

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

89. Jahrgang

15. Februar 1934

Heft 4

Über Verbesserungen in der Lokomotivkesselspeisung bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Von Dr. Ing. e. h. R. P. Wagner, Hon. Mem. Brit. Inst. Loc. Eng.

Hierzu Tafel 5.

In einem früheren Aufsatz (Verkehrstechn. 1926, Heft 47 bis 49) hat der Verfasser die Fortentwicklung der Kolbenpeisepumpe und des Oberflächenvorwärmers der Knorrbremse A. G. geschildert und daneben damals laufende Versuche mit Einspritzvorwärmern, Abgasvorwärmern und Abdampfstrahlpumpen behandelt. Rückschauend läßt sich sagen, daß alle diese Versuchsaggregate, obwohl sie an sich meist gut durchgebildet waren, im Versuchsbetriebe nicht derartige Vorteile zeigten, daß ein Verlassen der Knorranlage als Regelbauart gerechtfertigt erschienen wäre. Einzig die Abdampfstrahlpumpe ist Dank einer mehrjährigen Unterbrechung der Versuche noch jetzt im Versuchsbetriebe. Über ihre Aussichten sich zu äußern wäre verfrüht; es soll hier nur soviel gesagt werden, daß sich deutlich gezeigt hat, daß wenigstens bei größeren Lokomotiven die Brennstoffersparnis des Oberflächenvorwärmers bisher seine höheren Ausbesserungskosten geldmäßig weit übertroffen hat.

Regelbauart für die Pumpen blieb also die Kolbenpumpe der Bauart Knorr-Nielebock (Abb. 1, Taf. 5), die in der Ausführung für 250 l/Min. Förderleistung im großen ganzen befriedigte. Ihre vergrößerte Ausführung für 350 l/Min. für die größten Lokomotivgattungen der Reichsbahn deckte aber bauliche Mängel des Systems auf, wie stark stoßenden Gang, mangelnde Willigkeit beim Anspringen, häufige Ventilschäden, starke Adsorption der Luft im Druckwindkessel, so daß ihre Verbesserung dringend notwendig wurde. Eine sinngemäße Übertragung der Verbesserungen auf die kleineren Pumpen ließ eine Vergrößerung der Lebensdauer auch ihrer Teile erwarten. Als bauliche Schwächen der Knorr-Nielebock-Pumpe zeigten sich besonders das häufige Brechen des Kolbenstößels der Vorsteuerung (anscheinend verursacht durch den schrägen Stoß des beim Hube wahrscheinlich sich leicht drehenden Kolbens) und die Dämpfung des Kolbensystems im Niederdruckzylinder die eine langsame, aber trotzdem harte Hubumkehr ergab, d. h. statt der erstrebenswerten Umkehrung der Kolbenzeitweglinien einen harten Knick mit folgender Stillage im Totpunkt. Die Folge, der hart stoßende Gang der 350 l-Pumpe, war von der Grundbauart untrennbar; es wurde daher versucht, die Stöße durch Verbesserung der Windkesselwirkung zu verringern. Nach mehreren Versuchen wurde von der Knorr-Bremse ein später zu beschreibender Windkessel entwickelt, der vom Hauptluftbehälter mit Druckluft aufgeladen werden kann. Zur Verringerung der Turbulenz des Wassers wurde in den Windkessel ein luftgefüllter Schwimmer aus Leichtmetall eingebracht. Diese Anordnung hat eine wesentliche Besserung gebracht.

Weiterhin wurde versucht, durch Ersatz des Nielebock-Wasserteils durch einen von der Knorr-Bremse entwickelten die Strömungs- und Steuerverhältnisse wie auch gleichzeitig die Ventilanordnung zu verbessern.

Auch diese Maßregel verfehlte ihre Wirkung nicht, doch war noch immer der wünschenswerte Zustand nicht erreicht; die Dampfsteuerung mußte grundlegend verbessert werden. Diese Forderung war besonders schwierig, da die Tausende von Nielebock-Pumpen im Betriebe bei Ersatz möglichst nur eines Bauteils mit geringen Nebenarbeiten mit der zu fordernden

neuen Bauart des Dampfteils austauschbar bleiben mußten. Mit einer neu zu entwickelnden üblichen Steuerungsbauart, d. h. mit Vorsteuerung, schien die Aufgabe unlösbar.

Da erschien eines Tages beim Verfasser ein junger Schiffsmaschinenkonstrukteur, Dipl.-Ing. Tolkien, der im Besitze wertvoller Patente für eine vorsteuerungslose Dampfrelaissteuerung für schnellaufende Dampfmaschinen war. Für den angebotenen Verwendungszweck (die Lokomotivsteuerung) erschienen Versuche nicht dringlich, da die Reichsbahn im Besitze einer in jeder Richtung befriedigenden inneren und äußeren Steuerungsanordnung bei Lokomotiven war. Für die Speisepumpe aber schienen gute Möglichkeiten gegeben, daher wurde sofort ein Zusammenarbeiten zwischen dem Erfinder und der Knorr-Bremse sichergestellt.

Aus dieser Zusammenarbeit ergab sich in mehreren Entwicklungsstufen die Knorr-Tolkien-Speisepumpe. Um die Wirkung jeder baulichen Maßregel im einzelnen zu ergründen, wurde die Steuerung in zwei Hauptstufen entwickelt, zuerst unter Beibehaltung der Niederdruckdämpfung (erster Umbauzustand der vorhandenen Pumpen bei Verschleiß des Hochdruckzylinders oder der mit ihm baulich verbundenen Steuerung), dann unter Verlegung der Dämpfung in den Hochdruckzylinder (zweiter Umbauzustand bei Verschleiß auch des Niederdruckzylinders).

Das Ergebnis der bisherigen Entwicklung war die Pumpe nach Abb. 2, Taf. 5, die einen Haltepunkt der Weiterbildung darstellt.

Tolkien ist in seinen Patenten für gewisse Fälle, zu denen der vorliegende gehört, von der Vorsteuerung abgegangen und versieht den Hauptschieber (Abb. 3, Taf. 5) an jedem Ende mit einem Schleppechieber.

Die Tolkien-Steuerung — Zeichnung 41247 in der Beschreibung der Tolkien-Steuerung — hier dargestellt in der Form für Verbundpumpen, besteht also aus einem Hauptsteuerschieber mit verschiedenen ringförmigen Kammern und zwei außenliegenden Hilfsschiebern und ist gekennzeichnet durch vier Steuerkammern: zwei Hauptsteuerkammern k_1 und k_r in den Räumen zwischen Haupt- und Hilfsschieber und zwei Hilfsschieberkammern a_1 und a_r in den zylindrischen Räumen zwischen den Hilfsschiebern und den Steuerkammerdeckeln. Beim Abwärtsgang des Arbeitskolbens sind die Hauptsteuerkammern k_1 und k_r und die linke Hilfssteuerkammer a_1 mit Zwischendampf, die rechte Hilfssteuerkammer a_r dagegen mit Frischdampf gefüllt, das gesamte Schieberaggregat wird also in der linken Endlage gehalten. Erreicht der Arbeitskolben die untere Endlage, so beaufschlagt der Frischdampf aus dem oberen Hochdruckzylinderraum die Hauptsteuerkammer k_1 und unter der Wirkung dieser Triebkraft setzt sich der Hauptschieber S nach rechts in Bewegung, indem er den rechten Hilfsschieber H_r vor sich herschiebt, während der linke Hilfsschieber H_l vorerst in seiner ursprünglichen Lage verbleibt. In dem Punkte des Schieberweges aber, in dem die Füllung der Hauptsteuerkammer k_1 von Frischdampf in Zwischendampf wechselt, in dem Augenblick also, wo der Hauptschieber sich selbst die Triebkraft abschneidet, wird die linke Hilfssteuerkammer a_1 mit Frischdampf, die rechte a_r mit

Zwischendampf beaufschlagt. Die schwindende Triebkraft wird also durch eine andere selbsttätig und zwangläufig ersetzt, die den Schieberhub vollendet und das ganze Schieberaggregat in der Endlage kraftschlüssig festhält, bis beim oberen Hubwechsel des Arbeitskolbensatzes die rechte Steuerkammer k_r Frischdampf erhält und das Schieberpiel in entgegengesetzter Richtung von neuem beginnt. Die Zweistufigkeit der Bewegung des Hauptschiebers läßt sich auch in einem Indikatordiagramm deutlich machen, allerdings auf einem Umwege, denn man kann Indikatorstangen nur an den beiden Hilfsschiebern, nicht am Hauptschieber selbst anbringen. Aber dieser indirekte Weg genügt, um auch über die Bewegung des Hauptschiebers selbst Aufschluß zu geben. So ersieht man aus dem Diagramm der Schieberbewegung (Textabb. 1) am oberen Hubwechsel deutlich, daß sich zunächst der linke Hilfsschieber, also der mit ihm kraftschlüssig verbundene Hauptschieber, in Bewegung setzt, dann aber diese Bewegung unterbricht, bis der rechte Hilfsschieber das übrige Aggregat einholt und dann das Gesamt-aggregat den Hub vollendet. Bei dem Diagramm des unteren Hubwechsels ist das Bild nicht ganz so augenfällig, weil der Hauptkolbenschieber als Differential ausgebildet ist, das aber nur zur Sicherung des Anlassens dient und keine grundsätzliche Bedeutung hat, und ferner die Dampfkanäle in der Hauptschieberbuchse unsymmetrisch angeordnet sind.

Man wird den Einwand erheben, daß bei der Tolkien-Steuerung der nur einfach vertretene Hilfsschieber der Niele-

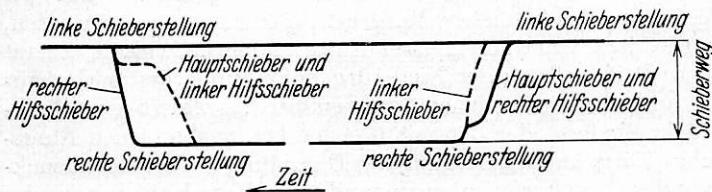


Abb. 1. Diagramm über die zweistufige Bewegung der Tolkien-Steuerung an den Verbund-Speisepumpen.

bock- oder der Regelbauart-Steuerung durch zwei Hilfsschieber ersetzt ist. Die Gleichheit der Bezeichnung könnte leicht zu dieser Auffassung führen, sie übersieht aber völlig, daß es sich bei den Hilfsschiebern der Tolkien-Steuerung um Organe handelt, die ganz anderen steuerungstechnischen Zwecken dienen als der Hilfsschieber der früheren Pumpenbauart. Zunächst sind die Hilfsschieber der Tolkien-Steuerung nicht mehr als Vorsteuerungsorgane, sondern allenfalls als Nachsteuerungsorgane anzusprechen. Als Nachsteuerungsorgane aber übernehmen und erfüllen diese Hilfsschieber die von keiner Vorsteuerung zu bewältigende wichtige steuerungstechnische Aufgabe, einerseits die Triebkraft im zweiten Teil des Steuerhubes zu mildern und die Steuerbewegung durch eine kräftige und wirksame Kompression aufzufangen, andererseits eine Haltekraft zu schaffen, durch die während des Hubes des Arbeitskolbensatzes die Steuerungsorgane in ihrer jeweiligen Steuerungsendlage festgehalten werden. Diese Kompression kann je nach der Größe des Arbeitsdruckes der Pumpe durch die Größe der Dämpfungsbohrung absolut beherrscht werden mit dem Erfolg, daß ein weicher und geräuschloser Gang des Schieberaggregats, auch bei Betrieb mit Mittel- und Hochdruck, gesichert ist. Da ferner die Kompression in die zylindrischen Hilfsschieberräume, also in die jeweiligen Endräume der Schieberbewegung, verlegt ist, ist die Gefahr von Schieberbrüchen als Folge von Zugbeanspruchungen glücklich vermieden, und schließlich ist die Dimensionierung der Hilfsschieber, die ohne weiteres Kolbenringe von 40 mm Durchmesser anzuwenden gestattet, ein nicht zu unterschätzender baulicher Vorzug vor dem Nielebock-Hilfsschieber mit seinen empfindlichen Ringen von 22 mm Durchmesser, ganz abge-

sehen von der besseren Zugänglichkeit des Hilfsschiebers und der übrigen Steuerungsorgane.

Der zweite Entwicklungsschritt neben der Einführung der Tolkien-Steuerung war, wie oben erwähnt, die Verlegung der Kolbendämpfung aus dem Niederdruck- in den Hochdruckzylinder.

Die Wirkung war eine beträchtliche Heraufsetzung der Hubzahl. War es bisher nur möglich, die Pumpe mit maximal etwa 60 Doppelhüben i. d. Min. zu betreiben, so kann man jetzt mit der Hochdruckdämpfung die Hubzahl auf fast 100 DH/Min. steigern und damit die Nennleistung fast verdoppeln. Die Erklärung für diese Hubzahl- und Leistungssteigerung ist darin zu suchen, daß bei Hochdruckdämpfung der Arbeitskolbensatz im Hubwechsel kräftiger anspringt, weil der große Niederdruckkolben sofort mit dem vollen Druck des Hochdruckzylinderdampfes, der kleine Hochdruckkolben dagegen nur gedrosselt beaufschlagt wird, während bei Niederdruckdämpfung, bei der der Hochdruckzylinder vollen, der Niederdruckzylinder gedrosselten Dampf erhält, die Anfangsbeschleunigung kleiner ausfällt. Das macht sich in einer Tendenz zur Vergrößerung der Hubpausen bei Niederdruckdämpfung bemerkbar. Diese Tendenz zur Verlängerung der Hubpausen wird im Falle der Niederdruckdämpfung einseitig und zwar im oberen Hubwechsel noch verstärkt durch die stets mehr oder weniger gegebene Undichtigkeit der Stopfbuchse zwischen Hoch- und Niederdruckdampfzylinder. Dieser in den oberen Niederdruckzylinderraum aus dem Hochdruckzylinder übertretende Leckdampf wirkt dann nämlich gegen Hubende des Arbeitskolbensatzes durch Kompression als eine zusätzliche Dämpfung, die die obere Hubpause um so mehr verlängert, je höher der Dampfdruck ist, mit dem die Pumpe arbeitet. Der Übergang von der Niederdruck- zur Hochdruckdämpfung bedeutet also durch die Möglichkeit der Leistungserhöhung eine wesentliche Gewichtsminderung und Verbilligung der Pumpe; denn sie gestattet, eine Pumpe, die bisher nur 125 l/Min. normal leistete, als 250 l-Pumpe zu verwenden oder eine Pumpe mit den Abmessungen, wie sie früher eine solche von 250 l/Min. aufwies, bis zu 400 l/Min. zu überlasten. Diese Tatsache hat bei der jüngsten Entscheidung der DRG. in der Pumpenfrage mitgesprochen, denn die neue 250 l-Tolkien-Verbundpumpe mit Hochdruckdämpfung ist in ihrer letzten Form als Standardpumpe gerade mit Rücksicht auf ihre starke Leistungsreserve gewählt worden.

Der letzte Entwicklungsschritt der Speisepumpe, der zeitlich und technisch unabhängig von der Entwicklung der Tolkien-Steuerung durchgeführt wurde, ist die Entwicklung des Luftstoßdämpfers (Abb. 4, Taf. 5).

Bei der Einzylinderpumpe der Regelbauart diente zur Sicherung der Kontinuität der Förderung, d. h. zur Beruhigung der Druckleitung der Druckwindkessel, dessen Luftinhalt in üblicher Weise von Zeit zu Zeit durch Schnüffeln ergänzt werden muß. War diese Methode zur Erhaltung der Wirksamkeit des Windkessels bei der Regelbauartpumpe schon sehr unbequem und daher fragwürdig, so war sie bei der Verbundpumpe ohne weiteres überhaupt nicht mehr anwendbar, weil die Verbundpumpe gegen Luft im Wasserzylinder sehr empfindlich ist und mit harten Kolbensschlägen reagiert. Die Nielebock-Verbundpumpe besitzt daher, im Gegensatz zur Einzylinderpumpe, keine Einrichtung zum Schnüffeln. Ihr Druckwindkessel ist praktisch stets ohne Luftinhalt und daraus erklärt es sich, daß diese Pumpe insbesondere bei großen Leistungen nicht schlagfrei arbeitet. Der Schwimmerstoßdämpfer, eine Idee des Perfeld-Ingenieurs Dipl.-Ing. Peters, ersetzt also den unwirksamen Druckwindkessel der Nielebock-Verbundpumpe und ist auch räumlich an der gleichen Stelle angeordnet wie dieser. Er besteht aus einem seitlich an die Druckleitung ange-schlossenen, mit Druckluft vom Bremsluftbehälter aus

aufgefüllten zylindrischen Gehäuse, in dem ein gleichfalls zylindrischer, den Querschnitt des Gehäuses fast ausfüllender Schwimmer frei spielt. Diese Anordnung bietet vor den gewöhnlichen Druckwindkesseln den doppelten Vorteil einerseits der besseren Ausnützung des Behälterinhalts wegen der Verwendung vorgespannter Luft und andererseits des Fortfalls der Absorptionsgefahr, weil die Berührungsoberfläche zwischen Luft und Wasser auf ein Mindestmaß verkleinert und damit sowie durch die Anordnung von Prallflächen am Schwimmer die Spritzwirkung vermieden wird, die die Hauptursache der Absorption ist. Es muß natürlich dafür Sorge getragen werden, daß bei abgestellter Pumpe die Druckluft nicht zugleich mit dem Wasser nach der Druckleitung hin entweicht, und daß in größeren Zeiträumen auftretende Luftverluste sofort und bequem ergänzt werden können. Für den erstgenannten Zweck ist die untere Stirnfläche des Schwimmerkörpers als Ventil ausgebildet, dem ein Ventilsitz am Stoßdämpfergehäuse entspricht derart, daß bei absinkendem Wasserspiegel das Schwimmerventil sich dichtend auf den Ventilsitz legt und damit die restlichen Wassermengen und den gesamten Druckluftinhalt nach der Druckleitung zu selbsttätig abschließt. Zum Auffüllen und Nachfüllen des Gehäuses mit Druckluft dient ein Belüftungsventil, das nur im Augenblick der Bedienung die Verbindung zwischen Hauptluftbehälter und Stoßdämpfer herstellt, sich aber nach Freigabe des Bedienungshebels selbsttätig gegen den Hauptluftbehälter abschließt und in dieser Grundstellung zugleich die Leitung zwischen Belüftungsventil und Stoßdämpfer entlüftet. Ein Entweichen der Druckluft aus dem Stoßdämpfer über die am Belüftungsventil geöffnete Druckleitung wird durch zwei hintereinander geschaltete Rückschlagventile im Deckel des Stoßdämpfergehäuses und ein Kugelrückschlagventil im Gehäuse des Belüftungsventils vermieden. Andererseits kann aber bei einem möglichen Versagen des Stoßdämpfers das etwa in die Druckluftleitung eintretende Druckwasser niemals durch Eindringen in den Hauptluftbehälter den Bremsbetrieb gefährden, sondern wird durch die Entlüftungsöffnung am Belüftungsventil unschädlich ins Freie abgeleitet. Dieser Schwimmerstoßdämpfer mit Druckluftfüllung, wie hier beschrieben, ist in seinem Anwendungsgebiet übrigens keineswegs auf die Verbundpumpe oder auf Lokomotivspeisepumpen überhaupt beschränkt, sondern wird mit Vorteil auch bei stationären Pumpenanlagen Verwendung finden. Die Tolkien-Verbundpumpen der DRG. und zwar sowohl die bereits im Betriebe befindlichen, als auch die künftig noch zu liefernden erhalten ihn ohne Ausnahme. Ein allmählicher, durchgehender Ersatz der Druckwindkessel durch Stoßdämpfer, zunächst bei der besonders unruhig arbeitenden 350 l-Nielebock-Pumpe, ist in Aussicht genommen.

Die einwandfreie und ruhige Arbeitsweise der Knorr-Tolkien-Pumpe in diesem Entwicklungsstande ist aus den Diagrammen abzulesen, die die 250 l-Tolkien-Pumpen beim Betrieb mit Niederdruck und Mitteldruck und mit niedrigen und mit hohen Hubzahlen zeigen (Textabb. 2). Der ruhige Gang der Pumpe wird aus den Druckleitungsdiagrammen ersichtlich, die von Hand gezogen als kontinuierlicher Linienzug erscheinen und selbst bei Mitteldruck und unmittelbar hinter der Pumpe aufgenommen nur einen schwach wellenförmigen Charakter aufweisen. Am Kesselventil selbst nimmt das Druckleitungsdiagramm fast durchweg die Form einer zur Null-Linie parallelen Geraden an, d. h. die Druckschwankungen am Kesselrückschlagventil verschwinden völlig, und der Ventilkörper schwebt in dem nunmehr kontinuierlich fließenden Wasserstrom, ohne den Sitz zu berühren. Die Lebensdauer des Ventils ist damit um ein Vielfaches verlängert, und die starke Steigung des Kesselventils zur Un-

dichtigkeit, die als störende Folgeerscheinung dem Kolbenpumpenbetrieb bisher mit Recht zur Last gelegt wurde, ist so gut wie beseitigt. Rein äußerlich kennzeichnet sich dieser durch den Stoßdämpfer erzielte Fortschritt akustisch durch den fast lautlosen Gang der Pumpe und durch den Fortfall aller Schwingungen in der Druckleitung und im Diagramm durch das Verschwinden der zwischen 0 und dem Maximum pendelnden Drucke, die beim Betrieb der Verbundpumpe in der bisherigen Form mit Druckwindkessel auftreten. Es ist einleuchtend, daß diese wirksame Beruhigung der Druckleitung durch den Stoßdämpfer wasserseitig erst die Erhöhung der Hubzahl bis gegen 100 Doppelhübe i. d. Minute ermöglicht.

Neben der Pumpe mußte auch an der Entwicklung des Oberflächenvorwärmers weitergearbeitet werden, denn er litt in seiner Regelform unter den unvermeidlichen Druckstößen von der Pumpe her. Die von diesen Druckstößen herrührende häufige Undichtigkeit und die Kosten ihrer Behebung sind es ja, wegen deren die thermisch unterlegene Abdampfstrahlpumpe so großes Interesse erregen konnte.

Die Undichtigkeit der die einzelnen Wasserkammern trennenden Stege war ein Übelstand, der auch schon dem Vor-

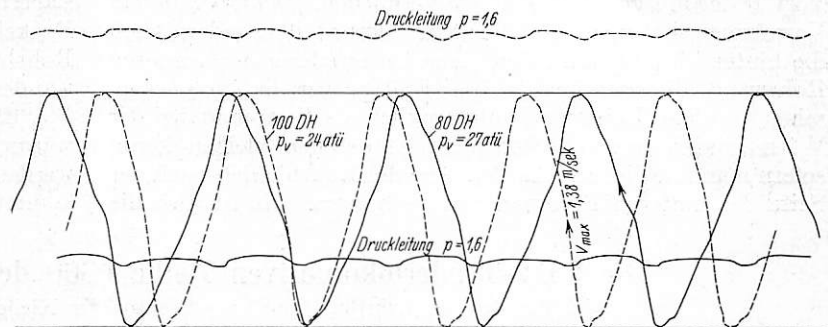


Abb. 2.

wärmer der älteren Bauart mit gebogenen Rohren eigen war. In den Anfängen des Vorwärmerbaues wurde die Dichtung der Stege durch Klingeritdichtungsscheiben, die zwischen Rohrwand und Wasserkammerdeckel gelegt wurden und entsprechend ausgeschnitten waren, erzielt. Diese Methode war unzulänglich, da diese Klingerit-Gitterdichtungsscheiben durch den hohen Druck in den Wasserkammern herausgedrückt wurden. Man ging dann später zu den aufgeschweißten Kupferdichtungen über, bei denen zumindest diese eben beschriebene Gefahr nicht mehr besteht. Aber auch bei den aufgeschweißten Kupferdichtungen war eine völlige und sichere Abdichtung nicht zu erzielen, teils als Folge der stets unvermeidlichen Durchbiegung der Rohrwand, teils auch wegen der ebenso unvermeidlichen Korrosion der Kupferstege an Wasserkammerdeckel und Rohrwand. Demgegenüber bedeutet der Vorwärmer mit geteilten Deckeln nach Abb. 5, Taf. 5 einen Fortschritt, weil hier das Problem der absoluten Dichtung der Wasserkammern gegeneinander sowohl wie nach außen dadurch völlig gelöst ist, daß jede der Kammern mit einem besonderen Deckel verschlossen wird. Zu diesem Zweck ist die Zahl der Wassermumläufe im Vorwärmer und damit auch die Zahl der Kammern verringert derart, daß an der vorderen Rohrwand nur drei, an der hinteren Rohrwand nur zwei Deckel benötigt werden. Da die einzelnen Kammern bei diesem Vorwärmer nicht — wie bei dem alten — übereinander, sondern um die Achse des Rohrbündels herum angeordnet sind, so ergeben sich an der vorderen Rohrwand zwei quadrantenförmige und ein halbkreisförmiger Deckel und an der hinteren Rohrwand zwei halbkreisförmige Deckel. Die Kupferschweißungen sind wie bei dem Vorwärmer der älteren Bauart beibehalten. Die Deckel haben also die Kammern nur noch nach außen abzudichten, was durch eine

ausreichende Zahl von Schrauben mit völliger Sicherheit erreicht wird.

Die Unvollkommenheit der freien Ausdehnung des Rohrbündels bei dem Vorwärmer der älteren Bauart war darin begründet, daß, da die vordere und hintere Rohrwand und die zugehörigen Deckel ungeteilt waren, das Rohrbündel unter dem Einfluß der Erwärmung sich zwar einseitig, aber nur als Ganzes ausdehnen konnte. Diese Ausdehnungsmöglichkeit des Rohrbündels als Ganzes aber mußte auch bei dem Vorwärmer der älteren Bauart mit den übereinander angeordneten Wasserkammern notwendig unvollkommen sein, denn die Ausdehnung ist bei der allmählich im Rohrbündel ansteigenden Temperatur des Wassers in den einzelnen Kammern verschieden und zwar derart, daß, wenn die Rohre der Wärmeausdehnung frei folgen könnten, die hintere Rohrwand eine nach außen konvexe Form annehmen müßte. Da sie dieser Verformung selbstverständlich nicht folgen kann, ist die unvermeidliche Folge eine Stauchung namentlich der zwischen den äußersten Kammern liegenden Rohre des Bündels. Diese Erscheinung erklärt die so oft im Betriebe beobachtete Lockerung der Rohre in den Rohrwänden. Dieser dem Vorwärmer der älteren Bauart grundsätzlich anhaftende Mangel wird ebenso grundsätzlich durch den neuen Vorwärmer mit geteilten Deckeln vermieden. Denn bei diesem Vorwärmer sind nicht nur die Deckel unterteilt, sondern auch die hintere Rohrwand. Von einer Unterteilung der vorderen Rohrwand, die ursprünglich beabsichtigt war, hat man abgesehen, da diese Rohrwand unbedenklich als Festpunkt bei der Wärmeausdehnung des Rohrbündels bestehen bleiben kann, sofern man nur die freie Ausdehnung des Rohrbündels nach der Seite der hinteren Rohrwand zu verbessert. Es ist also die

hintere Rohrwand symmetrisch geteilt mit dem Erfolg, daß nunmehr beide Rohrbündelhälften sich freier ausdehnen können. Dadurch aber, daß in jeder Rohrbündelhälfte die Differenzen der maximalen und minimalen Wärmedehnungen der einzelnen Rohre geringer sind als vorher bei dem Gesamtrohrbündel, wird auch die Stauchung der Rohre der einzelnen Rohrbündelhälften wesentlich geringer. Die Erfahrungen, die mit den bisher etwa 200 Vorwärmern mit geteilten Deckeln im Betriebe gemacht worden sind, haben die Erwartungen, die man in diese Verbesserung gesetzt hat, im vollen Umfange bestätigt.

Der Vorwärmer hat insgesamt 100 Rohre von 19×22 mm Durchmesser und Rohrwände von 35 mm Stärke. Das Rohrbündel dieses Vorwärmers ist so gebaut, daß es ohne weiteres in die Mäntel der älteren Vorwärmer eingebaut werden kann. Um beim Herausziehen des Rohrbündels aus dem Mantel ein Auseinanderfallen der nun nicht mehr fest verbundenen Rohrbündelhälften zu vermeiden, sind an den beiden Deckeln der hinteren Rohrwand Ösen vorgesehen, in die Heftschrauben eingezogen sind, so daß eine Trennung der beiden Rohrbündelhälften voneinander, auch beim Herausziehen des Rohrbündels aus dem Mantel, nicht zu befürchten ist. Im übrigen ist die Lagerung und Befestigung dieses Rohrbündels mit geteilten Deckeln im Vorwärmermantel genau die gleiche, wie die der Rohrbündel älterer Bauart mit ungeteilten Deckeln und Rohrwänden.

Es ist zu hoffen, daß die Unterhaltungskosten von Vorwärmerspeiseanlagen der beschriebenen Art so niedrig sein werden, daß der große Brennstoffgewinn voll zur Auswirkung kommt.

Die 2 D 2-Tenderlokomotiven Reihe 6300 der Niederländischen Eisenbahnen.

Von Ing. P. Labrijn, Abteilungsdirektor der Niederländischen Eisenbahnen, Utrecht.

Hierzu Tafel 6.

Die 1 D 1-Güterzugtenderlokomotiven, Reihe 6200 (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1914, S. 286), welche damals hauptsächlich für die Beförderung der Kohlenzüge auf den Strecken des Bergwerkbezirks Limburg, wo Steigungen von 16‰ vorkommen, bestimmt waren, sind, nachdem die Kohlenzüge nunmehr fast ausschließlich aus 20 t-Wagen zusammen-

Durch Anfügen einer fünften Kupplerachse wird zwar die Anfahrzugkraft erhöht, jedoch müssen mehrere Nachteile mit in Kauf genommen werden, es wird der Fahrwiderstand dauernd größer und der Bogenlauf schwieriger. Mit Hinsicht hierauf wurde beschlossen, auch bei den neuen Lokomotiven nur vier Achsen zu kuppeln, für welche eine Achsbelastung

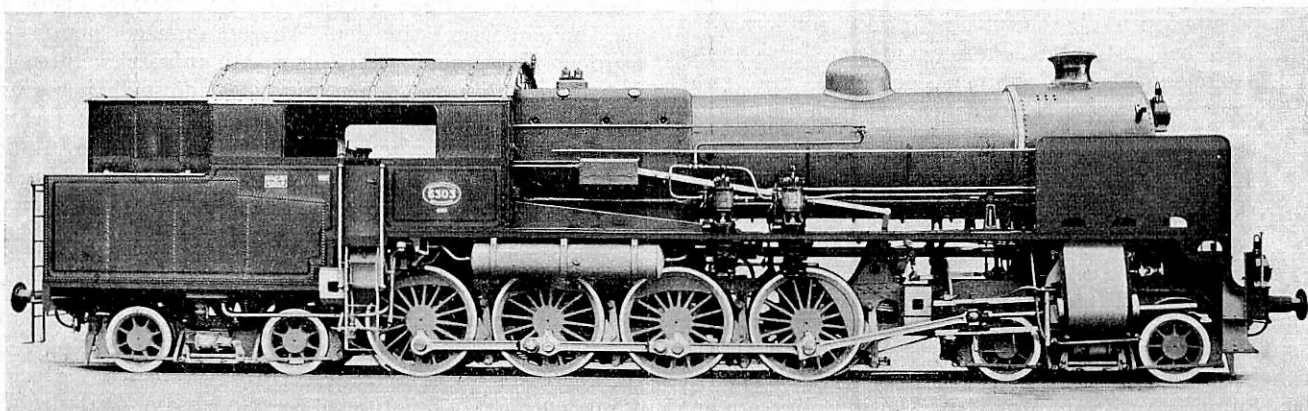


Abb. 1. 2 D 2-Tenderlokomotive Reihe 6300 der Niederländischen Eisenbahnen.

gestellt werden, nicht mehr imstande diese Züge mit genügender Geschwindigkeit zu befördern. Deshalb wurde beschlossen stärkere Lokomotiven zu beschaffen.

Insbesondere wegen des größeren Kessels, den die neuen Lokomotiven erhalten sollten, konnte die Type 1 D 1 nicht beibehalten werden, es mußten also die Achsanordnungen 1 D 2, 2 D 1 oder 1 E 1, welche alle eine Achse mehr haben, in Betracht gezogen werden.

von 18 t für die in Betracht kommenden Strecken zugelassen werden konnte. Die 1 D 1-Lokomotiven haben ein Reibungsgewicht von 64 t, die neuen Lokomotiven konnten ein Reibungsgewicht von $4 \times 18 = 72$ t erhalten, was eine Vergrößerung von etwa 12% bedeutet.

Um nun weiter die Type der Lokomotive bestimmen zu können, soll erst die Frage der Zylinderzahl ins Auge gefaßt werden. Die 1 D 1-Lokomotiven haben zwei Außenzyylinder.

Weil aber die neuen Lokomotiven gegebenenfalls auch imstande sein sollten, Personenzüge zu befördern und also die

durchmesser von 1,55 m*). Dieses Maß durfte im Hinblick auf die höhere Geschwindigkeit nicht zu klein gewählt werden.

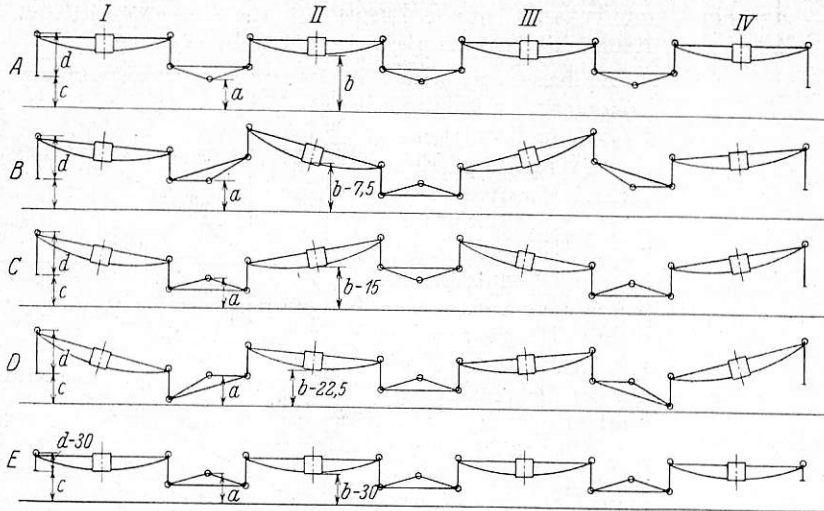


Abb. 2. Regelung der Höhenlage der Lokomotive durch Ausgleichhebel.

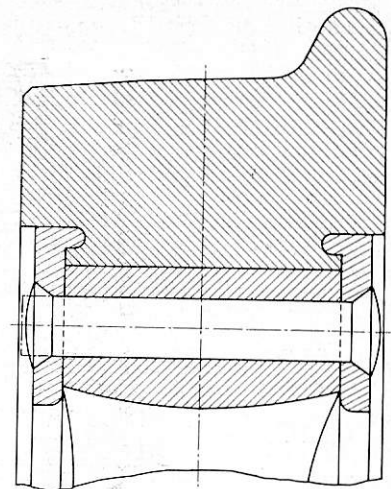


Abb. 3. Radreifenbefestigung mittels Manselring.

Höchstgeschwindigkeit auf mindestens 75 km/h festgesetzt werden mußte, wurde mit Hinsicht auf die bei den Nieder-

Da jedoch bei drei Zylindern der Zylinderdurchmesser etwa 1,16mal größer wird als bei vier Zylindern, ergaben sich bei dem Entwurf mit drei Zylindern insofern Schwierigkeiten, als der Schieberkasten des mittleren Zylinders durch dessen schräge Lage in die Rauchkammer hineinragte. Auch die Anordnung der Dampfein- und Ausströmungsrohre war nicht in einfacher Weise möglich. Deshalb wurde beschlossen zu vier Zylindern überzugehen. Zufälligerweise konnten diese Zylinder denselben Durchmesser erhalten wie bei den neuen 2 C-Schnellzuglokomotiven (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, S. 149), so daß die Zylindergußstücke fast

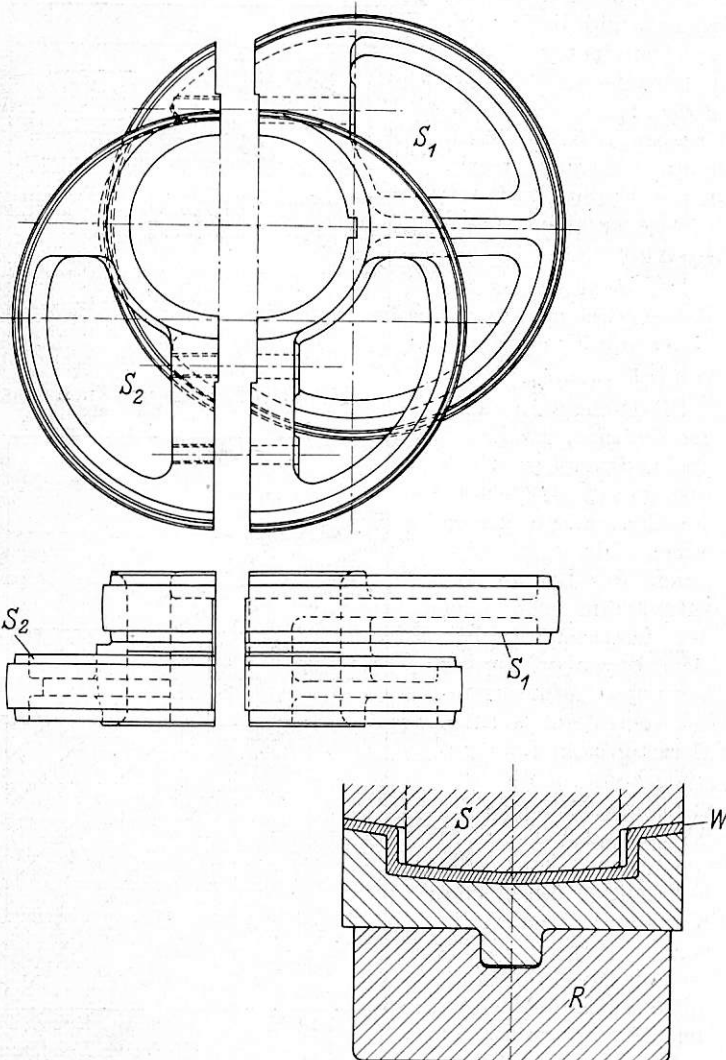


Abb. 4. Exzenter.

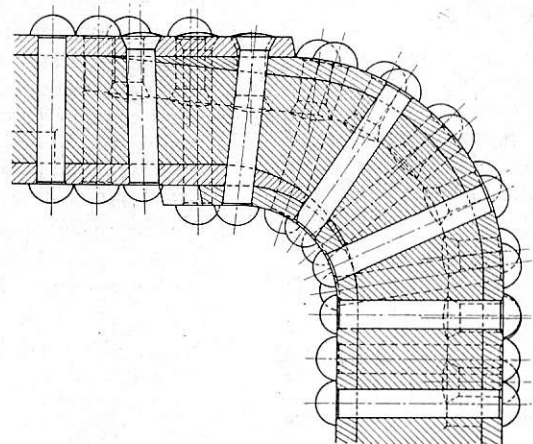
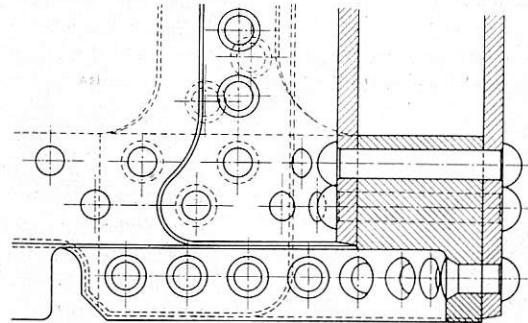


Abb. 5. Bodenring des Stehkessels.

ländischen Eisenbahnen gemachten, weniger guten Erfahrungen mit schnellfahrenden Lokomotiven mit Außenzylindern beschlossen, drei oder vier Zylinder anzuordnen. Für beide Typen wurde ein Entwurf ausgearbeitet mit einem Treibrad-

ungeändert von diesen Lokomotiven entnommen werden konnten. Wegen der schrägen Lage mußte nur der obere

*) Dieses Maß paßt in die Reihe der genormten Treibraddurchmesser 1100, 1250, 1400, 1550, 1700, 1850, 2000 und 2150 mm.

Flansch geändert werden, um denselben waagrecht zu halten für den Anschluß an die Rauchkammer.

Es wäre nun zu bestimmen, ob eine 1 D 2- oder eine 2 D 1-Lokomotive die beste Lösung geben würde. Bei einer

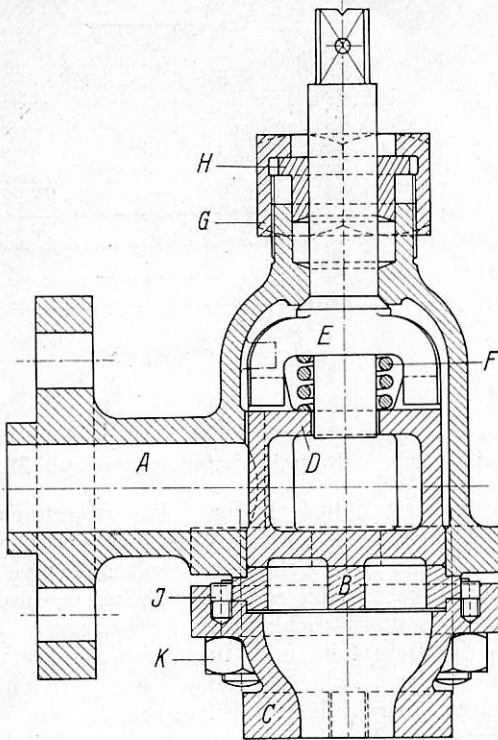


Abb. 6. Kesselablaßdrehschieber.

1 D 2-Lokomotive kann die erste gekuppelte Achse nicht Treibachse sein, weil dann die Treibstange zu kurz ausfallen würde. Es wurde aber wegen der Innenzylinder Wert darauf gelegt, die erste gekuppelte Achse als Treibachse auszubilden, weil sonst außer der Treibachse die erste Kuppelachse doch gekröpft werden müßte, um die Bewegung der Innentreibstangen nicht zu hindern. Also war wegen dieses Umstandes die 2 D 1-Type zu empfehlen. Die vordere gekuppelte Achse kann dann angetrieben werden, sowohl von den Innen- wie von den Außenzylindern. Diese 2 D 1-Type hat aber auch wieder den Nachteil, daß die Vorräte Wasser und Kohle, welche hinter dem Führerhaus untergebracht werden sollten und deren Gewicht also hauptsächlich von der hinteren Achse getragen werden mußte, ziemlich beschränkt gehalten werden müssen.

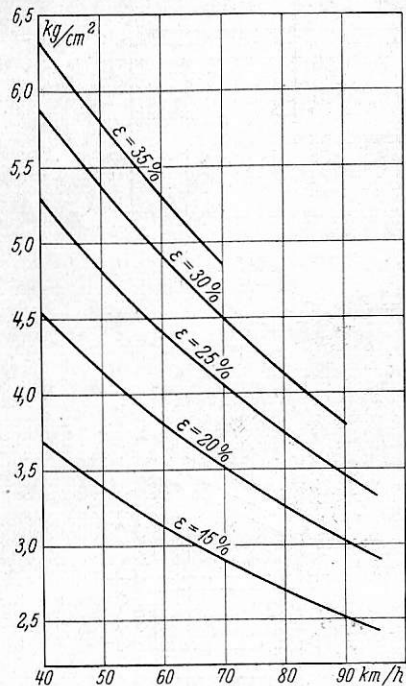


Abb. 7. Mittlerer Druck in den Zylindern bei verschiedenen Füllungen ϵ .

Um auch diese Schwierigkeit zu überwinden, war es zu empfehlen auch hinten ein Drehgestell anzubringen und so entstand die 2 D 2-Type (Abb. 1, Taf. 6 und Textabb. 1), eine Lokomotivgattung, welche sehr wenig vorkommt. Außer der Spanischen Nord-

bahn*) und der Madrid-Zaragossa-Alicante Bahn, welche Breitspur haben, kommt die 2 D 2-Tenderlokomotive, soweit mir bekannt, nur in Frankreich vor, und zwar bei der PLM-Bahn und bei den Bahnen in Elsaß-Lothringen.

Der Kessel der neuen Lokomotive wurde der 2 C-Schnellzuglokomotive (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, S. 147) entnommen. Um eine etwas höhere Überhitzung zu bekommen, wurden aber nicht Überhitzerrohre von 31×38 mm (wie bei den Schnellzuglokomotiven), sondern solche von 29×35 mm vorgesehen, bei gleichbleibendem Flammrohrdurchmesser. Zwar wird der Dampfquerschnitt im Überhitzer dadurch um etwa $12\frac{1}{2}\%$ verringert und die Dampfgeschwindigkeit dementsprechend erhöht, doch haben Versuche ergeben, daß diese Maßnahme keinen merklichen Einfluß auf den Schieberkastendruck ausgeübt hat.

Der Rahmen ist als Barrenrahmen ausgebildet mit einer Stärke von 100 mm.

Die Drehgestelle sind der oben erwähnten Schnellzuglokomotive entnommen, der Seitenausschlag mußte jedoch wegen der größeren Länge der Lokomotive auf 100 mm nach jeder Seite festgesetzt werden. Dem Bogenlauf mußte besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Derartig lange Lokomotiven kommen nur sehr wenig vor. Wie aus der Abb. 2 und 3, Taf. 6**) ersichtlich, kann die Lokomotive durch eine Kurve mit 140 m Halbmesser fahren. Dazu sind die Spurkränze der mittleren Kuppelachsen um 10 mm schwächer gedreht. Die Pufferscheiben erhielten einen Durchmesser von 500 mm. Die Puffer sind als Uerdinger Ringfederpuffer ausgebildet.

*) Vergl. Génie civ., Juni 1913, Seite 153.

**) Nach Vogel, vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1926, Seite 354.

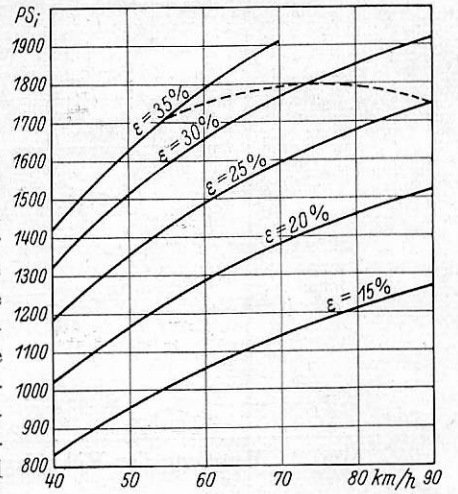


Abb. 8. Indizierte Leistung.

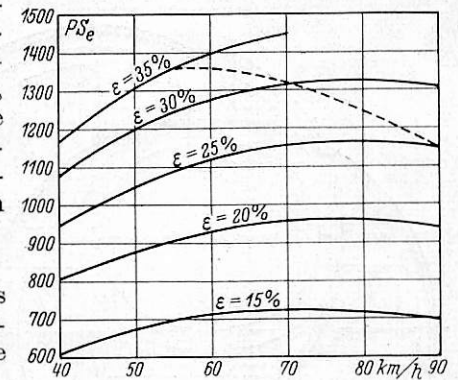


Abb. 9. Effektive Leistung am Zughaken.

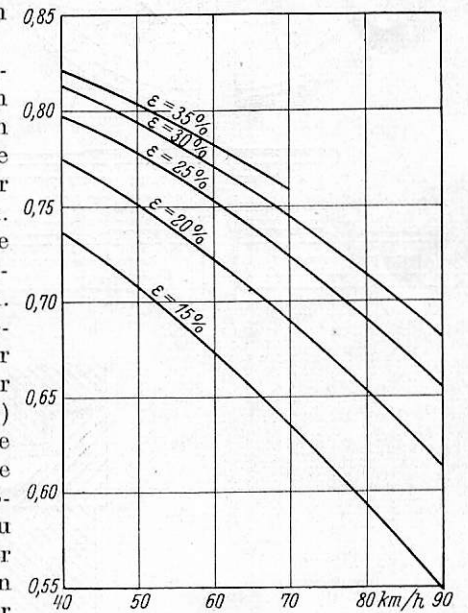


Abb. 10. Verhältnis Effektive Leistung / Indizierte Leistung.

Die Lokomotiven erhielten zwei Luftpumpen für die Druckluftbremse, so daß bei Schadhafwerden einer Pumpe immer noch mit der Luftbremse weitergefahren werden kann.

Die Hauptabmessungen und Verhältnisse der Lokomotive sind aus nachstehender Zusammenstellung ersichtlich.

Kessel		
Rostfläche (R)	3,16 m ²	
Heizrohre (158 Stück)	45 × 50 mm	
Rauchrohre (28 Stück)	125 × 133 „	
Überhitzerrohre	29 × 35 „	
Länge zwischen den Rohrwänden	4500 „	
Feuerberührte Heizfläche		
der Feuerbüchse	17 m ²	
der Heiz- und Rauchrohre	150 „	
Dampferzeugende Heizfläche,		
feuerberührt	167 „	
Überhitzerheizfläche, feuerberührt	48 „	
Dampfspannung	14 kg/cm ²	
Abstand der Umkehrenden des Überhitzers von der Feuerbüchse	500/650 mm	
Verdampfungsoberfläche	11 m ²	
Wasserinhalt	6,5 m ³	
Dampfraum	3,5 „	
Verhältnis Heizfläche:Rostfläche	53	
Verhältnis Überhitzer:Verdampfungsoberfläche	1:3,5	
	Heizrohre	Rauchrohre
Wandreibungsfläche	6360	34830 cm ²
Freier Querschnitt	15,9	88 „
Verhältnis Gasquerschnitt:		
Wandreibungsfläche	1:400	1:396
	Insgesamt	1:397
Aschkasten: Freier Querschnitt		
der vorderen Achskastenklappen	2420 cm ²	
der hinteren Achskastenklappen	2420 „	
Rost: Stegbreite		
Spaltbreite	22 mm	
Freier Rostquerschnitt	1,08 m ²	
Dampfeinströmgeschwindigkeit im Überhitzer*)		
Dampfausströmgeschwindigkeit aus dem Überhitzer	18,4 m/sec	
Dampfdurchtrittsgeschwindigkeit durch die Wasseroberfläche	26,1 „	
Dampfdurchtrittsgeschwindigkeit durch die Wasseroberfläche	3,4 cm/sec	
Blasrohrdurchmesser	138 mm	
Schornsteindurchmesser	446/487 „	
Blasrohrmündung unter Kesselmitte	400 „	
Blasrohrmündung bis Schornsteinoberkante	1830 „	
Schornsteinhöhe (vom engsten bis zum weitesten Querschnitt)	700 „	
Laufwerk		
Treibraddurchmesser bei 75 mm Radreifen (neu) (D)	1550 „	
Laufraddurchmesser bei 75 mm Radreifen (neu)	930 „	
Fester Achsstand	5250 „	
Gesamtachsstand	14050 „	
Achsstand der Drehgestelle	2200 „	
Maschine		
Zylinderzahl	4	

*) Bei einer Heizflächenbelastung von 60 kg Dampf pro m²h, d. i. bei siebenfacher Verdampfung bei einer Rostbelastung von 450 kg Kohle pro m²h.

Angenommen ist, daß der Dampf beim Einströmen in den Überhitzer 10% Wasser enthält und beim Austreten bis 300° C überhitzt ist.

Zylinderdurchmesser (d)	420 mm
Kolbenhub (s)	660 „

Vorräte	
Inhalt des Wasserkastens	14 m ³
Inhalt des Kohlenkastens für	4,5 t

Gewichte									
Dienst- fähig mit vollen Vorräten	<table border="0"> <tr> <td>Vorderes Drehgestell</td> <td>25 t</td> </tr> <tr> <td>Kuppelachsen je</td> <td>18 „</td> </tr> <tr> <td>Hinteres Drehgestell</td> <td>30 „</td> </tr> <tr> <td>Gesamtgewicht</td> <td>127 „</td> </tr> </table>	Vorderes Drehgestell	25 t	Kuppelachsen je	18 „	Hinteres Drehgestell	30 „	Gesamtgewicht	127 „
Vorderes Drehgestell		25 t							
Kuppelachsen je	18 „								
Hinteres Drehgestell	30 „								
Gesamtgewicht	127 „								
Reibungsgewicht mit vollen Vorräten	72 „								
Reibungsgewicht mit halben Vorräten	67 „								
Leergewicht, gesamt	102 „								
Leergewicht pro m Länge über Puffer	5,9 „								

Allgemeines	
Höchstgeschwindigkeit	90 km/h
Drehzahl pro Minute bei der Höchstgeschwindigkeit	310

$$\text{Anfahrzugkraft } 0,7 p \frac{n d^2 s}{2 D} \dots \dots \dots 14700 \text{ kg}$$

$$\text{Indizierte Höchstleistung etwa } 135 R/\sqrt{p} \dots \dots \dots 1600 \text{ PS.}$$

Die Lokomotiven sind u. a. ausgerüstet mit: selbsttätiger Zylinderumlaufvorrichtung, Bauart der Niederländischen Eisenbahnen (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 20. März 1930, S. 150);

zwei Friedmann-Ölpumpen, Klasse Nk, im Führerhaus, je mit acht Anschlüssen, zur Schmierung der Schieber, Kolben und vorderen Kolbenstangen;

einem Abdampfprojektor, Bauart Davies & Metcalfe Nr. 11 und einem Frischdampfprojektor, Bauart Gresham & Craven Nr. 11;

zwei Ackermann-Kesselsicherheitsventilen; Luftsandstreuer für vor- und rückwärts; Bauart Knorr; registrierendem Geschwindigkeitsmesser, Bauart Hasler; Zylinderstopfbüchsen, Bauart Sack und Kiesselbach.

Nachfolgende Einzelheiten sind noch zu bemerken:

Die Tragfedern der gekuppelten Achsen sind mit Ausgleichhebeln verbunden. Die beiden Drehgestelle tragen den Hauptrahmen in ebenen Tragplatten in der Drehgestellmitte, so daß die Lokomotive insgesamt in vier Punkten (Rhombus) gestützt ist. Die Drehgestelle selbst haben Vierpunktstützung. Die vier Blatttragfedern werden über je zwei Schraubenfedern mittelbar belastet. Die Federung der verschiedenen Tragfedern ist in untenstehender Tabelle ersichtlich.

Bezeichnung der Federn	Durchbiegung auf 1 t Belastung	Belastung auf 1 mm Durchbiegung
Drehgestelle		
Blattfeder	3,4 mm	295 kg
Schraubenfeder	9,9 „	101 „
4 Blattfeder + 8 Schraubenfeder	2,1 „	476 „
Gekuppelte Achsen		
Blattfeder	6,8 „	147 „
8 Blattfeder	0,85 „	1176 „

Bei einer Entlastung in der Mitte des hinteren Drehgestells von 1 t, werden die gekuppelten Achsen zusammen mit 0,59 t entlastet und das vordere Drehgestell mit 0,27 t belastet. Die Vorräte Wasser und Kohle, dessen Schwerpunkt etwa in der Mitte des hinteren Drehgestells liegt betragen 14 m³ Wasser und 4,5 t Kohle, also zusammen 18,5 t.

Mit halben Vorräten wird also die Belastung der gekuppelten Achsen mit 9,25 × 0,59 t = 5 t und ohne Vorräte mit etwa 10 t entlastet. Die Ausgleichhebel sind unsym-

metrisch ausgebildet, derart daß die drei Bohrungen nicht in einer Geraden liegen. Hierdurch ist in einfacher Weise die Möglichkeit geschaffen, die Gewichtsverteilung zu regulieren. Wenn einer dieser Ausgleichhebel (an beiden Seiten der Lokomotive) umgedreht wird, so daß der untere Teil nach oben kommt und umgekehrt, wird die Lokomotive $30:4 = 7\frac{1}{2}$ mm höher gestellt. Werden alle Ausgleichhebel umgedreht, und die Endfedergehänge dementsprechend eingeschraubt, so wird ein Höhenunterschied von 30 mm erreicht. Durch diese Konstruktion sind Tragfedergehänge mit Gewinde und Mutter,

$V = 60$ km/h.

$V = 90$ km/h.

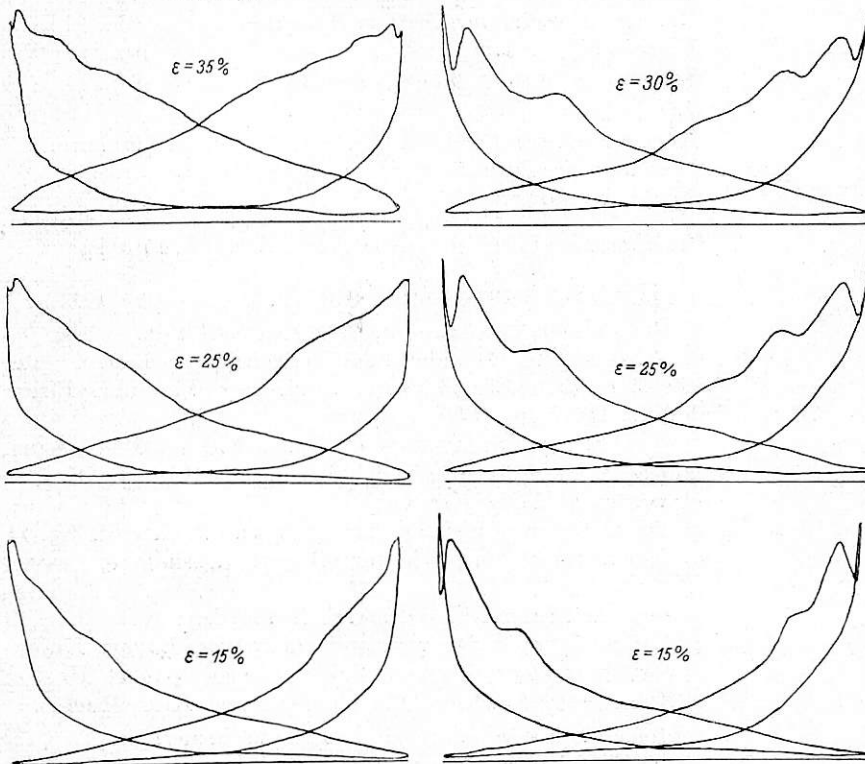


Abb. 11. Dampfdruckschaulinien.

welche nach den hiesigen Erfahrungen schon nach kurzer Zeit ihre leichte Gangbarkeit verlieren, nur noch für die Endfedergehänge nötig. Textabb. 2 zeigt wie die Höhenlage der Lokomotive mit den Ausgleichhebeln regelbar ist. Die Tragfedern kommen dadurch in schräge Stellungen.

Die Radreifenbefestigung der Treib- und Kuppelradsätze findet mittels Manselringe statt nach Textabb. 3. Nach den Erfahrungen bei den Niederländischen Eisenbahnen kommen bei dieser Radreifenbefestigung lose Reifen weniger vor wie bei der gewöhnlichen Sprengringbefestigung. Die Radreifen der Drehgestellräder sind der Einfachheit halber mit Spreng-

ringbefestigung ausgeführt, weil hier ein Radsatz mit losem Reifen nicht so schwierig zu ersetzen ist.

Die beiden Exzenter auf der Kropfachse sind aus zwei Teilen S_1 und S_2 hergestellt, wodurch eine bessere Lage auf der Achse gesichert ist. Die Exzenter Scheiben S sind kugelförmig abgedreht und die Exzenter Ringe R haben an jeder Seite 2 mm Spiel, damit die Ringe sich gegen die Scheiben etwas schräg einstellen können (vergl. Textabb. 4). Wenn mit großer Geschwindigkeit in Kurven ein- und ausgefahren wird, schwankt die Lokomotive auf den Tragfedern, wobei die Kulisse diese Bewegung mitmacht, die Exzenter hingegen mit der Achse dem Gleis folgen; es ist daher eine gewisse Bewegungsmöglichkeit der Kulisse gegen die Exzenter notwendig. Bei Exzentern der gewöhnlichen Ausführung haben mehrere Exzenterstangenbrüche stattgefunden, bei der neuen Bauart sind sie nicht mehr vorgekommen.

Der Bodenring des Stehkessels hat an den Ecken an der äußeren Seite einen Ansatz, wodurch es möglich ist, die eiserne Stehkesselbleche am Bodenring ganz zu vernieten ohne Verwendung von Kopfschrauben. Durch diese Konstruktion, welche einfacher ist als die übliche mit Kopfschrauben, ist eine bessere Dichtigkeit gewährleistet (vergl. Textabb. 5).

Der Kesselablaßhahn ist als Drehschieber ausgebildet nach Textabb. 6.

Von den hier beschriebenen Lokomotiven wurden zehn Stück (Nr. 6301 bis 6310) von der Firma Henschel und Sohn in Kassel nach dem Entwurf der Niederländischen Eisenbahnen gebaut und später noch zwölf Stück (Nr. 6311 bis 6322) von der Berliner Maschinenbau A. G. vormals L. Schwartzkopff in Berlin.

Mit den Lokomotiven wurden Probefahrten gemacht, und zwar mit Kohlenzügen, bestehend aus 60 Stück beladenen 20 t-Kohlenwagen (Zuggewicht ohne Lokomotive etwa 1800 t) von Eindhoven nach Utrecht mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 60 km/h, und mit einem Personenzug bestehend aus 20 vierachsigen Personenwagen (Gesamtgewicht des Zuges ohne Lokomotive etwa 680 bis 700 t) mit einer Geschwindigkeit von 90 km/h von Tilburg nach Roermond und zurück.

Außerdem haben zur Bestimmung der Leistung dieser Lokomotiven von Probefahrten mit dem Meßwagen stattgefunden. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in den Textabb. 7 bis 10 zeichnerisch dargestellt. Die Textabb. 11 zeigt einige Dampfdruckschaulinien, die bei diesen Meßfahrten aufgenommen wurden.

Prüfung von Verbrennungsmotoren.

Von Reichsbahnrat Schönherr, Dessau.

In dem Aufsatz des Verfassers „Die Ausbesserung von Verbrennungstriebwagen im Reichsbahnausbesserungswerk Wittenberge“ (Org. Fortsch. Eisenbahnwes., Heft 14 vom 15. Juli 1932) ist auch der Prüfstand für Verbrennungsmotoren kurz besprochen worden. Bei der wachsenden Bedeutung der Verbrennungsmotoren für den Eisenbahnbetrieb soll die zweckmäßige Ausgestaltung eines Prüffeldes und die Art der Prüfung der Verbrennungsmotoren näher behandelt werden.

Bei den Dampflokomotiven wird durch die Probefahrt nach Beendigung der Ausbesserung festgestellt, ob irgend welche Mängel vorhanden sind. Eine solche Probefahrt muß natürlich auch bei Verbrennungstriebwagen die letzte Ent-

scheidung liefern, ob das Fahrzeug in allen Teilen genügt. Würde man den Motor jedoch nur bei der Probefahrt prüfen, so würde das in vielen Fällen einen erheblichen Mehraufwand an Arbeitszeit zur Folge haben und nicht gestatten, den Einzelheiten etwaiger Mängel und Störungen bis auf den Grund nachzugehen. — Der Motor steht zu dem Triebwagen, der Kleinlokomotive oder dem Kraftwagen in einem anderen Verhältnis als die Dampfmaschine zur Dampflokomotive. Der Verbrennungsmotor ist ein in sich abgeschlossenes selbständiges Ganzes, die Dampfmaschine dagegen ist von der Dampflokomotive nicht zu trennen. Bei der Dampflokomotive ist es gar nicht möglich, die Maschine losgelöst von der Loko-

motive auf ihr einwandfreies Arbeiten, auf ihren Dampfverbrauch, auf ihre richtige Regelung zu prüfen. Anders der Verbrennungsmotor. Er läßt sich in einfacher Weise vor seinem Einbau untersuchen. Die Höhe seiner Leistung, seine Drehzahl, sein Brennstoffverbrauch, sein Lauf, kurz seine gesamte Arbeitsweise sind eindeutig zu beobachten. Der Verbrennungsmotor bietet also, im Gegensatz zur Dampfmaschine, die durchaus erwünschte Möglichkeit, sich unabhängig von einer Probefahrt des von ihm angetriebenen Fahrzeugs ein genaues Bild seines Arbeitens zu verschaffen. Das ist aber auch bei ihm viel notwendiger als bei der Dampfmaschine. Die hohen Drehzahlen, hohen Temperaturen und hohen Drücke, die in einem Verbrennungsmotor auftreten, stellen in Gemeinschaft mit der gedrängten Bauweise des Fahrzeugmotors außerordentlich hohe Forderungen an die Güte und Genauigkeit der Arbeitsausführung. Das Ventilspiel, das Arbeiten der Brennstoffpumpe beim Dieselmotor, die zweckmäßige Auswahl der Brennstoffdüsen und das richtige Zünden beim Vergasermotor, die Regelung der Gaszufuhr, die selbsttätige Schmierung aller Lagerstellen, der Kühlwasserumlauf zur Kühlung der hochoverhitzten Teile müssen mit aller Schärfe ausgewählt, eingestellt und überwacht werden, ehe der Motor zum Dienst im Fahrzeug freigegeben werden kann. Alles das läßt sich mühelos auf dem Prüfstand durchführen.

Und noch ein Weiteres. Sind Zylinder erneuert oder nachgeschliffen, sind neue Kolben eingesetzt, sind Ein- und Auslaßventile geschliffen, so bedarf der Motor im Anfang einer Schonzeit zum Einlaufen. Im Autohandel wird daher den neuen und überholten Wagen eine Vorschrift mitgegeben, nach der in der ersten Zeit nicht auf die sonst zulässige Geschwindigkeit gegangen werden darf. Im Eisenbahnbetrieb muß aber der Wagen vom ersten Tage seiner Indienststellung an, gleichgültig, ob er neu oder gründlich überholt ist, den Fahrplan einhalten. Eine Schonzeit gibt es für ihn nicht. Auch das muß der Prüfstand ausgleichen. Auf dem Prüfstand können sich die empfindlichen Teile des Motors einlaufen, damit nachher ein gleichmäßiger und einwandfreier Lauf gesichert ist.

Die Auswahl des Platzes für das Prüffeld ist von den allgemeinen räumlichen Verhältnissen und von den besonderen Eigenheiten des Prüfbetriebes abhängig. Abgesehen von dem Bestreben nach kurzen Förderwegen muß die starke Lärmentwicklung bei der Prüfung größerer Motoren berücksichtigt werden. Wenn auch die Auspuffgeräusche durch Einbau von Auspufftöpfen gemindert werden können, so ist dies nicht möglich bei den Geräuschen, die im Motor selbst auftreten. Man wird daher das Prüffeld nicht in die Nähe von Büros und betriebswichtigen Anlagen legen, deren Bedienstete durch den Lärm in verantwortungsvoller Tätigkeit beeinträchtigt werden könnten.

Die Erfahrung, daß in großen Hallen der Lärm von Maschinen weniger empfunden wird als in kleineren abgeschlossenen Räumen, läßt den Gedanken aufkommen, das Prüffeld dann in den allgemeinen Werkstattstraum zu legen, wenn dieser ganz besonders große Abmessungen besitzt. Sonst empfiehlt es sich einen abgesonderten Raum zu wählen. Die einzelnen Prüfstände gegeneinander vollständig abzutrennen, ist nicht ratsam. Anderenfalls geht die Übersicht verloren. Da es nicht immer möglich sein wird, alle Bedingungen voll zu erfüllen, wird man je nach den örtlichen Verhältnissen einen Mittelweg einschlagen.

Die Zahl der Prüfstände hängt von dem Arbeitsanfall, d. h. der Anzahl der zu unterhaltenden Motoren und von der Dauer der einzelnen Prüfung ab. Wenn auch die eigentliche Prüfzeit genau festgesetzt werden kann, so ist damit doch noch kein sicherer Wert für die gesamte Inanspruchnahme des Prüfstandes gegeben; denn im Wesen der Prüfung liegt

es, daß Fehler gefunden und behoben werden müssen. Rechnet man mit einer eigentlichen Prüfzeit von 20 Stunden, mit einer Nebenzeit für Einregulieren, Auswechseln von Düsen, Beheben von Fehlern u. a. von 6 Stunden und einer Zeit von 4 Stunden für das Auf- und Abbauen des Motors, so kann man im Durchschnitt 30 Stunden insgesamt ansetzen. Bei 300 Arbeitstagen oder $300 \times 8 = 2400$ Arbeitsstunden würde ein Prüfstand für die Prüfung von $\frac{2400}{30} = 80$ Motoren ausreichen.

Diese Zahl setzt eine gleichmäßige Inanspruchnahme des Prüfstandes voraus. Der Arbeitsanfall schwankt jedoch in der Zeit der Entwicklung des Eisenbahn-Motorfahrzeugs stark. Die verschiedenen Gattungen bringen verschiedene Laufzeiten mit sich. Besondere Schäden der Motoren, mit denen bisher und auch für die nächste Zeit zu rechnen ist, erhöhen die Zahl der zur Werkstatt kommenden Motoren. Weiter zeigt die Erfahrung, daß konstruktive Änderungen an Teilen der Motoren vorkommen, die sich ebenfalls in einer Mehrbelastung des Prüfstandes auswirken.

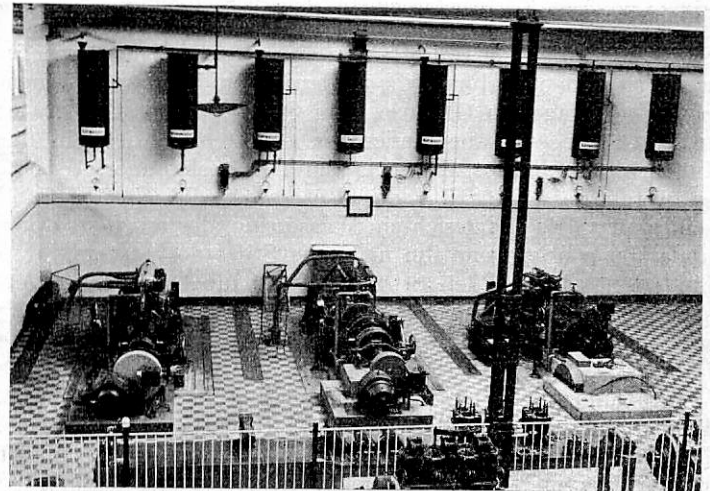


Abb. 1. Motorenprüffeld.

Schließlich ist die Ausbildung des Betriebspersonals zu berücksichtigen, mit der eine weitere Inanspruchnahme des Prüffeldes verbunden ist.

Diesen Umständen wird sich die Zahl der Prüfstände anpassen müssen.

Für die Anordnung der Prüfstände ist folgendes zu bedenken. Das Prüffeld soll übersichtlich sein (Abb. 1). Prüfer und Aufsichtspersonal müssen mit einem Blick die Verhältnisse im Prüffeld übersehen und umfassen können. Daher wird man die Prüfstände in ausreichender Entfernung tunlichst gleichlaufend nebeneinander errichten. Platz für weiteren Ausbau ist vorzusehen. Ein Prüfstand beansprucht etwa 30 m^2 einschließlich genügend Bedienungsplatz. Leitungen sind möglichst unterirdisch zu verlegen, um den Blick frei zu haben. Die Behälter für Bremswasser, Kühlwasser und Brennstoff finden ihren Platz übersichtlich nebeneinander an der Rückwand. Als Gefäße eignen sich altbrauchbare Gasbehälter von 400 bis 500 Liter.

Als älteste Einrichtung, die Leistung von Maschinen zu bestimmen, ist der Pronysche Zaum bekannt. Die Nutzarbeit wird bei ihm in Reibungsarbeit umgesetzt. Gleichzeitig tritt eine Abnutzung der Bremsbacken und der Bremscheibe und eine Erwärmung beider Teile auf. Die Abführung dieser Wärme und die Schmierung der aufeinandergleitenden Teile bringen zumal bei hohen Drehzahlen und Kräften Schwierigkeiten mit sich, die einen Beharrungszustand und damit ein genaues Arbeiten recht erschweren.

Mit dem Aufkommen der Verbrennungsmotoren und ihrer großen Bedeutung für Kraftwagen und Flugzeug nahm das Bedürfnis nach einer einfachen und genauen Bremse zu. Eine brauchbare Lösung stellt die Wasserwirbelbremse der Firma Junkers-Motorenbau G. m. b. H. Dessau dar.

Der Bremse liegt der Gedanke zugrunde, die Nutzleistung der zu bremsenden Maschine durch Wasserwirbel zu vernichten, daher die Bezeichnung „Wasserwirbelbremse“ (Abb. 2).

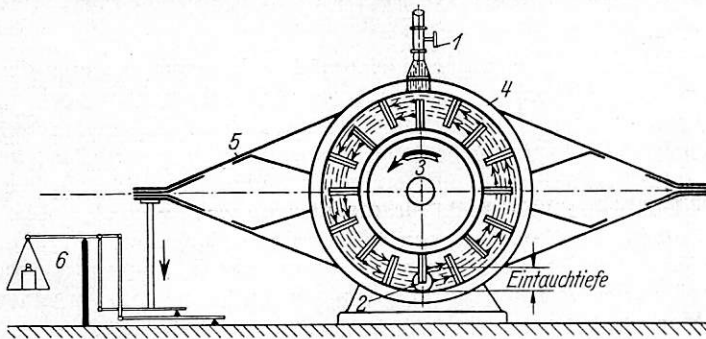


Abb. 2. Schema einer Wasserwirbelbremse.

Sie besteht aus zwei Hauptteilen: einem fest auf der Antriebswelle sitzenden und mit ihr umlaufenden Rotor und einem pendelnd gelagerten Gehäuse, dem Stator. Rotor und Stator tragen Stifte, die aneinander vorbeigleiten. Fließt in das Innere des Gehäuses, die sogenannte Bremskammer, Wasser, so werden es die Stifte des Rotors an die Gehäusewand schleudern. Es bildet sich ein Wasserring, der mit dem Rotor umlaufen würde, wenn ihn nicht die Stifte des Stators daran hinderten. Der in den Stiften auftretende Gegendruck versucht das pendelnd gelagerte Gehäuse mitzunehmen. Daran wird es aber durch eine Belastungseinrichtung gehindert, die in einer Dezimalwaage oder Pendelwaage bestehen kann. Die Waage nimmt den Druck auf und mißt ihn als Bremskraft. Bei der Wirbelung des Wassers an den Stiften entsteht Wärme. Das Wasser führt diese ab. So dient es zwei Aufgaben, der Erzeugung von Reibung zum Bremsen und der Beseitigung der Reibungswärme.

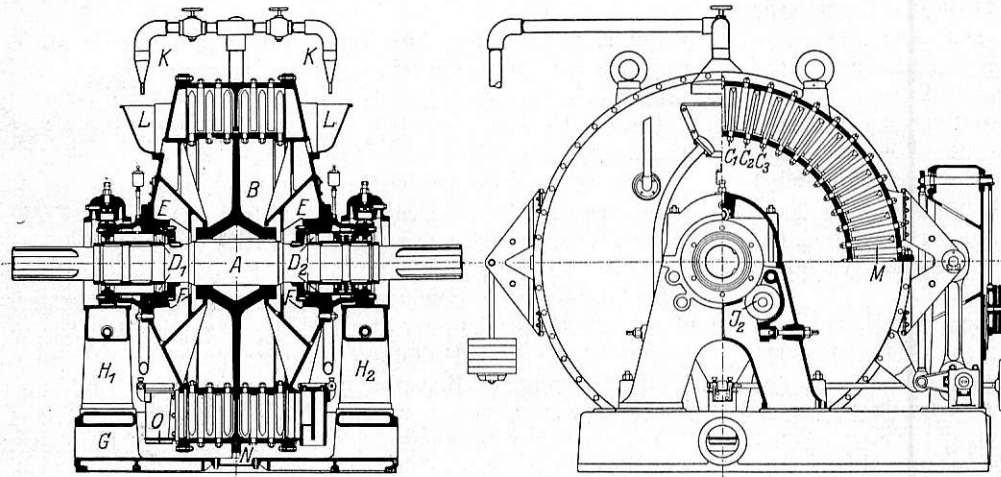


Abb. 3. Junkers-Wasserwirbelbremse.

Der Widerstand des Wassers ist unter der Annahme einer beliebigen Umlaufgeschwindigkeit abhängig von den Abmessungen, der Anzahl, Form und Eintauchtiefe der Stifte. Da Abmessungen, Anzahl und Stirnform bei einer gegebenen Bremse festliegen, bleibt allein die Eintauchtiefe als veränderlich übrig. Sie bietet daher die Handhabe, die Bremsbelastung feinstufig regeln zu können. Um die Eintauchtiefe zu ändern, könnte man die Stifte beweglich anordnen. Einfacher und daher auch allein praktisch angewandt ist aber

die Regelung der Wassermenge. Dabei ist einleuchtend, daß bei gleichbleibendem Zu- und Abfluß die Bremse gleichmäßig arbeiten muß. Daß sie dies tatsächlich tut, hat in durchaus zufriedenstellender Weise die Praxis bestätigt.

Die Wirkungsweise der Bremse ist unabhängig von der Bewegungsrichtung der Stifte. Daher kann die Bremse in beiden Richtungen benutzt werden. Selbstverständlich muß die Meßeinrichtung entsprechend beschaffen sein.

Abb. 3 zeigt die Ausführung einer Junkers-Wasserwirbelbremse.

Die Welle A wird mit der Antriebsmaschine gekuppelt. Auf ihr sitzt der Rotor B aus Gußeisen oder Stahlguß mit den Bremsstiften C 1, C 2, C 3. Diese sind gleichmäßig auf den Umfang verteilt und in 2, 4, 6, 8 nebeneinanderliegenden Reihen angeordnet. In den beiden seitlichen Kugellagern ist die Welle im Gehäuse E gelagert. Durch Filzringe, Stopfbüchsen oder Labyrinth sind die Lager vor dem Wasser, das sonst aus dem Gehäuseinnern längs der sich drehenden Welle austreten würde, geschützt. Der Stator ist in den Pendelrollen J 1 und J 2 der beiden seitlichen auf der gemeinsamen Grundplatte aufgesetzten Ständer gelagert.

Bei K ergießt sich das Wasser in freiem Fall in den Einlauftrichter L. Es fließt zunächst in das Innere des Stators, von da durch die zwischen dem Rotor und den beiden seitlichen Statorwänden vorhandenen Spalten in den Ringraum M, die Bremskammer, um dann an der tiefsten Stelle der Bremskammer bei N durch das Auslaßorgan O abzufließen. Vollleistung wird erzielt, wenn die Bremskammer voll angefüllt ist, Teilleistungen durch entsprechende Teilfüllungen. Der Wasserdurchfluß und damit die Füllung selber wird durch das Auslaßorgan eingestellt.

Da die Bremswelle im Gehäuse gelagert ist, so wird die hier entstehende Lager- und Stopfbüchsenreibung mitgemessen, so daß die Nutzleistung voll erfaßt wird.

Als Meßvorrichtung wird eine Dezimalwaage, eine Federwaage oder eine Pendelwaage angewendet.

Die Pendelwaage erfordert den geringsten Platzbedarf. Sie stellt das praktisch einfachste Mittel zur Messung der Bremskraft dar und ist den versuchs-technischen Anforderungen am besten angepaßt. Sie ermöglicht auf einer lang ausgestreckten und fein unterteilten Skala jederzeit, vor allem ohne irgendeinen Handgriff, ein sicheres und bequemes Ablesen bei ruhig stehendem Pendel. Zur Erhöhung der Ablesegenauigkeit bei kleineren Belastungen ist das Pendelgewicht unterteilt, wodurch die Ausschläge verdoppelt oder vervierfacht werden. Die Pendelwaage ist dem die Wirbelbremse allgemein kennzeichnenden Vorzug, von der Drehrichtung der Kraftmaschine unabhängig zu sein, angepaßt. Je nach dem Drehsinn schlägt das Pendel nach rechts oder links aus.

Das Wasser läuft der Bremse in freiem Fall zu. Damit die einmal eingestellte Menge gleichmäßig bleibt, muß der Druck des Wassers auf gleicher, im übrigen aber beliebiger Höhe gehalten werden. In einfachster Weise geschieht dies durch Vorschalten eines Wasserbehälters mit Schwimmerregelung, der für mehrere Prüfstände gemeinsam sein kann. Die Bremsen sind mit einer selbsttätigen Wasserregelung versehen, um einen Beharrungszustand beim Bremsen zu ermöglichen.

Der Meßbereich der Bremse, d. h. die Höhe der abzubremenden Leistung und der Drehzahl ist abhängig von der Größe der Bremse und der Zahl der Stifte. Der Meßbereich wird dargestellt durch ein Schaubild (Abb. 4). Der Leistungsbereich wird durch den geschlossenen Linienzug O A B C O abgegrenzt. Jeder Punkt innerhalb dieses Linienzuges kann mit der Bremse erreicht werden. Der Meßbereich ist also ziemlich ausgedehnt.

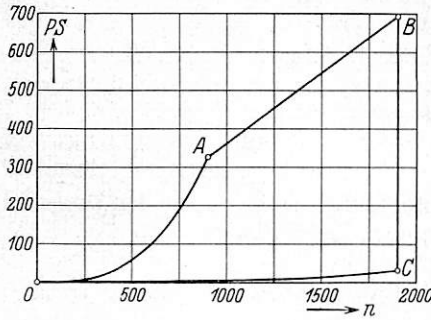


Abb. 4. Meßbereich der Wasserwirbelbremse F 4 k.

Die Feststellung der abgebremsten Leistung gestaltet sich sehr einfach.

$$\text{Es ist } N_e = \frac{2\pi}{60 \cdot 75} \cdot L \cdot P \cdot n.$$

Darin bedeutet

- L in m Länge des Bremshebels
- P in kg Bremskraft
- n Umdrehungen der Bremswelle in 1 Min.

Der Ausdruck $\frac{2\pi}{60 \cdot 75} \cdot L$ ist für eine bestimmte Bremstypen konstant, so daß die Formel geschrieben werden kann $N_e = k \cdot P \cdot n$ in PS mit k als Bremskonstante.

Die Bremskraft P wird an der Skala der Pendelwaage abgelesen, die Umlaufzahl n an einem Tachometer, das von der Bremswelle angetrieben wird.

Bremskraft und Drehzahl können auch mit Schreibwerken laufend aufgezeichnet werden.

Sollen verschiedenartige Motoren auf dem Prüfstand behandelt werden, so ist die Aufspannvorrichtung entsprechend verstellbar auszubilden.

Will man bei der Gestaltung des Fundaments auf Schwingungen des Motors Rücksicht nehmen, so kann man den ganzen Prüfstand isoliert aufstellen (Abb. 5). Man setzt den genügend

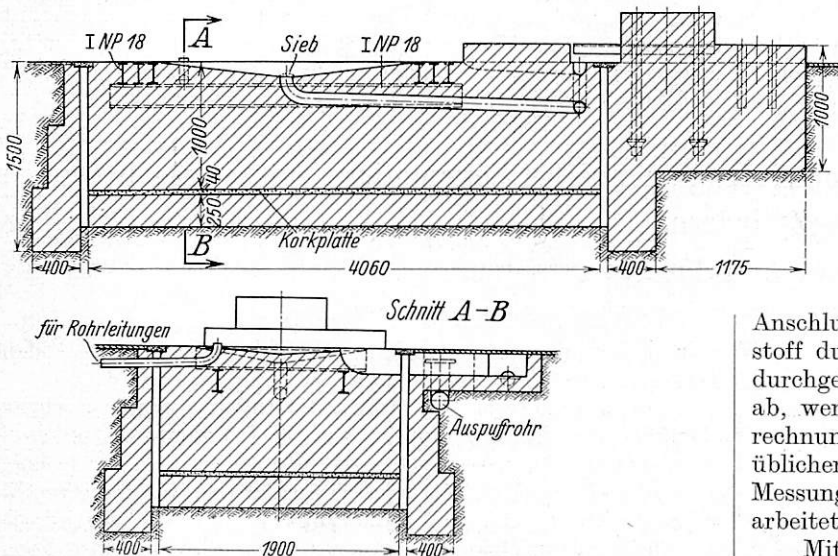


Abb. 5. Prüfstands Fundament.

starken Fundamentblock von etwa 1 m Dicke auf eine Korkplatte und läßt ringsum einen Luftspalt. An Stelle des schweren Fundamentblocks kann man auch einen eisernen Rahmen benutzen und diesen auf Schwingungsdämpfer setzen.

Bei Motoren, die vollständig überholt worden sind, bei denen Zylinder ausgeschliffen, Kolben ersetzt oder Lager aufgearbeitet worden sind, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, vor der Inbetriebnahme eine Einlaufzeit vorzusehen. Während dieses mehrstündigen Einlaufs treibt ein Elektromotor den Verbrennungsmotor an. Dieser läuft dabei leer ohne Brennstoff mit. Der Elektromotor kann außer zum Einlauf auch zum Anlassen des Verbrennungsmotors benutzt werden. Dadurch kann man eine besondere Startbatterie entbehren. Den Elektromotor setzt man am einfachsten auf die andere Seite der Bremse und baut eine ausrückbare Kupplung dazwischen.

Die Bremswelle ist nicht dafür eingerichtet, seitliche Beanspruchungen aufzunehmen. Es ist daher eine doppelt gelagerte Zwischenwelle einzuschalten.

Für jeden Prüfstand ist eine Einrichtung notwendig, die Motoren mit Kühlwasser zu versorgen. Im Fahrzeug wird das Kühlwasser in Kühlern durch den Fahrwind oder besondere Belüfter zurückgekühlt. Für das Prüffeld verwendet man am einfachsten genügend große Wasserbehälter, die in den Kühlwasserkreislauf des Motors eingeschaltet werden. Es ist zweckmäßig, für jeden Prüfstand einen besonderen Kühlwasserbehälter vorzusehen, weil nur dann für jeden einzelnen Prüfmotor die Kühlwassertemperatur unabhängig geregelt werden kann.

Für die Versorgung der Motoren mit Brennstoff genügt für alle Prüfstände ein Behälter je Brennstoffsorte.

Die Brennstoffbehälter von Hand aus mit Kannen zu füllen, ist nicht zu empfehlen. Wenn es die räumlichen Verhältnisse gestatten, sollte man eine Verbindung mit der Haupttankanlage schaffen. So ist z. B. die Ausführung im Reichsbahnausbesserungswerk Dessau beabsichtigt. Feuergefahr und Verluste können dadurch am sichersten vermieden werden.

Bei der Anlage der Leitungen zu den Prüfständen ist Rücksicht auf das Messen des Brennstoffverbrauchs zu nehmen. Bekannt sind die Stichprober der Fa. Dipl.-Ing. Ed. Seppeler,



Abb. 6. Stichprober.

Berlin-Neukölln. Ein solcher Stichprober (Abb. 6) besteht aus einem kugelförmigen Glasgefäß, das einen engen Hals und einen engen Abfluß hat. Markierungsstriche an Hals und Abfluß begrenzen einen genauen Meßinhalt. Der Stichprober ist in die Brennstoffleitung zwischen Tank und Motor eingeschaltet und daher ständig gefüllt. Soll gemessen werden, so schließt man die Zufuhr vom Brennstoffbehälter ab und speist den Motor nur aus dem, was im Stichprober und in der Anschlußleitung sitzt. Damit Luft nachtreten kann, ist der Stichprober noch mit einem Anschluß für freie Luft versehen. Wenn der fallende Brennstoff durch die obere Marke am Hals des Stichprobers hindurchgeht, läßt der Prüfer die Sekundenuhr laufen und stoppt ab, wenn der Brennstoff die untere Marke durchläuft. Umrechnung auf den Verbrauch je PSh gibt den allgemein üblichen Vergleichswert. Voraussetzung für eine genaue Messung ist, daß der Motor während der Meßzeit konstant arbeitet.

Mit geringen Mitteln läßt sich eine Meßeinrichtung auch selbst schaffen.

Zu einem ordentlichen Betrieb des Prüffeldes gehört auch eine gute Entwässerung. Es fällt regelmäßig an das Bremswasser, ferner ein Teil des Kühlwassers, außerdem Wasser durch Undichtigkeiten und Überlaufen und schließlich zeitweise Wasser von der Außenkühlung der Ölwanne. Das Öl

in den Motorwannen wird auf den Prüfständen häufig über Gebühr warm, weil hier die Kühlung durch den Fahrwind fehlt. Die Kühlung kann man dadurch bewirken, daß nach Art der Schaufensterberieselung aus einem um die Ölwanne gelegten Rohr die Wendungen der Ölwanne berieselt werden. Die Fundamentoberfläche unter dem Prüfmotor ist mit einem Abfluß zu versehen.

Auf einem Motorenprüffeld läßt es sich nicht vermeiden, daß ölige Flüssigkeiten, Schmieröle und Brennstoff, anfallen, und in die Entwässerung gelangen. Es ist daher notwendig, einen Öl- und Benzinabscheider in die Abwasserleitung einzubauen. Die Forderung, welche an Ölabscheider zu stellen sind, sind im Din-Blatt 1999 niedergelegt.

Der Auspuff soll auf kürzestem Wege ins Freie gelangen. Die Leitungen sind ebenfalls in Kanäle zu legen. Zur Beseitigung des unter Umständen sehr weit tönenden Auspuffgeräusches kann man Schalldämpfer vorsehen.

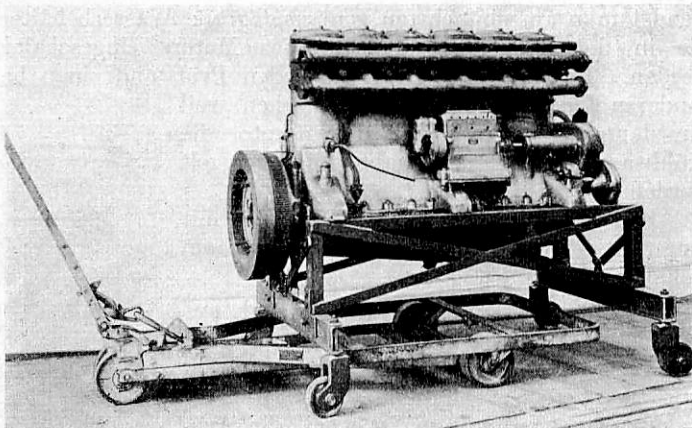


Abb. 7. Hubkarren mit Motorgestell.

Für die An- und Abfuhr der Motoren zum und vom Prüffeld kann man Hubkarren mit Sondergestellen benutzen (Abb. 7). Einfacher ist es, wenn man wie im Reichsbahnausbesserungswerk Dessau den Motor mit Kran vom Werkplatz unmittelbar auf den Prüfstand bringen kann. Sonst muß das Prüffeld selbst mit einem Kran von etwa 2 t Tragkraft ausgerüstet werden.

Wo möglich wird man einen Nebenraum als Aufenthaltsraum für den Prüfer und als Aufbewahrungsraum für die verschiedenen Anschlußrohrstücke vorsehen.

Zum Schluß soll die Prüfung der Motoren selbst kurz behandelt werden. Auf Grund der vom Verfasser gesammelten Erfahrungen sind „Richtlinien für die Prüfung von Verbrennungsmotoren“ aufgestellt worden. Es werden vier Stufen der Prüfung unterschieden.

1. Einlauf. Der Motor läuft von fremder Kraft angetrieben, also ohne Zündungen aufzunehmen, 1 bis 2 Stunden bei langsamer Drehzahl (etwa 200 Umdr./Min.).

2. Leerlauf. Der Motor läuft mit eigener Kraft bei allmählich steigender Drehzahl jedoch unbelastet 6 Stunden.

3. Lastlauf. Der Motor läuft bei seiner normalen Drehzahl

- 2 Stunden bei $\frac{1}{4}$ -Last
- 2 „ „ $\frac{1}{2}$ - „
- 1 Stunde „ „ $\frac{3}{4}$ - „
- 1 „ „ $\frac{1}{1}$ - „

4. Brennstoffmessung. Will man ein möglichst genaues Bild über die Verhältnisse des Motors haben, so kann man die Brennstoffmessungen bei mehreren Drehzahlen und $\frac{1}{1}$ -, $\frac{3}{4}$ -, $\frac{1}{2}$ - und $\frac{1}{4}$ -Last vornehmen, also z. B. bei den näher bezeichneten Punkten der Abb. 8. In der Regel genügt die Prüfung bei der Höchstdrehzahl.

Nach dem Lastlauf zu 3. empfiehlt es sich, die Kolbenlaufbahnen der Zylinder zu besichtigen, um sich zu überzeugen, ob der Motor ordnungsmäßig gelaufen ist.

Aufmerksame Bedienung ist während der ganzen Prüfung notwendig. Der Motor ist mit Hilfe von Horchgeräten abzuhören, die einzelnen Zylinder sind einzeln auszuschalten, um ihr einwandfreies Arbeiten prüfen zu können. Der Auspuff ist zu beobachten. Die Kühlwassertemperatur ist konstant zu halten. Die Messung des Schmierstoffverbrauchs ist bei derartigen kurzen Versuchen nicht möglich. Dazu gehört eine längere Versuchszeit.

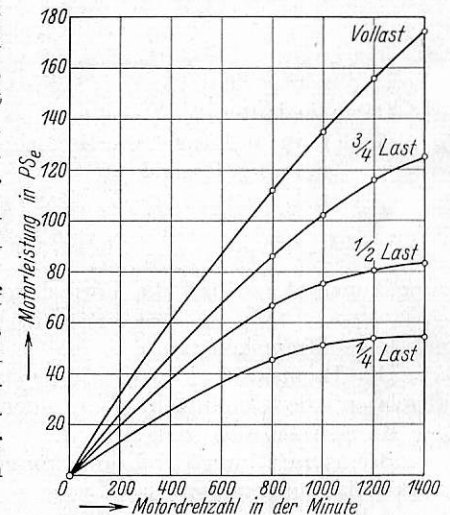


Abb. 8. Leistungs-Schaulinien eines 175 PS-Motors.

Die genaue Bestimmung der Treib- und Kolbenstangenlänge bei Lokomotiven mit schräg liegenden Zylindern.

(Ein Meß- und Berechnungsverfahren.)

Von Dipl.-Ing. Helbing, Reichsbahnbauauführer, Baden-Baden.

Bei Hauptausbesserungen von Lokomotiven ist vorgeschrieben, den Lokomotivrahmen zu vermessen. Neben anderen Maßen, die für die Bearbeitung der Achsbüchsen wichtig sind, werden bei Lokomotiven mit waagrecht liegenden Zylindern die Abweichungen der verlängerten Zylinderachse von ihrer Lage parallel zur Rahmenlängsachse in der waagerechten Ebene sowie das Maß a von Zylindermittelpunkt bis Treibachsmittelpunkt gemessen. Aus der Beziehung $a = l + k$, wobei l die Treibstangenlänge und k das Maß von Mitte Kolben bis Mitte Kreuzkopfbolzen — im folgenden kurz die Kolbenstangenlänge genannt — bezeichnen, wird l oder k bestimmt, je nachdem man die für a zugelassene Toleranz von ± 5 mm in die Treib- oder Kolbenstange legen will. Die Ausschläge der Kolbenmitte aus der Zylindermittelpunkt sind bei einem nach

oberiger Vermessung ausgeführten Kurbelgetriebe in beiden Totlagen gleich.

Bei Lokomotiven mit schräg liegenden Zylindern wurde ebenfalls das Maß a gemessen von der Zylindermittelpunkt bis zum Schnittpunkt der verlängerten Zylinderachse mit einer Ebene, die senkrecht zur Rahmenlängsachse steht und durch die Treibachsmittelpunkt geht. Dieser Schnittpunkt (Punkt A in Abb. 1) liegt bei den einzelnen Lokomotivgattungen verschieden hoch über der Treibachsmittelpunkt, bei der Lokomotive P 10 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft z. B. in der Treibachsmittelpunkt, bei der Lokomotive G 12 100 mm über der Treibachsmittelpunkt. Der h mm über der Treibachsmittelpunkt liegende Punkt war als Körnermarke an einem auf dem zur Rahmenvermessung benutzten Querlineal aufsetzbaren Meßstöckchen

genau bezeichnet. a wurde gemessen von der Zylindermitte bis zu dieser Körnermarke. Der normale Wert von a wurde aus den Bauzeichnungen einmal bestimmt und k bzw. l — letzteres unter der zulässigen Vernachlässigung, daß die Ausschläge eines geschränkten Kurbelgetriebes in den Totlagen nicht genau proportional l sind — um die Abweichungen von a größer oder kleiner ausgeführt. Kolben und Zylinderdeckel werden bei Hauptausbesserungen nach Lehren bearbeitet und geprüft. Dann ist sichergestellt, daß in den Totlagen die Abstände zwischen Kolben und Zylinderdeckeln in der Richtung der Kolbenstange gemessen von vorneherein den vorgeschriebenen Werten entsprechen. Diese Werte sind so ermittelt, daß bei gleich großen Ausschlägen der Kolbenmitte aus der Zylindermitte in den Totlagen unter Berücksichtigung der Form von Kolben, Zylinderdeckeln und Einströmkanälen die schädlichen Räume in beiden Totlagen den gleichen Inhalt haben. Linearer Abstand zwischen Kolben und Zylinderdeckel und Inhalt des schädlichen Raumes stehen in einem gesetzmäßigen Zusammenhang zueinander, der durch die Bauform des Kolbens, des Zylinders und des Zylinderdeckels bedingt ist. Entsprechen daher die Abstände zwischen Kolben und Zylinderdeckeln nicht den vorgeschriebenen

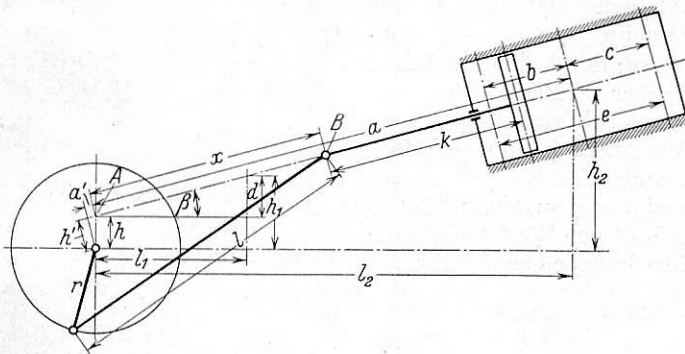


Abb. 1.

Werten, so sind die Inhalte der schädlichen Räume in den beiden Totlagen voneinander verschieden. Dies ist im Hinblick auf einen ruhigen Lauf der Lokomotive unerwünscht. Ein zweiter Grund zwingt ferner dazu, die Abstände zwischen Kolben und Zylinderdeckeln in den Totlagen genau einzuhalten. Schmilzt etwa der Einguß eines Treiblagers aus, so besteht Gefahr, daß der Kolben in der Totlage am Zylinderdeckel anschlägt und beide Bauteile zerstört werden.

Bei Lokomotiven mit waagrecht liegenden Zylindern führte das oben dargestellte, allgemein übliche Meßverfahren in seinen Ergebnissen zu keinen Anständen. Bei Lokomotiven mit schräg liegenden Zylindern, vornehmlich beim Innenzylinder der Lokomotive G 12, ergaben sich trotz sorgfältiger Messung von a und genauer Einhaltung von k und l die Abstände zwischen Kolben und Zylinderdeckeln in den Totlagen zu groß oder zu klein, und zwar weit über die zugelassene Toleranz hinausgehend*). Unwirtschaftliche Nacharbeiten, insbesondere Längenberichtigungen an der Treib- und Kolbenstange, waren nötig, um nachträglich wenigstens innerhalb der zugelassenen Grenzen liegende Abstände von Kolben und Zylinderdeckel zueinander auf der Kurbel- und Deckelseite zu erhalten.

Beim Reichsbahnausbesserungswerk Offenburg wurden für die Lokomotive G 12 — das nachstehend Gesagte ist aber sinngemäß auf alle Lokomotiven mit schräg liegenden Zylindern anwendbar — eingehend die Gründe untersucht, die zu dieser fehlerhaften Verteilung der Abstände zwischen Kolben und Zylinderdeckeln auf der Kurbel- und Deckelseite führen. Sie

*) Vergl. Dienstvorschrift 946 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, betr. die Behandlung der Lokomotiven und Tender in den Werkstätten.

liegen in der häufig fehlerhaften Lage der verlängerten mittleren Zylinderachse hinsichtlich ihrer Neigung zur Rahmenlängsachse (Winkel β in Abb. 1), sowie hinsichtlich der Höhenlage ihres Schnittpunktes mit der Treibachse über der Treibachsmittle.

Eine der an den G 12-Lokomotiven durchgeführten Messungen zeigt (Bezeichnungen siehe Abb. 1):

$h = 87,2$ mm	statt normal	100,0 mm
$h_1 = 351,4$ „	„ „	359,0 „
$d = 264,2$ „	„ „	259,0 „

hieraus mit $l_1 = 1500$ mm, $k = 2385$ mm, $a = 4465$ mm, $l = 2100$ mm und $l_2 = 4400$ mm errechnet.

$\beta = 9^\circ 59' 21''$	statt normal	$9^\circ 47' 59''$
$a' = 15,1$ mm	„ „	17,0 mm
$h' = 85,9$ „	„ „	98,6 „
$c = 333,4$ „	„ „	330,0 „

Der Kolben schlägt also in der Deckeltotlage 3,4 mm zu weit aus, der schädliche Raum ist vorne zu klein.

Allgemein zeigt Abb. 2 für die Lokomotive G 12 als Beispiel die Abweichungen der Größe des Abstands zwischen Kolben und Zylinderdeckel in der vorderen Totlage von normal 16 mm abhängig vom Neigungswinkel β der verlängerten Zylinderachse zur Rahmenlängsachse und von der Höhenlage h derselben über der Treibachsmittle. Der in Abb. 2 angegebene Winkel $9^\circ 47' 59''$ entspricht dem normalen Winkel, die Winkel $9^\circ 25' 12''$ und $10^\circ 44' 36''$ gehören zu angenommenen besonders fehlerhaften Lagen der Zylinderachse, die durch h und h_2 wie folgt gekennzeichnet sind:

$9^\circ 25' 12''$	$h = 110$ mm	statt	$h_2 = 840$ mm	statt
$10^\circ 44' 36''$	$h = 75$ mm	100 mm	$h_2 = 910$ mm	860 mm

Daß schon bei vollständig zeichnungsgemäßer Lage des Innenzylinders ($h = 100$ mm, $\beta = 9^\circ 47' 59''$) der Abstand zwischen Kolben und Zylinderdeckel in der vorderen Totlage 1 mm zu klein ist, liegt an dem wegen der Schränkung des Kurbelgetriebes gegen $2r$ um 0,6 mm größeren Hub und an der Abrundung der Treib- und Kolbenstangenlänge auf runde Maße von der Konstruktion her.

Die Erkenntnis, daß die schräg liegenden Zylinderachsen häufig nicht ihre zeichnungsgemäßen Lagen einnehmen, hierdurch die geometrischen Bedingungen des Kurbelgetriebes und damit seine Ausschläge sich ändern, führte zur Einbeziehung der Messung der Höhenlagen h und h_1 der verlängerten Zylinderachse über der Treibachsmittle in die Rahmenvermessung. Durch das Verhältnis

$$\frac{h_1 - h}{l_1} = \frac{d}{l_1} = \text{tg } \beta \quad \dots \quad \text{Gl. 1)}$$

ist auch der Winkel β bestimmt und damit alle Größen, die zu einer genauen Berechnung der Treib- oder Kolbenstangenlänge erforderlich sind. l_1 ist der Achsstand von der Treibachse bis zur benachbarten Kuppelachse, ein für jede Lokomotivbauart aus den Bauzeichnungen zu entnehmender Festwert.

Mit den Bezeichnungen von Abb. 1 gilt:

$$a' = h \sin \beta.$$

Nach trigonometrischer Umformung und Einsetzung der Beziehung aus Gl. 1) erhält man:

$$a' = h \sqrt{\frac{d^2}{l_1^2 + d^2}} \quad \dots \quad \text{Gl. 2)}$$

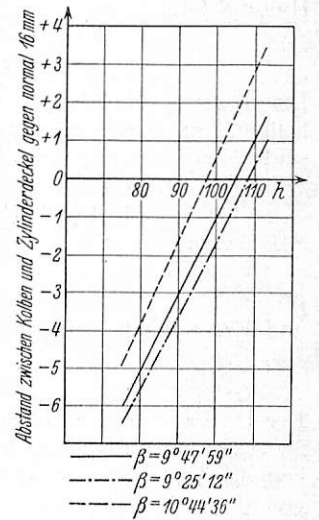


Abb. 2.

Weiter gilt:

$$h' = h \cos \beta \dots \dots \dots \text{Gl. 3)}$$

Es bezeichne x_d den Ausschlag x der Kreuzkopfbolzenmitte (Punkt B in Abb. 1) aus der Treibachsmittle in der Deckel- totlage, x_k denselben Ausschlag in der Kurbeltotlage. Für diese Ausschläge gelten die Beziehungen:

$$x_d = a + a' + c - k \dots \dots \dots \text{Gl. 4)}$$

$$x_k = a + a' - b - k \dots \dots \dots \text{Gl. 5)}$$

Aus Dreiecksbeziehungen läßt sich ferner ableiten:

$$x_d^2 = (l+r)^2 - h'^2 \dots \dots \dots \text{Gl. 6)}$$

$$x_k^2 = (l-r)^2 - h'^2 \dots \dots \dots \text{Gl. 7)}$$

Der Hub e ergibt sich als die Differenz der Ausschläge der Kreuzkopfbolzenmitte aus der der Treibachsmittle in den beiden Totlagen zu:

$$e = c + b = \sqrt{(l+r)^2 - h'^2} - \sqrt{(l-r)^2 - h'^2} \dots \dots \text{Gl. 8)}$$

Die rechten Seiten der Gl. 4) und 5) ins Quadrat erhoben, sind mit den rechten Seiten der Gl. 6) und 7) identisch. Hieraus folgt:

$$(l+r)^2 - h'^2 = (a+a'+c-k)^2 \dots \dots \text{Gl. 9)}$$

$$(l-r)^2 - h'^2 = (a+a'-b-k)^2 \dots \dots \text{Gl. 10)}$$

Der Kolben schlägt, wie eingangs auseinandergesetzt ist, in beiden Totlagen gleich weit aus der Zylindermitte aus, c und b sind also einander gleich. Berücksichtigt man dies und zieht Gl. 10) von Gl. 9) ab, so erhält man:

$$4rl = 2 \cdot (b+c) \cdot (a+a'-k) \dots \dots \text{Gl. 11)}$$

Setzt man

$$a + a' - k = f \dots \dots \dots \text{Gl. 12)}$$

und löst nach l) auf, so hat man:

$$l = f \frac{e}{2r} \dots \dots \dots \text{Gl. 13)}$$

Der Hub e ist wegen der Schränkung des Kurbelgetriebes von $2r$ verschieden und abhängig von h, l und β . Die Veränderlichkeit des Hubes e mit l und β ist innerhalb der Abweichungen von ihren Normalwerten, die bei l und β vorkommen, weit geringer als jede Meß- und Ablesegenauigkeit. Dies zeigen auch Gl. 3), wo der Cosinus kleiner Winkel sich kaum mit dem Winkel ändert, und Gl. 8), wo h' gegenüber $(l+r)$ und $(l-r)$ stets klein ist. Wir setzen daher e nur abhängig von h , während wir l und β als feste Mittelwerte in Gl. 8) einführen.

Die Berechnung der Treibstangenlänge aus den gemessenen Werten a, h, h_1 und k bzw. aus der Differenz $d = h_1 - h$ ist langwierig und daher für die praktische Durchführung ungeeignet. Um diese Rechenarbeit zu vermindern, wurden zwei nomographische Rechentafeln aufgestellt, Taf. A (Abb. 3) für Gl. 2) und Taf. B (Abb. 4) für Gl. 13)*. Mit ihrer Hilfe gestaltet sich die Berechnung der Treibstangenlänge wie folgt:

*) Die Grundlagen für das Aufzeichnen der Tafeln lassen sich folgendermaßen entwickeln.

Umgeformt und allgemein ausgedrückt lauten Gl. 2)

$$\frac{f_2(a')}{f_3(d)} = f_1(h)$$

und Gl. 13), wenn man e unabhängig von l und β (vergl. oben) als Funktion von h ansetzt,

$$\frac{f_2(l)}{f_3(h)} = f_1(f).$$

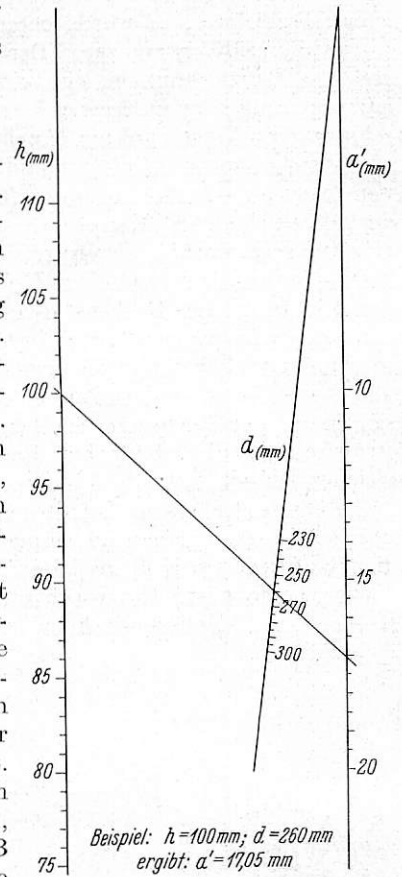
Es handelt sich bei beiden Gleichungen um die Typengleichung einer kollinearen Rechentafel mit zwei parallelen Leitern und einer diese schneidenden schrägen Leiter, der sogenannten Multipliziertafel. Als Multipliziertafeln sind auch die Taf. A und B entworfen. Hierbei ergeben sich l und f in Gl. 13), sowie a' und h in Gl. 2) als je zwei parallele Leitern mit regulärer Teilung, d in Gl. 2) und h in Gl. 13) als schräge Leitern mit irregulärer Teilung. Der Schnittpunkt der Leitern für d und h in Taf. A sowie die Schnittpunkte der auf das kurze Stück ihrer Darstellung parallel zu den Außenleitern scheinenden schrägen Mittelleiter mit den Außenleitern in Taf. B liegen nicht mehr in der Zeichenfläche. Dies ist eine Folge der Wahl der Maßstäbe, die so getroffen werden mußte, daß die Nomogramme im praktischen Bereich gute Ablesemöglichkeit bieten.

1. Bestimmung von a' abhängig von h und d aus Taf. A.

2. Berechnung von $f = a + a' - k$.

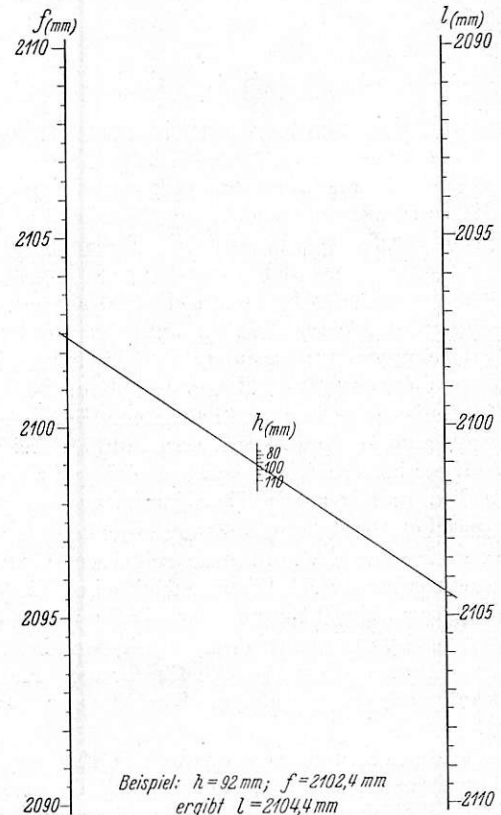
3. Bestimmung von l abhängig von f und h aus Taf. B.

Soll die Treibstangenlänge l einen bestimmten Wert erhalten, so wird aus Taf. B rückwärts f abhängig von l und h bestimmt. Hierin liegt ebenfalls ein Vorteil nomographischer Darstellung dieser Gleichung. Die Ermittlung einer durch das mathematische Gesetz, welches das Nomogramm darstellt, mit anderen veränderlichen in Zusammenhang stehenden Größe ist nämlich gleich einfach, unabhängig davon, ob die gesuchte Größe sich analytisch durch die gegebenen Größen einfach oder nur verwickelt ausdrücken läßt. Aus Gl. 12) kann rechnerisch k einfach gefunden werden, nachdem man den aus Taf. B gefundenen Wert für f in die Gleichung eingesetzt hat.



Beispiel: $h=100\text{mm}; d=260\text{mm}$ ergibt: $a'=17,05\text{mm}$

Abb. 3. Taf. A.



Beispiel: $h=92\text{mm}; f=2102,4\text{mm}$ ergibt $l=2104,4\text{mm}$

Abb. 4. Taf. B.

Es ist empfehlenswert, die Nomogramme auf Millimeterpapier aufzuzeichnen und die Maßstäbe auf den parallelen Leitern so zu wählen, daß 1 cm im Nomogramm 1 mm in der Natur darstellt. Ein solches Nomogramm gestattet genaue Ablesung auf 0,1 mm, mit welcher Genauigkeit beim mechanischen Meßverfahren gemessen und die Treibstange auf Länge bearbeitet wird.

Die in den Tafeln angegebenen Ablesebeispiele sollen den Gebrauch der Tafeln klar machen.

Die zur Messung von h und h_1 benutzte Anordnung zeigt Abb. 5. Außer den üblichen, bei der Rahmenvermessung angewandten Längs- und Querlinealen werden beim Reichsbahnausbesserungswerk Offenburg zwei Meßstöckchen verwendet, die höhenverschieblich in Hülsen geführt an den Querlinealen festgeklemmt werden. Die Meßstöckchen sind so durchgebildet, daß ihre Schneiden genau in den Achsmittlebenen liegen. Sie werden derart eingestellt, daß die Schneiden der

abweichung der verlängerten Zylinderachse von ihrer Lage parallel zur Rahmenlängsachse gestatten.

Die vorstehend beschriebene genaue Bestimmung der Treib- oder Kolbenstangenlänge verhütet die eingangs erwähnten unwirtschaftlichen Nacharbeiten zur nachträglichen

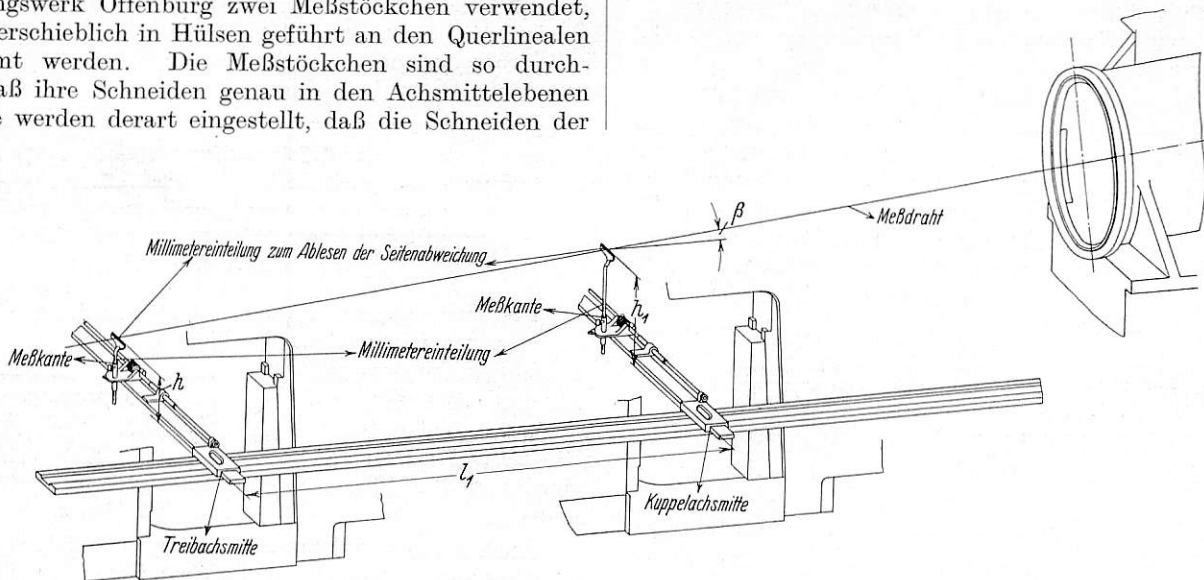


Abb. 5.

Meßstöckchen den vorher ausgerichteten Meßdraht, der die verlängerte Zylinderachse darstellt, berühren. Die Höhenlagen dieser Berührungspunkte über der Treib- bzw. Kuppelachsmittle läßt sich an der auf dem Schaft der Meßstöckchen angebrachten Teilung unmittelbar ablesen. Die Schneiden enthalten ferner Teilungen, die die Ablesung der Seiten-

Berichtigung fehlerhafter Verteilung der Abstände zwischen Kolben und Zylinderdeckeln in den beiden Totlagen. Dies ist ein wirtschaftlicher Vorteil, der den geringen Mehraufwand an Mühe, den die Durchführung des in dieser Arbeit entwickelten Meß- und Berechnungsverfahrens macht, rechtfertigen dürfte.

Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen. Einheitliche Bezeichnung der Lokomotiven, Tender und Triebwagen.

Der Technische Ausschuß des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen hat in seiner am 7./8. Juni 1933 in Amsterdam abgehaltenen Sitzung neue Richtlinien für die „Einheitliche Bezeichnung der Lokomotiven, Tender und Triebwagen“ aufgestellt, die inzwischen im Druck erschienen sind*). Gegenüber den bisherigen Richtlinien legen die neuen Richtlinien vor allem Wert auf eine genauere Kennzeichnung der Bauart der gegliederten Lokomotiven; außerdem nehmen die elektrischen Lokomotiven und die Triebwagen entsprechend der größeren Verbreitung und Bedeutung, die diese Fahrzeuge in den letzten Jahren gewonnen haben, jetzt einen breiteren Raum ein. Schließlich werden auch noch Bezeichnungen für Triebtender eingeführt.

Die einheitliche Bezeichnung erstreckt sich:

A. auf die Kennzeichnung der Achsfolge, unterschieden nach angetriebenen Achsen und Laufachsen;

B. auf die Kennzeichnung der wichtigsten Unterteilungsmerkmale des Fahrgestells nach Hauptrahmen, Drehgestellen, Triebgestellen und den in ihnen gelagerten Achsen;

C. auf Zusatzbezeichnungen, deren Anwendung empfohlen wird, wenn weitere Bauartmerkmale kurz bezeichnet werden sollen.

Die Bezeichnungen werden wie bisher in der Reihenfolge angeordnet, daß nach der Achsfolge und der Unterteilung des Fahrgestells unmittelbar die Zusatzbezeichnungen folgen,

*) Herausgegeben von der Geschäftsführenden Verwaltung des Vereins, Berlin, am 1. Nov. 1933. Außerdienstlicher Vertrieb: Verlagsbuchhandlung Julius Springer, Berlin W9, Linkstr. 23/24.

wenn solche angewandt werden. Etwa weiter vorhandene Merkmale, für die keine einheitlichen Bezeichnungen festgesetzt sind, werden im Bedarfsfall durch Worte ausgedrückt und hinter der einheitlichen Bezeichnung angeschlossen.

Bei den Lokomotiven hat sich die Kennzeichnung der Achsfolge nicht geändert. Zu erwähnen ist nur, daß einzeln im Hauptrahmen gelagerte Laufachsen mit der Ziffer 1 bezeichnet werden, auch dann, wenn mehrere solcher Achsen hintereinander folgen. Die Achsfolge einer Lokomotive mit

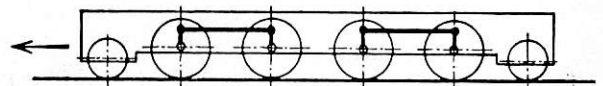


Abb. 1.

zwei Laufachsen und zwei Kuppelachsen, die alle im Hauptrahmen gelagert sind, wird also nicht durch 2 B, sondern durch 1 1 B bezeichnet. Sind angetriebene Achsen in demselben Rahmengestell gelagert und gruppenweise gekuppelt, so werden die für jede Gruppe geltenden Kennbuchstaben getrennt — ohne jedes Zwischenzeichen — nebeneinander gesetzt, z. B. 1 B B 1 (Textabb. 1). Bei den Lokomotiven mit Einzelachsenantrieb hat sich nichts geändert; zu erwähnen ist nur, daß die Richtlinien das hier beizusetzende Zeichen „0“ klar und eindeutig als „null“ bezeichnen, trotzdem es im täglichen Sprachgebrauch meist als Buchstabe „o“ gesprochen wird.

Bei der Kennzeichnung der Unterteilung des Fahrgestells wird unterschieden zwischen Laufgestellen und Trieb-

gestellen; diese sind Rahmengestelle mit angetriebenen, nicht im Hauptrahmen der Lokomotive gelagerten Achsen.

Fahrgestelle, die angetriebene, aber nicht in diesen Fahrgestellen selbst gelagerte Achsen enthalten (z. B. Krauß-Gestelle) werden nicht als Triebgestelle bezeichnet.

Triebgestelle unter einem gemeinsamen Rahmen werden von benachbarten Triebgestellen, Einzelachsen oder Achsgruppen durch einen waagerechten Strich „—“ getrennt. Demnach wird z. B. die Bezeichnung C—C sowohl für eine Garrat-, wie auch für eine Mallet-Gelenklokomotive anzuwenden sein. Dagegen werden bei Lokomotiven, die aus mehreren je für sich allein arbeitsfähigen oder einzeln verfahrbaren Teilen ohne gemeinsamen Überbau zusammengesetzt sind, die Bezeichnungen der einzelnen Teilfahrzeuge durch das Zeichen „+“ verbunden. Achsen, die als Laufachsen und mittels Hilfsantriebs auch als Treibachsen verwendbar sind, werden durch kleine Buchstaben bezeichnet, z. B. 2 C a (Textabb. 2).

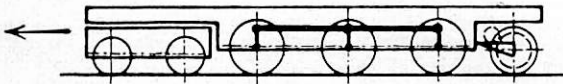


Abb. 2.

Die abgekürzten Zusatzbezeichnungen werden jetzt in Klammern beigelegt [z. B. „2 C 1 (h 4 v) Schnellzuglokomotive mit Schlepptender“ oder „Schnellzug-Tenderlokomotive“]. Für elektrische Lokomotiven ist festgelegt:

- a) die Stromart: g = Gleichstrom,
w = Wechselstrom,
d = Drehstrom;
- b) die Anzahl der Motoren: wird mit arabischer Ziffer auf die Zeile gesetzt;
- c) die Antriebsart: k = Kurbelantrieb ohne Vorgelege,
u = Übersetzungsvorgelege und Kurbelantrieb,
e = Einzelachsenantrieb mit hochliegenden, im Rahmen gelagerten Motoren,
t = Einzelachsenantrieb mit Tatzenmotoren.

Eine Wechselstrom-Schnellzuglokomotive nach Textabb. 3 wird demnach als 1 B—B 1 (w 4 u) Schnellzuglokomotive bezeichnet.

Die **Bezeichnung der Tender** nach Achsenzahl und Wasserfassungsvermögen bleibt in der Gesamtanordnung dieselbe wie bisher. Neu ist aber, daß wie bei den Lokomotiven die im Hauptrahmen gelagerten Achsen einzeln aufgeführt werden, jedoch nur dann, wenn der Tender außerdem ein Drehgestell

besitzt. Ein Tender von 31,5 m³ Fassungsvermögen mit vorderem, zweiachsigen Drehgestell und zwei hinteren im Hauptrahmen gelagerten Achsen wird demnach durch 2 1 1 T 31,5 bezeichnet. Auch reine Drehgestelltender werden wie die Lokomotiven behandelt, z. B. 2 2 T 27 (Textabb. 4). Ein dreiachsiger Tender der üblichen Bauart mit einem Fassungsvermögen von 20 m³ wird jedoch der Einfachheit halber abweichend davon nicht als 1 1 1 T 20, sondern wie früher als 3 T 20 bezeichnet.

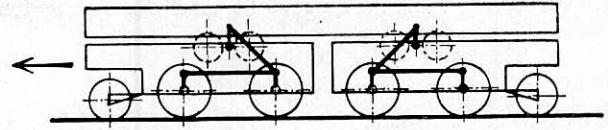


Abb. 3.

Bei Triebtendern werden die Treibachsen wie bei den Lokomotiven mit großen oder kleinen Buchstaben bezeichnet, je nachdem sie dauernd oder nur zeitweilig eingeschaltet laufen (z. B. „B—2 T 20 Triebtender“ oder „b 2 T 20 Triebtender“).



Abb. 4.

Auch bei den **Triebwagen** werden Achsfolge und Zusatzbezeichnungen entsprechend den Grundsätzen für Lokomotiven angegeben. Zusatzbezeichnungen für Speichertriebwagen, Triebwagen mit Verbrennungsmotoren usw. sind nicht festgelegt; die erforderlichen Angaben werden nach Bedarf unabgekürzt hinzugefügt. Bei manchen Triebwagenbauarten fallen die so gewählten Bezeichnungen allerdings oft recht vierteilig und unübersichtlich aus. Beispielsweise erhält der in Textabb. 5 dargestellte Triebwagen, der zusammen mit

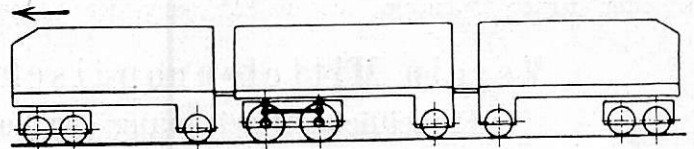


Abb. 5.

zwei Steuerwagen eine betriebliche Einheit bildet, die Bezeichnung „2 1 + B—1 + 1 2 Triebwagen“, wozu dann auch noch ein Zusatz über die Art der Antriebsmaschine treten kann.

Derartige etwas umständliche Bezeichnungen und gewisse Unklarheiten werden sich aber wohl kaum jemals ganz vermeiden lassen, wenn man die große Zahl der verschiedenen Baumerkmale durch eine beschränkte Zahl von einfachen Zeichen ausdrücken will.

R. D.

Persönliches.

Ministerialrat Staby †.

Am 26. Januar 1934 starb nach längerem Leiden im Alter von 75 Jahren Ministerialrat Wilhelm Staby in München.

Einen ausführlichen Lebenslauf und eine Würdigung der dienstlichen und außerdienstlichen Tätigkeit haben wir bereits bei dem Ausscheiden Stabys aus dem aktiven Dienst im Jahre 1924 gebracht und beschränken uns daher hier, was die äußeren Umstände seines Lebenslaufes anlangt, auf eine kurze Zusammenfassung.

Ministerialrat Staby wurde 1859 als Sohn eines Gutsbesitzers zu Bönen in Westfalen geboren und studierte an der Technischen Hochschule zu Berlin Maschinenbaukunde. Den Hauptteil seiner Lebensarbeit leistete er im Dienst der Pfälzischen Eisenbahnen, in deren Direktion in Ludwigs-hafen a. Rh. er im Jahre 1896 als Leiter des maschinen-

technischen Dienstes berufen wurde. Bei der Verstaatlichung der Pfalzbahnen wurde er unter Beibehaltung seiner Tätigkeit als maschinentechnischer Dezernent der Direktion Ludwigshafen in den bayerischen Staatsdienst übernommen. 1920 wurde er unter Beförderung zum Ministerialrat als Werkstätten- und Stoffreferent in die Zweigstelle Bayern des Reichsverkehrsministeriums in München einberufen, der er bis zu seinem Übertritt in den Ruhestand im Jahre 1924 angehörte.

Ministerialrat Staby erschöpfte sich nicht in ausschließlicher dienstlicher Tätigkeit. Neben seiner dienstlichen Tätigkeit nahm er vielmehr lebhaften und erfolgreichen Anteil an allen Fragen der Technik und trat im öffentlichen technischen Leben, in Vereinen und wissenschaftlichen Ausschüssen, wo er sich in gemeinnütziger Weise in den Dienst der Technik

stellte, hervor; war er doch mit Leib und Seele Ingenieur! Er war daher nicht nur auf den technischen Fortschritt bedacht, erkannte nicht nur mit scharfem Blick Mängel und gab mit erfinderischem Geist Verbesserungen und Vervollkommnungen an, sondern er war auch bestrebt, den maschinentechnischen Stand zu Ehren zu bringen und ihm die gebührende Geltung zu verschaffen.

Die preußische Akademie für Bauwesen ehrte ihn, indem sie ihn im Jahre 1923 zum auswärtigen Mitglied ernannte.

Von rastlosem Streben erfüllt, gönnte er sich auch nach seinem Übertritt in den Ruhestand noch keineswegs Ruhe, sondern beschäftigte sich noch weiter mit wissenschaftlich-technischen Fragen, namentlich mit Studien über den Lauf der Fahrzeuge und vor allem mit Arbeiten auf bremsstechnischem Gebiet, das ihn Zeit seines Lebens angezogen hatte. Ein besonderes Verdienst erwarb er sich noch durch seine Mitarbeit an dem Monumentalwerk „Entwicklung der Lokomotive“, das er im Auftrag des VME gemeinsam mit Herrn v. Helmholtz herausgab.

Von besonderer Bedeutung war die Tätigkeit Stabys im Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen. Hier hat er durch seine reichen Erfahrungen für die Fortentwicklung des Eisenbahnwesens in maschinentechnischer Hinsicht segensreich gewirkt und war als Vorsitzender vieler Ausschüsse häufig bestimmend für die gefaßten Beschlüsse. Er gehörte dem Preisausschuß des Vereins vom Jahre 1922 bis in die jüngste Zeit an und beteiligte sich an dessen Arbeiten als gründlicher und gerechter Sachbearbeiter.

Auch dem Fachblattausschuß des Vereins gehörte Ministerialrat Staby an. In richtiger Erkenntnis, daß die Verbreitung technischer Kenntnisse und die Erörterung technischer Fragen in der Öffentlichkeit durch

ein entsprechend ausgestaltetes Fachblatt eine wichtige Aufgabe des Vereins sei, galt der Förderung des „Organs“ sein besonderes Augenmerk. Er erwies seine tatkräftige Unterstützung insbesondere als die derzeitige Schriftleitung vor 10 Jahren unter schwierigen Verhältnissen die Geschäfte übernahm. Die Schriftleitung gedenkt daher des Heimgegangenen mit besonderem Dankgefühl.

Als Mensch zeichnete sich Ministerialrat Staby vor allem durch eine ruhige strenge Sachlichkeit aus, er war nie leidenschaftlich erregt und brachte sein Urteil und seine Ansichten stets in ruhiger und vornehmer Weise zur Geltung, so daß der Verkehr mit ihm sich stets in den angenehmsten Formen abspielte. Seiner Begeisterung für seinen Beruf, wie sie schon oben geschildert wurde, entsprach auch seine ideale Gesinnung als Mensch: seine Liebe zum Schönen, sein Pflichtgefühl und vor allem seine Vaterlandsliebe. Aufrechten Sinnes vertrat er seine Gesinnung und mußte daher während der Pfalzbesetzung seinen Dienstposten in Ludwigshafen auf Verlangen der französischen Besatzungsbehörde verlassen. Dabei konnte diese aber nicht umhin, ihm trotz der entstandenen Differenzen das Zeugnis auszustellen, daß er seine Stellung in stets würdiger und sachlicher Weise vertreten habe.

So ist mit Ministerialrat Staby nicht nur ein echter Ingenieur von uns gegangen sondern auch ein feiner, vornehmer und liebenswürdiger Mensch. Alle, die mit ihm zusammenarbeiteten, werden sein Andenken in Ehren im Gedächtnis behalten, ebenso wie sein Name festgehalten ist in den mannigfachen Blättern und Schriften technisch-wissenschaftlicher Körperschaften und Ausschüsse, und nicht zuletzt wird seine gemeinsam mit Herrn v. Helmholtz verfaßte Geschichte der Lokomotive auch seinen Namen in der Geschichte der Technik forterhalten!

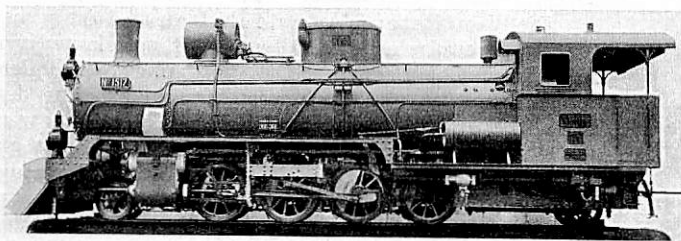
Dr. Ue.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

1 D 1 (h 2) Schmalspurlokomotive der Jugoslawischen Staatsbahnen.

Als Gegenstück zu der im Heft 19 des vorigen Jahres veröffentlichten kurzen Beschreibung einer Schmalspurlokomotive der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft geben wir nachstehend die Hauptdaten einer mit gleicher Achsanordnung ausgeführten Schmalspurlokomotive der Jugoslawischen Staatsbahnen bekannt,



1 D 1 (h 2) Schmalspurlokomotive der Jugoslawischen Staatsbahnen.

für die uns die Unterlagen von der Erbauerin, den königl. ungar. staatlichen Eisen-, Stahl- und Maschinenfabriken, zur Verfügung gestellt wurden.

Von dieser Type (1 D 1), die jedoch im Gegensatz zu der angezogenen deutschen Lokomotive keine Tenderlokomotive war, sondern einen Schlepptender hatte, wurden im Jahre 1929 an die Jugoslawischen Staatsbahnen 35 Stück für die Linie Sarajevo—Čačak—Beograd geliefert. Sie hatten ebenfalls eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/Std. bei einem Treibraddurchmesser von 1020 mm, jedoch auf einer Linie von 780 mm

Spurweite. Der kleinste Krümmungsradius auf dieser Linie ist 90 m und die größte Steigung beträgt rund 22‰. Von diesen Lokomotiven wurden Schnellzüge befördert und es gelang dabei, die früher festgesetzte Fahrzeit für die Gesamtstrecke um ungefähr 5 Std. zu verkürzen.

Kennzeichnend für diese Lokomotiven ist ihre große Heizfläche, und die für die Verwendung von Braunkohle entsprechend groß bemessene Rostfläche. Der Kessel ist mit einem Kleinrohrüberhitzer Bauart Schmidt versehen. Die Steuerung ist nach Heusinger mit Kuhnscher Schleife. Zwecks Einstellung in den Krümmungen sind die Laufachsen in Bisselgestellen gelagert, ihre seitliche Beweglichkeit beträgt vorne 90 mm, rückwärts 110 mm; das dritte Räderpaar wurde ohne Spurkranz ausgeführt, bei dem zweiten Räderpaar wurde der Spurkranz schwächer gedreht. Das Speisewasser wird dem Kessel durch einen Wasserreiniger System Petz-Rejtö zugeführt. Zur Verwertung des Abdampfes dient ein Abdampfinjektor Bauart Friedmann, der an der linken Seite der Lokomotive angebracht ist. Die Bremse ist eine Hardysche Luftsaugebremse.

Durchmesser der Zylinder	430 mm
Kolbenhub	480 „
Durchmesser der Kuppel- und Treibräder	1020 „
„ „ Laufräder	650 „
Achsstand	8050 „
Dampfspannung im Kessel	13 atü
Rostfläche	2,2 m ²
Anzahl der Heiz- und Rauchrohre	89/20
Länge der Heizrohre	4800 mm
Verdampfungsheizfläche, feuerberührt	106 m ²
Heizfläche des Überhitzers	42 „
Gesamtheizfläche	148 „
Gewicht der Lokomotive im Dienst	49 t

Leergewicht der Lokomotive	43,5 t
Reibungsgewicht	34,,
Größte Zugkraft berechnet aus der Reibung $0,16 \cdot 34000 = 5430$ kg	
Größte Zugkraft berechnet aus der Maschine $0,6 \cdot 13 \cdot \frac{43^2 \cdot 48}{102} = 6790$,,	
Achszahl des Tenders	4
Wassereinhalt	15 m ³
Kohlenvorrat	5 t
Leergewicht	14,2,,
Dienstgewicht	34,2,,

2 D 1 (h 3) Schnellzuglokomotive der französischen Staatsbahn *).

Die Lokomotive, von der schon früher kurz berichtet wurde**), soll auf der 371 km langen Strecke von Paris nach Cherbourg Schnellzüge von 600 t Wagengewicht in vier Stunden, also mit einer Reisegeschwindigkeit von 93 km/h befördern. Bisher sind

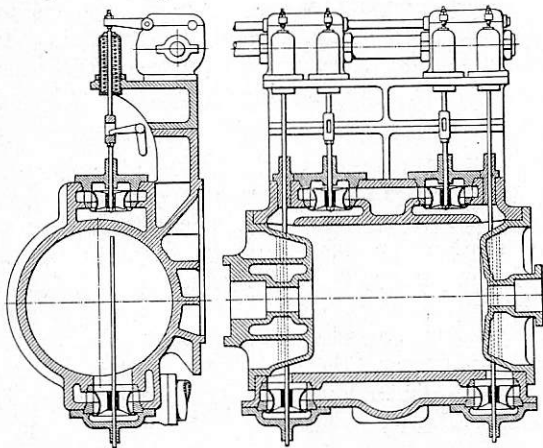


Abb. 1.

Renaud-Steuerung: Anordnung der Ventile am Zylinder.

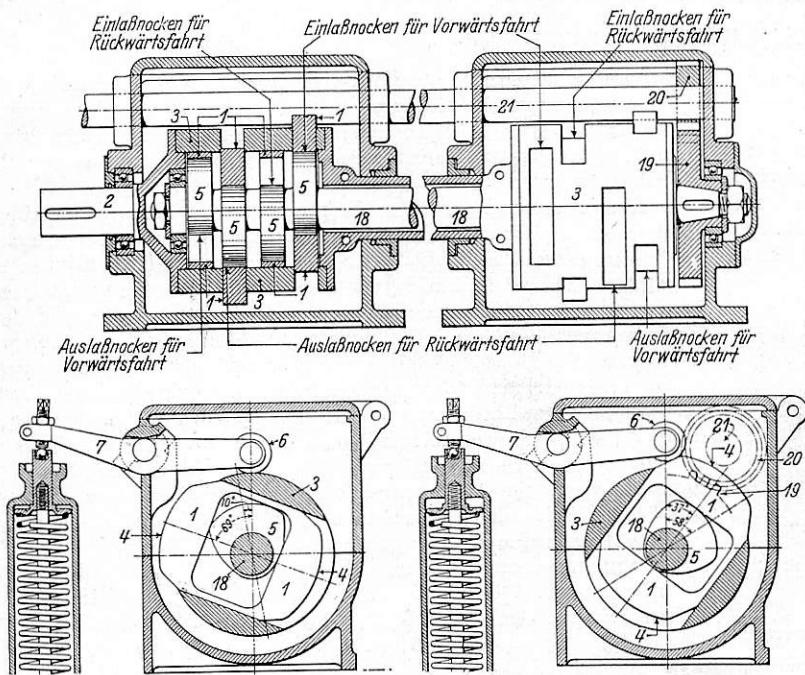


Abb. 2. Renaud-Steuerung: Nockenwelle mit Kästen.

Die neue Lokomotive ist die erste französische Schnellzuglokomotive mit Drillingsanordnung; sie dürfte zugleich auch die z. Z. schwerste und leistungsfähigste französische Lokomotive überhaupt sein. Der oben erwähnte Dienst, für den die Lokomotive bestimmt ist, erfordert eine außerordentlich hohe Kesselleistung; daher hat die Lokomotive zur Entlastung des Heizers eine selbsttätig wirkende Rostbeschickungsanlage amerikanischer Bauart erhalten. Außerdem ist sie bemerkenswert, weil sie als erste Drillingslokomotive Ventilsteuerung Bauart Renaud besitzt.

Der Kessel ist mit Rücksicht auf den hohen Kesseldruck von 20 at aus dreiprozentigem Nickelstahl gefertigt. Die Langkesselschüsse haben 21 bis 22 mm, die Stehkessel-Seitenwände 15 mm Wandstärke; Decke und Vorderwand des Stehkessels sind etwas stärker ausgeführt. Die kupferne Feuerbüchse besitzt eine 1,5 m lange Verbrennungskammer; sämtliche Stehbolzen bestehen aus Manganbronze. Bemerkenswert ist, daß als Heizrohre fast ausschließlich Serve-Rohre verwendet sind, die bei anderen französischen Bahnverwaltungen allmählich verlassen werden. Der Dampfsammelkasten ist mit geteilten Naß- und Heißdampfkammern ausgebildet; man hofft damit die Überhitzung um etwa 20° C verbessern zu können. Zur Kesselspeisung dienen zwei Strahlpumpen und eine Dampfpumpe mit Vorwärmer Bauart A.C.F.J. Der oben erwähnte Rostbeschicker wird von einer 20 PS-Zwilling-Dampfmaschine angetrieben. Die Kohle wird mittels einer 4 m langen Schnecke vom Tender zur Stehkesselrückwand gefördert, sodann an dieser nach oben gedrückt und schließlich durch fünf kräftige Dampfstrahlen in die Feuerbüchse geblasen und über den Rost verteilt. Der Heizer kann die Feuerung durch ein Schauloch beobachten; auch ist eine Feuertür zum Beschieken von Hand vorhanden.

Der Rahmen besteht aus 30 mm starken Blechwangen. Die Tragfedern der Kuppelachsen liegen über den Achslagern und sind sämtlich durch Ausgleichhebel verbunden. Das Drehgestell hat beiderseits 116 mm Seitenbewegung und Rückstellung durch Wiegenpendel. Bei den beiden mittleren Kuppelradsätzen sind die Spurkränze um 20 mm schwächer gedreht. Die hintere Bisselachse hat beiderseits 131 mm Seitenspiel und Rückstellung mit Keilflächen. Die Lokomotive soll mit dieser Anordnung noch Gleiskrümmungen von 103 m Halbmesser zwangslos durchfahren können. Der größte Achsdruck der Kuppelachsen beträgt 20,2 t; die Schleppachse weist ebenfalls den hohen Achsdruck von 19,8 t auf.

Alle drei Zylinder liegen waagrecht in Drehgestellmitte. Der Innenzylinder treibt die erste Kuppelachse an; die Pleuellstange ist nur 1,8 m lang. Die beiden Außenzylinder wirken auf die zweite Kuppelachse; sie weisen den außerordentlich großen Hub von 760 mm auf im Gegensatz zum Innenzylinder, dessen Hub mit Rücksicht auf die Unterbringung nur zu 650 mm bemessen werden konnte. Die Pleuellköpfe sind eingeleisig, alle Pleuell- und Kuppelstangen bestehen der Gewichtsersparnis halber aus Nickelstahl.

Die Ventilsteuerung nach Renaud ist bisher nur versuchsweise an zwei älteren Zwillinglokomotiven der Bahn eingebaut gewesen. Die Anordnung des Zylinders mit den Ventilen und der inneren Steuerung ist aus den Textabb. 1 und 2 ersichtlich. Die Dampfverteilung wird durch Doppelsitzventile von 160 mm Durchmesser geregelt, von denen die beiden Einströmventile über und die beiden Ausströmventile unmittelbar unter dem Zylinder sitzen. Diese Trennung von Einström- und Ausströmventilen soll ähnlich wie beim Gleichstromzylinder den Wärmeverlust verringern. Sämtliche Ventile und die Ventilsitze sind aus Nickelstahl gefertigt. Die Ventile schließen unter dem Druck von Federn, die sämtlich über den Zylindern sitzen — die Spindeln der Ausströmventile sind dadurch außerordentlich lang geworden — und werden von je einer Nockenwelle (3) über jedem Zylinder unter Zwischenschaltung zweiarmliger Hebel (7)

mit Rollen (6) geöffnet. Jede Nockenwelle besitzt für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt je vier Nocken; diese sind aber nicht fest mit der Welle verbunden, sondern gleiten in Schlitzen der Welle hin und her. Dabei kann ihr Hub durch Verdrehen der in der hohlen Welle (3) liegenden Umsteuerwelle (18) und der versetzt auf dieser angeordneten Dreiecke (5) von Null bis zu einem gewissen

auf dieser Strecke 2 D 1 (h 4 v)-Lokomotiven nach der Bauart der französischen Ostbahn***) gelaufen, von denen die Staatsbahn 39 Stück beschafft hat.

*) Nach Rly. Engr., April 1933.
**) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 471.
***) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 466.

Höchstmaß verändert und damit auch die Ventilöffnung und die Füllung geregelt werden. Bei Rückwärtsfahrt bleiben die Nocken für Vorwärtsfahrt in Nullstellung und umgekehrt; die entsprechenden Hebel (7) werden dann gar nicht angehoben. Die Umsteuerwelle (18) wird selbst über die Zahnräder (20) und (19) von der Welle (21) verstellt. Die ganze Steuerung ist öldicht gekapselt.

Textabb. 3 zeigt die Anordnung des Antriebsgestänges an einer 1 D 1 (h 2) Lokomotive, die im wesentlichen der Ausführung an der neuen 2 D 1-Lokomotive entspricht. Ein Dreiecksgestänge auf der rechten Lokomotivseite überträgt die Drehbewegung von zwei an den beiden hinteren Kuppelradsätzen sitzenden Gegenkurbeln auf eine Querwelle (9) und von dieser mittels einer Kegelarübersetzung 2:1 auf die beiden halb so rasch umlaufenden Längswellen (8) und damit auf die Nockenwellen (3). Die Nockenwellen dürfen deshalb nur mit der halben Drehzahl umlaufen, weil die gleitenden Nocken (1) bei jeder Umdrehung der Nockenwelle zweimal in Hubstellung kommen und das entsprechende Ventil anheben. Zum Umsteuern dient eine Welle (26), die mittels eines Handrads im Führerstand gedreht wird und über Kegelräder und die Querwelle (24) die beiden Wellen (21) und von dort über die Stirnräder (20) und (19) die Umsteuerwelle (18) dreht. Dadurch wird in der schon oben ausgeführten Weise der Nockenhub der Vorwärts- oder Rückwärtsfahrt-Nocken ver-

Rauchrohre, Anzahl	30 Stück
„ Durchmesser	140/180 mm
Heizrohre, Anzahl glatte Rohre: 20, Serve-Rohre: 91 Stück	
„ Durchmesser „ „ 50/55, „	65/70 mm
Rohrlänge	6300 „
Heizfläche, der Feuerbüchse	25,2 m ²
„ „ Rohre	243,2 „
„ des Überhitzers	85,7 „
„ — im Ganzen — H	354,1 „
Rostfläche R	5,0 „
Durchmesser der Treibräder	1950 mm
Achsstand der Kuppelachsen (fester Achsstand)	6150 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive	13500 „
Leergewicht der Lokomotive	114,72 t
Dienstgewicht „ „	126,86 „
Reibungsgewicht	80,80 „
Dienstgewicht des Tenders	78,20 „
Leergewicht „ „	32,20 „
Vorrat an Wasser	34,0 m ³
„ „ Kohle	11,4 t
H: G	2,8 m ² /t
Metergewicht	7,725 t/m
Größte zulässige Geschwindigkeit	120 km/h
	R. D.

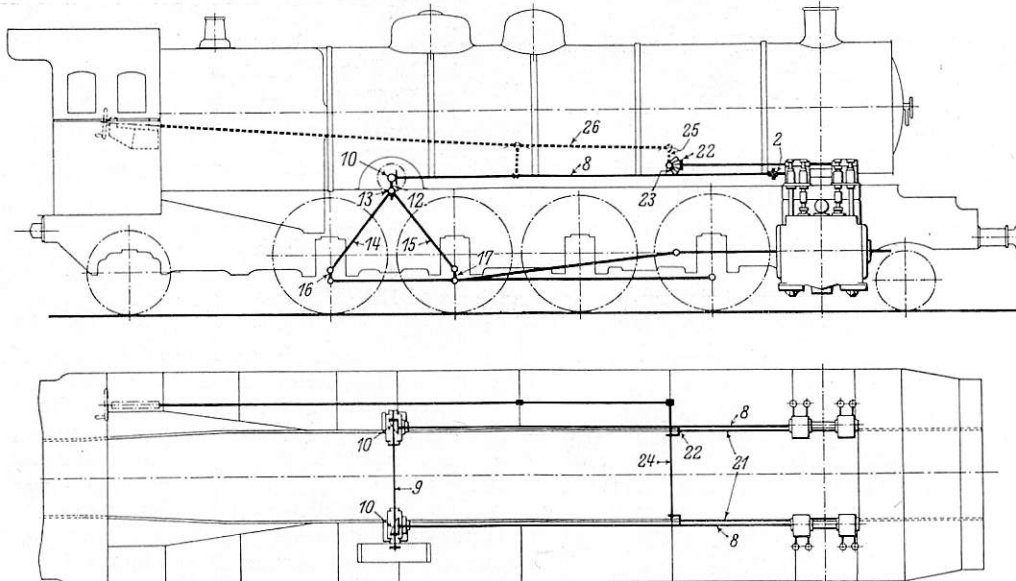


Abb. 3. Antrieb der Renaud-Steuerung an einer 1 D 1 (h 2) Lokomotive.

stellt. Die Füllungen können für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt je von 0 bis 80% verändert werden; zum vollen Umsteuern muß die Welle (18) um 152° gedreht werden. Bei Leerlauf werden die Einströmventile zum Druckausgleich selbsttätig durch Druckluft von ihren Sitzen abgehoben.

Die in der Textabb. 3 dargestellte Versuchslokomotive mit Renaud-Steuerung soll in halbjährigem Vergleichsbetrieb gegenüber denselben Lokomotiven mit Heusinger-Steuerung und Kolben-schiebern annähernd 10% Kohlenersparnis erzielt haben.

Von der Ausrüstung der neuen 2 D 1-Lokomotive ist die elektrische Beleuchtung mit Triebwerksbeleuchtung und der Geschwindigkeitsmesser Bauart Flaman mit Vorrichtung zum Aufzeichnen der Signalstellung zu erwähnen. Der vierachsige Tender läuft auf Stahlguß-Drehgestellen mit Rollenlagern; sein Raddurchmesser ist mit 1110 mm außerordentlich groß. Der Wasserkasten ist vollständig geschweißt und besitzt eine Vorrichtung zum Wasserfassen während der Fahrt.

Nachstehend sind die Hauptabmessungen der neuen Lokomotive zusammengestellt:

Kesselüberdruck	20 at
Zylinderdurchmesser,	
Außenzylinder	2 × 530 mm
Innenzylinder	1 × 570 „
Kolbenhub,	
Außenzylinder	2 × 760 „
Innenzylinder	1 × 650 „

2 C 1 (h 4) Schnellzuglokomotive der London, Midland and Scottish Railway.

Für den Dienst vor den schweren Schnellzügen zwischen Euston und Glasgow reichte die Kesselleistung der bekannten 2 C (h 3) Lokomotive der „Royal Scot“-Klasse*) nicht mehr in allen Fällen aus. Die LMS.-Bahn entschloß sich daher zum Bau einer leistungsfähigeren Schnellzuglokomotive, die eine breite Feuerbüchse und damit die 2 C 1-Bauart bekommen sollte. Neben der aus dem Jahr 1908 stammenden Lokomotive der Great Western Railway „The Great Bear“ — die jedoch später in eine 2 C-Lokomotive umgebaut wurde — und den beiden aus dem Jahr 1922 stammenden 2 C 1 (h 3) Lokomotiven der früheren Great Northern Railway and North Eastern Railway, die später beide auf die London and North Eastern Railway übergegangen sind, ist dies die vierte 2 C 1-Bauart auf englischen Bahnen.

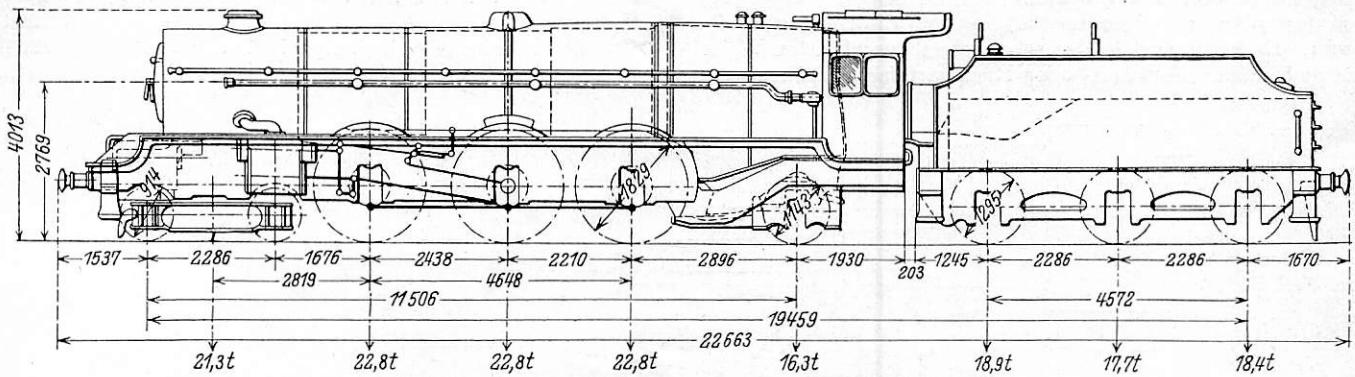
Die Lokomotive, deren Typenbild aus der Textabbildung ersichtlich ist, besitzt einen wesentlich leistungsfähigeren Kessel als die „Royal Scot“-Klasse. Er besteht aus drei ineinandergeschobenen Schüssen, deren äußerer Durchmesser von vorn nach hinten von 1753 auf 1949 mm ansteigt. Ein eigentlicher Dom ist nicht vorgesehen; ein domähnlicher Aufbau dient nur zur Aufnahme der Speiseeinrichtung. Der Stehkessel hat Belpaire-Form. Der Regler ist in der Rauchkammer mit dem Überhitzerkasten zusammengebaut. Eine Frischdampf- und eine Abdampf-Strahl-

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, S. 158.

pumpe dienen zur Kesselspeisung. Die Dampfpeife mußte der Umgrenzung wegen waagrecht gelegt werden. Auffallend ist die verhältnismäßig kleine Überhitzerheizfläche des Kessels.

Die Innenzylinder liegen über der vorderen Drehgestell-Achse und treiben die erste, die Außenzylinder liegen über den hinteren Drehgestellrädern und treiben die zweite Kuppelachse an. Die Heusinger-Steuerung ist für jeden der vier Zylinder unabhängig durchgebildet, um eine einwandfreie Dampfverteilung zu bekommen. Auch sind die Abdampfkanäle besonders sorgfältig durchgebildet worden, um den Wirkungsgrad der Lokomotive nicht durch zu hohen Gegendruck zu beeinträchtigen. Die Treib- und Kuppelstangen sind aus Mangan-Molybdän-Stahl gefertigt. Die Gegengewichte sind durch Auswuchten bestimmt und mit Blei ausgegossen worden.

Das vordere Drehgestell hat einen Barrenrahmen, die Schleppachse ist als Bissel-Achse durchgebildet. Die drei Kuppelachsen besitzen entgegen der sonst gebräuchlichen englischen Bauweise durchweg Blattfedern. Eine der drei bis jetzt gebauten Lokomotiven hat außerdem versuchsweise Ausgleichhebel erhalten, die sonst im allgemeinen in England nicht verwendet werden.



2 C1 (h4v) Schnellzuglokomotive der LMS Railway.

Die Lokomotive und der Tender besitzen Dampfbramme, die mit der Saugluftbramme des Zugs zusammenarbeitet. Ein Hand sandstreuer wirft Sand vor die erste und zweite Kuppelachse; mit ihm zusammen wird eine Spritzvorrichtung eingeschaltet, die mittels heißen Wassers den Sand hinter der Lokomotive wieder von den Schienen abwäscht. Der Tender ist dreiachsiger.

Er läuft auf Rollenlagern und besitzt wie bei fast allen englischen Lokomotiven eine Schöpfvorrichtung zur Wasseraufnahme während der Fahrt.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind vorstehend mit denen der „Royal Scot“-Klasse zusammengestellt. R. D. (Engineering 1933, Nr. 3521.)

2 D-Hochdruck-Vierzylinder-Dreifachverbundlokomotive der Delaware and Hudson Railway.

Die Delaware and Hudson Railway hat in Weiterführung ihrer bisherigen Versuche mit Hochdruck-Verbundlokomotiven eine weitere, vierte Lokomotive „L. F. Lorie“ beschafft. Sie unterscheidet sich von ihren Vorgängerinnen*) vor allem durch die Anwendung der dreifachen Dampfdehnung, die in der Weise verwirklicht ist, daß ein Hochdruckzylinder und ein Mitteldruckzylinder hinter der letzten Kuppelachse rechts und links unterhalb des Führerhauses sitzen, während zwei Niederdruckzylinder an der üblichen Stelle unter der Rauchkammer untergebracht sind. Das dadurch vermehrte Gewicht erforderte die Anordnung eines vorderen Drehgestells an Stelle der bisherigen Bisselachse. Die

	2 C (h 3) „Royal Scot“ Reihe 6100	2 C 1 (h 4) Reihe 6200	
Kesselüberdruck	17,6	17,6	at
Zylinderdurchmesser	3×457	4×413	mm
Kolbenhub	660	660	„
Verdampfungsheizfläche	193,6	251,6	m ²
Heizfläche des Überhitzers	37,1	34,4	„
Heizfläche — im ganzen — H	230,7	286,0	„
Rostfläche R	2,9	4,2	„
Durchmesser der Treibräder	2057	1829	mm
„ „ Laufräder vorn/hinten	1003/—	914/1143	„
Ganze Länge der Lokomotive samt Tender	19272	22663	„
Fester Achsstand	4673	4648	„
Ganzer „ der Lokomotive	8382	11506	„
Reibungsgewicht der „ G ₁	63,4	68,4	t
Dienstgewicht der „ G	86,1	106,0	„
„ des Tenders	43,3	55,0	„
Vorrat an Wasser	15,9	18,2	m ³
„ „ Brennstoff (Kohle)	5,6	9,2	t
H:R	79,6	68,1	„
H:G	2,68	2,7	m ² /t
H:G ₁	3,64	4,2	„
Metergewicht	6,7	7,2	t/m

Lokomotive hat also die Achsanordnung 2 D erhalten; trotzdem ist ihr größter Achsdruck auf über 35 t angewachsen.

Die in der Textabbildung dargestellte Lokomotive ist von der Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaut worden. Sie ist z. Zt. auf der Weltausstellung in Chicago ausgestellt; vorher sind mit ihr eingehende Versuchsfahrten unter Verwendung eines Meßwagens vorgenommen worden. Dabei hat die Lokomotive allein — also ohne die am Tender vorgesehene Hilfsmaschine — eine höchste Zugkraft von 37000 kg erreicht und zwar mit einer Füllung von 87 1/2% und bei einer Geschwindigkeit von 65 km/h. Vor einem über 5500 t schweren Güterzug erreichte sie auf einer Steigung von 5,2⁰/₀₀ bei einer Geschwindigkeit von 7 km/h und mit einer Füllung von 66% unter Zuhilfenahme der Tender-Hilfsmaschine eine Dauerzugkraft von 33500 kg.

Der Kessel entspricht in seiner allgemeinen Bauart ungefähr denjenigen der früher gebauten Lokomotiven mit Wasserrohr-Feuerbüchse. Jedoch sind die über der Feuerbüchse liegenden Teile der beiden Oberkessel und die beiden Grundrohre, die zwischen sich die Feuerbüchsmantelrohre aufnehmen, unter Verwendung von Nickelstahl nahtlos geschmiedet und so bearbeitet worden, daß ihre Wandstärke an den Rohr-Einwalzstellen größer ist. Durch diese Bauart hat man gegenüber der früheren Ausführung, wo die Trommeln im ganzen Umfang stärker gehalten werden mußten, eine Gewichtersparnis von beinahe 2,5 t erzielen können. Der Langkessel und die vorderen Teile der Oberkessel sind dagegen auch bei der neuen Lokomotive noch aus Blechen zusammengenietet. Der Regler sitzt in der Rauchkammer. Von dort führt das Dampfströmrohr von 203 mm Durchmesser auf der rechten Lokomotivseite unterhalb des Laufblechs nach hinten zum Hochdruckzylinder; in ähnlicher Weise führt ein Verbinderrohr von 229 mm Durchmesser unterhalb des Kessels vom hinten liegenden Mitteldruckzylinder zu den vorn liegenden Niederdruckzylindern. Bei beiden Rohren sind Ausdehnungsstücke vorgesehen.

Sämtliche vier Zylinder treiben die zweite Kuppelachse an. Sie haben Ventilsteuerung mit je einem Einlaß- und einem Aus-

*) Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1925, S. 327; 1927, S. 249 und 1931, S. 426.

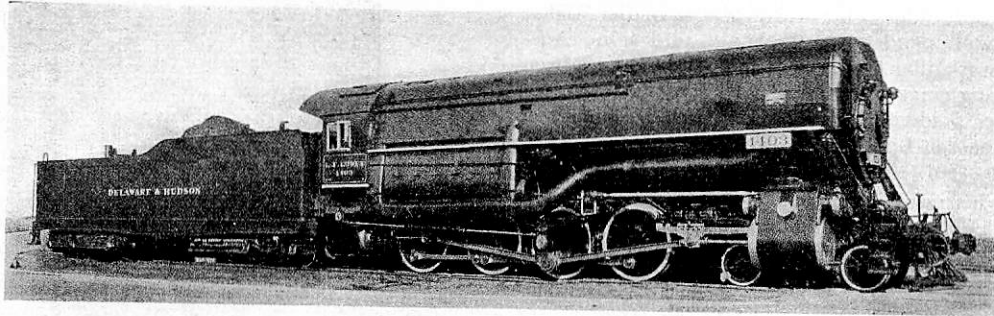
laßventil auf jeder Zylinderseite; nur die Niederdruckzylinder besitzen beiderseits je zwei Auslaßventile. Alle Ventile mit Ausnahme der Niederdruck-Einströmventile haben einen Durchmesser von 229 mm, diese haben einen solchen von 241 mm. Jedes Zylinderpaar hat einen gemeinsamen Steuerungsantrieb und zwar die hinten liegenden Zylinder vom rechten, die beiden vorn liegenden Niederdruckzylinder vom linken Treibzapfen aus. Die Treibzapfen tragen hierfür eine Gegenkurbel, von der aus die quer über den Zylindern liegenden Nockenwellen mittels zweier Schneckengetriebe und einer Kardanwelle angetrieben werden. Jeder Zylinder besitzt je zehn Ein- und Auslaßnocken, sechs für Vorwärtsfahrt, drei für Rückwärtsfahrt und eine für die Mittel-

durchgebildet und aus Nickelstahl gefertigt. Bemerkenswert ist schließlich noch die Ausführung der hinteren Gleitbahnen, die nicht an den Zylindern, sondern nur am Rahmen befestigt sind.

Von der Ausrüstung ist zu erwähnen der Dabeg-Vorwärmer und ein Bosch-Öler mit 32 Auslässen, der die Zylinder und die gleitenden Teile der Ventile schmiert. Der Tender ist fünfachsrig wie bei den beiden vorübergehenden Lokomotiven. Jedoch sind nicht nur wie bisher zwei, sondern alle drei Achsen seines hinteren Drehgestells, das die Hilfsmaschine trägt, mittels Kuppelstangen gekuppelt. Die Hauptabmessungen der neuen Lokomotive sind vorstehend zusammengestellt.

R. D.

(Rly. Age 1933, 1. Halbj., Nr. 24.)



2D (h4) Dreifachverbundlokomotive der Delaware and Hudson Railway.

stellung. Die Ventile werden durch die Nocken angehoben und unter Federbelastung geschlossen. Alle Zylinder werden gemeinsam umgesteuert, indem die Nockenwellen in ihrer Längsrichtung verschoben werden.

Der Dampf geht vom Hochdruckzylinder durch den Mittel-druckverbinder, der in das Verbindungsstück zwischen den beiden Zylindern eingegossen ist, nach dem Mitteldruckzylinder und von dort nach vorn über den in das Sattelstück eingegossenen Niederdruckverbinder zu den beiden Niederdruckzylindern. Beim An-fahren wird über Druckminderventile selbsttätig Frischdampf in die beiden Verbinder geleitet; ebenso kann auch der Führer während der Fahrt Frischdampf zuführen.

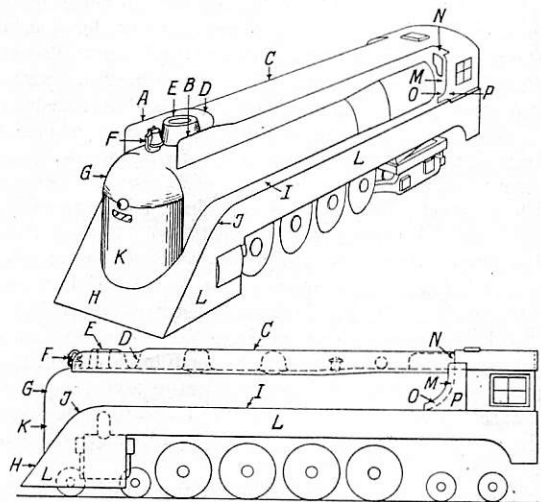
Der Hauptrahmen ist in einem Stück aus Manganstahl gegossen. Die Treibachslager haben Achsschenkel von 330 mm Durchmesser und 356 mm Länge, die in S. K. F.-Rollenlagern laufen. Die beiden Treibstangen jeder Lokomotive greifen ineinander; sie sind, wie auch die Kuppelstangen, besonders leicht

Stromlinienform - Versuche an Lokomotiv-Modellen.

Die übliche Bauform der Dampflokomotive bringt es mit sich, daß die bei rascher Fahrt auftretenden Luftwirbel den Rauch vor die Fenster des Führerstandes niederdrücken und so die Aussicht für den Führer behindern. Durch eine glatte, stromlinienförmige Verkleidung der ganzen Lokomotive läßt sich diese Wirbelbildung verhindern; zugleich wird dadurch der Luftwiderstand der Lokomotive wesentlich verringert.

Versuche, die auf eine solche Formgebung der Lokomotive abzielen, sind bei verschiedenen Bahnen — unter anderem auch bei der Deutschen Reichsbahn — im Gang. Der Grund dazu liegt in der überall erstrebten starken Erhöhung der Zuggeschwindig-

Lokomotive	„L. F. Loree“
Kesselüberdruck	35,1 at
Zylinderdurchmesser, Hochdruck	1 × 508 mm
„ „ „ „ Mitteldruck	1 × 699 „
„ „ „ „ Niederdruck	2 × 838 „
Kolbenhub	813 „
Feuerbüchse, Länge × Weite	3554 × 2975 mm
Heizfläche des Überhitzers	100,0 m ²
Heizfläche — im Ganzen — H	411,0 „
Rostfläche R	7,0 „
Durchmesser der Treibräder	1600 mm
„ „ „ „ Laufräder	838 „
Fester Achsstand (Kuppelachsen)	5740 „
Ganzer Achsstand der Lokomotiven	10287 „
„ „ „ „ Lokomotiven einschließ- lich Tender	25521 „
Reibungsgewicht G ₁	142,0 t
Dienstgewicht der Lokomotive G	173,0 „
„ „ „ „ des Tenders	125,0 „
Vorrat an Wasser	53,0 m ³
„ „ „ „ Brennstoff	16,0 t
H:R	58,8
H:G	2,38 m ² /t
Zylinder-Raumverhältnis	1:1,89:5,45



keiten, wobei der Luftwiderstand der üblichen Lokomotivbauart ein großes Hindernis bildet. Im oberen Teil der Lokomotive läßt sich die erwünschte Stromlinienform verhältnismäßig einfach schaffen; unten ergeben sich aber größere Schwierigkeiten, weil eine eckige Einkapselung des Lauf- und Triebwerks mit Rücksicht auf die Bedienung und Überwachung nicht zugänglich ist. Außerdem lassen sich einzelne störende Teile wie z. B. die erforderlichen Auftritte und die Zug- und Stoßvorrichtungen nicht einfach beseitigen und schließlich muß auch auf eine genügende Luftzufuhr zum Rost Rücksicht genommen werden. Eine gewisse Schwierigkeit bildet auch der Tender, dessen Wasserfüllöffnungen der Höhe der Wasserkrane angepaßt sein müssen.

Die Canadian National Railway hat mit im Maßstab 1:12 hergestellten Modellen einer 2 D 2-Schnellzuglokomotive Versuche im Windkanal vorgenommen, um die günstigste Bauform einer solchen Stromlinienlokomotive zu finden. Die Windgeschwindigkeiten wurden dabei bis zu 180 km/h gesteigert. Zunächst wurde ein vollständig naturgetreues, aus Metall hergestelltes Modell der Regellokomotive zusammen mit einem spiegelartig mit den Rädern dagegen gehängten einfachen Holzmodell untersucht, um die Bodenreibung festzustellen und auszuschalten*). Da man das Metallmodell nicht abändern konnte ohne es zu beschädigen, wurden dann die Versuche mit einer Reihe von einfacheren Holzmodellen in 27 verschiedenen Formen fortgesetzt, bis die vorteilhafteste Stromlinienform festgelegt werden konnte. Der Luftwiderstand wurde dabei in der Weise gemessen, daß das Modell pendelnd aufgehängt und seine Ausschläge auf ein Zeigerwerk übertragen wurden. Den ungefähren Verlauf der Luftströmung rings um die Lokomotive sowie etwaige Wirbel zeigten leichte Seidenfäden, die an den wesentlichen Stellen — über und vor der Lokomotive sowie vor dem Führerstand — angeordnet waren.

Die theoretisch günstigste Form, die ermittelt wurde, verminderte den Luftwiderstand des Lokomotivmodells bis zu 43%. Dabei waren Lauf- und Triebwerk umkleidet. Da man diese Form für eine etwaige tatsächliche Ausführung aber nicht als erwünscht betrachtete, so wurde als endgültige Lösung die in der Textabbildung dargestellte Form gewählt, die zwar nur eine Verminderung bis zu 35% bringt, aber mit ihrem unverkleideten unteren Teil den Erfordernissen des Betriebs besser entsprechen soll.

R. D.

(Rly. Age 1933, 1. Halbj., Nr. 19.)

Das fahrbare Anschlußgleis der Deutschen Reichsbahn.

Am 12. Oktober 1933 wurde in der rheinischen Stadt Viersen das erste Straßenfahrzeug für den Transport ganzer Eisenbahngüterwagen in den öffentlichen Straßenverkehr eingestellt, nachdem es bei zahlreichen Versuchsfahrten seine Leistungsfähigkeit erwiesen hatte. In Heft 26 der „Reichsbahn“ vom 28. Juni 1933 und in Heft 46 der „Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen“ sind von dem Erfinder und Konstrukteur des Fahrzeugs, Reichsbahnoberrat Culemeyer bereits ausführliche Beschreibungen veröffentlicht. Da es in der Reihe der Bestrebungen, die darauf abzielen, den Güterumschlag durch den Entfall der Verpackung und Verringerung der Umladungen zu vereinfachen, ein beachtenswertes Glied darstellt und eine Reihe bemerkenswerter technischer Einzelheiten enthält, sei nachstehend auch im Organ ein kurzer Bericht darüber gebracht. Abb. 1 läßt den Gesamtaufbau des Fahrzeugs erkennen. Die Beförderung der großen Lasten (32 t Gewicht des beladenen Eisenbahnwagens, 9 t Eigengewicht des Fahrzeugs) bedingte eine weitgehende Unterteilung auf die Räder. Das ganze Fahrzeug besteht aus zwei einzelnen Fahrgestellen. Jedes Fahrgestell besitzt vier Kurzachsen, die als Schwingachsen ausgebildet sind und je zwei Elastikreifen tragen. Das ganze Fahrzeug besitzt demnach 16 Räder. Jede Halbachse ist mit dem Fahrgestellrahmen durch Blatttragfedern verbunden. Die Federn, die in der Längsrichtung des Fahrzeugs angeordnet sind, sind an jeder Seite außerdem durch Ausgleichhebel verbunden, so daß Unebenheiten der Straße bis zu 20 cm Höhe und Tiefe ausgeglichen werden können, ohne daß dadurch eine ungünstige Schiefelage des Fahrzeugs entsteht.

Der elektrisch geschweißte Rahmen eines Fahrgestells besteht aus den beiden Langträgern, dem Doppelmittelträger und den beiden Kopfträgern. Die Langträger tragen die Laufschienen für das Schienenfahrzeug. Damit beim Fahren auf der Straße der Eisenbahnwagen möglichst tief steht, sind die Laufschienen in ihrem mittleren Teil um etwa 210 mm absenkbar. Das Heben und Senken geschieht hydraulisch. Zur Entlastung der Hubzylinder werden die absenkbaren Schienenstücke in der Hochlage durch unterzuschiebende Riegel abgestützt. Der Eisenbahnwagen wird durch verstellbare Achsgabeln, die sich fest unter die Achswelle schieben, mit dem Fahrgestell verbunden.

Besondere Sorgfalt mußte auf die Lenkung des Fahrzeugs verwendet werden. Die kleinste zu durchfahrende Kurve beträgt

*) Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, S. 212.

etwa 7,5 m. Die Lenkung erfolgt von der Zugmaschine aus. Die dreieckartig ausgebildete Anhängegabel überträgt eine Seitwärtschwenkung durch das Lenkgestänge auf sämtliche Räder des Fahrzeugs. Die Einzelräder sind, ähnlich wie Automobilräder mit Schenkellenkung versehen und stellen sich auf acht verschiedene, aber konzentrische Kreise ein. Die Lenkkräfte werden von einem zum anderen Fahrgestell durch eine in sich

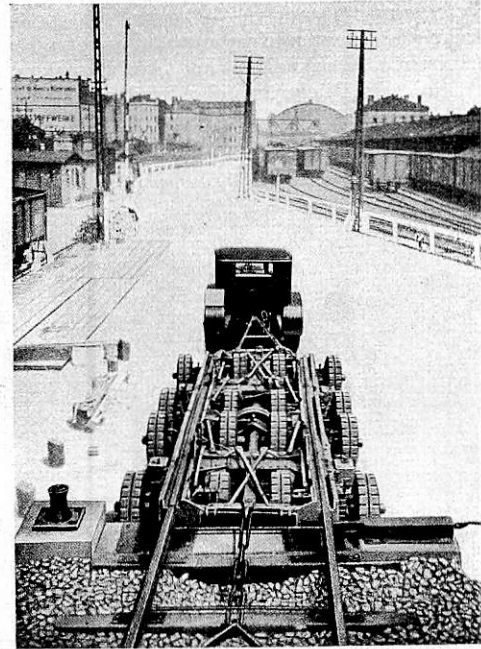


Abb. 1. Straßenfahrzeug von oben gesehen in Ladestellung vor der Überladerampe.

selbst verschiebbare Steuerstange und Zahnradgetriebe übertragen. Ebenso ist die Übertragungswelle ausziehbar eingerichtet, um den Abstand der Fahrgestelle dem Radstand des Eisenbahnwagens anpassen zu können. Ein Fahrgestell ist an seinen sämt-

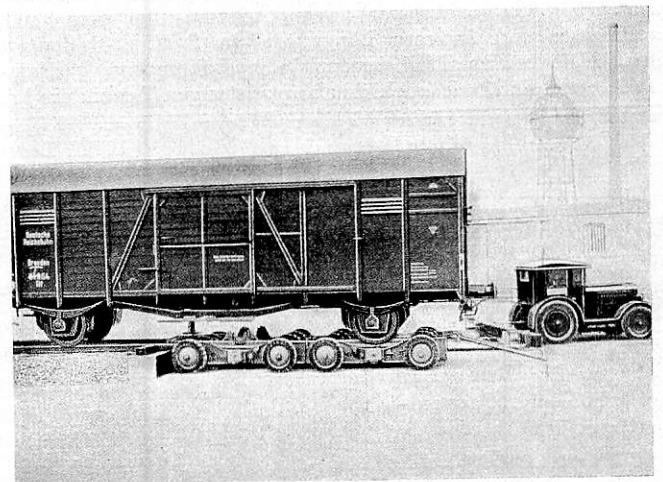


Abb. 2. Überladen des größten gedeckten Güterwagens der Deutschen Reichsbahn (7 m Achsstand) von der Überladerampe auf das Straßenfahrzeug.

lichen Rädern mit einer Öldruck-Innenbackenbremse ausgerüstet. Sie wird vom Führersitz der Zugmaschine aus angestellt. Damit das Straßenfahrzeug nach beiden Richtungen gefahren werden kann, sind am äußeren Ende jedes Fahrgestells Anhängervorrichtungen angebracht. An den anderen Stirnseiten besitzen die Fahrgestelle eine Kupplungseinrichtung, die sich beim Zusammenfahren (bei Leerfahrt) selbsttätig kuppelt. Zum Transport des Straßenfahrzeugs werden Vierrad-Dieselschlepper mit 60 PS-Leistung und neuerdings für besonders große Leistungen Sechsradschlepper mit 100 PS-Leistung verwendet.

Zum Überladen eines Güterwagens (Abb. 2) wird eine am Gleisende angebrachte 57 cm hohe Rampe benützt. Der zu verladende Wagen wird mit der Seilwinde des Schleppers auf das Straßenfahrzeug hinübergezogen, bis die erste Achse auf dem vorderen Fahrgestell steht. Hier wird sie durch die Achsgabeln mit dem Fahrgestell verbunden. Dann wird die Kupplung zwischen beiden Fahrgestellen gelöst und der Schlepper zieht das vordere Fahrgestell so weit ab, bis die zweite Achse des Eisenbahnwagens über der Mitte des hinteren Fahrgestells steht. Nach Betätigung der hydraulischen Absenkvorrichtung und Einbringung der Übertragungswelle ist das Fahrzeug fahrbereit.

Die Straßenfahrzeuge eignen sich nicht nur zum Transport von Eisenbahnwagen mit beliebigem Radstand, sondern auch zur Beförderung anderer schwerer Lasten auf der Straße. Die Reichsbahn besitzt bis jetzt vier Fahrzeuge in der beschriebenen zweiteiligen Bauart. Ein fünftes mit mechanischer statt hydraulischer Absenkvorrichtung ist in Bau, ebenso ein sechstes in Sattelschlepperbauart. Weiter werden Entwürfe für zwei verschiedene Straßenfahrzeuge mit Kippvorrichtung bearbeitet. Sämtliche Bauarten sind der Reichsbahn gesetzlich geschützt.

Le.

Bücherschau.

Gemeinkosten-Vorbereitung in Betrieben mit zeitlich unregelter Einzel- und Serienfertigung. 92 Seiten mit 45 Abb. Dr. Ing. Arthur Kritzler. Verlag: Konrad Tritsch, Würzburg.

Der Verfasser will mit vorliegendem Werk einen Beitrag zur Frage des zahlenmäßigen Einflusses der Beschäftigungsziffern auf die Höhe der Gemeinkosten bringen. Mittels praktischer Betriebsuntersuchungen entwickelt er ein Verfahren, um die Gemeinkosten mit Berücksichtigung der schwankenden Beschäftigungsziffern im Voraus zu bestimmen und für eine gesunde Preispolitik und sichere Betriebsüberwachung zu verwenden. Während die Fertigungskosten, die Fertigungslöhne und Sonderkosten ohne Schwierigkeiten zu berechnen sind, gestaltet sich die Vorausberechnung der vielen Selbstkostenkomponenten, der anteiligen Gemeinkosten viel schwieriger. Die Gemeinkostenzuschläge sind starken Schwankungen unterworfen, weil die Beschäftigungsziffern veränderlich sind. Daher wird hier eine Planrechnung der Gemeinkosten einsetzen, um diese Selbstkostenkomponente in vorhersehbarer Rahmen zu zwingen. Der Verfasser verwirklicht diese Gedanken in klarer Darstellung der nötigen Berechnungen und liefert mit seinem Werk eine erwünschte Ergänzung der einschlägigen Literatur.

Kurt Vogel, Dipl. Ing.

Der neuzeitliche Werkmeister von Dr. Ing. Hans R. Lutz. 48 Seiten. Preis 2,- *R.M.* Verlag: Konrad Tritsch, Würzburg.

Es ist das Verdienst des Verfassers, die geschichtliche Entwicklung des Werkmeistertums mit ihren Ursachen und Folgerungen klar dargestellt zu haben. Der Werkmeister von heute hat ein besonders geartetes Tätigkeitsfeld. Welchen Bedingungen er innerhalb der wissenschaftlichen Betriebsführung zu genügen hat, ist ausführlich erörtert. Hierzu werden die Arbeiten von Friedrich, Bloomfield, Diemer und Taylor verwendet. Deutsche und amerikanische Methoden der Aus- und Weiterbildung von Werkmeistern werden eingehend beschrieben und geben wertvolle Anregungen. Daß der Werkmeister nicht eine überholte Funktion bedeutet, sondern daß im Gegenteil seinen Funktionen eine besondere Aufmerksamkeit zu schenken ist, ist heute wohl Allgemeinansicht. Mehr denn je soll der Werkmeister Führer seiner Untergebenen, nicht Antreiber sein. Es wird deshalb das Buch allen denen besonders empfohlen, die sich mit der Werkmeisterschulung beschäftigen. Kurt Vogel, Dipl. Ing.

Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und zur Betriebskontrolle von A. Gramberg (Maschinentechnisches Versuchswesen I. Band). Mit 395 Abb. im Text. Berlin: Julius Springer 1933.

Das Buch behandelt das ganze Gebiet der Messungen, die für Maschinenuntersuchungen und für Betriebskontrolle in Betracht kommen, mit Ausnahme der elektrischen Starkstrommessung.

Anschließend an eine Einleitung, die sich mit den Einheiten und Dimensionen befaßt, werden die Eigenschaften der Meßinstrumente erörtert und Anleitungen für die Beobachtung und Auswertung ihrer Anzeige gegeben.

Es folgen die Abschnitte: Messung der Spannung, der Zeit und Geschwindigkeit, der Stoffmenge. Weitere Abschnitte behandeln die Messung der mechanischen Größen: Kraft, Drehmoment, Arbeit, Leistung; ein besonderer Abschnitt ist dabei den Indikatoren gewidmet. Den Schluß macht die Messung der kalorischen Größen: Temperatur, Wärmemenge, die Bestimmung des Heizwertes von Brennstoffen und die Gasanalyse.

Die Darstellung ist knapp, aber klar. Der Verfasser behandelt gerade die neuesten Meßverfahren und -geräte mit großer Vollständigkeit und gibt in jedem Fall genaue Anweisungen für die Anwendung und für die Kritik der Ergebnisse. So stellt diese Neuauflage ein sehr wertvolles Nachschlagebuch sowohl für den Versuchsingenieur als auch für den Betriebsleiter dar; es kann aber auch allen anderen aufs beste empfohlen werden, die sich über Maschinenmeßtechnik unterrichten wollen.

Georg Marx, VDI.

Die Gleitlager (Längs- und Querlager). Berechnung und Konstruktion von Dr. A. Schiebel †, nach dem Tode des Verfassers bearbeitet von Dr. Ing. K. Körner. Mit 95 Abb. im Text und auf 29 Tafeln. Berlin: Julius Springer 1933. (Achstes Heft der Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau).

Das Heft gliedert sich in zwei Hauptteile: Theorie der Schmierung und Konstruktion der Lager.

Im ersten Teil wird auf Grund der hydrodynamischen Theorie die Zähigkeitsschmierung untersucht; die rechnerischen Ergebnisse werden für alle Lagerausführungen und jede Belastung ausgewertet und dazu benützt, den Einfluß der Einstellung des Zapfens und die dadurch bedingte Druckverteilung im Lager zahlenmäßig zu erfassen. Besonders wertvoll ist der Vergleich der theoretischen Rechnungen mit den Abmessungen ausgeführter Lager und mit den Ergebnissen der Versuche, die an diesen Lagern vorgenommen wurden. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung, gleichzeitig sieht man aber auch, welche großen Einfluß Passung, Erwärmung und Formänderung auf das Verhalten der Lager haben.

Der zweite Teil nebst Anhang behandelt die Konstruktion der Lager; er enthält eine sehr große Zahl moderner, trefflich ausgewählter Ausführungen.

Das Heft ist sowohl wegen der folgerichtigen Behandlung der hydrodynamischen Lagertheorie und ihrer rechnerischen Auswertung als auch wegen der vorzüglichen Konstruktionsbeispiele allen, die sich mit dem Bau hochbeanspruchter Lager zu befassen haben, wärmstens zu empfehlen.

Georg Marx, VDI.

Die Berliner Stadtbahn-Lokomotiven im Bild, Geschichte der Dampflokomotiven der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen von Ingenieur Werner Hubert, Heft 5 der Schriftenreihe „Die Fahrzeuge der Deutschen Reichsbahn im Bild“ 63 Seiten DIN A 5 mit 36 Kunstdruckabbildungen, außerdem 14 Tafeln; Preis 3,30 *R.M.*, Vorzugspreis für Studierende und Reichsbahnbeamte 2,80 *R.M.* Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn Berlin.

50 Jahre wurden die Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen mit Dampflokomotiven betrieben. Die Elektrifizierung bedeutete den Abschluß einer halbhundertjährigen Entwicklung von Dampflokomotiven für einen Sonderbetrieb, der durch seine Höchstansforderungen hinsichtlich Leistung und Wirtschaftlichkeit zu besonders sorgfältiger Ausbildung der verwendeten Lokomotivbauarten zwang. Die Eigenarten dieses Berliner Stadtschnellbahnbetriebs spiegeln sich in seinen Lokomotiven wider. Sein Ausbau und seine Vervollkommnung war zur Zeit des Dampfbetriebs in hohem Maße eine Frage der zweckmäßigen Fortbildung der Lokomotiven. Die vorliegende Schrift hält Rückschau auf dies besondere Kapitel deutscher und preußischer Lokomotivgeschichte und gibt einen zusammenfassenden Überblick, der bisher im Schrifttum fehlte.

Starkstrommeßtechnik. Herausgegeben von G. Brion und V. Vieweg. Berlin: Julius Springer 1933. 450 Seiten. Preis 37,50 *R.M.*

Das Buch ist nicht für den Meßtheoretiker sondern den Meßpraktiker bestimmt. Das zeigen schon die vorangestellten Ratschläge über Auswertung und Darstellung von Meßergebnissen. Der Abschnitt „Elektrische Messungen“ behandelt den Aufbau der Instrumente und wertet an Hand ihrer Wirkungsweise — ohne ins einzelne gehende Beschreibungen — ihre Eignung für den besonderen Fall. Meßgleichungen sind möglichst vermieden, dagegen sind zahlreiche Tafeln und Angaben über Empfindlichkeitsgrade, Meßbereiche, Frequenzabhängigkeit usw. eingefügt. Neueste Verfahren und Apparate sind weitgehend berücksichtigt, wie z. B. piezoelektrische Anordnungen und die Kathodenstrahlröhre. Wer allerdings die Schwierigkeiten der quantitativen Auswertung gerade solcher Messungen selbst kennt, sähe gern die entsprechenden Hinweise im Buche stärker betont. Die folgenden Teile über magnetische und Hochspannungsmessungen, elektrische Hilfsapparate, Isolierstoffe sind auf Sondergebiete zugeschnitten. In den Abschnitten über elektrische Maschinen aller Arten, Transformatoren und Umformer müssen notwendig die theoretischen Grundlagen soweit dargestellt werden, als es zum Verständnis der Meßverfahren erforderlich ist. Sie sind jedoch nur als Gedächtnisstützen zusammengefaßt, die ausreichende Vorkenntnisse voraussetzen. Einige kleine Unstimmigkeiten bei den Feldverteilungsbildern, sowie einige im Sinne des Zeitfortschritts rechtsdrehend eingetragene Pfeile sind nur unwesentliche Schönheitsfehler innerhalb der sehr übersichtlichen Darstellungen. Die unvermeidlichen Hinweise auf Sonderarbeiten und Quellen treten nicht ermüdend hervor. Das Buch ist im ganzen genommen weniger zum planmäßigen Studium geeignet, es ist mehr ein

umfassender Ratgeber für den tätigen Meßingenieur, ein „Handbuch für Laboratorium und Praxis“ von reicher Fülle, wie es nach seinem Untertitel eines sein will. Schöffel.

Taschenbuch für Schnitt- und Stanzwerkzeuge von Dr.-Ing. G. Oehler. Berlin: Julius Springer 1933. Preis 7,50 *R.M.*

Verfasser bietet in diesem kleinen handlichen Werk für den Konstrukteur und den Werkstattfachmann eine gedrängte Übersicht über Entwurf und Herstellung von Schnitt-, Biege- und Ziehwerkzeugen. Das Buch ist also in erster Linie für den Praktiker geschrieben und bringt diesem eine Menge brauchbarer Hinweise für die Werkzeugfertigung. Diesem Zweck entsprechend könnten die Festigkeitsberechnungen, die ohnedies nur ausnahmsweise und mit ziemlich willkürlichen Annahmen anwendbar sind, zum Teil entfallen, desgleichen das Eisen-Kohlenstoffdiagramm. Die zweckentsprechende, aber ausschließliche Anführung von Böhlerstahl-Sorten für die einzelnen Verwendungszwecke gibt der Abhandlung den Charakter einer — allerdings vornehmen — Propagandaschrift; dies hätte leicht umgangen werden können, wenn die betreffenden Tabellen als Einlage oder in ähnlicher Weise beigelegt, aber nicht mit dem Text unmittelbar verbunden wären. Für eine logische Stoffgliederung hätte sich z. T. eine engere Anlehnung an die gute Systematik des AWF empfohlen. Trotz dieser kleinen Schönheitsfehler kann der praktische Wert der Veröffentlichung nicht bestritten werden, da sie durch viele Hinweise und Fußnoten einen ausgezeichneten Überblick über die bisher erschienenen Untersuchungen bietet und darüber hinaus aus eigenem Wissen des Verfassers wertvolle Ergänzungen für den Werkzeugbau liefert. Das Buch kann daher dem Fachmann durchaus empfohlen werden. Dr. Winkel.

Verschiedenes.

Korrosionstagung 1933.

Die von der „Arbeitsgemeinschaft Korrosion“ veranstaltete Tagung fand am 14. November 1933 in Berlin statt. Den Hauptvortrag hielt Dipl.-Ing. Laute vom Staatl. Materialprüfungsamt, Berlin-Dahlem, über neuere Versuche über den Zusammenhang der Korrosion mit der Festigkeit der Metalle. Die Korrosionsforschung ist neuerdings über die rein chemische Betrachtung des Angriffs und der Zerstörung der Werkstoffe hinaus zu einer etwas anderen Art der Betrachtung übergegangen, nämlich zur Feststellung des Zusammenhangs zwischen dem Korrosionsangriff und den mechanischen Eigenschaften der angegriffenen Teile. Seit einer Reihe von Jahren befassen sich namhafte Forscher vorzugsweise mit diesem Gebiet und besonders mit der Frage, wie die sogenannte Dauerfestigkeit durch die Korrosion beeinflusst wird, d. i. die Festigkeit, die der Beanspruchung der Werkstoffe durch dauernd wiederholtes Biegen, Ziehen, Drücken usw. Widerstand leistet. Herr Laute ging von der Beobachtung aus, daß die Dauerfestigkeit unserer metallischen Werkstoffe in hohem Maße von dem Vorhandensein von Poren und Fremdeinflüssen im Innern und von der Oberflächenbeschaffenheit abhängt. So ist die Dauerfestigkeit von gelöteten und geschweißten Stücken in entsprechendem Maß geringer als die des homogenen (durchaus

gleichmäßigen) Werkstoffs. Oberflächenveränderungen infolge der Korrosion haben eine deutliche Veränderung der wichtigen Dauerfestigkeit zur Folge. Besonders stark tritt diese Verminderung der Güte ein, wenn die Korrosion gleichzeitig mit der Dauerbeanspruchung wirkt. Die Versuche am Materialprüfungsamt haben einen neuen wertvollen Beitrag zur Beurteilung dieser Fragen geliefert.

Mit der Frage der Korrosion rostfreier Stähle befaßte sich Dr. Schafmeister, Essen; andere Redner behandelten die Korrosionsfestigkeit von Bronze, ferner einige Fragen des Schutzes von Dampfkesseln durch eingehängte Zinkschutzplatten, einige wichtige neuere Versuchsergebnisse über die Widerstandsfähigkeit von Kondensatorrohren, über den Anstrich von Aluminium und über die seit einigen Jahren mit Erfolg angewandten plattierten Erzeugnisse aus Duralumin.

Von besonderem Interesse ist, daß die zur Arbeitsgemeinschaft zusammengeschlossenen Verbände, Vereine und Institute eine zentrale Stelle ins Leben gerufen haben zu deren Leitung Reichsbahndirektor Linder Mayer berufen wurde.

Die Vorträge mit Meinungsaustausch werden in einer Druckschrift veröffentlicht werden, die vom VDI-Verlag zum Preise von 5 *R.M.* zu beziehen ist.

Berichtigung

zu dem Aufsatz: Die freien Lenkachsen im Gleisbogen

„Leider haben sich im Abschnitt: „Querkräfte“ meiner angezogenen Arbeit einige Fehler eingeschlichen, die zwar nur von geringem Einfluß auf das Ergebnis der Untersuchung sind, die aber doch berichtigt werden müssen.

Auf Seite 369, linke Spalte, Zeile 14 u. f. muß es heißen: „Die Komponentengleichung 11) bleibt unverändert, die Gl. 13) bis 15) ändern sich etwas. Aus diesen Gleichungen erhält man in der gleichen Weise wie oben:

$$\operatorname{tg} \beta_{H'} \sim \frac{2f + \frac{H}{Q}}{1 + \frac{H}{Q} \left(\frac{i}{2s} - f \right) - f^2 \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right)} \dots 39)''$$

bei Einpunktberührung. (Jahrg. 1933, S. 325 und 363 ff.)

Weiter unten auf Zeile 33 der gleichen Spalte muß es heißen:

$$f \cdot r \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) \left(1 + z' \frac{2s}{r^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{H'}} - 1 \right) - r \cdot \frac{H}{Q} \dots$$

$$,,t = \frac{\dots}{1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s}}$$

Einige Zeilen tiefer (37 und 38) muß es heißen:

$$,,M_{TW} = \frac{1}{\sin \alpha} f \cdot \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) \frac{z'}{r} \cdot 2s +$$

$$+ \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{H'} \left[\left(1 + \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} \right) s - f \cdot r \left(1 - \frac{H}{Q} \cdot \frac{i}{2s} + \frac{H}{fQ} \right) \right] \dots 41)''$$

Schließlich muß der Satz über P_H , Zeile 39/40, lauten:

„Die Richtkraft P_H ist jetzt $\sim N \cdot \sin \beta' + H$, also um $\sim H$ größer, — —.“ Heumann.