdruck, bis sie Veranlassung geben, daß das Gewicht 3 und der Steuerschieber 11 wieder in Abschlußstellung gehen, und zwar unter dem Druck der auf den Höchstwert gespannten Feder 23.

Wenn auch die Bewegung des Verzögerungsreglers mit dem Steuerschieber in die Abschlußstellung ein weiteres Ansteigen des Bremszylinderdruckes verhindert, so steigt doch noch die Zugverzögerung in dem Maße, wie die Geschwindigkeit mit dem allmählichen Ansteigen des Bremsklotzreibungskoeffizienten abnimmt. Dieses Anwachsen der Zugverzögerung bewirkt eine weitere Bewegung des Gewichts nach links und des Steuerschiebers nach rechts, bis die Rückstellfeder hinreichend weiter gespannt ist, um Zug- und Gewichtverzögerungskräfte wieder ins Gleichgewicht zu bringen. Bei Beginn der Bewegung aus der Abschlußstellung fängt Steuerkante 12 an, den Kanal c freizugeben, so daß Steuerbehälterluft aus Kanal b in den Auslaßkanal c gelangen kann. Die in den Kanal c gelangende Luft öffnet das Rückschlagventil 19 gegen den verhältnismäßig niedrigen Druck der Feder 20, so daß die Steuerbehälterluft unmittelbar ausströmen kann. Das Fallen des Steuerbehälterluftdruckes verursacht eine entsprechende gleichmäßige Ab-

nahme des Druckes in der Steuerleitung sowie des Bremszylinderdruckes durch die elektropneumatische Wirkung des Duplex-Stromunterbrechers sowie die einzelnen Betriebs- und Schnellbremsrelais. Man sieht aber, daß die Wirkung des Verzögerungsreglers rein pneumatisch ist und deshalb unmittelbar einsetzt.

Bei den Zügen der Union Pacific ist die Anfangsspannung der Feder 23, wenn die Federhülse 25 in der linken Stellung steht (höchste Spannung) so hoch, daß sich das Gewicht so weit nach links bewegt und dementsprechend den Steuerschieber so einstellt, daß die Steuerkante 12 gerade den Auslaßkanal c öffnet, wenn die Zugverzögerung etwa  $1,4 \text{ m/sec}^2$  erreicht hat. Sobald deshalb der Führerbremventilhebel in Schnellbremsstellung belassen wird, wird auch diese höchste Verzögerung über den ganzen Bremsweg eingehalten werden. Wenn jedoch der Führerbremventilhebel in Betriebsbrems- oder Abschlußstellung gelegt wird und sobald der Steuerleitungsdruck in Kammer A auf der linken Seite des Umschaltventils 28 bis auf ungefähr  $2 \text{ kg/cm}^2$  abgenommen hat, dann bewegt die Feder 29 Ventil 28 in seine linke Abschlußstellung, entlüftet Kammer C und verringert die Spannung der Feder 23. Bei den Zügen der Union Pacific ist die Feder 29 so bemessen, daß das Umschaltventil in seine normale Stellung zurückgeht, sobald die Zuggeschwindigkeit zwischen 8 und 11 km/h liegt, die niedrigste Spannung der Rückstellfeder 23 ist dabei so bemessen, daß die Steuerkante 12 den Auslaßkanal c gerade öffnet, wenn die Zugverzögerung etwa  $0,7 \text{ m/sec}^2$  beträgt.

Natürlich führt das Gewicht 3 infolge der plötzlichen Abnahme der Rückstellfederspannung 23 im Augenblick des Umschaltens seinen vollen Weg aus, so daß der Auslaßkanal c voll geöffnet wird. Damit wird der erforderliche schnelle Abfall des Steuerbehälterluftdruckes erzielt, um sofort die Zugverzögerung auf den vorstehenden Wert der Verzögerung herabzusetzen.

Das Rückschlagventil 19 verhindert, daß der Regler den Druck im Steuerbehälter unter etwa  $0,7 \text{ kg/cm}^2$  herunterregelt, so daß die Bremsung bis zuletzt mit  $0,7 \text{ kg/cm}^2$  in den Bremszylindern durchgeführt wird.

Aus der vorstehenden Erläuterung der Wirkungsweise des Verzögerungsreglers ersieht man, daß ein durch einen Verzögerungsregler beeinflusstes Bremssystem eine sehr empfindliche Last- und Leerbremse ist. Das Verfahren gestattet, dabei hinreichend hohe Abbremsung vorzusehen, die mit Sicherheit auch bei Höchstbelastung das erwünschte Verzögerungsverhältnis auch im ersten Teil der Bremsung erreichen läßt. Da die Verzögerungsregelung erst einsetzt, wenn eine bestimmte Zugverzögerung erreicht worden ist, wird natürlich der geringste Unterschied im gesamten Zuggewicht von einer entsprechenden Veränderung der Bremskraft begleitet werden, bevor der Verzögerungsregler jeweils in Abschluß- oder Auslaßstellung übergeht.

## Die Breda-Bremse für Güterzüge.

Hierzu Tafel 24.

Mitte vorigen Jahres wurde die Breda-Bremse dem Bremsausschuß des IEV. zur Begutachtung vorgeführt. Es wurde festgestellt, daß sie den 33 Bedingungen, denen eine Güterzugbremse genügen soll, entspricht und daß sie darum zum zwischenstaatlichen Verkehr zugelassen werden kann. Wir geben daher nachstehend eine kurze Beschreibung auf Grund der von der Herstellerfirma gegebenen Unterlagen.

Die Breda-Bremse ist eine selbsttätige Einkammerdruckluftbremse, eine Konstruktion der italienischen Breda-Gesellschaft in Mailand, die zur Bewegung der Steuerorgane, ähnlich wie die Hik-Bremse, drei Drücke (die der Steuerkammer, der Leitung und der Bremszylinder) benutzt. Die allgemeine Anordnung gleicht den anderen Einkammer-

druckluftbremsen. Die wichtigsten Teile sind die Hauptleitung, das Steuerventil, der Steuerbehälter, der Hilfsluftbehälter und der bzw. die Bremszylinder (zur Eigengewicht- bzw. Lastabbremmung).

Das Breda-Steuerventil weist einige konstruktive Eigenarten auf, die bei der folgenden Beschreibung seiner Wirkungsweise und in der kurzen Betrachtung am Schlusse besonders hervorgehoben werden.

Einzelteile des Breda-Steuerventils für Güterzüge.

Das Steuerventil der Breda-Bremse besteht aus zwei Hauptkörperhälften: Oberteil und Unterteil.

Im Oberteil befinden sich der Hauptsteuerkolben 1, der

von ihm bewegte Steuerschieber 2, das Füllventil 3, das ungefähr in der Mitte des Steuerventils sitzt, und seitwärts das Rückschlagventil 5. Die Höhlung 8 im Oberteil bildet die Übertragungskammer. Die verschiedenen Kanäle werden bei der Beschreibung der Wirkungsweise selbst noch näher berührt.

Im Unterteil sind der Gleichgewichtskolben 6 und darunter der Steuerkolben 12 in der Mittelachse des Steuerventils. Beide werden durch Kautschukmembranen vollkommen luftdicht gehalten. Die Druckstange 15 überträgt die Drücke zwischen diesen beiden Kolben. Seitwärts sitzt das Mindestdruckventil 9, das vom Kolben 7 gesteuert wird. Das Ventil 9 bewirkt durch das Zwischenventil 10 das Öffnen und Schließen des Rückschlagventils 5 zur Steuerkammer.

Der Umstellhahn 20 befindet sich rechts seitlich und ist mit zwei Stiftschrauben am Ventilkörper befestigt. Darunter sitzt im Hauptkörper das Ventil 16.

Die Bremse benötigt zwei mit dem Steuerventil verbundene Behälter: den Steuerbehälter H, der den Fassungsraum für die Steuerkammer F vergrößert und den Hilfsluftbehälter C<sub>1</sub> (der den Bremsluftbehälter C speist), der die zum Bremsen benötigte Druckluft enthält und ständig mit der Kammer C verbunden ist.

#### Wirkungsweise des Breda-Steuerventils für Güterzüge.

Die schematische Darstellung des Steuerventils ist für die Stellung „Lösen“ gezeichnet, wobei die in verschiedenen Ebenen liegenden Kanäle und Bohrungen in Gehäuse, Schiebern und im Umstellhahn in eine Ebene verlegt sind.

##### 1. Füllen.

Die Luft der Hauptleitung gelangt, nachdem sie den Bremsabsperrhahn durchströmt hat, durch den Kanal 21 zum Steuerventil und dringt zunächst durch das Filter 43 in den Raum A. Der leicht bewegliche Hauptsteuerkolben 1 wird in seine äußerste Linksstellung geschoben. Von hier aus gelangt die Luft durch den Kanal 22, der stets mit der Hauptluftleitung in Verbindung steht, durch das Ventil 16, aber nur wenn der Kolben 16 p gehoben ist, und gleichzeitig durch die kalibrierte Öffnung 45 des Umstellhahns 20 in die Kammer B oberhalb des Steuerkolbens 12. Dieser wird in seine tiefste Lage gesenkt. Die Luft dringt weiter durch die Bohrung 28, den Kanal 29 und über die Aussparung 30 im Steuerventilschieber in den Raum C, der sowohl mit dem Hilfsluftbehälter C<sub>1</sub>, als auch mit dem Füllventil 3 in ständiger Verbindung steht. Durch die Kanäle 31a und 31 gelangt die Luft von der Kammer C in die Kammer E. Das Rückschlagventil 5 ist ebenso wie das Zwischenventil 10, das Mindestdruckventil 9 und der Kolben 7 durch die Kraft der Feder 17 in gehobener Stellung (also nicht wie im Schaltbild bei „Lösestellung“ gezeichnet). Die Luft gelangt somit durch den Kanal 32 in die Steuerkammer F, unterhalb des Steuerkolbens 12, und in den Steuerbehälter H.

Bei zu heftigem Auffüllen der Hauptleitung schließt sich das Ventil 16 und die Speisung des Hilfsluftbehälters erfolgt nur durch die kleine kalibrierte Öffnung 45. Hierdurch soll vermieden werden, daß die ersten Wagen des Zuges überladen werden und die Aufladung aller Steuerventile gleichmäßiger geschieht.

Kurz bevor sich der Druck im Raum B und im Hilfsluftbehälter C<sub>1</sub> dem Regeldruck der Hauptluftleitung und der Kanäle 22 und 23 nahezu angeglichen hat (ungefähr bis auf 0,3 at), öffnet sich das Ventil 16 wieder und die restliche Füllung geht rasch vor sich.

##### 2. Bremsen.

Um eine Bremswirkung zu erzielen, muß Preßluft aus dem Hilfsluftbehälter in den Bremszylinder gelangen. Dies ist

möglich, wenn das Füllventil 3 von seinem Sitz abgehoben wird, also wenn der Steuerkolben 12 sich durch einen unterschiedlichen Druck auf seinen zwei Seiten nach aufwärts bewegt. Dieser Druckunterschied wird hergestellt durch Druckabnahme in der B-Kammer infolge Leitungsluftauslaß.

Da der Durchgang des Ventils 16 und der Öffnung 45 dem Abströmen von B-Luft in die Leitung nur geringe Querschnitte bieten, während die Räume B und F zunächst noch frei miteinander kommunizieren, wird sich der Druck in beiden Räumen auf gleicher Höhe erhalten. Man kann also trotz größter Empfindlichkeit des Steuerkolbens 12 erst dann eine Bremsung erhalten, wenn der Schieber des Hauptsteuerkolbens 1 durch seine Bewegung nach rechts (Bremsstellung) die Steuerkammer F abschließt und den Hilfsluftbehälter von B abschaltet. Der Raum B, oberhalb des Steuerkolbens 12, bleibt dabei durch das Ventil 16, die Öffnung 45 und den Kanal 22 mit der Hauptluftleitung und ihrem regelbaren Druck in Verbindung.

Das Steuerventil hat also bei gelöster Bremse eine große Stabilität, während es bei angezogener Bremse auch gegen kleine Druckunterschiede in der Hauptleitung empfindlich ist.

Wird zur Einleitung einer Bremsung der Leitungsdruck vermindert, so teilt sich dieser Druckabfall sofort der Kolbenkammer A mit. Der Hauptsteuerkolben 1 bewegt sich unter Mitnahme des Steuerschiebers 2 aus seiner äußersten Linksstellung in die äußerste Rechtsstellung und leitet damit die Bremsung ein.

Er erfüllt dabei folgende Aufgaben:

a) Die leere Übertragungskammer 8 wird über die Steuerschieberhöhlung 4 und die Kanäle 23 und 24 mit der Hauptluftleitung verbunden. Sie nimmt Luft aus der Hauptleitung auf und bewirkt, daß sich der von der Lokomotive aus erzeugte Druckabfall mit großer Geschwindigkeit fortpflanzt.

b) Der Hilfsluftbehälter wird von der Hauptleitung abgeschaltet, indem die Verbindung durch die Bohrung 28 und Kanal 29 mit dem Raum B aufgehoben wird.

c) Der Steuerbehälter steht mit der Kammer C und dem Hilfsluftbehälter C<sub>1</sub> nur noch durch den engen Kanal 31a über das noch gehobene Rückschlagventil 5 in Verbindung, da der Kanal 31 durch den Schieberspiegel verdeckt ist.

Der Druck in der Kammer B gleicht sich sofort mit dem in der Leitung aus, da sie mit der Hauptluftleitung in Verbindung steht und nur einen geringen Fassungsraum besitzt. Der Steuerkolben 12 hebt sich und bewirkt durch die Druckstange 15 die Aufwärtsbewegung des Gleichgewichtskolbens 6. Zunächst kommt der Ventilsitz 26 mit dem Ventil 27 in Berührung, wodurch die Öffnung 33, die ständig mit der Außenluft in Verbindung steht, geschlossen wird. Als dann trifft der Boden des Ventils 27 auf den Schaft des Füllventils 3 und hebt es von seinem Sitz ab: Dadurch findet die Luft aus dem Hilfsluftbehälter den Weg offen und strömt in den Raum G, oberhalb des Gleichgewichtskolbens 6, durch den Kanal 34, durch das noch durch Feder 17 gehobene Mindestdruckventil 9 und gelangt über die Kanäle 42 und 35 in den Bremszylinder. Da alle diese Kanäle und Ventile weite Durchgangsquerschnitte haben, steigt der Druck im Bremszylinder fast augenblicklich auf etwa 0,6 at.

Sobald dieser Druck im Bremszylinder und somit auch in dem Raum über den Kolben 7 erreicht ist, wird die Spannung der Feder 17 überwunden und der Kolben 7 nach abwärts getrieben. Das Mindestdruckventil 9 fällt auf seinen Sitz und unterbricht den größeren Durchgang von G nach Kanal 35. Die weitere Füllung des Bremszylinders kann nur noch über den Umschalthahn durch die Kanäle 41 und 35 und die kalibrierte Öffnung 11 erfolgen.

Gleichzeitig senkt sich auch das Zwischenventil 10 und das auf diesem sich stützende Rückschlagventil 5, die Steuerkammer F hierdurch abschließend.

Das Füllventil 3 bleibt so lange offen, bis Gleichgewicht eintritt zwischen dem auf den Gleichgewichtskolben 6 wirkenden Druck, vermehrt um die Spannung der Feder 60 und den auf den Steuerkolben 12 wirkenden Hauptleitungsdruck, alle nach abwärts gerichtet, und dem nach aufwärts wirkenden Druck, den die Steuerkammerluft auf die untere Fläche des Steuerkolbens 12 ausübt.

Sobald der Druck oberhalb des Gleichgewichtskolbens 6 diesen bestimmten Wert überschreitet, senken sich der Steuerkolben 12 und der Gleichgewichtskolben 6 und bewirken die Schließung des Füllventils 3, ohne jedoch die ins Freie führende Öffnung 33 frei zu geben.

Durch einen weiterhin in der Hauptluftleitung erzeugten Druckabfall wird der erreichte Gleichgewichtszustand gestört und in der eben beschriebenen Weise wird eine entsprechende Erhöhung des Bremsdruckes im Bremszylinder eintreten. Dies kann so oft wiederholt werden, bis der höchste Bremsdruck erreicht wird, d. h. bis die Drücke im Hilfsluftbehälter und im Bremszylinder sich vollkommen ausgeglichen haben.

Es ist nun auch leicht zu erkennen, daß bei einer Drucksteigerung in der Hauptleitung (und somit auch in B) in einem beliebigen Zeitpunkt der Gleichgewichtskolben 6 und der Steuerkolben 12 aus ihrer vorher eingenommenen Gleichgewichtslage treten und bei ihrer Abwärtsbewegung den Ventilsitz 26 vom Ventil 27 abheben: Die Öffnung 33 wird frei gegeben und die Bremszylinderluft strömt durch diese Öffnung, den Kanal 19 und die Bohrung 25 ins Freie.

Gleichzeitig wird selbstverständlich der Steuerkolben 1 nach links verschoben und der Hilfsluftbehälter mit Leitungsluft wieder aufgefüllt (siehe später „Lösen“ der Bremse!).

Ist die Ausströmung der Bremszylinderluft soweit fortgeschritten, daß sich ein neuer Gleichgewichtszustand einstellt, so heben sich neuerdings die Kolben 12 und 6 bis die Öffnung 33 geschlossen wird, ohne jedoch das Füllventil 3 wieder zu öffnen.

Das kleine freie Spiel, das zwischen Löseventil 27 und Füllventil 3 vorgesehen ist, soll verhindern, daß am Schlusse einer Phase zu frühzeitig und ungewollt die Einleitung der folgenden eintritt.

Der Steuerkolben 12 und der Gleichgewichtskolben 6 können also drei verschiedene Stellungen einnehmen: Füllstellung, Lösestellung und Gleichgewichtsstellung.

Füllstellung und Lösestellung dauern nur kurz.

Der Höchstbremsdruck entspricht dem Ausgleichsdruck zwischen dem Hilfsluftbehälter und dem Bremszylinder und beträgt beim Regelleitungsdruck von 5 at 3,65 bis 4,05 at. Er entspricht einem Druck in der Leitung von 3,7 bis 3,5 at.

Jeder, auch kleinen, Druckänderung in der Hauptleitung bis herab zu rund 3,7 at, entspricht, abgesehen von einer etwas größeren Anfangsbremstufe von mehr als 0,15 at (Gegenkraft der Feder 60), immer ein bestimmter Druck im Bremszylinder.

### 3. Lösen.

Zum Lösen der Bremsen wird das Führerbremventil in die Füllstellung gebracht und dadurch der Druck in der Hauptluftleitung erhöht.

Sobald dieser den Druck im Hilfsluftbehälter  $C_1$  überschreitet, wird der Hauptsteuerkolben 1 von seiner äußersten Rechtsstellung in die äußerste Linksstellung geschoben und nimmt dabei den Steuerschieber 2 mit. Dadurch wird über die Höhlung 4 im Schieber die Übertragungskammer 8 mit dem Bremszylinder verbunden und mit diesem entlüftet. Durch die Aussparung 30 und über die Bohrung 28, Kanal 29, Ventil 16 und Bohrung 45 wird gleichzeitig der Hilfsluft-

behälter mit Hauptleitungsluft aufgefüllt und dadurch zur nächsten Bremsung bereitgestellt. Da aber der Durchgang durch das Ventil 16 und die Bohrung 45 bedeutend kleiner ist, als jener durch die Bohrung 28 und Kanal 29, wird beim Lösen der Druck im Raum B gleich dem im Hilfsluftbehälter sein.

Auf den kleinen Kolben 16p des Ventils 16 wirkt somit von oben der Druck der Leitung und von unten der Druck des Hilfsluftbehälters und die Spannung der Gegenfeder 16 m.

Wenn der Überdruck der Hauptleitung nur noch ungefähr 0,3 at beträgt, wird die Spannung der Feder 16m überwunden; der kleine Kolben 16p senkt sich und schließt den Durchgang 16f ab.

Der Hilfsluftbehälter wird nunmehr nur durch die Bohrung 45, wie schon oben erwähnt, weiter aufgefüllt.

Dies bietet folgende Vorteile:

a) Wenn das Führerbremventil längere Zeit in der Füllstellung belassen wird, ist die von den Hilfsluftbehältern im vorderen Zugteil aufgenommene Luftmenge sehr beschränkt. Eine Überladung dieser Hilfsluftbehälter wird erschwert und die rasche Lösung der Bremsen im rückwärtigen Zugteil wird gefördert.

b) Ein zu starkes Lösen der Bremse an den vorderen Wagen wird durch Druckluftstöße nicht erfolgen, die zum Zwecke eines teilweisen Lösens in der Hauptleitung erzeugt werden. Es werden keine übermäßigen Entbremsungen eintreten, die selbsttätige Wiederbremsungen zur Folge haben würden und die immer zu abnormalen Stößen bei langen Zügen Anlaß geben.

Wenn beim fortschreitenden Lösen der Bremse im Hilfsluftbehälter ein Druck von ungefähr 4,8 at und im Bremszylinder der entsprechende Druck von ungefähr 0,3 at erreicht wird, hebt sich der Kolben 7 vollständig und bewirkt die Aufwärtsbewegung und das Öffnen der Ventile 9, 10 und 5.

Hierdurch wird die Steuerkammer F samt Steuerbehälter H mit dem Hilfsluftbehälter verbunden. Der Steuerkolben 12 kommt zur Ruhe und das vollständige Lösen der Bremse kann sich schnell vollziehen, unabhängig von der Zeit zur völligen Erreichung des ursprünglichen Regeldruckes von 5 at in der Hauptluftleitung.

Bei gelöster Bremse ist das Ventil 5 infolge der Aufwärtsbewegung des Kolbens 7 endgültig geöffnet. Eine gegebenenfalls eingetretene Überladung des Hilfsluftbehälters kann dann auch auf die Steuerkammer und den Steuerbehälter übertragen werden. Bei gelöster Bremse verschwindet jedoch diese von selbst, wenn der Druck in der Hauptluftleitung genügend langsam auf den Regeldruck gesenkt wird, da ja Steuerkammer und Hilfsluftbehälter miteinander und mit der Hauptluftleitung in Verbindung stehen.

Soll die Bremse eines einzelnen abgeschalteten Wagens gelöst werden, so geschieht dies durch ein Entlüftungsventil normaler Bauart, welches gestattet, den Hilfsluftbehälter und somit auch den Bremszylinder ins Freie zu entleeren.

Der Steuerbehälter benötigt kein Entlüftungsventil.

### 4. Umstellvorrichtungen.

a) Umstellhahn für die Stellungen „leer“ — „beladen“.

Das Steuerventil arbeitet in der eben beschriebenen Weise. Es ist nur ein zweiter Bremszylinder durch den Umschalt-hahn 20 hinzugeschaltet, dessen Füllkanäle 41 und 36 und dessen Entleerungskanäle 19 und 37 ganz unabhängig von denen zum Eigengewichtsbremszylinder sind.

Wird die Lastabbremse durch eine mechanische Vorrichtung im Bremsgestänge statt durch einen zweiten Bremszylinder getätigt, so wird die Anschlußöffnung für den Lastbremszylinder durch eine Blindverschraubung verschlossen.

#### b) Umstellhahn „Güterzug-Personenzug“.

Die Steuerventile der Wagen, die sowohl in Güterzügen als auch Personenzügen Verwendung finden sollen, werden mit einem besonderen Umstellhahn ausgerüstet.

Die Arbeitsweise ist grundsätzlich die gleiche. Durch entsprechende Zuschaltung von kalibrierten Bohrungen ändern sich lediglich die Füll- und Lösezeiten des Bremszylinders, um den Anforderungen beider Betriebsarten zu genügen.

#### Eigenschaften der Breda-Bremse.

Zusammenfassend sollen die wichtigsten sich aus der Beschreibung der Wirkungsweise ergebenden Eigenschaften der Breda-Güterzugbremse genannt werden:

Stufenweises Bremsen und Lösen. Der Hauptsteuerkolben 1 leitet bei Leitungsdruckerniedrigung den Bremsvorgang ein und der Steuerkolben 12 bewirkt die gewünschte, feine Abstufung. Dieser arbeitet nach dem Dreidrucksystem, da er durch den regelbaren Leitungsdruck, den konstanten Steuerkammerdruck und den sich jeweils einstellenden Bremszylinderdruck gesteuert wird. Das Prinzip ist seit 1892 bekannt und wurde des öfters und ähnlich verwendet, so z. B. bei der Hik-Bremse.

Schnelle Fortpflanzung der Bremswirkung im Zuge. Zur Erzielung einer großen Durchschlagsgeschwindigkeit ist, wie bei vielen anderen Systemen, eine Beschleunigungs- oder Übertragungskammer vorgesehen.

Charakteristische Bremsdruckschaulinie für Güterzugbremsen. Ein Mindestdruckventil, das nicht mit Differentialkolben, sondern mit einer Feder von vorgeschriebener Spannung arbeitet, bewirkt den zuerst schnellen und dann langsamen Anstieg des Bremsdruckes.

Abbremsen der Last bei beladenen Wagen. Ein Umstellhahn, der nur durch einen Flansch mit zwei Stiftschrauben am Steuerventil befestigt ist und daher leicht ausgetauscht (schneller Verschleiß!) oder durch einen „GP-Wechsel“ ersetzt werden kann, schaltet bei der Stellung „beladen“ einen zweiten Bremszylinder zu, wodurch der Klotzdruck erhöht wird. Der Hahn gestattet keine Abstufung bei teilweiser Beladung und seine Umstellung muß von Hand ausgeführt werden.

Überladung der Bremse. Dank der Wirkung des Ventils 16 kann das Steuerventil nicht leicht überladen werden. Bei gelöster Bremse ist eine Überladung nicht gefährlich, sie gleicht sich bei langsam sinkendem Hauptleitungsdruck von selbst aus.

Unerschöpfbarkeit. In ordnungsmäßigem Zustand ist die Breda-Bremse unerschöpfbar, weil der im Bremszylinder jeweils vorhandene Druck abhängig ist von dem gleichbleibenden Druck in der Steuerkammer F und dem Druck in der Hauptleitung bzw. in der B-Kammer. Diese drei Drücke stehen bei jeder Brems- oder Lösestufe in einem bestimmten Verhältnis zueinander und da sich der Steuerkammerdruck nicht ändert, gehört zu einem ganz bestimmten Leitungsdruck immer ein bestimmter C-Druck.

Diese Unerschöpfbarkeit besteht also nur dann, wenn der Druck in der Steuerkammer nicht sinkt. Er kann aber sinken, wenn das Rückschlagventil 5 undicht ist oder eine Verbindung herstellt zwischen Steuerkammer und einem anderen Raum der Bremse mit nennenswert niedrigerem Druck. Das Rückschlagventil öffnet sich aber nur, wenn

der Druck im Bremszylinder auf 0,3 at gefallen ist. Erst in diesem Augenblick, wo die übrigen Räume der Bremse den Regeldruck nahezu erreicht haben, wird die Steuerkammer mit dem Hilfsluftbehälter verbunden. Praktisch wird dadurch keine Druckerhöhung in der Steuerkammer eintreten.

Der Einbau des Steuerventils am Wagen. Das Ventil ist durch einen Flansch an einer besonderen Stütze am Untergestell des Wagens befestigt. Von dieser Stütze zweigen alle Rohrleitungen ab, so die zur Hauptluftleitung, zum Steuer- und Hilfsluftbehälter und zu den Bremszylindern. Sie trägt auch den Bremsabsperrhahn. Das Steuerventil kann also, ohne die Leitungen einzeln lösen zu müssen, ausgewechselt werden. Dies bedeutet eine erhebliche Zeitersparnis und schließt die Gefahr einer fehlerhaften und schlechten Arbeitsausführung aus. Die Möglichkeit des Undichtwerdens der Rohranschlüsse wird stark vermindert.

Nachspeisen. Die Breda-Bremse hat ähnlich wie die Hik-Bremse die Eigenschaft, Druckverluste im Bremszylinder und Hilfsluftbehälter selbsttätig auszugleichen.

Druckverluste im Bremszylinder werden zunächst aus dem Hilfsluftbehälter ersetzt. Sinkt der Druck im letzteren unter den der Hauptleitung, so geht der Steuerkolben nach links in die Lösestellung, wodurch der Raum C mit dem Raum B und damit mit der Hauptleitung verbunden wird. Dabei wird der Bremszylinder aber nicht mit der freien Luft verbunden, weil die Kolben 6 und 12 wegen des im Stellerraum gleichbleibenden Druckes nicht nach unten gehen.

Wenn der Druckverlust im Bremszylinder ungewöhnlich groß wird, genügt aus der Leitung nachströmende und durch den Hilfsluftbehälter gehende Luftmenge nicht mehr zum Ausgleich. Der Bremszylinder entleert sich, das Rückschlagventil 5 wird durch die Feder 17 geöffnet und der Steuerbehälter mit dem Hilfsluftbehälter verbunden. Infolge des Druckausgleiches in diesen beiden Räumen gehen die Kolben 6 und 12 unter Wirkung der Feder 60 nach unten und unterbrechen die Verbindung vom Hilfsluftbehälter über Ventil 3 zum Bremszylinder. Da die Hauptleitung jetzt keine Luftverluste mehr auszugleichen hat, steigt der Druck im Hilfsluft- und Steuerbehälter bis auf den Hauptleitungsdruck an. Die Bremswirkung dieses sehr stark undichten Wagens ist allerdings dann aufgehoben; aus der Hauptleitung wird aber keine Druckluft mehr entnommen, der Wagen wirkt wie ein Leitungswagen.

Die bei der Breda-Bremse zur Steuerung verwendeten Elemente sind durchweg bekannt. Um sie den ihnen zugewiesenen Aufgaben anzupassen, weisen sie im Vergleich zu den Steuerorganen der bekannten anderen Bremsen geringe Veränderungen auf.

Durch die Verwendung des Dreidrucksystems bei der Steuerung des Kolbens 12 wird der wesentliche Vorteil einer guten Regulierbarkeit erzielt. Die Mehrung an Ventilen, die bekanntlich leichter undicht werden als Schieber, und an Federn, von deren richtigen und konstanten Spannung das gute Arbeiten der Bremse stark abhängt, ist eine nachteilige Folge (Untersuchungsfristen!). Als konstruktive Weiterbildung ist die äußere geschlossene Form und die beschriebene günstige Art des Einbaues am Wagen hervorzuheben.

Pausch.

### Neuere französische Lokomotiven.

Die französischen Eisenbahnen haben neuerdings wieder einige bemerkenswerte Lokomotiven in Dienst gestellt, die teils als Neubauten und zum Teil durch Umbau entstanden sind.

Die französische Nordbahn hat eine ihrer sogenannten

Superpacific-, 2 C 1 (h 4 v)-Schnellzuglokomotiven\*) zunächst noch unter Beibehaltung des Vierzylinder-Verbundtriebwerks auf Cossart-Steuerung umgebaut. Im weiteren Verlauf dieser Versuche hat die Bahn dann dieselbe Loko-

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 465.

omotive noch einmal umgebaut und zwar diesmal in eine Zwillingsslokomotive, ebenfalls mit Cossart-Steuerung nach der Form, wie sie schon vorher bei ihrer weiter unten beschriebenen 1 D 1-Tenderlokomotive ausgeführt worden ist. Bei der in Textabb. 1 dargestellten Lokomotive liegen die beiden Zylinder in Mitte Drehgestell und treiben die mittlere Kuppelachse an. Um den Durchmesser der Zwillingssylinder nicht zu groß wählen zu müssen, hat man außerdem den Kolbenhub von 660 mm — bei den bisherigen Hochdruckzylindern — auf 700 mm verlängert, so daß also sämtliche Kuppelachsen neue Radkörper erhalten mußten. Der neue, einschienige Kreuzkopf ist ziemlich weit nach hinten geschoben, damit die Treib-

Dieser Windschutz soll sich bisher bei der Nordbahn bei jeder Witterung, Windrichtung, Windstärke und Fahrgeschwindigkeit bewährt haben und wird jetzt auch bei einigen anderen französischen Bahnen, der Staatsbahn, der Paris-Orleans-Bahn und der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn erprobt. Unter dem Eindruck des Eisenbahnunglücks von Lagny wird sogar ihre allgemeine Einführung erwogen.

Übrigens machen einige französische Bahnen auch schon Versuche mit einer ähnlichen Vorrichtung, die an den Wagenfenstern angebracht werden soll. Man will hiermit vermeiden, daß beim Öffnen der Wagenfenster Zugluft und Rauch in das Innere der Wagen eindringt und die Reisenden belästigt.

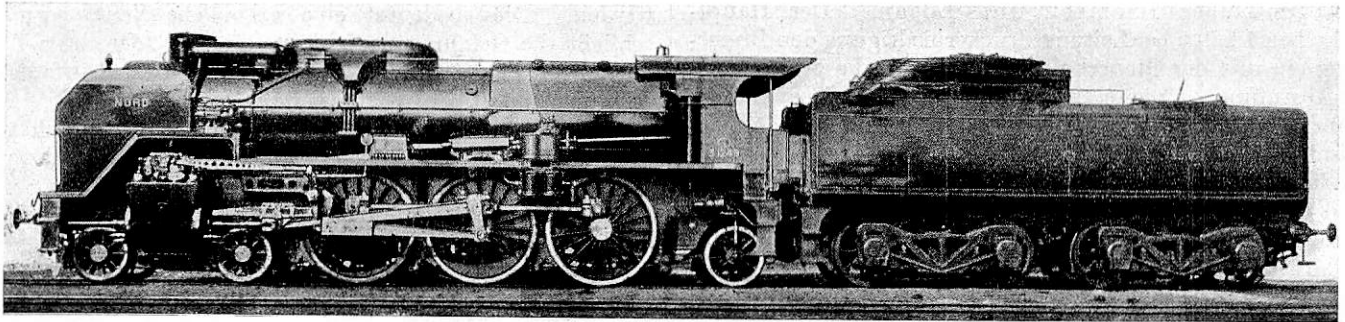


Abb. 1. 2 C 1 (h 2)-Schnellzuglokomotive der französischen Nordbahn.

stange etwas kürzer wurde. Die Steuerung wird auf jeder Lokomotivseite von einer Gegenkurbel bewegt, wobei ebenso wie bei der erwähnten 1 D 1-Tenderlokomotive die an dieser Gegenkurbel angreifende Übertragungsstange zugleich als Gegengewicht für die hin- und hergehenden Massen ausgebildet ist.

Als besonders bemerkenswerte Neuerung ist an dieser Lokomotive eine Windschutzvorrichtung von Pottier angebracht worden, die auf Textabb. 1 ersichtlich ist. Diese

Vorrichtung soll mittels geeignet angebrachter Windleitbleche die während der Fahrt vor dem Führerhaus auftretende Zugluft so ablenken, daß der Führer durch die unverglasten Fenster in der Vorderwand hinaussehen kann, ohne davon belästigt zu werden. Von der Verwendung verglasteter Fenster will die Bahn deshalb abgehen, weil diese bei rascher Fahrt und unter dem Einfluß der Witterung gerne verschmutzen und undurchsichtig werden, ihre Reinigung während der Fahrt aber umständlich ist und die Bediensteten ablenkt, während die Streckenbeobachtung durch Hinaus-

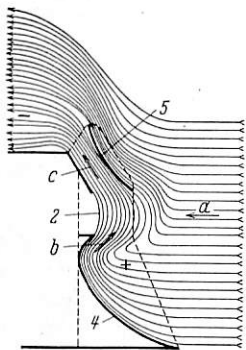


Abb. 2. Windschutz von Pottier.

sehen aus den Seitenfenstern bei den neuerdings immer höher werdenden Geschwindigkeiten ebenfalls nicht mehr recht genügt.

Textabb. 2 zeigt die grundsätzliche Anordnung dieses Windschutzes, der im übrigen bei jeder Lokomotivbauart seine besonders angepaßte Form erhalten muß. Die von vorn kommende Zugluft a, die sonst durch die Fensteröffnung 2 in das Führerhaus eindringen würde, wird von dem Luftstrom b und c an den Lenkblechen 4 und 5 abgelenkt. In dieser einfachen Form sind verhältnismäßig große Lenkbleche nötig; man hat daher bei der tatsächlichen Ausführung die Lenkbleche 4 und 5 durch einige kleinere, hintereinander liegende Bleche ersetzt und damit die Wirksamkeit des Windschutzes noch verbessert.

Für die Beförderung schwerer Güterzüge hat die Nordbahn schon im Jahr 1912 eine sehr leistungsfähige 1 E (h 4 v)-Lokomotive beschafft, deren Hauptabmessungen ebenso wie diejenigen der übrigen Lokomotiven in der am Schluß befindlichen Zusammenstellung aufgeführt sind. Neuerdings sind 30 derartige Lokomotiven als Reihe 5. 1201 nachbeschafft worden, die jedoch gegenüber den früheren Lokomotiven wesentliche Abänderungen aufweisen. Um die Bauart in eine Typenreihe mit der 2 C 1-Schnellzug- und der nachstehend beschriebenen 1 D 1-Tenderlokomotive zu bringen, hat sie nunmehr denselben Kessel erhalten wie die 2 C 1-Lokomotive — den mit einigen Abänderungen auch die 1 D 1-Tenderlokomotive besitzt — aber mit einem auf 18 at erhöhten Kesseldruck. Der Überhitzer ist dabei so ausgebildet worden, daß im Regelbetrieb eine Dampfwärme von 380 bis 390° C und bei besonders starker Beanspruchung eine solche von 420° C erreicht wird. Das Lauf- und Triebwerk ist mit einigen Veränderungen der Achsstände beibehalten worden, jedoch haben die Zylinder günstigere Kanalquerschnitte erhalten, so daß die Lokomotive mit hohen Umdrehungszahlen laufen kann. Tatsächlich sind auch bei den Versuchsfahrten Höchstgeschwindigkeiten von 110 bis 115 km/h erzielt worden. Sämtliche Zylinder sind Stahlgußstücke mit gußeisernen Laufbüchsen; die außen liegenden Hochdruckzylinder sind dabei mit dem vorderen Teil der entsprechenden Rahmenwange in einem Stück gegossen, das bis zum Pufferträger vorreicht. An Stelle des bisherigen zweischienigen Kreuzkopfs ist auch hier ein einschieniger getreten. Auch Schornstein und Blasrohr sind nach neueren Grundsätzen — mit größerem Querschnitt und tiefsitzend — ausgebildet worden; außerdem wurden Windleitbleche vorgesehen. Schließlich hat die neue Lokomotive noch an Stelle des bisher verwendeten preußischen 22 T 31-Tenders einen Tender mit 38,3 m<sup>3</sup> Wasservorrat erhalten, der demjenigen der 2 C 1-Schnellzuglokomotive ähnlich ist. Abweichend von diesem ist aber der Wasserkasten vollständig geschweißt.

Bei Versuchsfahrten hat diese Lokomotive einen Kohlenzug von 2214 t Gewicht in 4 Stunden und 20 Minuten über die 223 km lange Strecke von Lens nach Bourget geschleppt. Dies entspricht einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 51 km/h auf einer Strecke, die längere Steigungen von 5<sup>0</sup>/<sub>100</sub> aufweist.



Vor Schnellzügen von 550 t Gewicht konnte die Lokomotive von Paris nach Compiègne bei öfterem Anhalten eine Reisegeschwindigkeit von 80 km/h erreichen.

Die in der Textabb. 3 dargestellte 1 D 1 (h 2)-Tenderlokomotive, Reihe 4.1200 ist für die Beförderung schwerer Vorortzüge des Pariser Verkehrs bestimmt. Fünf derartige Lokomotiven sind zunächst in bahneigenen Werkstätten gebaut worden, 30 weitere sind bei Lokomotivfabriken in Auftrag gegeben worden. Auch diese Lokomotiven sind aus der bekannten 2 C 1 (h 4 v)-Schnellzuglokomotive, Reihe 3.1200, heraus entwickelt worden, die die Nordbahn als Ausgangsform für eine Reihe von typisierten Lokomotivbauten zugrunde legen will. Bemerkenswert ist vor allem, daß die Bahn bei dieser neuen Tenderlokomotive wie auch bei anderen Neuentwürfen die Vierzylinder-Verbund-Bauart, an der sie bisher mit einigen anderen französischen Bahnen zäh festgehalten hat, verlassen hat und zur einfacheren Zwilling-Bauart mit hohem Dampfdruck übergegangen ist. Eine weitere Besonderheit der neuen Lokomotive ist ihr hohes Gewicht und die bei ihr verwendete Cossart-Ventilsteuerung.

Der Kessel nebst Ausrüstung ist im wesentlichen von der 2 C 1-Lokomotive übernommen; jedoch ist die Feuerbüchse von 3,5 auf 3,1 m Länge verkürzt und andererseits die Entfernung zwischen den Rohrwänden des Langkessels von 4,5 auf 4,75 m vergrößert worden. Der Kesselüberdruck beträgt 18 at und die Überhitzung soll von 380° C im Regelbetrieb bei größeren Leistungen — vor allem auf starken Steigungen — leicht auf 420° C ansteigen.

Die Rahmenplatten sind 35 mm stark und außer durch die üblichen Querverstrebungen noch durch Stahlgußrippen, die jeweils zwei benachbarte Achslagerführungen verbinden, sehr kräftig versteift. Die Kuppelachsen und die Schleppachse sind durch Ausgleichhebel verbunden; die Lokomotive ruht auf drei Punkten. Als Zug- und Stoßvorrichtungen besitzt die Lokomotive Willison-Kupplung mit Übergangskupplung und Seitenpuffer, die bei Verwendung der Willison-Kupplung zurückgeschoben werden können. Dieselbe Anordnung haben auch die neueren Ganzstahl-Vorortwagen der Nordbahn.

Die Treib- und Kuppelstangen sind in besonders leichter Bauart aus Chromnickelstahl hergestellt. Die 3,2 m lange Treibstange, die einen größten Kolbendruck von 50 000 kg aufzunehmen hat, wiegt nur 200 kg. Die hin- und hergehenden Massen werden durch besondere, ebenfalls nur hin- und hergehende Gegengewichte zu 40% ausgeglichen, die im Steuerungsantrieb untergebracht und auf der Textabbildung gut sichtbar sind\*). Die in den Rädern selbst untergebrachten Gegengewichte der üblichen Bauart dienen daher nur zum Ausgleich der drehenden Massen. Der Raddurchmesser ist der Einheitlichkeit halber von anderen Lokomotivgattungen übernommen worden, und zwar für die Kuppelradsätze von den Güterzuglokomotiven und für die Laufradsätze von den Schnellzuglokomotiven der Bahn.

Führerhaus und Kohlenkasten sind unter sich und mit dem Rahmen verschweißt. Zum leichteren Ausbau des Kessels ist jedoch der über dem Stehkessel befindliche Teil des Führerhauses abnehmbar ausgebildet. Im übrigen hat man großen Wert darauf gelegt, die Bedienung der Lokomotive möglichst angenehm zu gestalten. Die Stehkesselrückwand ist mit Wärmeschutz versehen und ein elektrisch betriebener Sauger

\*) Hin- und hergehende Gegengewichte sind schon vor einigen Jahrzehnten von Herrn v. Helmholtz an einer bayerischen Lokomotive versuchsweise angewendet worden. Die Schriftl.

dient zur Erneuerung und Kühlung der Führerhausluft. Zur leichteren Handhabung der langen Schürgeräte ist — wie schon seit längerer Zeit auch bei einer Anzahl von Lokomotiven der Reichsbahn — ein in den Kohlenkasten eingebautes weites Rohr vorgesehen, in das die Geräte nach jedem Gebrauch einfach hineingeschoben werden können, ohne daß der Heizer sie jeweils zu wenden braucht. Außerdem ist eine auf Schienen laufende Plattform vorgesehen, auf welcher der Heizer je etwa eine halbe Tonne Kohlenziegel vom Kohlenkasten in den Führerstand befördern kann. Dadurch wird das mühsame Vorschaffen von Hand vermieden und auch der Führerstand sauber gehalten, weil die Heizer sich sonst erfahrungsgemäß zur Erleichterung der Arbeit während der Fahrt schon vorher einen entsprechenden Vorrat an Kohlenziegeln einfach auf dem Boden des Führerhauses aufstapeln. Die Bedienungshebel sind zunächst nur einfach vorhanden; es ist aber Vorsorge getroffen, daß besondere Hebel für Rückwärtsfahrt ohne große Änderungen noch nachträglich eingebaut werden können, wenn sich dies als notwendig erweisen sollte. Im übrigen braucht die Lokomotive im Vorortverkehr beim Wechsel der Fahrtrichtung nicht umgesetzt zu werden; sie schiebt dann vielmehr — nach dem bei der Nordbahn eingeführten Verfahren von Aubert —

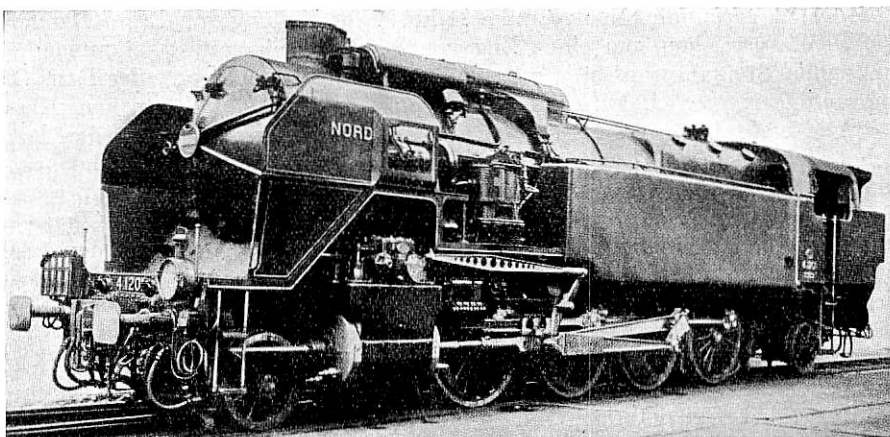


Abb. 3. 1 D 1 (h 2)-Tenderlokomotive der französischen Nordbahn.

den Zug ähnlich wie dies bei elektrischen Triebwagenzügen die Regel ist. Zu diesem Zweck ist der vorderste Wagen des Zuges als Steuerwagen ausgebildet, von dem aus der Lokomotivführer Regler und Steuerung mittels Fernsteuerung bedienen und sich mit dem auf der Lokomotive verbleibenden Heizer fernmündlich verständigen kann.

Die Ventilsteuerung ist auf Anregung und nach den Angaben des Werkstättenleiters der Bahn, Léon Cossart, ausgeführt. Cossart hält die üblichen Schiebersteuerungen für Schieber-Dampftemperaturen von mehr als 320° C nicht mehr für geeignet und lehnt weiterhin für Temperaturen über 400° C auch die Anwendung der Verbundwirkung ab, solange der Kesselüberdruck nicht mehr als 20 at beträgt. Er hält hierfür vielmehr die einfache, aber möglichst weit getriebene Dehnung des Dampfes im Zwillingzylinder für völlig ausreichend, wozu Steuerungen erforderlich sind, die auch kleinste Füllungen von 5 bis 15% zulassen. Im vorliegenden Fall hat Cossart eine Ventilsteuerung mit Kolbenventilen gewählt, die sich bei vorhergehenden Versuchen vermöge ihres rascheren Öffnens und Schließens und ihres besseren Dichthaltens als den reinen Ventilen überlegen erwiesen hatten.

Bei der Cossart-Steuerung ist die eigentliche Umsteuerung grundsätzlich von der Füllungsregelung getrennt. Der Führer bedient beide für sich; bei der hier beschriebenen Vorortlokomotive ist allerdings diese Bedienung ausnahmsweise vereinigt, um die oben erwähnte Fernsteuerung vom Steuerwagen

aus zu vereinfachen. Die Zylinder, die besonders weite und sorgfältig durchgebildete Dampfkanäle aufweisen, besitzen je zwei senkrecht angeordnete Ein- und Auslaßventile, die über besondere Einlaß-, Auslaß- und Füllungs-Nockenscheiben mittels Winkelhebeln betätigt werden. Die Nockenscheiben werden auf jeder Lokomotivseite von einer am Treibrad angebrachten Gegenkurbel aus über ein aus der Textabbildung ersichtliches Übertragungsgestänge und eine Zahnradübersetzung angetrieben und drehen sich nur mit der halben Drehzahl der Treibräder. Umgesteuert wird mittels einer steilgängigen Schraubenspindel, die die Nockenscheiben in achsialer Richtung verschiebt und die selbst mittels Schneckengetriebe vom Führerstand aus verstellt wird. Zum vollständigen Umsteuern von 0° Füllung über 80° Höchstfüllung für Vorwärtsfahrt und 80° Höchstfüllung bis 0° Füllung für Rückwärtsfahrt genügt eine einzige Umdrehung der Schraubenspindel um 360°. Das ganze auf dem Zylinder sitzende Steuerungsgetriebe läuft auf Kugel- und Rollenlagern ganz in Öl und ist nach Entfernung eines aus Leichtmetall hergestellten Schutzdeckels leicht zugänglich. Die Teile für den rechten und linken Zylinder sind ebenso wie auch die Zylinder selbst völlig gleich.

Im Regelbetrieb soll die Füllung ungefähr 7% betragen; die Dehnung des Dampfes wird dabei besser ausgenutzt als bei den besten Verbundlokomotiven der Bahn. Eine Füllung von 10% soll ausreichen, um einen Zug von 480 t auf einer anhaltenden Steigung von 5<sup>0</sup>/<sub>100</sub> mit einer gleichbleibenden Geschwindigkeit von 112 km/h zu befördern.

Die erste Lokomotive ist nach ihrer Fertigstellung eingehenden Versuchsfahrten unterzogen worden. Sie hat dabei unter anderem einen 482 t schweren Zug auf der 50,5 km langen Strecke von Creil nach Paris, die von den beiden Endpunkten aus bis zur Streckenmitte dauernde Steigungen von 5<sup>0</sup>/<sub>100</sub> aufweist, ohne Zwischenhalte in 32 Minuten befördert, was etwa dem Fahrplan der schnellsten Fernzüge entspricht, die aber in Creil nicht anhalten. In der Gegenrichtung konnte sie sogar diese Zeit und damit auch die Fahrpläne der sämtlichen Schnellzüge noch unterbieten. Andere Versuchsfahrten im Vorortverkehr mit häufigen Halten haben die ausgezeichnete Beschleunigungsarbeit der Lokomotive ergeben, so daß die Höchstgeschwindigkeit zwischen den einzelnen Halten gegen bisher vielfach auf das Doppelte, von 30 auf 60 km/h gesteigert werden konnte. Die ohne Halt durchlaufenden Probezüge konnten Dauergeschwindigkeiten von 95 km/h einhalten; die Dauerleistung betrug über 1700 PS<sub>0</sub>.

Die Paris-Orléans-Bahn hat in der letzten Zeit wegen der fortschreitenden Elektrisierung ihres Netzes davon abgesehen, neue Bauarten von Dampflokomotiven zu beschaffen. Um trotzdem mit leistungsfähigen und wirtschaftlichen Dampflokomotiven arbeiten zu können, hat sie großzügige Umbauten durchgeführt. Sie hat dabei vor allem durch bestmögliche Durchbildung sämtlicher Dampfwege die Drosselverluste zu beseitigen versucht, durch Änderung der Steuerung und der Schieber die Dampfverteilung verbessert und die Blasrohrverhältnisse geändert.

Nach dem gelungenen Umbau einer 2 C 1 (h 4 v)-Lokomotive in eine ebensolche Lokomotive mit erheblich höherer Leistung\*) hat die Bahn nunmehr eine 2 C 1 (h 4)-Lokomotive mit einem Treibraddurchmesser von 1850 mm in eine 2 D (h 4 v)-Lokomotive umgebaut. Dabei ist die bisherige Schleppachse durch eine Kuppelachse ersetzt und damit das Reibungsgewicht von 54 auf 75,5 t erhöht worden. Diese Änderung war erforderlich, weil bei der erhöhten Kesselleistung das bisherige Reibungsgewicht auf den zu befahrenden Rampen von 10<sup>0</sup>/<sub>100</sub> nicht mehr ausgereicht hätte. Zugleich mit dieser Änderung hat die Lokomotive auch einen völlig neuen Kessel erhalten, der einen verhältnismäßig kurzen Langkessel mit hinterem

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 111.

kegeligem Schuß aufweist. An ihn schließt sich eine 3,8 m lange, schmale und tief zwischen die Rahmen herabgezogene Feuerbüchse an, da die frühere trapezförmige Rostform nach dem Einbau einer vierten Kuppelachse nicht mehr untergebracht werden konnte. Die Stehkesselvorderwand liegt unmittelbar hinter der zweiten Kuppelachse. Außerdem sind an der Lokomotive die obenerwähnten Änderungen zur Erhöhung der Leistung und Wirtschaftlichkeit — darunter auch der Einbau einer Ventilsteuerung — vorgenommen worden.

Die Lokomotive hat auf Rampen von 5<sup>0</sup>/<sub>100</sub> Züge von 800 t Gewicht mit 95 km/h und auf Rampen von 10<sup>0</sup>/<sub>100</sub> Züge von 530 t mit 85 km/h befördert. Die Leistung am Zughaken ist dabei bis auf 2400 bis 2600 PS angestiegen. In der Ebene hat die Lokomotive mit 575 t Wagenzuggewicht eine Geschwindigkeit von 140 km/h erreichen können.

Auch die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn geht neuerdings wieder dazu über, durch Umbau aus älteren Lokomotiven wieder solche zu schaffen, die den durch die Steigerung der Geschwindigkeiten in den letzten Jahren sehr stark gewachsenen Anforderungen genügen. Die nächste Veranlassung dazu sind wohl die Umbauerfolge der Paris-Orléans-Bahn gewesen; im übrigen haben sich alle französischen Bahnen von jeher mit besonderer Vorliebe mit Lokomotivumbauten befaßt.

Die genannte Bahn hat zunächst eine aus dem Jahr 1923 stammende 2 C 1 (h 4 v)-Lokomotive nach dem Vorgang der Paris-Orléans-Bahn umgebaut. Die Lokomotive hat einen neuen Kessel mit 20 at Überdruck erhalten; die Zylinder wurden besser durchgebildet und dabei der Durchmesser der Hochdruckzylinder von 440 auf 400 mm verkleinert. Die Dampfwärme ist durch Änderung des Überhitzers um 15 bis 20° C gesteigert und außerdem ein Dabeg-Vorwärmer eingebaut worden. An Stelle des bisherigen veränderlichen Blasrohrs sind zwei getrennte, hintereinander liegende Blasrohre mit beweglichen Stegen und zwei getrennten Schornsteinen getreten. Der Gegendruck soll dadurch um 50% verringert worden sein.

Durch den Umbau soll die Leistung der Lokomotive von 1600 auf 2200 PS gesteigert worden sein. Bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h entfielen auf die Hochdruckzylinder 60%, auf die Niederdruckzylinder dagegen nur 40% der Gesamtleistung. Man hat jedoch bewußt davon abgesehen, den Leistungsanteil der innenliegenden Niederdruckzylinder zu erhöhen, um die Kropfachse nicht zu stark zu beanspruchen.

Auf Grund dieses Versuchsumbaus hat die Bahn weitere 25 Lokomotiven derselben Gattung in Umbau genommen, die aber ihren alten Kessel mit 16 at Überdruck behalten sollen.

Für ihr Netz in Algier hat die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn eine 2 C 1 + 1 C 2 (h 4)-Garratt-Schnellzuglokomotive beschafft, die nach dem Entwurf der englischen Firma Beyer, Peacock & Co. von der Société Franco-Belge gebaut worden ist. Die Lokomotive hat den für eine Garratt-Lokomotive ungewöhnlich großen Treibraddurchmesser von 1800 mm und ist damit eine der wenigen Schnellzuglokomotiven dieser Bauart. Der kurze, sehr gedrungene Kessel hat Belpaire-Feuerbüchse. Der große Wasservorrat von 25 m<sup>3</sup> ist auf beide Drehgestelle verteilt; der Kohlenbehälter ist nach einem Patent der Entwurfsfirma als selbstfördernde Trommel ausgebildet\*), die allseits dicht verschlossen ist und bei Rückwärtsfahrten — die ja bei derartigen Lokomotiven die Hälfte aller Fahrten ausmachen — jede Belästigung der Mannschaft vermeidet.

Bevor die Lokomotive nach Algier geschafft wurde, sind mit ihr unter Verwendung von Bremslokomotiven Versuchsfahrten auf dem Stammbahnnetz der Bahn im Mutterland vorgenommen worden. In Algier hat man dann die Lokomotive versuchsweise im Reisezugdienst zwischen der Stadt Algier

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, S. 251.

und Oran eingesetzt. Auf dieser 420 km langen Strecke hat die Lokomotive Geschwindigkeiten von 129 km/h erreicht, ohne daß in einer der beiden Fahrtrichtungen ein unruhiger Lauf beobachtet werden konnte. Die Leistung stieg dabei bis auf 2660 PS. Die kleinsten Füllungen, mit denen gefahren werden konnte, betragen 10 bis 15%, die Überhitzung erreichte 380° C.

Während der sämtlichen Versuchsfahrten, die sich über 25000 km erstreckten, hat die Lokomotive keinerlei Lager-schäden gehabt. Sie ist dabei auch nie gedreht worden, was ja auch bei ihrem besonders großen Achsstand von über 26,5 m auf den üblichen Drehscheiben nicht möglich wäre.

Diese Garratt-Schnellzuglokomotive stellt eine besonders bemerkenswerte neue Bauart dar. Bevor man jedoch ein endgültiges Urteil über ihre Eignung abgeben kann, wird man zunächst einmal abwarten müssen, wie sie sich im Dauerbetrieb bewährt.

Schließlich ist noch eine neue 2 C 1 (h 2)-Schnellzug-

lokomotive zu erwähnen, die die Eisenbahnen von Elsaß und Lothringen in letzter Zeit beschafft haben. Die Lokomotive weist einen Kesselüberdruck von 20 at auf und ähnelt in ihrem Aufbau und in ihren Abmessungen sowie auch rein äußerlich der 2 C 1 (h 2)-Schnellzuglokomotive, Bauart 01, der Deutschen Reichsbahn. Sie hat Ventilsteuerung und doppeltes Blasrohr mit doppeltem Schornstein.

Es ist dies übrigens schon die dritte Bauart einer 2 C 1-Lokomotive, die in Elsaß-Lothringen läuft. Die erste war die noch von den ehemaligen Reichseisenbahnen beschaffte Vierzylinder-Verbundlokomotive mit langer schmaler Feuerbüchse, als zweite ist seinerzeit nach dem Krieg auch von den Eisenbahnen von Elsaß und Lothringen die bekannte Einheitslokomotive verschiedener französischer Bahnen beschafft worden, die Trapez-Feuerbüchse hat.

Nachstehend sind die Hauptabmessungen der beschriebenen Lokomotiven zusammengestellt:

Eigentumsbahn . . . . .	Nord	Nord	Nord	Nord	Nord	P.-O.	P.-L.-M.	P.-L.-M. (Algerisches Netz)	A.-L.
Bauart . . . . .	2 C 1 (h 4 v)	2 C 1 (h 2)	1 E (h 4 v)	1 E (h 4 v)	1 D 1 (h 2)- Tenderlok.	2 D (h 4 v)	2 C 1 (h 4 v)	2 C 1+1 C 2 (h 4) Garratt	2 C 1 (h 2)
Reihe, Nummer . . . . .	3.1249 1. Umbau	3.1249 2. Umbau	5031—5120	5.1201	4.1200	4701	231. F. 141	—	S 16, 1401
Kesselüberdruck . . . at	17	17	17	18	18	20	20	16	20
Zylinderdurchmesser, Hochdruck . . . . mm	2×440	2×640	2×490	2×490	2×640	2×440	2×400	4×489	2×575 <sup>1)</sup>
Zylinderdurchmesser, Niederdruck . . . . „	2×620	—	2×680	2×680	—	2×640	2×650	—	—
Kolbenhub . . . . . „	$\frac{2 \times 660}{2 \times 690}$	2×700	$\frac{2 \times 640}{2 \times 700}$	$\frac{2 \times 640}{2 \times 700}$	2×700	4×650	4×650	4×660	2×720
Kesseldurchmesser, innen . . . . . „	1747	1747	1617	1747	1747	vorn hinten 1640 1850	—	2057 vorn	1851
Kesselmitte über Schienenoberkante „	2800	2800	2800	2900	—	2850	2900	—	2950
Rohrlänge . . . . . „	4500	4500	6000	4500	4750	4250	6000	4572	5905
Heizfläche der Feuer- büchse . . . . . m <sup>2</sup>	20,3	20,3	17,4	20,3	—	24,9 <sup>2)</sup>	15,7	22,0	18,7
Heizfläche der Rohre „	194,5	175,7	209,1	175,7	—	191,0	188,1	264,5	205,0
„ des Über- hitzers . . . . . „	57,2	66,6	62,4	61,0	—	60,6	44,6	69,0	73,8
Heizfläche — im gan- zen — H. . . . . „	272,0	262,6	288,9	257,0	—	276,5	248,4	355,5	297,5
Rostfläche R . . . . „	3,5	3,5	3,2	3,5	3,1	3,8	4,3	5,08	4,5
Durchmesser der Treibräder . . . . mm	1900	1900	1550	1550	1550	1850	2000	1800	1950
Durchmesser d. Lauf- räder, vorn/hinten „	950/1040	950/1040	1040	950	950	920	1000/1360	1000/1200	970/1260
Achsstand d. Kuppel- achsen . . . . . „	4020	4020	7620	6980	5400	6000	4200	3921 (in jedem Gestell)	4150
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . „	10240	10240	10120	9480	11400	10000	11230	{ 9449 (in jedem Gestell) 26518 (ins- gesamt)	11195
Ganze Länge der Lokomotive . . . . „	12530	12530	13350	12530	—	13010	13990	29388	14245
Reibungsgewicht . . t	56,8	56,8	90,2	89,9	88	75,5	57,0	—	60,0
Dienstgewicht der Lokomotive G. . . . „	105,0	100,5	101,3	104,6	122	106,3	100,2	201,0	107,0
Dienstgewicht des Tenders . . . . . „	76,9	76,9	63,5	77,0	—	—	—	—	67,3
Vorrat an Wasser . . m <sup>3</sup>	37,0	37,0	31,5	38,3	10,0	—	—	25,0	28,2
„ „ Brennstoff t	9,0	9,0	7,0	9,0	5,0	—	—	7,0	9,0
H : R . . . . .	78	75	90	74	—	73	58	70	66
H : G . . . . . m <sup>2</sup> /t	2,6	2,6	2,9	2,5	—	2,6	2,5	1,8	2,8
Metergewicht . . . . t/m	—	—	—	—	—	—	—	6,85	7,5

<sup>1)</sup> Lokomotive Nr. 1402 hat 540 mm Zylinderdurchmesser und eine Hilfsmaschine.

<sup>2)</sup> Einschließlich Wasserkammer von 4,2 m<sup>2</sup>.

# Rundschau.

## Lokomotiven und Wagen.

### Die Treibstangenlager von Schnellzuglokomotiven.

Die „Rivista tecnica delle Ferrovie Italiane“ bringt im Dezemberheft vorigen Jahres bemerkenswerte Untersuchungen über die Schmierung von Kurbelzapfen an Schnellzuglokomotiven. Wir geben den Hauptinhalt nachstehend wieder.

1. Betriebsverhältnisse. Die Temperaturen der Lager-schalen von Treibstangen sind die Folge der jeweiligen Betriebsverhältnisse, insbesondere der Höhe der Zugkraft und der Fahr-geschwindigkeit. Auch bei raschen Änderungen dieser Verhältnisse folgt ihnen die Lagertemperatur mit nur geringer Nacheilung. Beim Eintritt von Unregelmäßigkeiten mechanischer oder schmier-technischer Art kann die Erwärmung der Lager rasch ansteigen; sie sinkt jedoch nach dem Verschwinden der Unregelmäßigkeiten unter Umständen nur wieder sehr langsam, was daher kommt, daß die Viskosität des Schmiermittels bei höheren Temperaturen sehr geringe Werte annehmen kann, so daß Mischreibung eintritt, in welchem Gebiet der Reibungswert rasch ansteigt. Solche Umstände können dann zum Heißlaufen führen. In günstiger liegenden Fällen wird der instabile Gleichgewichtszustand so lange aufrecht erhalten, bis irgend eine andere Ursache, eine Geschwindig-keitsverminderung oder ein Zugsaufenthalt, die Sachlage ändert. Bemerkenswert das Personal bei einem Aufenthalt die höhere Temperatur eines Lagers, so genügt oft eine geringe Ölzufuhr, damit sich das Lager bei der Weiterfahrt wieder normal verhalte. Dies wurde z. B. bei einem inneren Stangenlager nachgewiesen, welches fast 89° C angenommen hatte, gegen 68° C des anderen inneren Stangen-lagers. Beim erstmaligen Anfahren aus dem kalten Zustand nehmen die Stangenlager erst einige Zeit nach der Erreichung der Höchstgeschwindigkeit ihre Betriebstemperatur an, z. B. bei Beschleunigung von 0 auf 120 km/h innerhalb 15 Min. mit 14 Min. Verzögerung. Beim Anfahren von 0 auf 120 km/h inner-halb 7 Min. nach einem Zwischenaufenthalt von 6 Min. betrug die Verzögerung nur mehr 6 Min. Im ersten Fall hatten die Lager eine Anfangstemperatur gleich der Lufttemperatur von 30° C, im zweiten Fall eine solche von 58° C bei 31° C Luft-temperatur.

2. Schmierölmenge. Der Schmierölverbrauch steigt bei hohen Lagertemperaturen wegen der verringerten Viskosität des Öles an. Bei langen Fahrten ohne Aufenthalt ist deshalb auf ge-nügenden Fassungsraum der Ölgefäße zu achten. Dieser schwankt bei einigen italienischen Schnellzuglokomotiven zwischen 700 und 800 g für die inneren Stangenlager und zwischen 280 und 500 g für die äußeren Stangenlager.

Bei den Versuchen mit einer Lokomotive Gr. 691, über welche bereits berichtet wurde\*), war der Ölverbrauch bei etwas reichlicher Schmierung 1,3 g/km für die äußeren Stangenlager und 1,7 g/km für die inneren Stangenlager. Bei gleichbleibenden Geschwindigkeiten und Belastungen wurden Versuche über den Ölverbrauch mit einer Lokomotive Gr. 685 auf der Strecke Bologna — Mailand, 219 km, gemacht. Diese Strecke ist die längste in Italien ohne Zwischenaufenthalt durchzufahren. Da die zulässige Ge-schwindigkeit für Lokomotiven Gr. 685 den Betrag von 120 km/h hat, so muß die bei den Versuchsfahrten nicht überschrittene Dauergeschwindigkeit von 80 km/h als mäßig bezeichnet werden; dafür lag die Lokomotivleistung mit 1500 PS<sub>i</sub> sehr hoch. Die Temperaturmessungen wurden am Lager der äußeren, rechten Treibstange durchgeführt und ergaben, daß im Bereich des üblichen Ölverbrauches die Betriebstemperaturen der Stangenlager von der Stärke der Schmierung praktisch unabhängig sind. Die Schmiermenge wurde zwischen 0,49 g/km und 2,67 g/km geändert. Bei Lufttemperaturen zwischen 20 und 30° C betrug die Lager-temperatur zwischen 50 und 60° C ohne Rücksicht auf die Schmier-menge. Drei weitere Versuchsreihen wurden bei Fahrten von Mailand nach Bologna durchgeführt, und zwar mit sehr hoher (3,4 g/km), mittlerer (0,73 g/km) und sehr geringer (0,06 g/km) Schmierung. Die Lufttemperatur lag bei diesen Fahrten zwischen 25 und 29° C. Die Lagertemperaturen zeigten bei überreichlicher und normaler Schmierung keine Unterschiede und lagen stets bei 60° C im Beharrungszustand. Bei der zu sparsamen Schmierung

mit 0,06 g/km stiegen die Lagertemperaturen auf 70 bis 75° C. Während der kurzen Zeit von 96 Sek. wurde bei unverminderter Geschwindigkeit mit geschlossenem Regler gefahren, was einen sofortigen Anstieg der Lagertemperatur von 73 auf 87° C bewirkte. Vermutlich war bereits das Gebiet der Mischreibung erreicht. Immerhin hat sich gezeigt, daß auch eine sehr geringe Schmierung noch nicht unbedingt gefahrbringend ist, wenn auch die Gefahren-grenze dadurch näher gerückt wird.

Folgende Ölmengen, die in der kalten Jahreszeit noch wesent-lich verringert werden können, haben sich bei den Lokomotiven Gr. 685 und 691 als vollkommen ausreichend erwiesen:

	Gr. 685		Gr. 691	
Stangenlager . . . .	äußeres	inneres	äußeres	inneres
Verbrauch an dunklem Mineralöl g/km . .	0,7	1,0	1,2	1,5

Selbstverständlich ist dabei guter Zustand und gute Ausführung der Schmiereinrichtung, der Zapfen und Lager vorausgesetzt.

3. Schmierölsorte. Die italienischen Staatsbahnen ver-wenden Sommer und Winter nur eine Schmierölsorte, während z. B. die Deutsche Reichsbahn verschiedene Sorten vorschreibt, wobei das im Sommer verwendete Öl bei Temperaturen von 20 bis 70° C geringere Viskosität besitzt als das in Italien gebräuch-liche. Da die Viskosität  $\eta$  nach der Gleichung\*)

$$f = \lambda \cdot \sqrt{\frac{n \cdot \eta}{p}}$$

von Einfluß auf die Größe des Reibungswertes f ist, so wurden auch Versuche mit verschiedenen Ölorten angestellt, nämlich mit

- a) normalem, dunklen Mineralöl,
- b) Heißdampfzylinderöl,
- c) Mischung der beiden vorgenannten Sorten,
- d) dünnem Dieselzylinderöl,
- e) halbdickem Dieselzylinderöl.

Die Haupteigenschaften dieser verschiedenen Schmiermittel waren:

	a	b	c	d	e
Organische Säuren % . . . .	Spuren	—	0,5	—	—
Dichte bei 15° C . . . . .	0,931	0,911	0,935	0,911	0,917
Teergehalt % . . . . .	12	—	22	8,5	13
Flammpunkt °C . . . . .	192	300	158	223	253
Fließpunkt °C . . . . .	—12	+15	—10	0	+12
Wasser und verseifbare Stoffe	—	—	—	—	—
Flüchtige Bestandteile bis 310° C % . . . . .	< 10	—	8	—	—
Viskosität °Engl. bei 50° C . .	10,5	36	13,9	19,1	?
„ 75° C . .	3,3	13,6	4,5	5,9	11,4
„ 100° C . .	1,9	6,2	2,4	2,7	4,3

Die Schmierventile wurden je nach der Ölsorte eingestellt und die Versuche an der rechten äußeren Treibstange einer Loko-motive Gr. 685 bei gleichen Geschwindigkeiten und Zugkräften durchgeführt. In Abb. 1 sind die Ergebnisse für die beiden ersten, unter sich sehr verschiedenen Ölorten a und b dargestellt. Der Temperaturverlauf läßt zwar den Einfluß der Viskosität deutlich erkennen, jedoch ist dieser nicht so groß, als man erwarten möchte. Allerdings mußte vom Heißdampfzylinderöl eine um 28% größere Ölmenge aufgewendet werden, um die Lagertemperaturen wenig-stens unter 70° C zu halten. Bei der Fahrt mit der Mischung von gewöhnlichem dunklen Schmieröl und Heißdampfzylinderöl (c) wurde das Schmierventil gegenüber seiner Einstellung für Schmier-öl allein nicht verstellt, wie es die größere Zähigkeit der Mischung eigentlich verlangt hätte. Man erkennt deutlich, daß die Vis-kosität durch starke Erwärmung des Ölgemisches erst gesenkt werden mußte, damit dem Lager eine genügende Ölmenge zufließt. Bei der Fahrt Bologna—Mailand (Abb. 1, Aufzeichnung c) stieg die Lagertemperatur zunächst auf die bedenkliche Höhe von

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, S. 155.

\*) Vergl. auch Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1935, S. 27.

95° C, bis das Ölgemisch genügend dünnflüssig war und der weitere Temperaturverlauf lag über jenem für reines Heißdampföl mit richtiger Einstellung des Schmierventils. Der Schmierölverbrauch lag mit 0,93 g/km ziemlich hoch. Eine Mischung beider Ölsorten, wie dies das Personal manchmal vornimmt, ist also weder der Sicherheit gegen Heißlaufen noch dem Ölverbrauch zuträglich.

genannten auf, die Trägheitskräfte in der Richtung der Treibstangenachse und die Fliehkraft in der Richtung des Kurbelarmes. Bei gegebener Konstruktion ist die Größe dieser Kräfte nur vom Quadrat der Geschwindigkeit abhängig, da die Massen und die geometrischen Verhältnisse ein für allemal festliegen. In Abb. 2 sind die Kräfte, welche auf die Lagerschalen wirken in der Reihe 1,

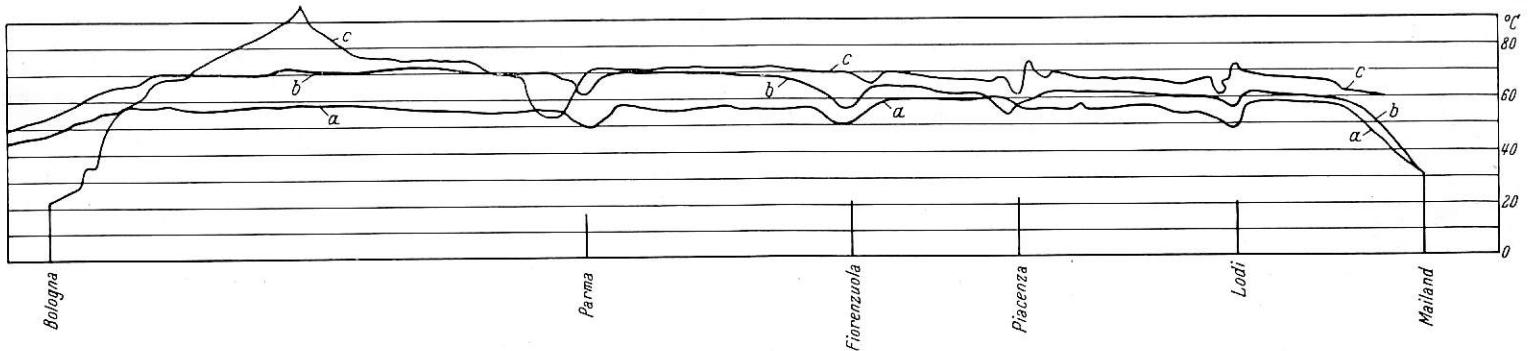


Abb. 1. Verlauf der Lagertemperatur der rechten, äußeren Treibstange von Lokomotive Gr. 685.

Schmiermittel:	Schmiermenge	Fahrt:
a dunkles Mineral-Schmieröl	0,78 g/km	Mailand—Bologna
b Heißdampf-Zylinderöl	1,00 g/km	Mailand—Bologna
c Schmieröl und Zylinderöl gemischt	0,93 g/km	Bologna—Mailand

Bei Verwendung der Ölsorte d (0,9 g/km) war die Lagertemperatur 60 bis 65° C, bei Schmierung mit Sorte e (1,0 g/km) 65 bis 70° C. Versuche mit Lokomotive Gr. 691, bei welchen die

jene welche auf die Zapfenoberfläche wirken in der Reihe z für Geschwindigkeiten von 120, 100, 80 und 50 km/h und für die äußere Treibstange der Lokomotive Gr. 691 dargestellt. Der beanspruchte Sektor der Zapfenoberfläche ist stets gleich groß ( $\gamma = \text{const.}$ ).

Bei der Fahrt mit geöffnetem Regler treten noch die Kolbendrücke dazu. Die Beanspruchungen des Lagers und des Zapfens sind nun verschieden, je nach dem Verhältnis der größten Trägheitskraft  $J_{\text{max}}$  zum größten Kolbendruck  $K_{\text{max}}$ . Ist  $J_{\text{max}} - K_{\text{max}} > 0$  (Abb. 3), so haben die auf die Lagerschalen bzw. die Zapfenoberfläche wirkenden Kräfte den in Abb. 4 und 5 gezeigten Verlauf. Ist dagegen  $J_{\text{max}} - K_{\text{max}} < 0$ , so ist zu unterscheiden, ob

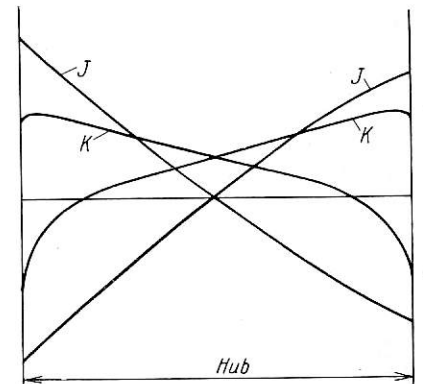


Abb. 3. Kolbenkräfte für  $J_{\text{max}} - K_{\text{max}} > 0$ .

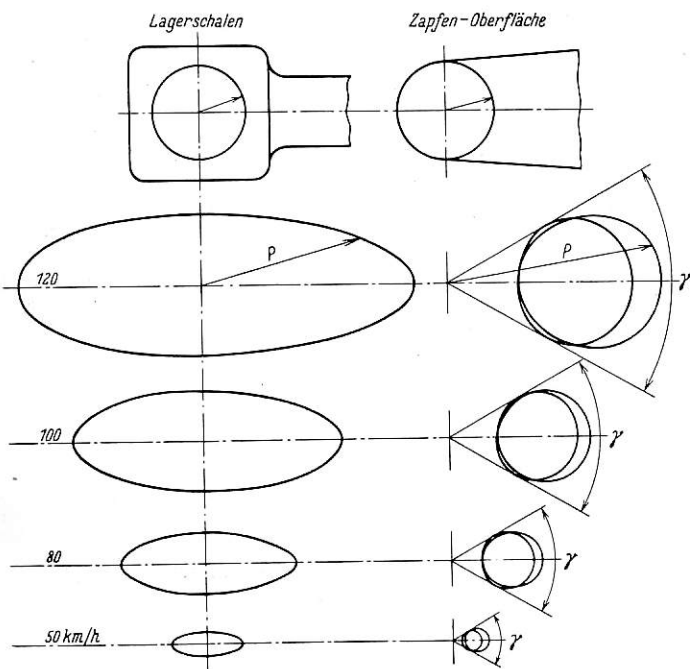


Abb. 2. Fahrt bei geschlossenem Regler.

Auf die Lager- bzw. Zapfenoberfläche wirkende Kräfte bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten.

inneren und die äußeren Stangenlager abwechselnd mit den verschiedenen Ölsorten geschmiert wurden, ergaben durchaus ähnliche Temperaturverhältnisse und Ölmengen. Das geeignetste Schmieröl ist somit jenes, welches bei der zugelassenen Lagertemperatur die geringste Viskosität besitzt und bei gelegentlichen vorübergehenden Temperatursteigerungen noch genügend Spielraum bis zum Eintritt der Mischreibung bietet. Die Lagertemperatur muß im allgemeinen um so höher zugelassen werden, je höher der spezifische Flächenndruck und je kürzer die Lagerschalen sind. Solche Fälle verlangen Schmieröle von größerer Zähigkeit.

4. Kräfteverteilung. Die auf den Kurbelzapfen wirkenden Kräfte setzen sich im wesentlichen zusammen aus dem Kolbendruck, den Trägheitskräften der hin- und hergehenden Gewichte und der Fliehkraft des umlaufenden Treibstangenanteils. Bei der Fahrt mit geschlossenem Regler treten nur die beiden Letzt-

ist, wobei  $\frac{m v^2}{r}$  die radial wirkende Fliehkraft des Treibstangen-

anteils  $m$ ,  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens und  $r$  der Kurbelhalbmesser sind. Die Abb. 6 und 7, 8 und 9, 10 und 11 zeigen die Verteilung der auf das Stangenlager und auf die Zapfenoberfläche wirkenden Kräfte für die obengenannten Fälle 1. bis 3. Die Diagramme lassen erkennen, daß die hohen Beanspruchungen auf verhältnismäßig kleine Sektoren der Lager- bzw. Zapfenoberfläche beschränkt bleiben. In Abb. 12 und 13 ist noch der Fall untersucht, daß die von der Stange in axialer Richtung übertragene Kraft im hinteren Totpunkt des Kurbelgetriebes die Fliehkraft der Stange um einen geringen Betrag übertrifft. In dem Beanspruchungsfall der der Abb. 10 zugrunde liegt, wird der linke obere 90°-Sektor des Lagers überhaupt nicht beansprucht, der rechte untere nur ganz geringfügig; nach Abb. 12 ist die Beanspruchung beider genannter Quadranten sehr gering, während kleine Ausschnitte der anderen Quadranten wiederholt von der Kraft bestrichen werden. Beim Zapfen wird der beanspruchte Sektor stets zweimal während einer Kurbelumdrehung von der Kraft durchheilt, im Falle der Abb. 5 und 7 sogar viermal.

1.  $K_{\text{max}} - J_{\text{max}} < \frac{m \cdot v^2}{r}$ ,
2.  $K_{\text{max}} - J_{\text{max}} > \frac{m \cdot v^2}{r}$ ,
3.  $K_{\text{max}} - J_{\text{max}} = \frac{m \cdot v^2}{r}$

5. Lagerspiel. Die Auswirkungen des Lagerspiels richten sich nach dem Unterschied der Durchmesser von Lager und Zapfen, nach dem Verhältnis der hin- und hergehenden Massen zum umlaufenden Teil der Pleibstange, der Fahrgeschwindigkeit und nach Verlauf und Größe der Kolbendrucke. Ein Stoß kann nicht auftreten, wenn die Oberflächen des Zapfens und des Lagers

b) durch großes Verhältnis der hin- und hergehenden Massen zum umlaufenden Teil der Pleibstange, Kleinheit des letzteren im Verhältnis zur Zylinderleistung, geringe schädliche Räume.

6. Anordnung der Schmierbohrungen. Sofern keine Druckschmierung vorgesehen ist, muß das Schmieröl da zugeführt werden, wo der geringste Druck zwischen Zapfen und Lagerschale

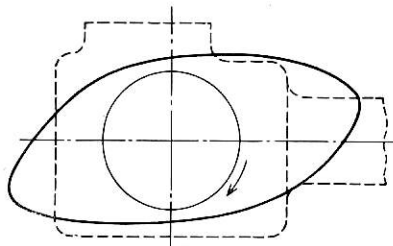


Abb. 4.

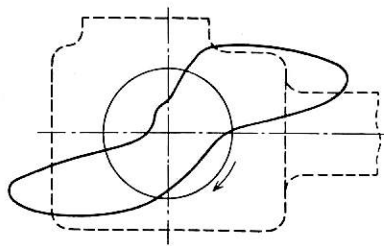


Abb. 6.

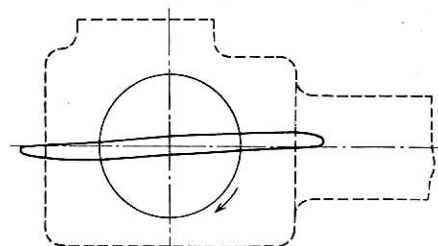


Abb. 8.

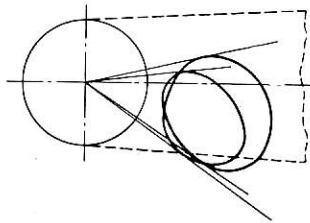


Abb. 5.

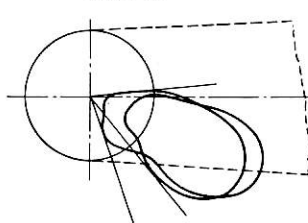


Abb. 7.

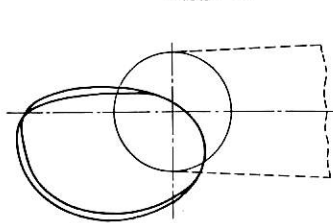


Abb. 9.

Abb. 4 und 5. Fahrt bei offenem Regler. Beanspruchung von Lager- und Zapfenoberfläche.  $V = 120 \text{ km/h}$ .  
 $J_{\text{max}} - K_{\text{max}} > 0$ .

Abb. 6 und 7. Fahrt bei offenem Regler. Beanspruchung von Lager- und Zapfenoberfläche.  $V = 120 \text{ km/h}$ .

$$K_{\text{max}} - J_{\text{max}} < \frac{m v^2}{r}$$

Abb. 8 und 9. Fahrt bei offenem Regler. Beanspruchung von Lager- und Zapfenoberfläche.  $V = 50 \text{ km/h}$ .

$$K_{\text{max}} - J_{\text{max}} > \frac{m v^2}{r}$$

längs einer kontinuierlich fortschreitenden Erzeugenden in Berührung miteinander bleiben. Eine Betrachtung der axialen Stangenkräfte, algebraisch zusammengesetzt aus Dampfdruck und Trägheitskräften, und der Fliehkraft der Pleibstange, letztere zerlegt in ihre Komponenten in der Stangenrichtung und senkrecht dazu, gestattet nachzuweisen, daß eine plötzliche Umkehrung

herrscht. Da die Resultierende die Lageroberfläche mit stark veränderlicher Geschwindigkeit durchweilt, ist auch die Bedingung zu stellen, daß die Ölzufuhr da erfolgt, wo der Druck am wenigsten lange verweilt. Aus den Abb. 2, 4, 6, 8, 10 und 12 geht hervor, daß der Scheitelpunkt des Lagers der ersten Bedingung am besten entspricht, während in der Waagrechten die Ölzufuhr am ungünstigsten

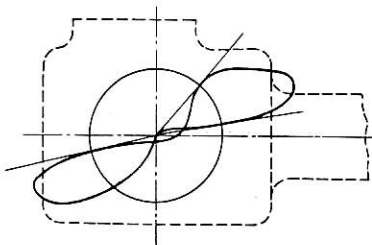


Abb. 10.

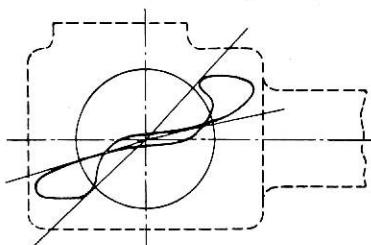


Abb. 12.

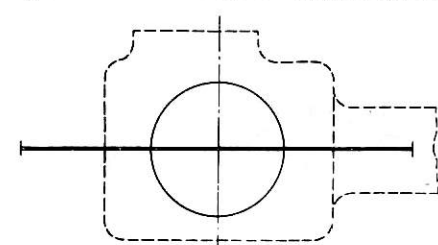


Abb. 14.

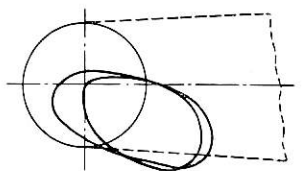


Abb. 11.

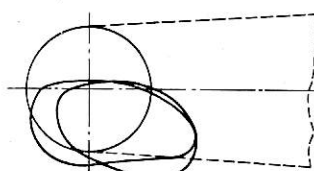


Abb. 13.

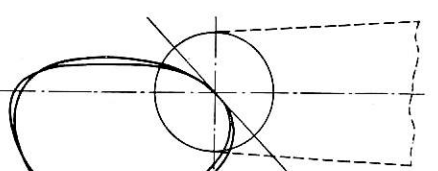


Abb. 15.

Abb. 10 und 11. Fahrt bei offenem Regler. Beanspruchung von Lager- und Zapfenoberfläche.  $V = 110 \text{ km/h}$ .

$$K_{\text{max}} - J_{\text{max}} = \frac{m v^2}{r}$$

Abb. 12 und 13. Fahrt bei offenem Regler. Beanspruchung von Lager- und Zapfenoberfläche.  $V = 100 \text{ km/h}$ .

$$K_{\text{max}} - J_{\text{max}} = \frac{m v^2}{r} + s$$

Abb. 14 und 15. Beanspruchung von Lager- und Zapfenoberfläche durch den Dampfdruck allein.

des Sinnes der vom Zapfen aufs Lager ausgeübten Kraft, mit anderen Worten die Möglichkeit eines Stoßes nicht gegeben ist, solange  $\frac{m v^2}{r} > K_{\text{max}} - J_{\text{min}}$ , worin  $J_{\text{min}}$  den kleineren Wert der beiden Beträge der Trägheitskräfte in den Pleibstangen bedeutet.

Das Auftreten von Stoßen wird dagegen gefördert:

a) durch großes Spiel, hohen Einströmdruck, kleinen Füllungsgrad, geringe Fahrgeschwindigkeit,

wäre. Bei der Fahrt mit geschlossenem Regler ist sowohl die Kräfteverteilung über die Lageroberfläche am gleichmäßigsten (Abb. 3), als auch die Winkelgeschwindigkeit der resultierenden Lagerkraft (in den Diagrammen 2 bis 12 nicht gezeichnet). Umgekehrt ist beim Anfahren ( $J = 0, \frac{m v^2}{r} = 0$ ) die Lagerresultierende nur in der Waagrechten wirksam (Abb. 14 und 15). Bei den italienischen Versuchsfahrten hat sich auch gezeigt, daß die

höchsten Lagertemperaturen bei geschlossenem Regler und hohen Fahrgeschwindigkeiten auftreten.

Bei der Rückwärtsfahrt sind die Kräftewirkungen um die waagrechte Achse des Lagers spiegelbildlich vertauscht. Auch in diesem Fall ist somit die Ölzufuhr im Scheitelpunkt günstig.

Die Anordnung der Schmiernuten in Zangenform vom Scheitel auslaufend ist verwerflich, weil die Nuten im Bereich großer, ja unter Umständen der größten Lagerdrücke endigen. Die Schmiernute ist im Scheitel in der Erzeugenden anzubringen, etwa 5 bis 6 mm breit und 3 bis 4 mm tief mit gut abgerundeten Kanten.

Erfolgt die Ölzufuhr durch den Kurbelzapfen, so ist die Bohrung R nach Abb. 16 anzubringen, wie aus der Betrachtung

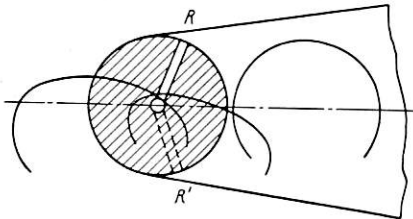


Abb. 16.

Anordnung der Schmierbohrung bei Schmierung durch den Zapfen.

der Abb. 2, 9 und 11 uns schwer zu erkennen ist. Allerdings gilt dies nur für Vorwärtsfahrt, während für Rückwärtsfahrt die spiegelbildliche Lage R' die richtige wäre. Bei Lokomotiven sind jedoch die Vorteile der Ölzuführung durch den Zapfen nicht groß genug um sie empfehlen zu können.

7. Die häufigsten Ursachen des Heißlaufens. Von den häufigeren Ursachen des Heißlaufens seien nur jene erwähnt, welche sich auch bei ordentlicher Ausführung nach längerer oder kürzerer Betriebsdauer einzustellen pflegen.

Die inneren Zapfen bestehen aus dreiprozentigem Nickelstahl, die äußeren aus eingesetztem oder naturhartem Stahl. Die

Lagerschalen bestehen in Italien aus Rotguß mit Weißmetallauskleidung von folgender Zusammensetzung:

Zinn . . . . .	0,83 ± 0,01
Antimon . . . . .	0,11 ± 0,005
Kupfer . . . . .	0,06 ± 0,005
Blei . . . . .	0 ± 0,005

Schmelzpunkt 230 bis 260° C.

Brinellhärte bei 500 kg Belastung und 1 cm Kugeldurchmesser = 25,9.

Das Weißmetall kann in die Rotgußschalen einfach eingegossen oder zentrifugiert werden. Beim letzteren Verfahren wird das Metall dichter und kann weniger leicht verdrückt werden, was die Entstehung des Lagerspiels verzögert. Auf den Reibungswert ist die höhere Dichte nicht von Einfluß. Das Weißmetall wird in dünner Schicht auf der ganzen Lageroberfläche aufgebracht, ohne daß Stege aus Rotguß stehen bleiben. Dies hat den Vorteil, daß die Schalen weniger geschwächt werden und im Falle des Ausschmelzens des Weißmetalls das Lagerspiel nicht so groß wird, daß die Zylinderdeckel gefährdet werden. Stehen die Rotgußstege zurück, so verringert sich

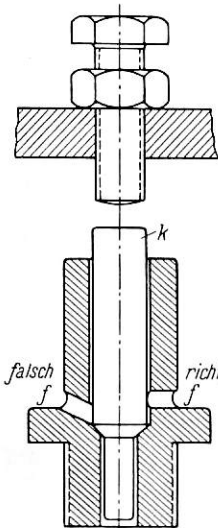


Abb. 17. Anordnung der Bohrung im Schmiernippel.

die tragende Fläche; werden sie aber mit Weißmetall übergossen, so blättert die dünne Schicht gerne ab. Die zentrifugierten Lagerschalen tragen somit besser.

Bei solcher Ausführung sind die Ursachen für das Heißlaufen im wesentlichen: Zerstörung der Weißmetallgleitfläche, Lösung der Lagerkeile oder Unregelmäßigkeiten in der Schmierung. Die Gleitfläche kann Risse bekommen, welche bis zur Loslösung von Weißmetall aus der Bronze führen können. Dies ist besonders dann möglich, wenn das Lager beim Ausdrehen nicht genau zentriert war und die normalerweise 1,5 mm starke Schicht einseitig geschwächt wird oder wenn die Rotgußoberfläche vor dem Einbringen des Weißmetalls nicht gut gereinigt und verzinkt und entsprechend erhitzt wurde. Störungen in der Schmierung können verursacht werden durch Verunreinigung des Öles mit Sand oder Putzwollfäden, Unsauberkeit der Schmiergefäße oder Verwechslung der Ölsorten durch das Fahrpersonal. Bei einer Fahrt von Venedig nach Mailand füllte der Heizer das Ölgefäß der rechten äußeren Treibstange irrtümlicherweise und ohne den Ventilhub

zu ändern mit Heißdampfzylinderöl auf. Das Lager erreichte bis Padua 144° C, kühlte sich während des dortigen Aufenthaltes auf 67° C ab und erhitze sich bis Verona wieder auf 167° C. Dort wurde das Zylinderöl durch Schmieröl der üblichen Sorte ersetzt, worauf das Lager sich normal verhielt. Das andere äußere Treibstangenlager erreichte zwischen Venedig und Verona nur Temperaturen von höchstens 70° C. Weitere Ursachen von Unregelmäßigkeiten der Schmierung können Undichtheit des Schmiergefäßverschlusses und Versagen des Schmierventils sein. Es ist darauf zu achten, daß der Kolben k (Abb. 17) ohne übermäßiges Spiel leicht in seiner Führung gleitet und daß er genau rund, ohne angefeilte Flächen ist. Das Ölzuführungsloch soll mit seiner unteren Kante 2 bis 3 mm über dem Kegelansatz münden, so daß der Ventilhub 3 bis 5 mm betragen kann. Es ist falsch und führt zum Feststellen des Ventils durch den Heizer, wenn die Ölbohrung zu tief liegt, ein Fehler, den man häufig beobachten kann. Die sorgfältige Ausführung und Überwachung des Schmierventils ist eine wesentliche Voraussetzung für das gute Arbeiten der Schmierung.

L. Schneider.

## 2 D 1 (h 2)-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen.

Die Nordbritische Lokomotivgesellschaft liefert z. Z. 50 neue 2D1(h2)-Lokomotiven für die Südafrikanischen Eisenbahnen. Die Lokomotiven unterscheiden sich von älteren Lokomotiven derselben Bauart, die seinerzeit in Deutschland gebaut worden sind, in der Hauptsache dadurch, daß sie sämtlich die neueste Bauart der „R.C.“-Ventilsteuerung erhalten. Diese Ventilsteuerung ist in den letzten Jahren schon bei verschiedenen englischen und französischen Bahnen erprobt worden. Es ist aber doch bemerkenswert, daß eine Kolonialbahn wie die Südafrikanischen Eisenbahnen, die in ihrem Betrieb viele farbige Bedienstete beschäftigt, die so weitgehende Einführung einer immerhin noch verhältnismäßig neuen und besondere Sorgfalt erfordernden Steuerungsart für möglich hält. Im vorliegenden Fall ist die Steuerung für Füllungen von 15 bis 85% durchgebildet worden; außerdem hat man die Dampfkanäle besonders reichlich bemessen.

Die eine Hälfte der Lokomotiven hat kupferne, die andere Hälfte stählerne Feuerbüchsen erhalten. Zwei Lokomotiven sind am Drehgestell und an der Schleppachse versuchsweise mit Rollenlagern von zwei verschiedenen Firmen ausgerüstet worden. Im übrigen weisen die Lokomotiven keine Besonderheiten auf. Ihre Hauptabmessungen sind:

Spurweite . . . . .	1067 mm
Kesselüberdruck p . . . . .	14,1 at
Zylinderdurchmesser . . . . .	2 × 533 mm
Kolbenhub h . . . . .	2 × 660 „
Kesseldurchmesser, kleinster, innen . . . . .	1524 „
Kesselmitte über Schienenoberkante . . . . .	2438 „
Rohrlänge . . . . .	6147 „
Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .	} 170 m <sup>2</sup>
„ der Rohre . . . . .	
„ des Überhitzers . . . . .	
„ (im Ganzen) H . . . . .	206 „
Rostfläche R . . . . .	3,35 „
Durchmesser der Treibräder D . . . . .	1372 mm
Fester Achsstand (Kuppelachsen) . . . . .	4394 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	9830 „
Dienstgewicht des Tenders . . . . .	68 t
Vorrat an Wasser . . . . .	27,2 m <sup>3</sup>

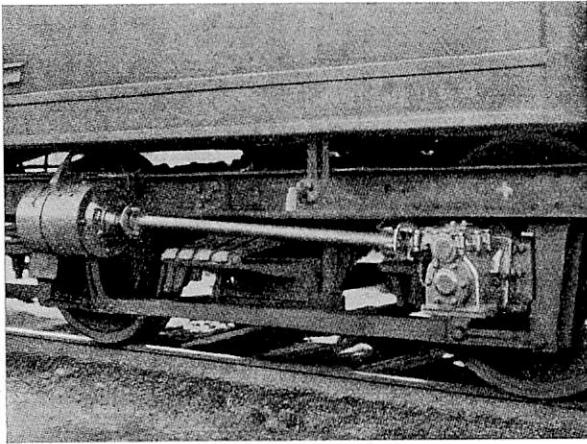
(Rly. Gaz.)

R. D.

## Zuglichtmaschine mit Kardan-Antrieb.

Die Aufgabe, eine stoßsichere, keiner besonderen Überwachung bedürftige Verbindung zwischen der Radachse und der an dem abgefederten Drehgestell befestigten Lichtmaschine herzustellen, ist von BBC, Baden, durch den oben abgebildeten Kardan-Antrieb gelöst worden. Wie ersichtlich, sind Maschine und Antrieb leicht zugänglich. Das Rädergehäuse mit eingebautem Getriebe wird an Stelle des Abschlußdeckels auf eine Achsbüchse aufgeschraubt. Von der Radachse wird das treibende Moment durch eine Kreuzkupplung (mit dem nötigen Spiel) auf die Zahnradwelle und von da durch zwei Zahnradpaare und die mit elastischen Scheibenkupplungen versehene Kardanwelle auf die

in Kugellagern (fünfmal schneller als die Wagenachse) laufende Dynamo übertragen. Die aus Einsatz-Chrom-Nickelstahl hergestellten Zahnräder laufen in Öl, die Zahnradwellen in Kugellagern. Auf gute Ölabdichtung ist besonders geachtet. — Die



Zuglichtmaschine mit Kardan-Antrieb.

zur Gleichschaltung des Stromes bei Vor- und Rückwärtslauf nötige Verdrehbarkeit des Bürstenträger rings um eine Polteilung wird von der Reibung zwischen Bürsten und Kollektor besorgt, die den Ring beim Anlauf bis zu einem Anschlag mitnimmt. (Schweiz. Bauztg. 1934).

#### Ein amerikanischer Lagerprüfstand.

Lagerschwierigkeiten und Heißläufer an Eisenbahnwagen insbesondere den Güterwagen, sind bei allen Eisenbahnverwal-

tungen Gegenstand von Untersuchungen. Beschaffenheit der Öle und Lagerbauart, Wartung und Unterhaltung im Betriebe und in den Ausbesserungswerkstätten müssen sämtlich auf eine höhere Stufe gebracht werden in dem Maße, wie die Züge beschleunigt und damit alle Teile höheren Beanspruchungen unterworfen werden. Die Standard Oil Comp. in New Jersey benutzt für ihre Untersuchungen einen Prüfstand, auf dem alle Betriebsbedingungen nachgeahmt werden können, wie sie nach den amerikanischen Witterungsverhältnissen auf amerikanischen Bahnen vorkommen können, von den stärksten Frostgraden bei der Überquerung der Hochgebirge bis zu der ungewöhnlichen Hitze und dem Staub der Wüstengebiete. Zu dem Zwecke ist eine normale Eisenbahnachsboxe in ein wärmedichtes Gehäuse eingebaut und dieses zur Widerstandsmessung beweglich gelagert. Im Innern des Gehäuses können alle der Wirklichkeit entsprechenden Temperaturen erzeugt werden; auch der Fahrwind wird nachgeahmt. Geschwindigkeit und Belastung sind in weiten Grenzen veränderlich. Die amerikanischen Lieferbedingungen für Lagerschmieröl schreiben nur einen Viskositätswert für 40 und 100° C Temperatur vor, nicht seine Veränderlichkeit bei niederen Temperaturen. Die Versuche haben aber gezeigt, daß in dieser Beziehung außerordentlich große Unterschiede zwischen Ölen verschiedener Herkunft bestehen, und daß ein Öl mit hohem Viskositätsindex, dessen Verhalten verhältnismäßig dem eines typischen pennsylvanischen Öls ist, viel günstigere Leistungen sowohl auf dem Prüfstand wie im Betriebe zeigt hinsichtlich Laufwiderstand und Betriebssicherheit. Der Temperaturbereich, innerhalb dessen mit einem solchen Öl ein Lager durchaus sicher läuft, ist sehr viel größer; weitere Versuchsarbeit in dieser Richtung hat ein Öl finden lassen, bei dem ein Wechsel zwischen Winter und Sommer nicht mehr erforderlich ist, und mit dessen Einführung in größerem Umfange demnächst zu rechnen sein wird. Dies bedeutet eine beachtliche Vereinfachung in der Lagerhaltung und Schutz gegen Verluste beim Ölwechsel. Günther.

(Rly. Age, Bd. 79, Nr. 4).

## Bücherschau.

**Osc. Knoblauch-We. Koch**, Technisch-physikalisches Praktikum, Berlin: Julius Springer 1934. Mit 104 Textabbildungen. IV, 167 Seiten. *R.M.* 12,—, geb. *R.M.* 13,50.

Das Buch behandelt im wesentlichen wärme- und schalltechnische Meßmethoden.

Einem einleitenden Abschnitt über die Eichung von Quecksilberthermometern, Thermolementen und Widerstandsthermometern folgt ein solcher über Temperaturmeßfehler und ihre Vermeidung. Als Hauptursache der Fehler wird die dauernde Störung des auszumessenden Temperaturfeldes durch fehlerhaften Einbau des Meßinstrumentes herausgearbeitet. Die Vermeidung dieser Fehler wird dann noch in einigen besonderen Fällen behandelt, u. a. bei der Messung von Oberflächentemperaturen ruhender und rotierender Körper und bei der Temperaturmessung in strömenden Gasen.

Die beiden nächsten Abschnitte bilden den Kern des Buches. Aus ihrem Inhalt hebe ich hervor: die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit von Wärmeschutz- und Baustoffen in Platten- und Rohrform, die Wärmeableitung von Fußböden, die Wärmeabgabe eines Radiators (Heizkörper) und seine strahlungstechnische Untersuchung, Wärmeschutz von Kleiderstoffen und Konstruktion eines adiabatischen Kalorimeters.

Im folgenden Abschnitt wird neben einer sehr hübschen Methode zur Eichung von Mikromanometern mit der Wage eine Anordnung zur Bestimmung der Luftdurchlässigkeit von Geweben und eine solche zur Mengemessung von Gasen und Flüssigkeiten durch Druckabfall in Rohren gegeben.

Der sechste Abschnitt bringt schalltechnische Meßmethoden, insbesondere solche über Luftschalldurchlässigkeit von Wänden, über den Schalldurchgang durch kleine Öffnungen (Löcher und Spalte) und über die nachhalldämpfende Wirkung von Stoffen.

Das Buch schließt mit einem kurzen Abschnitt über die Untersuchung schwingungsdämpfender Stoffe.

Das Buch ist mehr als ein Rezeptbuch. Der Behandlung jeder Aufgabe sind die theoretischen Grundlagen des Verfahrens vorausgeschickt, alsdann folgt je ein Abschnitt über Versuchsanordnung und Versuchsdurchführung und zuletzt werden Zahlen-

ergebnisse mitgeteilt, deren Anordnung als Vorbild für die Art der notwendigen Niederschriften gelten kann.

Da die mitgeteilten Versuchsergebnisse oftmals ganze Gruppen untersuchter Materialien umfassen, lohnt sich die Lektüre des Buches auch schon deshalb. Zahlreiche Literaturangaben ermöglichen das Einholen weiterer Aufklärung.

An Büchern wie das hier besprochene besteht in der physikalischen Literatur kein Überfluß, weil sie nur der Niederschlag einer jahrzehntelangen theoretischen, praktischen und unterrichtlichen Betätigung sein können. Es ist allen Physikern und Ingenieuren, die sich mit den darin behandelten Stoffen beschäftigen, warm zu empfehlen. Dr. Karl Hoffmann.

„Die praktische Werkstoffabnahme in der Metallindustrie“ von Dr. phil. Ernst Damerow, Berlin 1935. Julius Springer. Preis: *R.M.* 16,50, geb. *R.M.* 18,—.

Das große Gebiet der praktischen Werkstoffprüfung für Metalle erfährt in vorliegendem Buche eine sehr übersichtliche Darstellung vom Standpunkt der Werkstoffabnahme aus.

Von der Feststellung ausgehend, daß nur ein unbedingtes gegenseitiges Vertrauen von Lieferer und Verarbeiter von Werkstoffen, sowie klare vorherige Festlegungen und verständnisvolles Eingehen beider Seiten auf den Rat des erfahrenen Abnahme-Ingenieurs die Wege zur gedeihlicher Arbeit ebnet, bringt der Verfasser einleitend die wichtigsten hier geltenden allgemeinen Gesichtspunkte zur Sprache. In wohlthuender Abgleichung der oft gegensätzlichen Standpunkte versteht der Verfasser es, aus seiner großen praktischen Erfahrung heraus zu jeder der vielen Prüfarten wertvolle Winke für richtige Ausführung, sowie praktische Auswirkung aufzuzeigen.

Neben den klassischen Festigkeitsprüfungen werden auch seltener vorkommende und daher im Schrifttum weniger behandelte technologische Prüfungen und werkstattmäßige Untersuchungen, sowie auch neuzeitliche Prüfarten (für Schweißung, Einsatzhärtung usw., Röntgenographie) mit Richtung auf den vorliegenden Zweck besprochen.



Im Abschnitt 14 bis 16 Härteprüfung usw. wird allerdings die große praktische Bedeutung und Brauchbarkeit der Brinellprüfung für die durchschnittlichen werkstattmäßigen Genauigkeitsanforderungen etwas zu sehr abgeschwächt. Auch die wegen ihrer Zuverlässigkeit und ungemein weitreichenden Anwendungsmöglichkeit, sowie raschen Ausführbarkeit so schnell verbreitete Vorlasthärteprüfung nach DVM A 103 (Rockwell) kommt ihrer Bedeutung entsprechend etwas zu kurz.

Es empfähle sich außerdem, dem Buch eine kleine Beichtigung beizugeben, in welcher sowohl der Druckfehler S. 62 im Eigennamen Shore (statt Shor) als auch vor allem der unzutreffende Inhalt des zweit- und drittletzten Satzes auf S. 63 richtig gestellt wird. Die Diamantspitze bei Shore ist nämlich nicht gleich der bei Rockwell; („Maschinenbau“ 8 (1929), S. 824). Es wird bei Rockwell nicht nur ein Diamantkegel sondern auch Stahlkugel verwandt. („Stahl und Eisen“ 51 (1931), S. 366; „Maschinenbau“ 10 (1931), S. 18). Sodann decken sich in Abb. 73 die Umrechnungskurven nicht ganz mit den bisher veröffentlichten Ergebnissen eingehender Versuche an den hauptsächlichsten metallischen Werkstoffen.

Diese kleine Ausstellung tut aber dem im gesamten so ausgezeichnet ausgefallenen Werk keinerlei Abbruch. Jeder, der mit dem Werkstoffprüfwesen zu tun hat, wird dieses als Nachschlagewerk gleich gut wie als Unterrichtsmittel geeignete Buch mit Nutzen verwenden. Sehr viele gute ausgewählte Bilder unterstützen das Verständnis der praktischen Auswirkungen. Die Abnahmevorschriften aller wichtigen in- und ausländischen Abnahme-körperschaften hat der Verfasser in sehr leicht zu übersehenden Tafeln nach Werkstoffen geordnet am Schluß zusammengestellt.

Man kann dieser Neuerscheinung eine weite Verbreitung in dem großen Kreise derer wünschen, die mit dem Werkstoffprüfwesen beruflich in Berührung kommen, weil bindige Erklärungen und folgerichtiges Hindurchführen durch die verwickelten Beziehungen der verschiedenen Werkstoffeigenschaften dem Buch eine stete Benutzung seitens seiner Besitzer sichern wird.

H. Schallbroch, München.

**Mitteilungen der Materialprüfanstalt an der Technischen Hochschule Darmstadt, Heft 5:** Thum und Wunderlich, Dauerbiegefestigkeit von Konstruktionsteilen an Einspannungen, Nabensitzen und ähnlichen Kraftangriffstellen. — Mit 94 Abb. und 10 Zahlentafeln. 82 S. Geh. 7,50 *R.M.* Berlin, VDI-Verlag.

Das neue Heft 5 der Darmstädter Mitteilungen bietet wiederum eine Fülle von wichtigen Erkenntnissen und Anregungen für den Konstrukteur. Wie der Titel des Heftes schon erkennen läßt, ist diesmal die Einspannwirkung im Dauerbetrieb behandelt, deren Bedeutung in der Praxis häufig noch nicht genügend erkannt ist. Bauliche, herstellungstechnische und betriebliche Fehler wirken sich hierbei oft stärker aus als Fehler des Werkstoffes. Das Bestreben der Verfasser geht darauf hinaus, die Hauptursachen herauszuschälen und an Beispielen aus der Praxis zu erläutern. Der Stoff ist in anregender und klarer Weise unter Zuhilfenahme zahlreicher guter Abbildungen und übersichtlicher Zahlentafeln verarbeitet und gibt sowohl dem Konstrukteur als dem Werkstofffachmann reiche Unterlagen. Zunächst werden in der Praxis aufgetretene Brüche an Nabensitzen und Einspannstellen bei Fahrzeugachsen, Fahrzeugfedern (Eisenbahn- und Kraftwagenbau), Zahnrädern, Kurbelwellen, Freileitungsseilen, Drähten usw. behandelt, deren Ursache früher so rätselhaft schien. Frühere Forschungsergebnisse anderer Autoren finden eingehende Berücksichtigung und kritische Bewertung. Da eine Rechnung der bei Einspannwirkung auftretenden Beanspruchung mit Hilfe der klassischen Elastizitätstheorie nicht ohne weiteres möglich ist, so wurden von den Verfassern Versuche in mannigfaltiger Art durchgeführt. Größe der Flächenpressung, Art der Einspannung und des Werkstoffes beeinflussen in hohem Maße die Dauerhaltbarkeit. Die Möglichkeit der Steigerung derselben durch einfache Maßnahmen verschiedenster Art wird durch die Dauerversuche bestätigt. Außerdem wird mit Hilfe der spannungsoptischen Methode die Einspannwirkung auch theoretisch untersucht und weiterhin das interessante Ergebnis gefunden, daß Biegedruckspannungen oft zu stärkerer Ermüdung führen können als Biegezugspannungen. Es folgen noch eingehende Beschreibungen von Dauerbruchweg, Dauerbruchfläche und dem sogenannten Bluten, das mit Recht nur als eine Teilerscheinung gewertet ist. Lehrreiche Sonderfälle

aus der Praxis ergänzen die Arbeit ferner in anregender Art. Am Schluß findet man eine klare kurze Zusammenfassung und wertvolle Richtlinien für die Konstruktion und den Zusammenbau von eingespannten Teilen. Ein ausführliches Schrifttumsverzeichnis ist angefügt.  
Huber.

**Dampfkesselschäden, ihre Ursachen, Verhütung und Nutzung für die Weiterentwicklung.** Ein Lehrbuch für die Dampfkesselindustrie und den Dampfkesselbetrieb von Dr. Ing. Ernst Pfeleiderer. Mit 244 Textabbildungen. VII, 259 Seiten. 1934. Geb. 24.— *R.M.*

Bei der Besprechung des Werkes „Dampfkesselschäden“ muß zuerst auf seine allgemeine Bedeutung hingewiesen werden, die weit über die eigentliche Themastellung und ihre Bearbeitung durch einen anerkannten Fachmann hinausgeht.

Diese liegt darin, daß der Verfasser seine Aufgabe, die Fortschritte im Bau und Betrieb von Dampfkesselanlagen darzustellen, von der Seite der Betriebserfahrung her anpackt, d. h. daß er sich zur Darstellung des Stoffes nicht der idealisierenden Lehrbuchmethode bedient, die die technischen Dinge meist nur von der Seite des besten Wirkungsgrades sieht, sondern daß er die technische Entwicklung des Dampfkesselwesens aus der systematischen Erforschung von Kesselschäden herleitet.

Eine wirklich tief schürfende, wissenschaftliche Erforschung der gemachten Fehler, die allein den Fortschritt sichert, ist nur bei verständnisvoller Zusammenarbeit aller Beteiligten möglich. Zusammenarbeit auf dem Gebiete des Dampfkesselwesens heißt Meinungs- und Erfahrungsaustausch von Werkstoffherstellern, Kesselherstellern und Kesselbetreibern. Der Verfasser hat recht, wenn er das Verdienst dieser hauptsächlich durch das Wirken der Vereinigung der Großkesselbesitzer in hohem Maße erreichten Zusammenarbeit darin sieht, daß „wohl in keinem Land der Welt die auf dem Gebiete des Dampfkesselwesens im letzten Jahrzehnt aufgetretenen Mängel so freimütig besprochen worden sind, wie in Deutschland“ und gerade damit die Tatsache in Zusammenhang bringt, daß die neuen, in Deutschland gebauten Höchstdruckanlagen so zufriedenstellend arbeiten.

Falsch wäre es daher in dem in Deutschland geübten Verfahren der rückhaltlosen Bekanntgabe von Fehlern und Schäden eine Beeinträchtigung der deutschen Industrie erblicken zu wollen; nein, das Gegenteil ist richtig: „Gerade weil in Deutschland begangene Fehler so freimütig bekannt und so gewissenhaft zur Fortentwicklung genützt werden, gerade deshalb ist der deutsche Kesselbau auf so vorbildlicher Höhe.“

Der Inhalt des Werkes „Dampfkesselschäden“ ist nach den folgenden Gesichtspunkten gegliedert, die auch bei der Untersuchung eines Kesselschadens zu berücksichtigen sind: Eigenschaften der Kesselwerkstoffe und ihre Beeinflussung durch die hüttenmäßige Herstellung, Einflüsse der Konstruktion, der Kesselherstellung und der Betriebsführung.

Es wird zunächst auf die grundlegenden Eigenschaften des gewöhnlichen SM-Flußstahles für Kesselbauzwecke: Alterung, Rekristallisation und Blaubrüchigkeit und auf die Bedeutung des Kerbschlagversuches für die Untersuchung der Kesselwerkstoffe, sodann als Gegenüberstellung auf die Eigenschaften der Sonderwerkstoffe: Nickelstahl, Kupfer-Nickelstahl, Izett-Flußstahl, Molybdänstahl, Chrom-Molybdänstahl, bzw. Chrom-Nickel-Molybdänstahl sowie auf die Fehler eingegangen, die aus Lunkerbildung, Seigerungen, Gaseinschlüssen und einer mangelhaften Glühbehandlung der Werkstoffe entstehen. Daraus werden die Schäden abgeleitet, die an Mantelblechen bzw. Wasser- und Überhitzerrohren in der Praxis vorkommen und an Beispielen erläutert.

Der Abschnitt „Konstruktion“ behandelt die Berechnungsgrundlagen für Wasserrohre, Kesseltrommeln und Bodenkrempen und die Spannungserhöhung an Niet- und Rohrlöchern, sowie Stutzenausschnitten und zeigt an einer Reihe von Schadensfällen, wie durch eine elastische Kesselbauart dem Einfluß der Wärmespannungen begegnet werden kann. Er macht auf die vielseitigen Folgen fehlerhaften Wasserumlaufes aufmerksam, von denen hier folgende Beispiele herausgegriffen werden sollen: Ungenügende Wasserversorgung von Brennkammerkühlrohren, Dampfpolsterbildung, Wasserspiegelabsenkung in der hinteren Obertrommel von Garbekesseln, ungenügende Wasserverbindung der Untertrommeln von Steilrohrkesseln, Korrosion durch Dampf-

spaltung, Rohrreißer. Überhitzerfragen und solche, die einzelne Konstruktionselemente betreffen, wie Kesselstützen, Mannloch-ausschnitte, Flügelrohre, Teilkammerkästen werden ebenfalls behandelt.

Der Abschnitt „Herstellung“ befaßt sich mit den Verbindungsarten des Nietens und Einwalzens und mit dem Biegen von Rohren und den dabei zu gewärtigenden Mängeln.

Es liegt im Sinne der Aufgabenstellung, daß die Gefahrenmomente, die sich aus der Vernachlässigung der Speisewasserpflege ergeben, an der Spitze des Abschnittes „Betriebsführung“ erörtert werden. Von besonderem Interesse ist es im gegenwärtigen Zeitpunkt, daß der Verfasser in dem Absatz „Lehren aus dem Studium der Laugensprödigkeit“ der Korrosion als Ursache von Nietlochrisen eine besondere Bedeutung beimißt\*). Des weiteren werden in diesem Abschnitt die Schäden durch Stillstandskorrosion und deren Abhilfe durch die verschiedenen Konservierungsarten, die Schäden durch die Einwirkung von Rauchgasen und die Vorgänge beim An- und Abheizen besprochen, wobei besonders die geschlossene Darstellung der verschiedenen Verfahren zur Messung der Durchbiegung von Trommeln hervorzuheben ist.

Den Schluß bilden Abhandlungen über Wassermangel und Vorwärmerexplosionen.

Zahlreich und wertvoll sind die Nutzenwendungen, die der Verfasser aus den Ergebnissen der Untersuchung der ausgewählten Kesselschäden auf die im Kesselbau verwendeten Werkstoffe, die Werkstoffherstellung, auf die Konstruktion, die Kesselherstellung und die Betriebsführung zieht. Deshalb und wegen der als besonders glücklich zu bezeichnenden Art der Aufschließung und Gliederung des gegebenen Stoffes von der Seite der Betriebsführung her, ist das Buch jedem Dampfkesselfachmann wärmstens zu empfehlen.

Vom Verlag Julius Springer ist das mit zahlreichen ausgezeichneten Abbildungen versehene Werk mit der gewohnten Sorgfalt herausgegeben. st.

**Niederstrasser, Leopold: Leitfaden für den Dampflokomotivdienst.** Mit 302 Bildern, 50 Anhängen und 5 Tafeln. 1. Auflage. Berlin: Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelzentrale bei der Deutschen Reichsbahn 1935. 416 Seiten, geb. 7,15 *R.M.*

Das Buch ist in erster Linie als Lehrmittel für das Lokomotivpersonal, insbesondere der Deutschen Reichsbahn gedacht. Da die bisher für diesen Zweck auf dem Büchermarkt vorhandenen Bücher im Verlauf wiederholter Auflagen teilweise recht umfangreich und dementsprechend teuer geworden waren, schließlich auch gerade der Lokomotivpark der Deutschen Reichsbahn durch immer stärkeres Überwiegen der Einheitslokomotiven sich dem neuesten technischen Entwicklungsstand in neuen Formen angeglichen hat, war die Herausgabe eines diesen Gesichtspunkten Rechnung tragenden Leitfadens fast eine Notwendigkeit geworden. Natürlich kann und soll ein solches Buch kein wissenschaftliches Werk sein. Trotzdem muß es aber bei den hohen Anforderungen, die an das Lokomotivpersonal gestellt werden, auch die theoretischen Grundlagen aller Vorgänge gut vermitteln. Erst das Verständnis der inneren Zusammenhänge ist die Grundlage zum richtigen Handeln. Das Buch trägt diesem Grundsatz in jeder Beziehung gut Rechnung. Der Verfasser hat es verstanden, das Wesentliche entsprechend herauszustellen und sich nicht allzusehr im technischen Einzelteil zu verlieren.

Besondere Beachtung verdient die reiche Ausstattung des Buches mit Zeichnungs- und Bildstoff. Die schon aus den im gleichen Verlag erscheinenden Lehrstoffheften bekannte perspektive

\*) Dr. Ing. R. Rist: Vergleichende Untersuchung von Rißschäden an Kesselteilen; von der Techn. Hochschule München.

tivische Strichzeichnung, die sich auf die Hauptsachen beschränkt, hat auch hier wieder in hervorragendem Maße Anwendung gefunden und muß als vorbildlich bezeichnet werden.

Der trotz der reichen Ausstattung günstige Preis wird dazu beitragen, daß das Buch die erwünschte und verdiente Verbreitung finden wird. Witte.

**„Neue elektrische Bremsverfahren für Straßen- und Schnellbahnen.“**

Dr. Ing. K. Töfflinger. Berlin: Julius Springer 1934. 81 S. Geheftet 7,20 *R.M.*

Der Verfasser geht davon aus, daß der heutige Zwang zum Schnellerfahren und der damit verbundene viel höhere Verbrauch an elektrischer Arbeit die Frage der Nutzbremse wieder brennend macht. Nach kurzer Einführung über die Forderungen, die die verschiedenen Betriebe an die Bremsarten und ihre Kennlinien stellen, werden eingehend die Nutzbremse und ihre derzeitigen Möglichkeiten behandelt, die bei den jetzigen kleineren Fahrwiderständen und dem höheren Geschwindigkeitsbereich viel lohnender sind als etwa noch um die Jahrhundertwende. Dabei werden die vielen Bedingungen nicht verschwiegen, die sich einem vollen Erfolg der Nutzbremse entgegenstellen können, wie Rückstromabnahme, Netzabhängigkeit, kleine Geschwindigkeiten, Umbaukosten und dergl. Im allgemeinen werden nur ganz einfache und billige Anordnungen die Erwartungen erfüllen. Am meisten verspricht sich der Verfasser von den neuen Schaltungen mit besonderer, verlustlos geladener Erregerbatterie, die Billigkeit mit bestem Wirkungsgrad und leichter Einbaumöglichkeit vereinigen. Die Betriebssicherheit der Ni-Cd-Sammler sei bereits genügend erprobt, ihr Einbau auch aus anderen Gründen — Stromquelle für Scheibenwischer, Winker, Notbeleuchtung — heute ohnedies zweckmäßig. Die Verbindung einer Nutzbremse mit einer fremderregten Widerstandsbremse wird ferner hier besonders einfach und lohnend. Zahlreiche einfache Schaltbilder und Schaulinien erläutern die einzelnen Ausführungen, die durch gelegentliche Übersichtsrechnungen unterstützt werden. Eine allgemeingültige Regel kann jedoch naturgemäß nicht gegeben werden, da die Betriebsbedingungen doch überall anders sind. Für Wechselstrombahnen, und damit für unsere deutschen elektrischen Vollbahnen, gelten die Betrachtungen ebenfalls nicht. Doch werden Stadtverwaltungen — Nürnberg und Breslau sind in dem Büchlein als entschlußfreudig genannt — wertvolle Anregungen für allenfallsige Weiterentwicklung ihrer Straßenbahnbetriebe entnehmen können. Sch-I.

**Tunnelbau.** Von Prof. Dr. Ing. Eh. Wegele, Darmstadt. Sammlung Götschen, Verlag Walter de Gruyter & Co., Berlin 1935. Preis geb. 1,62 *R.M.*

Im Schrifttum sind bereits mehrere kurzgefaßte Darstellungen des Tunnelbaues bekannt, so beispielsweise die von Risch in Försters Taschenbuch für Bauingenieure oder von Hoyer in der Handbibliothek für Bauingenieure. Das handliche Büchlein Wegeles führt diese Reihe mit bestem Erfolge fort. Die Gliederung ist klar und durchsichtig, die Stoffbehandlung bei aller Kürze erschöpfend. Zahlreiche Quellennachweise zeigen den Weg in die Weite wie in die Tiefe, so daß das Büchlein auch für den ausführenden Ingenieur zur wirksamen Stütze werden kann. Die neuesten Fortschritte im Tunnelbau, die beim Bau des großen Apennintunnels sowie bei der bayrischen Zugspitzbahn gewonnen wurden, sind berücksichtigt und ausgewertet; die chemische Bodenverfestigung konnte dagegen nur kurz gestreift werden, da sie noch in der Entwicklung steht. Kleine Ungenauigkeiten des Ausdrucks werden sprachempfindliche Leser gelegentlich stören. So sollte die regelmäßig gebrauchte Mehrzahl „Tunnels“ als überholt und abgetan gelten. Indessen tun solche Eigenheiten dem inneren Werte des Büchleins keinen Abbruch. Dr. Bloss.

*Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle deutschen Buchhandlungen zu beziehen.*

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelaeker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter G. m. b. H. in Wiesbaden.