

### Die Kohlenstaublokomotive\*).

Seit einigen Jahren arbeitet die Studiengesellschaft für den Bau von Kohlenstaublokomotiven, der die Lokomotivbaufirmen Borsig, Hanomag, Henschel, Krupp und Schwartzkopf, sowie die Kohlsyndikate angehören, an der Aufgabe, die Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven anzuwenden. Ebenso hat die A. E. G. sich eingehend mit diesem Problem befaßt. Die Versuche wurden auf einem bei der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn aufgebauten Versuchsstand seitens der Studiengesellschaft, auf einem eigenen Versuchsstand bei der A. E. G. angestellt und haben nun zu einem gewissen Abschluß geführt. Die erste mit Staubkohlenfeuerung ausgerüstete Lokomotive — eine Güterzuglokomotive der früheren Gattung G 8 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft — ist vor wenigen Monaten aus den Werkstätten der A. E. G. hervorgegangen und auf den Strecken der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in Probetrieb genommen worden. Damit ist eine technisch und wirtschaftlich hochbedeutsame Frage des Dampflokotiv-

wirtschaftlichen Gründen der Mahlfeinheit des Kohlenstaubs eine Grenze gezogen ist. Je kleiner aber das einzelne Teilchen, eine um so größere Oberfläche bietet die Kohlenmenge der Luft, und um so rascher geht Zündung und Verbrennung vor sich. Es ist sowohl der Studiengesellschaft wie der A. E. G. gelungen, die Verbrennung dadurch ganz erheblich zu beschleunigen, daß das eintretende Staubluftgemisch in besonders geformten Düsen in eine große Anzahl von Teilstrahlen zerlegt wird, so daß eine gute Durchmischung von Brennstoff und Luft schon beim Austritt aus den Düsen gegeben ist. Aber auch im Verbrennungsraum selbst muß für innige Durchmischung und richtige Führung des Feuerstroms gesorgt werden.

Eine weitere Schwierigkeit bildet die Ablagerung der festen Rückstände. Sowohl die Beschaffenheit — ob flüssig, teigig oder fest — wie die Stelle, wo die Feuergase die festen unverbrennlichen Bestandteile ausscheiden, ist von Bedeutung. Im Aschenkasten bleibt nur ein geringer Anteil. Es wird an-

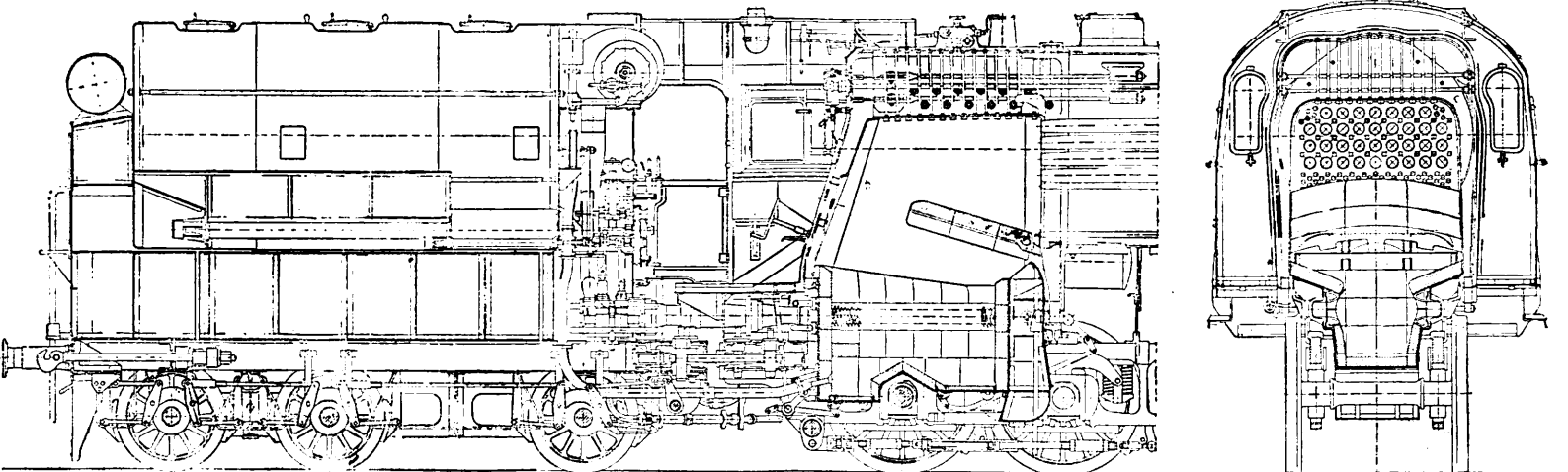


Abb. 1. Kohlenstaublokomotive der A. E. G. Feuerbüchse und Tender.

betriebs einen wesentlichen Schritt vorwärts gebracht worden und es dürfte, nachdem in der nächsten Zeit noch eine Anzahl weiterer Lokomotiven in Dienst gestellt werden, im praktischen Betrieb wohl bald entschieden werden können, in welchem Umfang eine ausgedehntere Anwendung der Staubfeuerung im Lokomotivbetrieb (mit dem Ziele einer erheblichen Verbilligung der Zugförderungskosten eintreten kann.

Die mehrjährigen Versuche an ortsfesten Versuchsständen waren nicht einfach und führten erst nach vielfachen Änderungen und mannigfachem Probieren zum Ziel. Die Schwierigkeiten, die bei der Anwendung der Staubkohlenfeuerung auf Lokomotiven besonders groß sind und Fachleute der Feuerungstechnik zu einem skeptischen Urteil über den Erfolg kommen ließen, liegen vor allem darin, daß in der Lokomotivfeuerbüchse infolge ihrer geringen Abmessungen bei den gewöhnlichen Brennerbauarten die Zeit, in der ein Staubkohlentelchen sich mit der vorhandenen Luft verbinden und verbrennen kann, außerordentlich kurz ist. In den Feuerräumen ortsfester Kessel werden etwa 150000 bis 180000 kcal. je m<sup>3</sup> und Stunde entwickelt, während in der Lokomotivfeuerbüchse mit 1200000 bis 1800000 kcal zu rechnen ist. Dabei wirkt noch erschwerend, daß aus

gestrebt, daß die Rückstände ins Freie mitgerissen werden, oder, soweit sie an den Kesselwänden haften bleiben, wenigstens an der Feuerbüchsendecke und möglichst wenig beim Eintritt in die Rohre sich festsetzen, weil sie hier bald zu einer Beeinträchtigung des Betriebs führen. Entsprechende Führung des Heizgasstromes durch den Feuerschirm und die Abkühlung an den Wänden des Verbrennungsraumes sind darauf von Einfluß.

Ausgemauert wird sowohl bei der Ausführung der A. E. G. wie bei der von Henschel der Hauptsache nach nur der unterhalb der Feuerbüchse liegende Brennerraum. Die Feuerbüchswände sollen durch Strahlung möglichst viel Wärme aufnehmen, wodurch die Temperatur im Verbrennungsraum herabgezogen wird. Die Ausmauerung der Brennerkammer ist, abgesehen vom Schutz der in der Nähe befindlichen Bauteile, wie Rahmen, Achsen usw., nötig, um rasche Zündung durch hohe Temperatur und Rückstrahlung herbeizuführen.

#### Die A. E. G.-Kohlenstaublokomotive\*). (Abb. 1.)

Bei den A. E. G.-Lokomotiven wird das Kohlenstaubluftgemisch in zwei unter den Längsschenkeln des Boden-

\*) Hierüber berichtete Direktor Kleinow der A. E. G. in einem Vortrag in der Deutschen Maschinentechn. Gesellschaft; siehe Glasers Annalen Heft 4 und 5.

\*) Nach Unterlagen der Lokomotivbauanstalten.

rahmens der Feuerbüchse liegenden Kanälen, die sich nach vorne verjüngen, zugeführt. An den einander zugekehrten offenen Seiten sind Leitschaufeln angebracht (Abb. 2), durch die das Brennstoffgemisch in eine große Zahl schmaler Streifen zerlegt und umgelenkt wird, so daß sich die Strahlen von beiden Seiten in der Feuerbüchslängsmittle treffen und in stark wirbelnde Bewegung versetzen. Die Leitschaufeln werden durch einen Kühlkörper, der vor ihnen angeordnet ist, gekühlt. Dieser Kühler wird von einem Teil des Speisewassers aus dem Tender durchflossen, das von einer Pumpe gefördert wird und von den Kühlern in einen Sammeltopf gelangt, aus dem es die Speisevorrichtungen entnehmen. In das Kühlwasser geht nur ein sehr geringer Teil der Wärme über. Die A. E. G.-Lokomotive arbeitet mit Primär- und Sekundärluft. Nur ein Teil — etwa 40% der benötigten Luftmenge — wird mit dem Kohlenstaub in die Düsen geführt, der übrige Teil wird in einem Schlitz, der zwischen vorderer Steinwand der Brennerkammer und der Rohrwand gebildet ist, in vorgewärmtem Zustand unter dem Feuerschirm zugeführt (Abb. 1). Die Primärluft wird von einem durch eine Dampfturbine von 7 PS Höchstleistung angetriebenen Bläser ge-

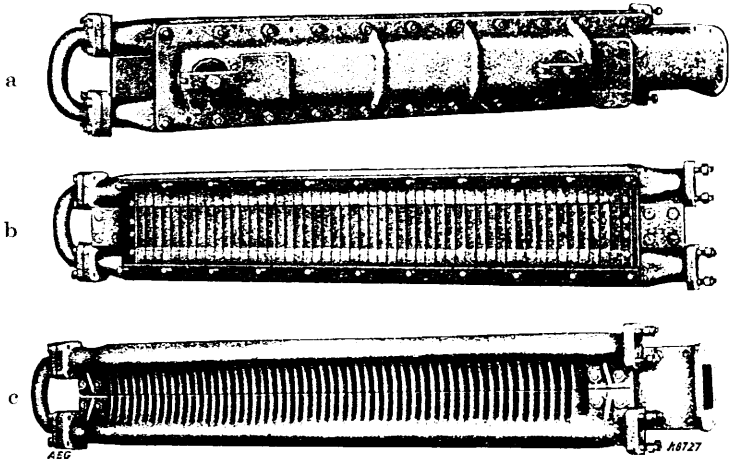


Abb. 2. Brenner der A. E. G.-Staubfeuerung. a von der Außenseite gesehen, b desgl. nach Abnahme der Luftkammer, c von der Feuerseite aus.

liefert. Die Luftmenge, die natürlich der Verbrennung angepaßt werden muß, wird durch Drosselung des Frischdampfes an der Turbine verändert.

Der Tenderbehälter (Abb. 3), von zylindrischer Form, faßt bei 12 m<sup>3</sup> Inhalt 6 bis 6,6 t Braunkohlen. Am Boden liegen auf die ganze Länge zwei Förderschnecken, die von einer einzylindrigen, mit Handkurbel anzuwendenden stehenden Dampfmaschine von 1,5 PS angetrieben werden. Auch hier wird die Fördermenge durch die Umdrehungszahl beeinflusst.

Außer den Hauptbrennern ist noch ein Hilfsbrenner in der Rückwand der Feuerbüchse angeordnet, der eine eigene, in der Mitte liegende kürzere Förderschnecke hat, die ebenfalls von der Dampfmaschine getrieben wird. Die Primärluft für diesen Hilfsbrenner, der nur bei Leerlauf die Strahlungsverluste und den Bedarf der Luftpumpe zu decken hat, aber auch beim Ingangsetzen der anderen Brenner Verwendung findet, wird durch ein eigenes mit dem Schwungrad der Dampfmaschine durch Riemenantrieb verbundenes Gebläse geliefert. Turbogebälde und Dampfmaschine sind an der Vorderwand des Tenderbehälters angeordnet. Das Kohlenstaublufgemisch wird vom Tender durch zwei Rohre von 160 mm Durchmesser zur Lokomotive geführt unter Verbindung durch Kugelgelenke und Ausgleichstopfbuchsen. Erwähnt sei noch die Abstreifeinrichtung für Entfernung der Flugasche, die vor den Rohren in der Feuerbüchse angeordnet ist.

Die Versuche auf dem ortsfesten Prüfstand der A. E. G. hatten mit einer Leistung von nur 17 kg Dampf je m<sup>2</sup> Verdampfungs-Heizfläche und Stunde unter Verwendung gewöhnlicher Brenner begonnen. Durch die besondere Bauart der Brenner, Zuführung der vorgewärmten Sekundärluft, Verlängerung des Schirms usw. wurde die Leistung des ortsfesten Kessels schließlich unter Verwendung von Braunkohle auf 70 kg/m<sup>2</sup>h Heißdampf von 392° gesteigert, während bei Rostfeuerung von Lokomotiven der fraglichen Bauart im allgemeinen nur 60 kg erreicht werden. Der Kesselwirkungsgrad wurde dabei noch zu 67,5%, festgestellt, während er bei einer Kesselleistung von 30 kg/m<sup>2</sup>h 81% betrug.

Bei den Probefahrten wurden bereits bereits fahrplanmäßige Güterzüge befördert, und zwar anstandslos auch Mehrbelastungen von 30% gegenüber der Regelbelastung von Lokomotiven der Gattung G 10. Bemerkenswert war die überaus einfache und sichere Anpassung der Feuerung an die Schwankungen des Dampfbedarfes. Der Übergang von Steinkohlenstaub zu Braunkohlenstaub und umgekehrt während der Fahrt ergab keinerlei Anstände.

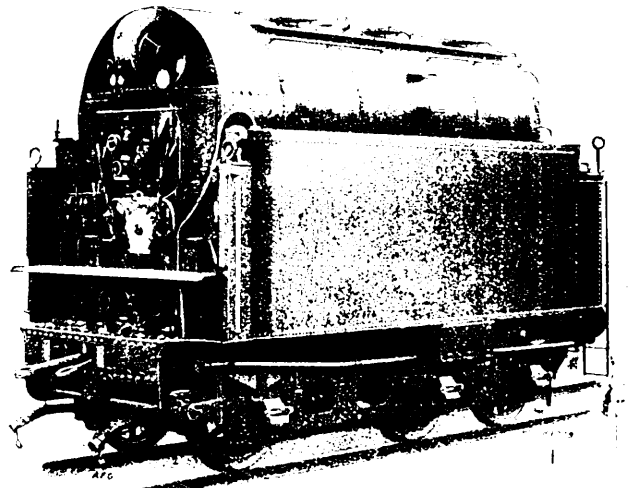


Abb. 3. Kohlenstaubtender der A. E. G.-Lokomotive.

Die Kohlenstaubfeuerung von Henschel. (Abb. 4).

Bei dieser wird das Kohlenstaublufgemisch an der Rückseite der Feuerbüchse durch einen oder zwei Brenner eingeführt, die nach ihrer Form als „Brausenbrenner“ bezeichnet sind.

Der Brausenbrenner (Abb. 5 u. 6) besteht im wesentlichen aus einem abgestumpften Hohlkegel, dessen vordere, größere Endfläche durch eine mit vielen kleinen, düsenförmigen Löchern versehene Platte abgeschlossen ist, während die andere, kleinere Fläche sich an eine Mischvorrichtung für das dort eintretende Kohlenstaublufgemisch anschließt. Die Düsenplatte liegt etwa in der Wandfläche des Verbrennungsraumes, der eigentliche Brennerkörper außerhalb desselben. Hierdurch bleibt dieser im Betriebe kalt, während die der Strahlung der Flamme ausgesetzte Düsenplatte durch das Kohlenstaublufgemisch gekühlt wird. Dies wird um so mehr erreicht, als durch die Brenner der größte Teil oder sogar die ganze zur Verbrennung notwendige Luft (mindestens 70%), die gleichzeitig als Trägerluft für den Kohlenstaub dient, in den Verbrennungsraum geführt wird. Durch die Unterteilung des Kohlenstaublufgemisches in der Düsenplatte entstehen zahlreiche kurze Stichflammen, die sich zu einer kugelförmigen, bauschigen Flamme vereinigen und die Feuerbüchse vollkommen füllen, aber an keiner Stelle scharf oder stichflammenartig auf die Feuerbüchswände auftreffen, so daß von ihrer Ausmauerung abgesehen werden

konnte. Dies hat, wie schon oben erwähnt, den bedeutenden Vorteil, daß der größte Teil der bei der Verbrennung des Staubes entstehenden Wärme durch Strahlung an die Feuerbüchswände übergehen kann. Hiermit sinkt dann die mittlere Feuerbüchstemperatur und es wird das Volumen der erzeugten Heizgase kleiner. Das aber hat wieder die Folge, daß ein Kohlenstaubteilchen mit der Luftmenge längere Zeitdauer in der Feuerbüchse verweilen und vollständig ausbrennen kann. Das bedeutet eine Erhöhung der spezifischen Feuerbüchsbelastung, d. h. der stündlich in  $1 \text{ m}^3$  Feuerbüchsraum erzeugten Wärmemenge. Außerdem hat die Erniedrigung der Feuerbüchs-

war durchsichtig und schwach grau gefärbt. Schlacken und sonstige Aschenablagerungen traten nicht auf. Verwendet wurde wie bei den ersten Versuchen Braunkohlenstaub handelsüblicher Beschaffenheit von etwa  $5000 \text{ WE/kg}$  bei einer Mahleinheit von etwa 20% Rückstand auf das 4900-Maschensieb.

Infolge der vermehrten Luftzuführung durch den Brenner kann von einer besonderen Kühlung abgesehen werden, wie durch die Erfahrung bestätigt wurde. Die über die mit dem Kohlenstaub zugeführte Menge hinaus etwa noch nötige Luftmenge kann durch einen im Boden des Aschkastens angebrachten kleinen Hilfsrost eintreten. Für die an die Reichsbahn zu liefernden Lokomotiven ist wie oben ein Hilfsbrenner vorgesehen.

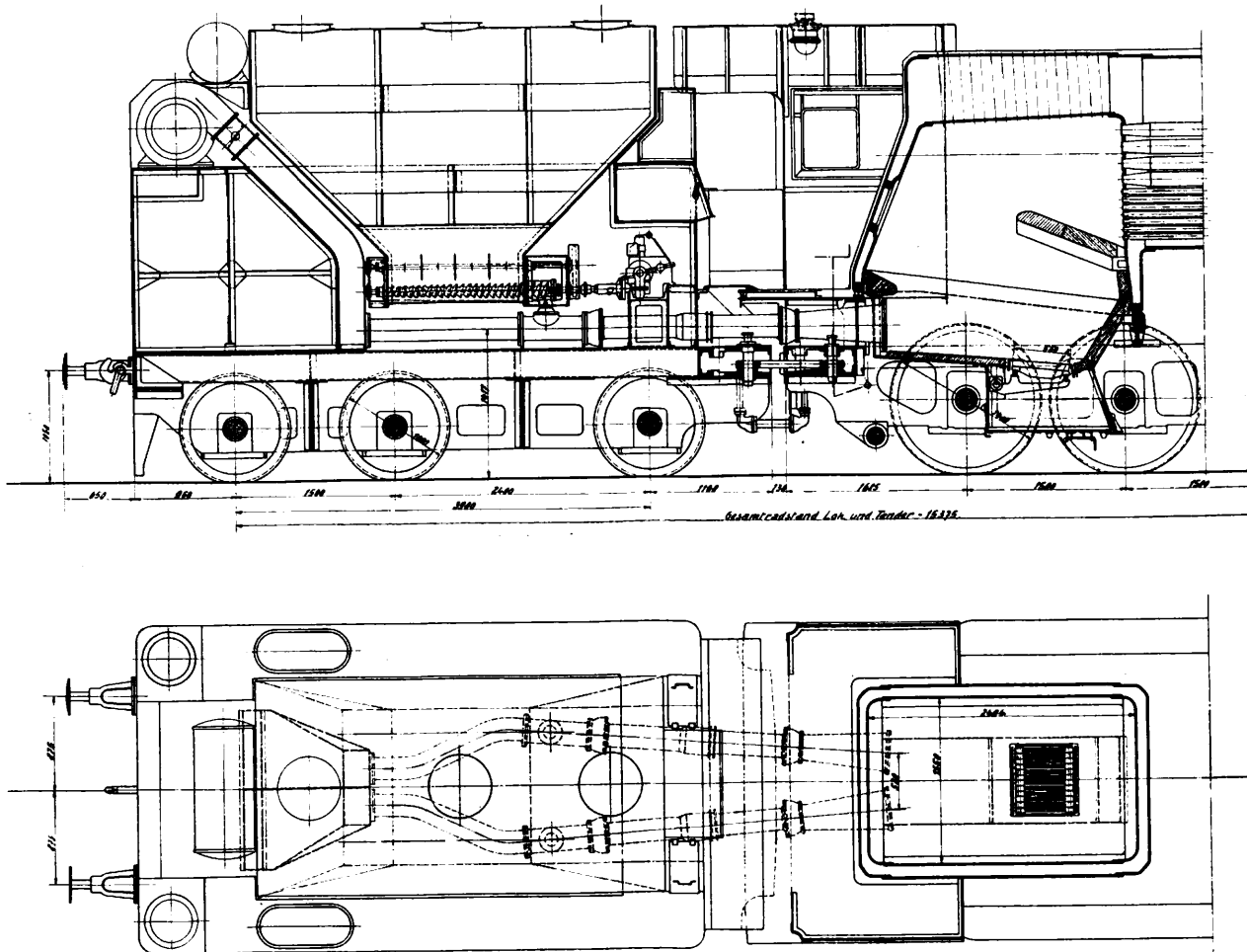


Abb. 4. Entwurf einer Kohlenstaubfeuerung für G 12 Lokomotiven von Henschel.

temperatur aber auch den Vorteil, daß die Schlacke bzw. Asche nicht flüssig zur Abscheidung kommt. Im Zündraum ist selbstverständlich auch hier eine Auskleidung mit feuerfesten Steinen vorhanden, da sie ja hier zur raschen Einleitung des Verbrennungsvorganges unentbehrlich ist.

Daß diese Überlegungen, die der herkömmlichen Anschauung z. T. widersprechen, tatsächlich richtig sind, beweisen die Ergebnisse der Versuche, bei denen in einer Versuchsanlage — d. h. im ortsfest aufgestellten Kessel der 58<sup>0</sup> (G 12)-Lokomotive — die geforderte Kesselleistung nicht nur erreicht, sondern sogar erheblich überschritten wurde. Die spezifische Feuerbüchsbelastung konnte dabei zeitweise bis über  $2,8 \text{ Millionen WE/m}^3\text{-Std.}$ , die Heizflächenbelastung bis über  $100 \text{ kg/m}^2\text{-Std.}$  Dampf gesteigert werden. Das sind Leistungen, die noch an keiner anderen Stelle im Kohlenstaubbetrieb erreicht wurden. Der Wirkungsgrad betrug dabei immer noch 64%. Die Rauchgasanalyse ergab 13,5%  $\text{CO}_2$  und 5%  $\text{CO} + \text{O}_2$ . Der dem Schornstein entströmende Rauch

Im übrigen wird der Kohlenstaub wie bei der A. E. G.-Feuerung durch Förderschnecken mit Dampfmaschinenantrieb, die Primärluft durch einen Ventilator mit Turbinenantrieb beigebracht. Der Kohlenbehälter auf dem Tender ist hier trichterförmig ausgebildet und vom Wasserkasten umgeben. Das Gebläse ist auf dem hinteren Teil des Tenders angeordnet.

Die Vorteile der Kohlenstaublokomotive liegen vor allem darin, daß Torf und Braunkohle, also minderwertige Kohlen, verfeuert werden können. Erst in zweiter Linie kommt, daß die Brennstoffausnutzung besser ist als bei der Rostfeuerung, da mit weniger als der Hälfte des Luftüberschusses gearbeitet wird, dessen Erwärmung Verlust bedeutet. Die erforderliche Luftmenge beträgt im allgemeinen nur das 1,25fache der theoretischen, während sie bei Rostfeuerung bekanntlich das 1,5 bis 1,6fache ist. Beim G 8<sub>2</sub>-Kessel wurde eine Brennstoff-Ersparnis von 20% festgestellt. Die Anheizdauer ist geringer als die von rostgefeuerten Maschinen. Bei einem Versuch

wurde der volle Kesseldruck von 14 at nach 43 Min. erreicht. Bemerkenswert ist die leichte Regelung der Feuerung nach dem jeweiligen Dampfbedarf und der Fortfall der großen körperlichen Anforderungen, die die Rostbeschickung an den Heizer stellt. Die Feuerreinigungszeit ist auf ein Mindestmaß beschränkt, die Brennstoffverluste beim Ausschlacken fallen fort. Die ununterbrochene Fahrtdauer der Kohlenstaublokomotive ist lediglich durch das Fassungsvermögen des Kohlenbunkers und allenfalls durch das Zusetzen der Rohre begrenzt. Rauch wird nur bei höchster Beanspruchung, und dann nur in geringem Maße entwickelt. Funkenflug ist überhaupt nicht vorhanden.

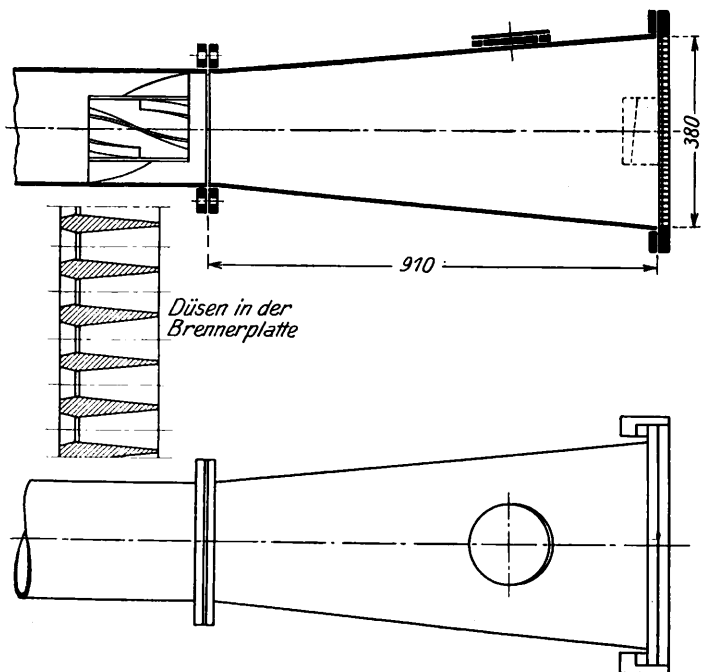


Abb. 5. Brenner-Anordnung.

Was die wirtschaftliche Seite anlangt, so ist wohl kein Zweifel, daß die Kosten des Umbaus von Lokomotiven mit Rostfeuerung in solche für Staubkohlenfeuerung sich schon in ganz kurzer Zeit bezahlt machen. Denn unter Berücksichtigung einerseits des geringeren Heizwertes der mitteldeutschen Braunkohle mit 5270 WE gegen 7200 WE der Ruhrkohle, andererseits der um etwa 10 bis 20% besseren Verbrennung bei der Staubfeuerung entspricht 1 t Steinkohlen

etwa 1,1 t Braunkohlen. Ersterer kostet aber an der Verwendungsstelle in Mitteldeutschland etwa 27 *R.M.*, letztere nur 13,5 *R.M./t*, so daß sich eine erhebliche Ersparnis ergibt.

Zur Einführung der Braunkohlenstaubfeuerung gehört aber auch die Beschaffung von Kohlenstaubbeförderungswagen und von besonderen Bunkern an den Bekohlungsanlagen. Da sich der Kohlenstaub ferner nur in geringer Menge — in ein- bis zweitägigen Vorräten — lagern läßt, ist wohl kaum zu vermeiden, daß ein Vorrat für einen längeren Zeitraum in Form von Stückkohle gelagert wird, der dann bei Verwendung gemahlen werden muß. Es werden also auch Kohlenstaubmahlanlagen notwendig. — Unter Berücksichtigung dieser Ausgaben wird die Tilgung der Kapitalaufwendungen sich auf einen etwas längeren Zeitraum verteilen. Immerhin erscheint auch dann noch, vorausgesetzt,

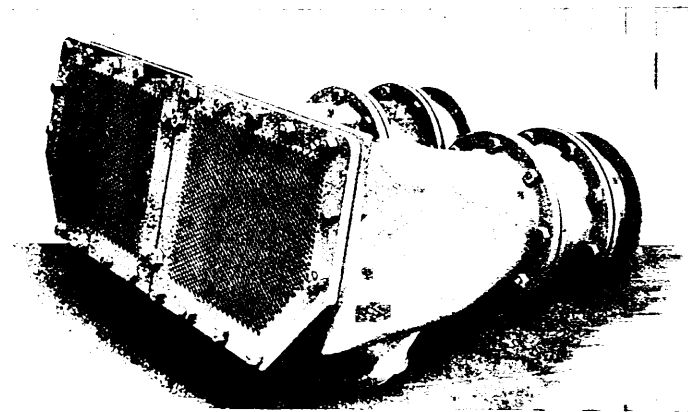


Abb. 6. Doppelbrausenbrenner zur Lokomotiv-Kohlenstaubfeuerung nach längerem Gebrauch.

daß die Lebensdauer der Feuerbüchsen nicht nachteilig beeinflußt wird, für ein großes Gebiet die Kohlenstaubfeuerung der Rostfeuerung wirtschaftlich überlegen und geeignet, die Brennstoffkasten wesentlich zu verringern, so daß das Gelingen der Kohlenstaubverfeuerung im Lokomotivbetrieb als ein hervorragendes technisches Ereignis gewertet werden muß. Was dabei besonders beachtenswert erscheint, ist, daß die bisherige Lokomotivfeuerbüchse beibehalten werden kann, so daß eine Änderung der vorhandenen Lokomotiven, also die Umstellung auf die neue Feuerungsart keine erheblichen, technischen und wirtschaftlichen Schwierigkeiten findet.

Dr. Ue.

## Deutsche Garratt-Lokomotiven für Südafrika.

Hierzu Tafel 6 und 7.

In England und den ihm nahestehenden Ländern scheinen sich die Garratt-Lokomotiven neuerdings einer stetig wachsenden Beliebtheit zu erfreuen. Im wesentlichen sind diese Lokomotiven bisher in England gebaut worden; im letzten Jahre ist aber auch ein größerer Auftrag auf Garratt-Lokomotiven für die Südafrikanischen Eisenbahnen an eine Reihe deutscher Lokomotivfabriken vergeben worden. In England hat diese Vergebung großes Aufsehen verursacht; sie scheint ein Beweis zu sein für das Vertrauen, das man von seiten der Südafrikanischen Eisenbahnen dem deutschen Lokomotivbau entgegenbringt und das seinen Ursprung wohl in den guten Erfahrungen hat, welche diese Verwaltung mit den schon bisher in größerer Zahl gelieferten deutschen Lokomotiven gemacht hat. Die Lieferfristen für die genannten Lokomotiven waren durchweg sehr kurz; daß sie trotzdem eingehalten werden konnten, ist ein Beweis für die Leistungsfähigkeit der betreffenden Firmen hinsichtlich der Entwurfs- und Werkstattarbeit. Es ist dabei noch besonders zu berücksichtigen, daß im Gegensatz zu den

in Frage kommenden englischen Fabriken die deutschen Werke keinerlei Erfahrung gerade in dem doch ganz besonders gearteten Entwurf und Bau von Garratt-Lokomotiven aufzuweisen hatten und damit vor einer völlig neuen Aufgabe standen.

Die Südafrikanischen Eisenbahnen, für welche die neuen Garratt-Lokomotiven bestimmt sind, wurden gleichzeitig mit der Südafrikanischen Union im Jahr 1910 durch Verschmelzung der früheren drei großen Staatsbahnen sowie einiger kleinerer Privatbahnen zu einem einheitlichen Bahnnetz ins Leben gerufen. Seit 1922 sind auch die Bahnen des früheren Deutsch-Südwestafrika angegliedert. Das 20000 km lange Bahnnetz hat in der Hauptsache die nach ihm benannte, sogenannte Kapspur von 3 1/2' oder 1067 mm; ein Rest von 1500 km Länge hat die Spurweite von 2' oder 610 mm. Der Verkehr auf diesem Netz ist sehr lebhaft. Im Rechnungsjahr 1926/27 wurden in Südafrika 80 Millionen Fahrgäste befördert, während der Güterverkehr in tkm fünfmal so stark war als im Mutterland England. Von Kapstadt liefen täglich 600 Züge aus, einschließ-

lich der Vorortzüge, von Johannesburg 250. Dieser starke Verkehr über verhältnismäßig große Entfernungen hat eine gewisse Ähnlichkeit mit demjenigen der nordamerikanischen Bahnen. Tatsächlich lehnen sich die Südafrikanischen Eisenbahnen auch in manchen Beziehungen an diese an. Großgüterwagen mit bis zu 50 t Tragfähigkeit sind schon seit längerer Zeit im Betrieb; neuerdings wird auch die amerikanische Mittelpufferkupplung eingeführt. Die Achsdrücke der Lokomotiven überschreiten bedeutend das sonst bei Kapspur übliche Maß; in den letzten Jahren sind für den schweren Schnellzugsdienst von Baldwin 2 C 1- und 2 D 1-Lokomotiven amerikanischer Bauart mit 18 t Achsdruck beschafft worden\*), nachdem schon seit der Vorkriegszeit leichtere, z. T. auch in Deutschland gebaute Lokomotiven derselben Achsanordnung verwendet worden sind.

Südafrika ist eine Hochfläche von 1200 bis 1400 m Meereshöhe, die in steilen Terrassen von der Küste her aufsteigt. Von den Häfen kommend müssen die Bahnen diesen Höhenunterschied auf verhältnismäßig kurze Entfernungen überwinden; die Linien führen dabei durch Schluchten in anhaltenden Windungen mit Krümmungen bis zu 90 m Halbmesser und über Steigungen bis zu 33‰. Auf diese schwierigen Verhältnisse ist es zurückzuführen, daß die Gelenklokomotiven bei den Südafrikanischen Bahnen stark vertreten sind. An die Stelle der bis 1920 in großer Zahl beschafften Mallet-Lokomotiven sind jedoch seither die Garratt-Lokomotiven getreten.

Der Hauptgedanke der von dem Australier Garratt erdachten Bauart zielt darauf ab, dem Lokomotivkessel, der sonst in seiner Größenentwicklung auf der einen Seite durch die Räder, auf der anderen durch die Lichtraum-Umgrenzungslinie behindert ist, eine freiere Lage zu geben. Garratt hat daher den Kessel auf eine Brücke gelegt, welche zwei Treibeinheiten verbindet, die beide sozusagen Lokomotiven für sich bilden. Auf dieser Brücke findet der Kessel bedeutend mehr Platz als bei der üblichen Lage über den Rädern und es können Kesselgrößen entwickelt werden, die bei schmaler Spurweite für Leistungen ausreichen, welche die Leistungen regelspuriger Lokomotiven noch übertreffen. Die Garratt-Lokomotive kommt daher zunächst für Schmalspurbahnen in Frage; sie ist aber neuerdings auch schon für Regelspurbahnen gebaut worden\*\*). Wo die gewünschte Leistung nicht mehr auf einem einzigen Rahmen untergebracht werden kann, eine Gelenklokomotive also ohnedies nicht zu vermeiden ist, scheint die Garratt-Lokomotive in ihren neueren Formen auch den Vorzug vor der Mallet-Lokomotive zu verdienen, vorausgesetzt allerdings, daß ihre sehr beträchtliche Längenentwicklung nicht hinderlich ist. Denn wenn auch im regelmäßigen Betrieb ein Drehen der Garratt-Lokomotive nicht erforderlich ist, so wird doch oft zur Einfahrt in die Lokomotivschuppen und in den Werkstätten eine Rücksichtnahme auf die Länge der Drehscheiben und Schiebebühnen sowie auf die zur Verfügung stehenden Hallenabmessungen und Hebezeuge nicht zu umgehen sein. Bei der Mallet-Lokomotive kann hier immer noch der Tender abgekuppelt werden. Andererseits sind aber die Laufeigenschaften der Garratt-Lokomotive wesentlich besser als bei der Mallet-Lokomotive, die bekanntlich für größere Geschwindigkeiten ungeeignet und deren Einstellung in Krümmungen mangelhaft ist. Der große Drehzapfen-Abstand und die freie Beweglichkeit beider Drehgestelle sichern der Garratt-Lokomotive einen Lauf ähnlich demjenigen der Drehgestellwagen. Die im folgenden beschriebenen Kapspur-Lokomotiven vermögen beispielsweise noch Krümmungen von 90 m Halbmesser anstandslos zu durchfahren. Weiter verspricht der einfache Stehkessel eine längere Lebensdauer als die vielfach gebogenen und eingezogenen Stehkessel unserer

üblichen Lokomotiven und schließlich kann die Garratt-Lokomotive mit ihrem großen Gesamtradstand und dem sich daraus ergebenden verhältnismäßig geringen Metergewicht auch noch auf leichter gebauten Strecken verkehren.

Neben diesen Vorteilen hat die Garratt-Bauart aber auch gewisse Nachteile. Die große Länge wurde schon erwähnt. Weiter leidet sie wie alle Tenderlokomotiven an dem Übelstand, daß ihr Reibungsgewicht mit dem Abnehmen der Vorräte ebenfalls abnimmt. Ihr Langkessel scheint überdies um soviel zu kurz, wie er bei vielen anderen neuzeitlichen Lokomotiven, und im besonderen bei den Mallet-Lokomotiven, zu lang ist. Aus diesem Mangel, der mit dem Grundgedanken der Bauart eng verknüpft ist und sich daher sehr schwer abstellen läßt — sofern man die Lokomotive nicht noch länger bauen will —, dürfte sich eine unerwünschte Verschlechterung des Kesselwirkungsgrades ergeben. Es sei in diesem Zusammenhang nur auf die Ergebnisse mit dem Kessel der deutschen G 8<sup>2</sup>- und G 8<sup>3</sup>-Lokomotive hingewiesen (Reihe 56<sup>20-30</sup> und 56<sup>1</sup>).

Für das Verhalten der Garratt-Lokomotive im Betrieb im Vergleich zur Mallet-Lokomotive ist ein Bericht der Südafrikanischen Eisenbahnen bemerkenswert\*). Danach haben diese jahrelange Vergleichsversuche zwischen einer 1 C + C 1 Mallet-Lokomotive mit 108 t Reibungsgewicht und 357 m<sup>2</sup> Gesamtheizfläche und einer Garratt-Lokomotive mit demselben Reibungsgewicht und einer gesamten Heizfläche von nur 287 m<sup>2</sup> vorgenommen. Die Rostfläche war bei beiden Lokomotiven ziemlich gleich. Es handelte sich darum, festzustellen, welche größte Last bei Entwicklung der größten Zylinderzugkraft in langsamer Fahrt (bei 10 bis 20 km/h) jede der beiden Lokomotiven befördern konnte. Die Garratt-Lokomotive schleppte durchweg schwerere Züge, dazu noch mit größerer Geschwindigkeit; ihre Leistungen waren um 20 bis 30 % höher als diejenigen der Mallet-Lokomotive. Das Ergebnis dieser Versuche hat die Südafrikanischen Eisenbahnen zur vermehrten Beschaffung von Garratt-Lokomotiven veranlaßt. Ähnliche Ergebnisse hatten Vergleichsversuche, die im Jahr 1924 bei den Eisenbahnen von Birma vorgenommen wurden.

Sämtliche Lokomotiven, die im folgenden beschrieben werden, sind von den betreffenden Baufirmen unter Aufsicht der Überwachungsbeamten der Bahn entworfen worden. Merkwürdigerweise ist aber beim Vergleich der sechs verschiedenen Lokomotivtypen von einer Normung oder ähnlichen Bestrebungen, auf die man sonst im Lokomotivbau neuerdings fast überall Wert legt, nicht viel zu bemerken, obwohl es doch naheliegend und sicherlich auch möglich gewesen wäre, zum mindesten gewisse Teile einheitlich und austauschbar durchzubilden. So sind beispielsweise die Kesseldurchmesser bei sämtlichen Lokomotiven — soweit die Angaben in der weiter unten stehenden Übersicht zusammengestellt sind — verschieden. Dasselbe gilt von den Treibraddurchmessern der sämtlichen sechs Typen und bei den Laufrädern wäre eine Zusammenlegung der beiden Maße 724 und 762 mm bei den Kapspur-Lokomotiven eigentlich selbstverständlich gewesen. Immerhin sind gewisse Zusammenhänge nicht ganz zu verkennen. So sind gleichmäßig bei sämtlichen Lokomotiven die verbindende Brücke als Blechrahmen, die Rahmen der Drehgestelle als Barrenrahmen und, mit Ausnahme der Schmalspurlokomotive für 2' Spur, als Innenrahmen ausgebildet. Die Tragfedern der Kuppelachsen liegen durchweg über den Achslagern. Sie sind nach amerikanischem Vorbild nicht nachstellbar aufgehängt und durch Ausgleichhebel verbunden. Die Kessel sind bei sämtlichen Lokomotiven an der Rauchkammer fest mit den Hauptrahmen verschraubt; sie haben Schmidtschen Großrohrüberhitzer und Stahl-Feuerbüchsen

\*) Organ 1926, S. 174.

\*\*\*) Organ 1926, S. 512.

\*) Hanomag-Nachr. 1927, S. 161.

und — teilweise bewegliche — Stehbolzen aus demselben Werkstoff. Die Stangen einschließlich der Treibstangen haben durchweg ausgebuchte, nicht nachstellbare Lager, die Gegenkurbeln sind überall nach amerikanischem Vorgang mit Vierkant aufgesetzt und die Kreuzköpfe in Anlehnung an das preußische Muster nachstellbar ausgeführt. Weiter haben sämtliche Lokomotiven Heusinger-Steuerung mit Dampfumsteuerung, Kolbenstangen ohne vordere Verlängerung, Mittelpufferkupplung — die Kapspur-Lokomotiven in amerikanischer Ausführung — und Dampfbrake, die mit der für den Zug vorgesehenen Luftsaugbrake zusammenarbeitet. Das hintere Treibgestell kann außerdem noch von Hand gebremst werden. Zur Schmierung der Zylinder und Kolbenschieber dienen Detroit-Sichtöler, für die Gelenke und Stopfbuchsen der Dampfleitungen Ölpumpen verschiedener Bauart und für die Stangenlager z. T. Franklin-Fettbuchsen. Schließlich haben noch alle Lokomotiven Lambert-Dampfsandstreuer und elektrische Beleuchtung mit Turbodynamo. Sämtliche Lokomotiven sind nach englischem Maßsystem gebaut.

Die kleinste der in Frage stehenden Lokomotiven ist eine 1C1+1C1-h4 Lokomotive für 610 mm Spurweite, Klasse NG/G, die in drei Stücken von der Hanomag gebaut wurde\*) (Textabb. 1). Sie ist für den Dienst in Natal bestimmt und

erstmaligen Anwendung dieser Achsanordnung bei Gelenklokomotiven. Wie bei der ersten von der Firma gebauten Lokomotive sind auch hier die Vorratsbehälter unmittelbar auf die Drehgestelle aufgesetzt. Die zweite Kuppelachse ist Treibachse; die äußeren Laufräder sind in Drehgestellen mit Pendelwiege eingebaut, die inneren Laufräder wieder parallel verschiebbar gelagert. Die Rostfläche von 4.1 m<sup>2</sup> läßt sich noch von Hand beschicken. Die Lokomotive ist mit rund 13 t mittlerem Treibachdruck für die mittelschweren Strecken des Bahnnetzes gebaut, während die weiter unten beschriebene Lokomotive von Maffei mit derselben Achsanordnung, aber einem Treibachdruck von ungefähr 18 t für die Strecken mit schwerstem Oberbau bestimmt ist.

Für den Güterzugdienst auf den mittelschweren Kapspur-Strecken bestimmt ist die 1D1+1D1-h4 Lokomotive, Klasse HF, von der zehn Stück von Henschel und Sohn gebaut wurden. Die Lokomotive ist auf Tafel 6 dargestellt. Sie weicht insofern von den Hanomag-Lokomotiven ab, als bei ihr der Hauptrahmen über die ganze Lokomotivlänge durchgeführt ist und demzufolge nicht nur den Kessel und das Führerhaus, sondern auch an seinen Enden die beiden Wasserkästen bzw. den Kohlenvorrat trägt. Die beiden Wasserkästen sind miteinander durch ein Rohr verbunden, das

an der rechten Seite des Rahmens entlangläuft. Der Hauptrahmen besteht aus zwei mit starken Winkeleisen besetzten Blechplatten, die durch Querverbindungen versteift sind: zwei dieser Querverbindungen tragen Lager und Drehzapfen, mit welchen der Hauptrahmen je zwischen der zweiten und dritten Kuppelachse auf den Drehgestellen aufliegt. Es sei hier bemerkt, daß man in England diese Bauart mit durchgehendem Hauptrahmen nicht als Garratt-, sondern als abgeänderte Fairlie-Type bezeichnet. Bei der eigentlichen Fairlie-Bauart sind jedoch die Drehgestelle näher zusammen-

gerückt. Als wesentliches Merkmal besitzt die Fairlie-Lokomotive außerdem einen Doppelkessel mit zwei Feuerbüchsen in der Mitte, jedoch mit gemeinsamem Wasser- und Dampfraum. Es scheint daher die Verwandtschaft der vorliegenden Lokomotive mit der Garratt-Bauart größer als mit der Fairlie-Lokomotive und somit auch ihre Bezeichnung als Garratt-Lokomotive eher gerechtfertigt.

Der Kessel besitzt die übliche Bauart; der Stehkessel hat schräge Hinterwand und runde Decke, ebenso die Feuerbüchse. Die Stehbolzen in der gefährlichen Zone sind als Gelenk-Stehbolzen ausgebildet. In der Feuerbüchse liegen vier Wasserrohre, die gleichzeitig das Feuergewölbe tragen. Der Frischdampf wird durch isolierte, über den Achsen liegende Rohre nach den beiden Drehgestellen geleitet; dabei ist Vorsorge getroffen, daß die Dampfleitung zu jedem Drehgestell abgesperrt werden kann. Da die beiden Drehgestelle einen ziemlich großen Ausschlag haben, so mußten sowohl die Frischdampf- wie auch die Abdampfleitungen Kugelgelenke und Stopfbuchsen erhalten, die auch eine Ausdehnung der Rohre durch die Dampfwärme zulassen. Der Abdampf von den Zylindern des vorderen Gestelles wird auf dem kürzesten Weg durch ein unter den Kuppelachsen durchlaufendes Rohr von unten her nach der Rauchkammer und in das Blasrohr geleitet; der Abdampf der Zylinder des hinteren Gestelles wird zunächst außerhalb des Hauptrahmens auf dessen linker Seite geführt

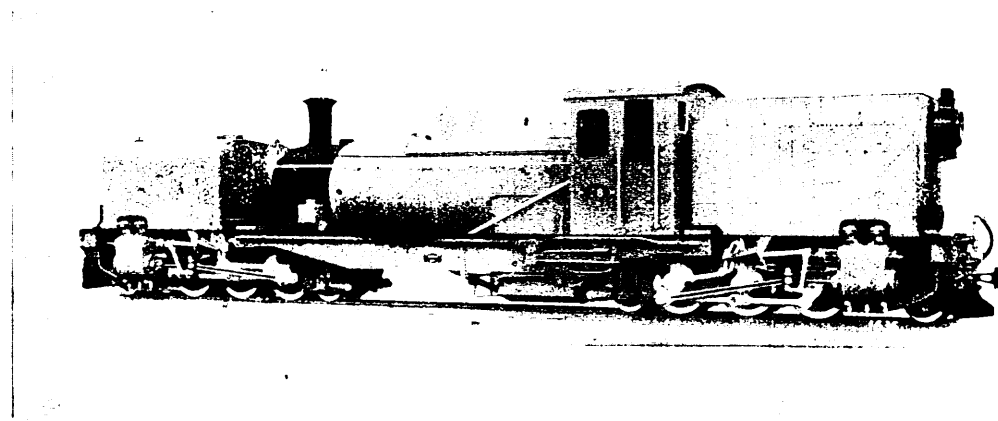


Abb. 1. 1C1+1C1 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen.  
Gebaut von der Hanomag.

besonders bemerkenswert weil sie die schwerste für die genannte Spurweite bisher überhaupt gebaute Lokomotive vorstellt. Ihre Hauptabmessungen sind ebenso wie diejenigen der übrigen Bauarten in der Übersicht auf Seite 125 zusammengestellt. Die Anordnung von Innenrahmen hätte bei der kleinen Spurweite Schwierigkeiten gemacht. Daher hat die Lokomotive, wie schon erwähnt, als einzige Außenrahmen und Hall'sche Aufsteckkurbeln erhalten. Bei jedem der im wesentlichen gleichen Drehgestelle ist die dritte Kuppelachse Treibachse, die äußeren Laufräder sind in Bisselgestellen, die gegen die Lokomotivmitte gelegenen nach Gölsdorf parallel verschiebbar gelagert. Die drei Kuppelachsen sind fest. Die Lokomotiven vermögen mit dieser Anordnung Krümmungen bis herab zu 50 m Halbmesser zu durchfahren. Der Hauptrahmen trägt nur den Kessel und Führerstand. Die Behälter für den Wasservorrat sind auf das vordere und hintere Drehgestell unmittelbar aufgesetzt; der hintere Behälter dient zugleich zur Aufnahme des Kohlenvorrates. Der Rost ist als Kipp- und Schüttelrost ausgebildet.

Die zweite von der Hanomag in 37 Stücken gebaute Type ist eine 2C1+1C2-h4 Kapspur-Lokomotive, Klasse GF. Die ausgezeichneten Erfahrungen, welche die Südafrikanischen Eisenbahnen mit der Verwendung von Garratt-Lokomotiven für höhere Geschwindigkeiten gemacht haben, führten zur

\*) Hanomag-Nachr. 1927, Heft 167/170.

Zusammenstellung  
der Hauptabmessungen der in Deutschland gebauten Garratt-Lokomotiven der Südafrikanischen Eisenbahnen.

Lieferfirma	Hanomag		Henschel	Maffei	Maffei	Krupp	
	Bauart der Lokomotiven	1C1+1C1-h4	2C1+1C2-h4	1D1+1D1-h4	1C1+1C1-h4	2C1+1C2-h4	
Spurweite . . . . .	610	1067	1067	1067	1067	1067	mm
Anzahl der gelieferten Lok. . .	3	37	10	10	2	.	Stek.
Kesselüberdruck . . . . .	12,6	13,0	12,65	12,6	12,6	12,65	at
Zylinderdurchmesser . . . . .	4×305	4×406	4×457	4×470	4×495	4×356	mm
Kolbenhub . . . . .	406	660	610	660	660	584	..
Kesselmitte über Schienen- oberkante . . . . .	1660	2360	2413	2457	2515	.	..
Größter Kesseldurchmesser . . .	.	.	1841 <sup>1)</sup>	1892 <sup>1)</sup>	2146 <sup>1)</sup>	1638 <sup>2)</sup>	..
Heizrohre: Anzahl . . . . .	.	.	169	170	195	144	Stek.
„ : Durchmesser . . . . .	.	.	45	.	.	51	mm
Rauchrohre: Anzahl . . . . .	.	.	34	30	43	24	Stek.
„ : Durchmesser . . . . .	.	.	130	.	.	140	mm
Rohrlänge . . . . .	2835	3570	4572	5499	4165	.	..
Heizfläche der Feuerbüchse samt Wasserrohren . . . . .	7,6 <sup>3)</sup>	18,5 <sup>3)</sup>	16,0	20,7	22,42	14,9	m <sup>2</sup>
Heizfläche der Rohre . . . . .	77,9 <sup>3)</sup>	190,0 <sup>3)</sup>	176,0	216,1	200,36	115,5	..
„ des Überhitzers . . . . .	14,0	43,0	67,5	70,0	76,55	27,0	..
„ — im ganzen H . . . . .	99,5 <sup>3)</sup>	251,5 <sup>3)</sup>	259,5	306,8	299,33	157,4	..
Rostfläche R . . . . .	1,8	4,1	4,93	5,5	5,52	3,16	..
Durchmesser der Treibräder . . .	838	1371	1156	1219	1523	1086	mm
„ „ Laufräder, vorn und hinten . . . . .	530	762	724	762	762	724	..
Fester Achsstand jedes Dreh- gestells (Kuppelachsen) . . . . .	1905	2900	3885	2743	3276	2439	..
Ganzer Achsstand jedes Dreh- gestells . . . . .	4000	5950	6972	5993	7671	.	..
Ganzer Achsstand der Lok. . . . .	13000	21260	21285	20395	23342	17272	..
Abstand der Drehzapfen . . . . .	.	.	12827	11912	12052	.	..
Reibungsgewicht G <sub>1</sub> . . . . .	42,0	79,0	106,0	112,0	112,0	65,1	t
Durchschnittliche Belastung der Kuppelachsen . . . . .	7,0	13,15	13,25	18,6	18,6	10,8	..
Dienstgewicht G . . . . .	62,5	140,0	154,9	167,0	187,5	103,2	..
Leergewicht . . . . .	.	.	115,8	121,0	137,7	78,4	..
Vorrat an Wasser . . . . .	8,1	18,1	20,9	24,0	27,3	13,6	m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff (Kohle) . . . . .	4,0	10,0	11,5	14,0	13,5	5,1	t
Ganze Länge über Puffer . . . . .	.	.	23641	22758	25910	.	mm
Größte Breite . . . . .	.	.	3090	3022	3028	.	..
„ Höhe . . . . .	.	.	3950	3947	3947	.	..
Metergewicht . . . . .	.	.	6,55	7,35	7,2	.	t/m
Größte Geschwindigkeit . . . . .	40	80	.	.	75	.	km/h
H : R . . . . .	55	62	53	56	54	50	..
H : G . . . . .	1,6	1,8	1,7	1,8	1,6	1,5	m <sup>2</sup> /t
H : G <sub>1</sub> . . . . .	2,35	3,2	2,4	2,7	2,7	2,4	..

<sup>1)</sup> Innen. — <sup>2)</sup> Außen. — <sup>3)</sup> Wasserberührt.

und tritt dann neben der Rauchkammer wieder zwischen den Rahmen und von da in das Blasrohr, und zwar so, daß dieses zwei getrennte Ausblaseöffnungen hat, eine kreisförmige, innere, und um diese herum eine ringförmige, äußere. Die Zylinder haben Kolbenschieber mit innerer Einstromung; jeder Zylinder trägt zwei getrennte Druckausgleichventile der Sonderbauart der Südafrikanischen Eisenbahn, außerdem ist auf dem Überhitzerkasten noch ein großes Luftsaugventil vorgesehen. Die Heusinger-Steuerung gibt Füllungen bis zu 80%. Die beiden Drehgestelle sind fast vollkommen gleich und können nach Vornahme einer geringen Änderung der Dampfrohrführung gegeneinander vertauscht werden. Die vier gekuppelten Achsen sind fest im Rahmen gelagert. Die äußeren Laufachsen sind in Bisselgestellen geführt und haben außerdem noch 19 mm Seitenspiel in den Lagern. Die inneren Laufachsen sind im Drehgestellrahmen seitlich ebenfalls um je 19 mm verschiebbar.

Die Achsen jedes Drehgestelles sind in zwei Gruppen — die erste und zweite und die dritte bis sechste — durch Ausgleichhebel verbunden. Starke seitliche Ausschläge der Drehgestelle gegen den Hauptrahmen werden durch Spiralfedern gedämpft; ebenso ist eine Begrenzung der senkrechten Ausschläge für jedes Drehgestell vorgesehen.

Von der Ausrüstung der Lokomotive ist die Heizrohrausblasevorrichtung Parry zu erwähnen, durch welche jederzeit während der Fahrt und ohne Öffnen der Feuertüre die Heizrohre ausgeblasen werden können.

Die Firma Maffei, München, hat zwei Typen gebaut, nämlich zehn Stück mit der Achsanordnung 1C1+1C1, Klasse U, die im Sommer 1927 zur Ablieferung kamen, und zwei Stück mit der Achsanordnung 2C1+1C2, Klasse GH. Beide Lokomotiven sind für die sehr kurvenreiche Strecke von Kapstadt nach Pietermaritzburg bestimmt, die eine

anhaltende, längere Steigung von  $15,5\text{‰}$  aufweist, und zwar soll die U-Klasse die Beförderung von Güterzügen, die GH-Klasse den Personen- und Schnellzugdienst übernehmen. Diese von Maffei gebauten beiden Typen sind die größten und schwersten aller für die Südafrikanischen Eisenbahnen gelieferten Lokomotiven und werden auch als Garratt-Lokomotiven nur von der 1D1+1D1 Lokomotive der Nitrate Railway in Chile\*) übertroffen. Textabb. 2 und Taf. 7 zeigen die 2C1+1C2 Lokomotive, Klasse GH.

ähnliches vermeiden, daß sie aber trotzdem, soweit möglich, vermieden werden sollte, weil sie im Hinblick auf die Einstellung der Lokomotive in Krümmungen doch auch wieder eine unerwünschte Einschränkung der Breitenmaße an den Lokomotivenden mit sich bringt. Diese Lokomotivbauart, Garratt-Union genannt, ist der Firma Maffei und der englischen Firma Beyer, Peacock & Co., Manchester, gemeinsam geschützt.

Der Hauptrahmen der Maffeischen Lokomotiven ruht in drei Punkten auf den Drehgestellen. Das hintere Ende liegt

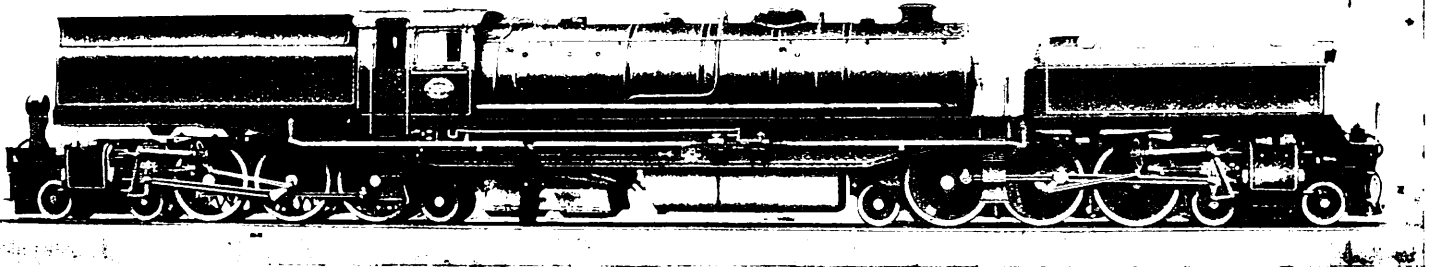


Abb. 2. 2C1+1C2-h4 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen. Gebaut von Maffei, München.

Bei den außerordentlich großen Rostflächen der Maffeischen Lokomotiven war zu befürchten, daß die Beschickung von Hand Schwierigkeiten machen würde. Die beiden Lokomotiven sind daher als einzige der sechs Typen mit selbsttätiger Rostbeschickung, und zwar mit dem Duplex Stoker D 4 der amerikanischen Stoker-Gesellschaft in Pittsburg ausgerüstet worden.

Zum Antrieb dieser Rostbeschickung dient eine kleine stehende Dampfmaschine an der Stehkesselrückwand.

Die Kohle wird zunächst mit einer wagrechten Schnecke vom Behälter zur Stehkesselrückwand, von dort mittels zweier senkrechter Schnecken bis über die Höhe des Führerhausbodens gefördert und schließlich durch fächerartig angeordnete Verteilungsstücke mittels Dampfstrahls nach allen Richtungen über den Rost verteilt. Größere Stücke werden bei der Förderung zerbrochen. Um die Anordnung dieser Rostbeschickungsanlage

mit zwei seitlichen Stützen und Gleitschuhen auf den Tragflächen starker Stahlgußkörper, die am hinteren Drehgestell angebaut sind, während das vordere Ende mit dem kugelig ausgebildeten starken Drehzapfen in einem entsprechenden Lager des vorderen Drehgestelles ruht. Die Lokomotive paßt sich also ganz zwanglos und ohne Verformung der Rahmen auch auf windschiefen Oberbau an. Neben den Dreh- und Tragzapfen sind auf beiden Seiten des Rahmens Dämpfungsfedern angebracht, die sich mit Gleitschuhen auf entsprechende

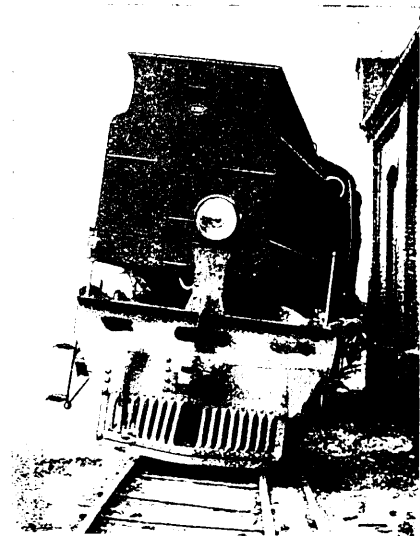


Abb. 3. 2C1+1C2 Garratt-Lokomotive von Maffei. Ansicht in 90 m-Kurve von hinten.

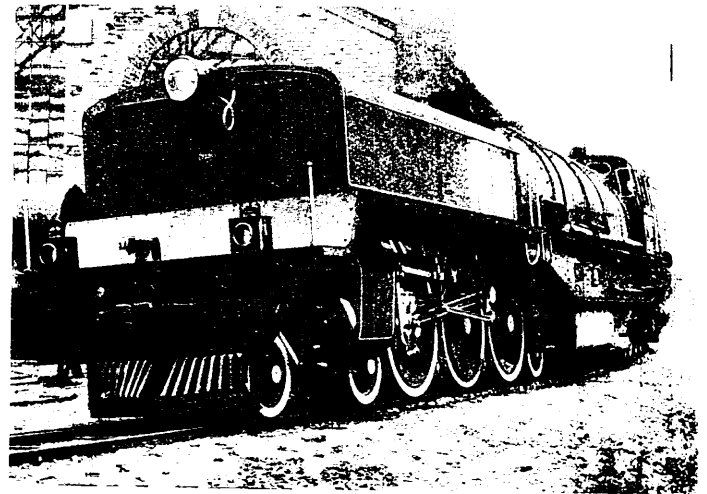


Abb. 4. 2C1+1C2 Garratt-Lokomotive von Maffei. Ansicht in 90 m-Kurve von vorn.

zu vereinfachen, wurde, der den Kessel tragende Hauptrahmen bei den beiden Typen nach hinten verlängert, so daß er auch den Kohlenbehälter und bei der GH-Klasse noch den zusätzlichen Wasserkasten mit aufnimmt. Abweichend von der Fairlie'schen Ausführung ist dagegen der vordere Wasserkasten bei beiden Maffei-Lokomotiven unmittelbar auf den vorderen Drehgestellrahmen aufgesetzt und der Kesselrahmen ist vorn nicht über den Drehgestellzapfen hinaus verlängert. Man scheint dabei von dem Gedanken ausgegangen zu sein, daß die Lagerung der Vorratsbehälter auf dem Hauptrahmen wohl gewisse Vorteile aufweist, indem sie Rohrgelenke und

Tragflächen stützen. Diese Federn sind jedoch nicht als tragende Elemente aufzufassen, sondern sie sollen nur einem etwaigen Wanken des Hauptrahmens entgegenwirken. Der hintere Drehzapfen ist völlig unbelastet und dient nur zur Übertragung der Zugkräfte. Diese Bauart bietet den Vorteil, daß die Drehpunkte an die für die Kurveneinstellung günstigsten Stellen gelegt werden können und daß trotzdem die Unterstützungspunkte am hinteren Fahrgestell unabhängig vom Drehzapfen so angeordnet werden können, wie es für eine günstige Lastverteilung auf die einzelnen Achsen erforderlich ist. Textabb. 3 zeigt die 2C1+1C2-Lokomotive von hinten gesehen in einer Krümmung von 91 m Halbmesser und mit 127 mm Schienenüberhöhung. Textabb. 4 in derselben Kurve von vorn.

\*) Organ 1926, S. 512.



Die beiden Drehgestelle sind gleichartig durchgebildet. Die drei Kuppelachsen sind bei beiden Lokomotivtypen fest gelagert. Bei der 1C1+1C1 Lokomotive sind die äußeren Endachsen als Bisselachsen, die inneren Laufachsen seitenschiebbar angeordnet. Die dritte Kuppelachse wird angetrieben. Die erste und zweite und die dritte bis fünfte Achse jedes Drehgestelles sind je durch Ausgleichhebel verbunden. Bei der 2C1+1C2 Lokomotive sind die Drehgestelle nach preußischem Muster mit Schwannenhals ausgeführt und haben Seitenverschiebung; die inneren Laufachsen sind seitenschiebbar mit Rückstellfedern. Die mittlere Kuppelachse ist Treibachse. Sämtliche Kuppelachsen und die Schleppachse sind miteinander durch Ausgleichhebel verbunden. Bei beiden Lokomotiven werden in jeder Fahrtrichtung die beiden vorauslaufenden Kuppelachsen gesandet.

Die Dampfumsteuerung sitzt bei beiden Lokomotiven an der rechten Außenseite des Hauptrahmens. Nach beiden Seiten sind an die durchgehende Kolbenstange des Hilfszylinders die Steuerstangen angelenkt; sie führen zu Steuerwellen, welche die Bewegung zur Maschinenlängsmittle über den Drehzapfen übertragen. Von den Steuerhebeln in der Maschinenmitte geht die Übertragung mittels Doppelgelenks zu den Aufwerfhebeln. Die Höchstfüllung beträgt 76%. Der Druckausgleich nach der Sonderausführung der Südafrikanischen Eisenbahnen hat getrennte Ventilköpfe; die Verbindung führt über die Ausströmung. Die Zylinder sind nach amerikanischer Art je mit einem Halbsattel gegossen und in Lokomotivmitte verschraubt.

Beide Lokomotiven nützen den verfügbaren Raum innerhalb der Umgrenzungslinie restlos aus. Der Boden des Führerhauses mußte bei der 2C1+1C2 Lokomotive wegen des verhältnismäßig großen Durchmessers der Treibräder und wegen der darunterliegenden Rostbeschickungsanlage außerordentlich hoch gelegt werden; der Führerhaus-Raum ist daher sehr niedrig ausgefallen. Um die großen Wasservorräte unterbringen zu können, ist bei beiden Lokomotiven im Hauptrahmen unter dem Langkessel ein weiterer Wasserbehälter vorgesehen; bei der 2C1+1C2 Lokomotive faßt dieser Behälter 12,45 m<sup>3</sup>, der vordere Wasserkasten 14,82 m<sup>3</sup> Wasser. Durch die Anordnung eines solchen unteren Wasserbehälters war es möglich, trotz der sehr großen Wasservorräte die Baulänge der Lokomotiven zu beschränken und gleichzeitig wenigstens bei der 1C1+1C1 Lokomotive, den schon zu Anfang erwähnten Nachteil eines allzu kurzrohrigen Kessels zu vermeiden. Mit einer Rohrlänge von 5499 mm dürfte die 1C1+1C1 Lokomotive von Maffei jedenfalls die besten Kesselverhältnisse der hier beschriebenen Garratt-Lokomotiven aufweisen.

## Untersuchungen über den Dampf- und Brennstoffverbrauch der Verschiebelokomotiven.

Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg.

Es ist bekannt, daß die Zusammenstellung der Züge, vor allem der Güterzüge, einen Hauptausgabeposten der Eisenbahnen darstellt, der bei den Güterzügen sogar von solcher Höhe ist, daß er die Beförderungskosten der Güter einschneidend beeinflusst. Lebhaftige Bestrebungen haben daher eingesetzt, die Verschiebewegungen teils zu verringern, teils sie möglichst zweckmäßig und vorteilhaft auszuführen. Einen nicht geringen Betrag, auf den bisher vielleicht weniger geachtet worden ist, nehmen die Brennstoffkosten der im Verschiebedienst tätigen Lokomotiven ein. Nach dem Geschäftsbericht der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft über das Geschäftsjahr 1926 entfielen auf 220 Mill. Güterzugkilometer (Haupt- und Nebenbahnen) 191 Mill. km im Verschiebedienst, auf ein Streckenkilometer also 0,87 km Weg für Verschiebewegungen auf Bahnhöfen.

Im Personenverkehr sind die Zahlen selbstverständlich

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXV. Band.

Die übrige Ausrüstung der Maffei-Lokomotiven — elektrische Beleuchtung mit großen Koplaternen, Schüttelrost, Schmierung, Rußausbläser usw. — entspricht im wesentlichen derjenigen bei den übrigen Lokomotiven.

Als letzte der südafrikanischen Garratt-Lokomotiven sei schließlich noch die 1C1+1C1 Lokomotive der Firma Krupp in Essen erwähnt. (Textabb. 5). Mit einem durchschnittlichen Treibachsdruk von nur 10,5 t ist sie die leichteste der fünf Kapsur-Garratt-Lokomotiven. Die Vorratsbehälter sind bei ihr, wie bei den Hanomag-Lokomotiven unmittelbar auf die Drehgestelle aufgesetzt, so daß die Brücke nur Kessel und Führerhaus trägt. Die hinterste der gekuppelten Achsen ist Treibachse. Sämtliche Kuppelachsen sind fest; die gegen das Lokomotivende zu liegenden Laufachsen sind als Bissel-

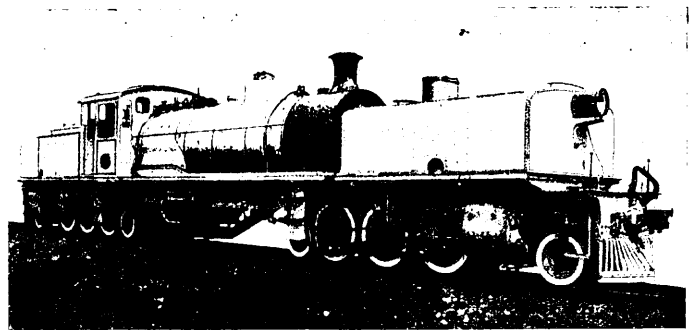


Abb. 5. 1C1+1C1-h4 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen. Gebaut von Krupp, Essen.

achsen ausgebildet, die inneren haben beiderseits eine Seitenverschiebung von 27 mm. Sämtliche Laufachsen haben Rückstellvorrichtungen; je eine weitere Rückstellvorrichtung ist zwischen den Drehgestellen und dem Hauptrahmen vorgesehen. Im übrigen weist die Lokomotive gegenüber den anderen Typen keine Besonderheiten auf.

Sämtliche Lokomotiven sind erst in den letzten Monaten zur Ablieferung gekommen. Betriebsergebnisse von ihnen liegen daher noch nicht vor. Man wird diese mit einem gewissen Interesse erwarten dürfen, nachdem die Garratt-Lokomotive neuerdings nicht mehr nur vereinzelt gebaut wird, sondern bei verschiedenen Bahnen sogar schon die Regelform für schwere Lokomotiv-Einheiten zu werden scheint. Ein besonderes Interesse wird vor allem auch das Verhalten der vielen beweglichen Rohrverbindungen im längeren Betrieb beanspruchen, die vielleicht den schwächsten Punkt der Garrattschen Bauart vorstellen.

R. Dannecker.

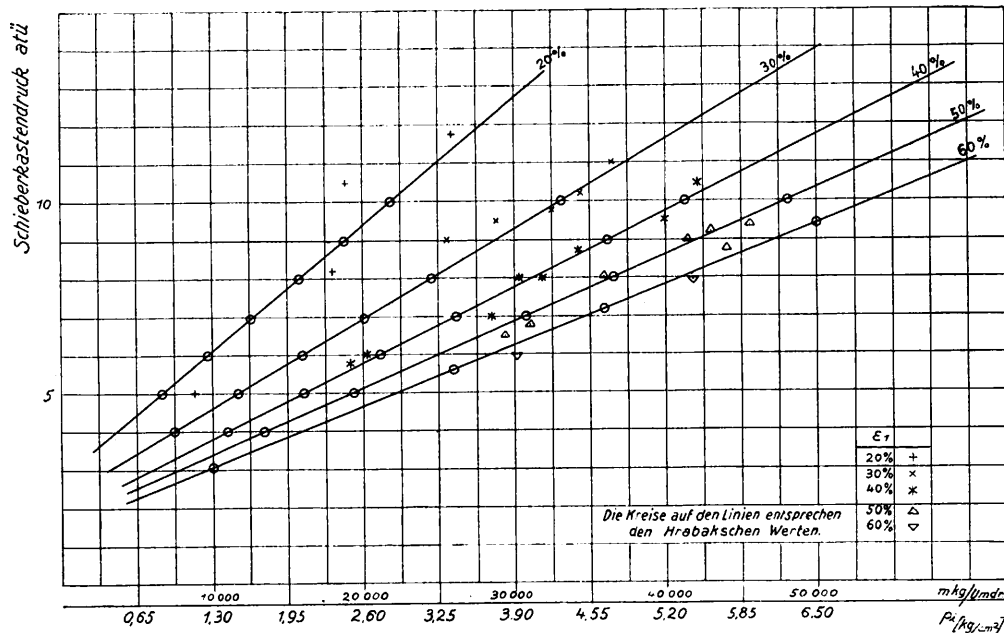
wesentlich günstiger. Immerhin entfällt auch hier noch auf jedes Streckenkilometer ein Betrag von 0,12 Verschiebedienstlokomotivkilometer (346 Mill. Zugkilometer, 42 Mill. Verschiebedienstkilometer). Im ganzen stehen 566 Mill. Streckenkilometern 233 Mill. Verschiebekilometer gegenüber. Bei diesen Zahlen ist eine Stunde Verschiebedienst mit 7 km bewertet.

Rechnet man den durchschnittlichen jährlichen Kohlenverbrauch einer Lokomotive im Streckendienst mit 13 kg/km, einer Verschiebelokomotive (nach Erhebungen bei den bayerischen Direktionen) mit 12,5 kg/km (also nahezu ebenso hoch), so ergeben sich rund 7,4 Mill. t Kohlen für die Zugsbeförderung und 2,9 Mill. t für Verschiebewegungen, in Geld rund 220 Mill.  $\mathcal{M}$  bzw. rund 87 Mill.  $\mathcal{M}$ .

Sowohl im Personenzug- wie im Güterzugdienst wird ein Teil des Verschiebedienstes, insbesondere auf den Unterwegs-

stationen, von den Zuglokomotiven geleistet. Im Jahre 1926 betrug dieser Anteil im ersten Dienst 0,43, im letzteren 0,30. In früheren Zeiten des Eisenbahnwesens wurde der Verschiebedienst ausschließlich mit Zuglokomotiven besorgt. Erst später entwickelte sich eine eigene Bauart — Tenderlokomotiven, lange Zeit hindurch zweiachsig von geringem Reibungsgewicht, später mit 3, 4 und 5 gekuppelten Achsen. Da ihre Zahl oft nicht ausreicht — vielfach wurden bei Neubeschaffungen in erster Linie Streckenlokomotiven beschafft — werden aber auch heute noch für den Dienst in den Rangierbahnhöfen, Streckenlokomotiven mit und ohne Tender verwendet.

Die nachfolgend wiedergegebenen Untersuchungen haben zum Zweck, an einem Beispiel festzustellen, welche Leistung in PS die Verschiebelokomotiven aufzubringen haben und welcher Wasser- und Kohlenverbrauch für die in der Dampfmaschinenteknik übliche Grundlage der PS-Std. aufzuwenden ist, um daraus Schlüsse auf die Zweckmäßigkeit der Bauart zu ziehen. Dabei ist nur die Verwendung von Lokomotiven zum Abdrücken von Wagen über Ablaufrücken in Betracht gezogen.



Beziehung zwischen Schieberkastendruck, Zylinderfüllung und Leistung.

### I. Ausführung der Versuche und Ergebnisse.

Die Versuche wurden im Rangierbahnhof Oberkotzau bei Hof i. B. an der Ablaufanlage für die Stationsharfe vorgenommen, wo im ununterbrochenen Tages- und Nachtdienst eine schwere F-Heißdampflokomotive der Gattung 94<sup>2-4</sup> (früher T 16) verwendet ist. Über den zweiten Ablaufrücken für die Richtungsgleise drücken die Zuglokomotiven selbst ihre angebrachten Züge ab. Die zum Ablaufrücken führenden zwei Gleise steigen anfangs 4‰, dann 2,5‰, hierauf 6,3‰ (1:157) und — vor dem Brechpunkt auf eine Länge von 110 m — 15,8‰ (1:63). Im ganzen beträgt die Steigung von der Weiche am Beginn des Abdrückgleises bis zum Brechpunkt 3,82 m auf 670 m Länge = 5,7‰ (1:175). Die an den Ablaufrücken anschließende Stationsharfe liegt auf einer durchschnittlich 120:1 geneigten Fläche, die Wagen laufen ihr vom Ablaufrücken auf einem 55 m langen 88:1 geneigten Anschlußstück zu. Von der Stationsharfe laufen die Wagen selbsttätig über Auslaufweichen ab. Die Zugaufstellgleise, aus denen die Verschiebelokomotive die über den Ablaufrücken zu befördernden Wagen holt, liegen auf einer 400:1 in der gleichen Richtung wie die Abdrückgleise geneigten Fläche.

Die Versuchslokomotive hatte ein Dienst- und Reibungsgewicht von rund 85 t (bei vollen Behältern zu Beginn des Versuchs). Die sonstigen Hauptmerkmale der Bauart sind: H (Verdampfung) 129,3 m<sup>2</sup>, H (Überhitzung) 45,3 m<sup>2</sup>, R=2,30 m<sup>2</sup>, p=12 at., D=1300, d=610, s=660 mm. Die Lokomotive hatte Speisewasservorwärmer und Speisepumpe, Druckluftbremse mit selbsttätiger und mit unmittelbarer Wirkung (Zusatzbremse), sie war in gutem baulichen Zustande. Auch die Manometer und das elektrische Pyrometer waren in Ordnung. Die Einteilung der Steuerungsskala war bei der letztvorhergegangenen Ausbesserung in der Hauptwerkstätte nachgeprüft worden.

Bei den Versuchen sollte bestimmt werden:

1. die Leistung der Lokomotive in PS-Std.,
2. der Wasserverbrauch,
3. der Kohlenverbrauch.

Nebenbei wurde ermittelt, wie sich der Dienst abwickelte, welche Wege die Lokomotive zurücklegte und wieviele Wagen bzw. Gewichte verarbeitet wurden. Zur Ermittlung der Leistung wurde folgender Weg eingeschlagen: Die Lokomotive wurde bei einer Belastungsprobefahrt mit einem Zug-

gewicht von rund 250 t indiziert. Für jede Füllung wurden dabei für verschiedene Schieberkastendrücke von den vier Zylinderseiten Indikatorschaulinien genommen. Die Geschwindigkeit wurde dabei, entsprechend den Verhältnissen des Verschiebedienstes möglichst niedrig gewählt (10 bis 20 km/Std.). Im übrigen wurde der Einfluß der Geschwindigkeit auf die Leistung nicht berücksichtigt; ebenso wurde zwischen Vorwärts- und Rückwärtsfahrt nicht unterschieden. Die Zahl der aufgenommenen Schaulinien war 25. Die Ablesungen des Schieberkastenmanometers waren zum Teil durch Schwankungen des Zeigers beeinflusst. Immerhin kann (von einigen fehlerhaften Ablesungen abgesehen) mit einer durchschnittlichen Genauigkeit  $\pm \frac{1}{4}$  at gerechnet werden. Es zeigte sich auch beim nachherigen Vergleich eine sehr gute Übereinstimmung mit den aus den Schaulinien ermittelten höchsten Drücken.

Die Abweichungen betragen im Gesamtdurchschnitt nur 1—2 Zehntel at.

Die Indizerversuche mit der in Oberkotzau Dienst leistenden Lokomotive fanden im Oktober 1925 und mit einer aus Hauptuntersuchung gekommenen anderen Lokomotive gleicher Gattung nochmals im Juli 1927 statt. Die Ergebnisse der ersten Indizierfahrt sind in der Textabbildung dargestellt. Die Ergebnisse des zweiten Indizierversuchs schließen sich denen des ersten gut an. In der Abbildung sind auch die Linien eingezeichnet, die sich aus den von Hrabak in den bekannten Tabellen für Naßdampfmaschinen, mit Kulissensteuerung angegebenen mittleren indizierten Drücken ergeben. Die Hrabakschen Werte entsprechen geraden Linien, die sich nahezu in einem links vom Nullpunkt der Abszissenachse liegenden Punkte vereinigen. Wie aus der Abbildung zu entnehmen ist, passen sich die bei der Indizierfahrt gewonnenen Werte den Hrabakschen Linien gut an. Allerdings ist die Versuchsmaschine eine Heißdampfmaschine, während sich die Hrabakschen Zahlen auf Naßdampf beziehen. Man sollte erwarten, daß die aus den Indikatorbildern berechneten Werte wegen des stärkeren Abfalls der Dehnungs-

linie bei überhitztem Dampf etwas niedriger sind. Die Überhitzung war jedoch infolge der geringen Geschwindigkeiten und Leistungen nicht groß: die Dampftemperatur war durchschnittlich  $225^{\circ}$  und erreichte als Höchstwert  $250^{\circ}$ . Abgesehen von den bei besonderen Fahrten aufgenommenen Schaulinien wurden zur Nachprüfung auch bei dem Arbeitsversuch selbst einige Aufnahmen gemacht. Sie konnten jedoch nicht so planmäßig und zuverlässig gemacht werden wie bei der Streckenfahrt, so daß sich eine Leistungsübersicht der Lokomotive nicht darauf aufbauen läßt. Bemerkenswert ist aber, daß die erhaltenen Leistungen durchweg größer waren. Zum Teil liegt dies wohl daran, daß die Geschwindigkeiten im Verschiebedienst insbesondere beim Abdrücken äußerst gering waren, so daß die Schaulinien völliger wurden.

Zur Ermittlung des Weges bzw. der Umdrehungen war die Lokomotive mit einem Umdrehungszähler ausgerüstet, der von der Welle des Deutageschwindigkeitsmessers angetrieben war und also unmittelbar die Treibradumdrehungen anzeigte: er zählte je nach der Fahrtrichtung vorwärts und rückwärts, was aber ohne Nachteil war. Als die Lokomotive nach Beendigung der Versuche wieder an ihrem Ausgangspunkt stand, zeigte auch der Zähler den ursprünglichen Stand. Der Gesamtweg wurde aus den Teilwegen ermittelt.

Für die Wassermessung, auf die sehr großer Wert zu legen war, wurden die Wasserbehälter der Lokomotive durch Füllung aus einem hochgestellten 500 Liter fassenden Gefäß geeicht. An beiden Lokomotivseiten waren lange Wasserstandsgläser an den Behältern mit daneben befindlicher Maßeinteilung angebracht; bei den Ablesungen vor und nach dem Versuch stand die Lokomotive am gleichen Ort. Selbstverständlich wurde der Kessel bei Beendigung der Versuche bis zur gleichen Höhe gefüllt.

Der Kohlenverbrauch (Schlesische großstückige Kohle von rund 7100 WE/kg) wurde in der Weise erhoben, daß die Kohle in Körben abgewogen mitgeführt wurde. Leere Körbe wurden bei Stillständen durch gefüllte, die an geeigneten Plätzen bereitgestellt waren, ersetzt. Es wurde selbstverständlich darauf geachtet, daß Menge und Zustand der auf dem Rost befindlichen Kohlen zu Beginn und Ende der Versuche gleich waren. Da diese Feststellung natürlich nur angenähert durchführbar ist, kommt der Kohlenverbrauchsziffer nicht die gleiche Genauigkeit zu, wie der Wasserverbrauchsziffer.

Auf der Lokomotive waren außer dem Heizer bei den Versuchen zwei Beobachter: der eine, der die Steuerung und den Regler bediente, gab Füllung und Schieberkastendruck an; der zweite vermerkte bei jeder Veränderung dieser Einstellung Stand des Umdrehungszählers und die Zeit. Ein dritter Beobachter endlich war im Bahnhof und schrieb die Tätigkeit der Lokomotive und die Belastungen auf. Alle diese Angaben wurden in eine Zusammenstellung übertragen. Die Arbeitsleistung der Lokomotive für eine Umdrehung wurde für den jeweils eingestellten Schieberkastendruck und die Füllung aus einem Schaubild entnommen. Durch Vervielfältigung mit der Zahl der Umdrehungen wurden die Teilarbeiten, durch Zusammenzahlen dieser die Gesamtarbeit ermittelt.

Der hier in seinen Einzelheiten wiedergegebene Versuch wurde im Juli 1927 angestellt und erstreckte sich auf die Dauer von 3 Stunden 36 Minuten. Die Arbeitsaufgabe der Lokomotive bestand darin, aus den 13 Aufstellgleisen die dort in größeren Gruppen — meist waren es zwei — stehenden Wagen zu holen, auf dem Ausziehgleis hinauszuziehen und über eines der beiden Abdrückgleise über den Rücken abzudrücken. Sie wiederholte diese Aufgabe in der Versuchszeit fünfmal und drückte im ganzen rund 5300 t, etwa 300 Wagen ab, also in einer Stunde rund 100 Wagen. Das ist keine außergewöhnliche Leistung für den Ablaufbetrieb. Es muß jedoch berücksichtigt werden, daß die Lokomotive nicht geschlossene

Züge fassen konnte, sondern erst Zusammenstellungsarbeit leisten mußte, daß außerdem durch den Versuch einige Stillstände herbeigeführt wurden. Der Zeitaufwand für das Abdrücken selbst hält sich mit 20 Minuten für den 1200 t-Zug im üblichen Rahmen.

Die Einstellung der Lokomotive war im Anfang des Abdrückens 10 bis 11 at bei 30 bis 40% Füllung, ebenso wenn der Zug unterwegs zum Stillstand kam: gegen Schluß des Abdrückens 5 bis 6 at bei 30%. Die Umdrehungszahl schwankte beim Abdrücken zwischen 10 und 16 in der Minute ( $2\frac{1}{2}$  bis 4 km/Std.). Im allgemeinen wurde darauf geachtet, nur mit wenigen, bestimmten Füllungen, 20, 30, 40% zu fahren und die Zwischenleistungen mit dem Regler herbeizuführen, um die Bestimmung der Leistung zu erleichtern.

Bei einem früheren Versuch wurde eine 1417 t schwere Zuglast mit 10,5 at und 50% Füllung bewältigt.

Die Überhitzung war bei größeren Leistungen  $200^{\circ}$ , und sank bei geringen Leistungen auf 180 bis  $190^{\circ}$ . Die Anzeigen des Instrumentes folgten dabei nur langsam den Einstellungen des Reglers. Es müßte erwartet werden, daß bei Verringerung des Druckes im Schieberkasten und Überhitzer sich mit der Sättigungstemperatur des Naßdampfes — auch unter Berücksichtigung der durch die Drosselung herbeigeführten Trocknung bzw. Überhitzung — auch die Heißdampftemperatur sofort ändert. Da dies nicht der Fall, muß auf Beeinflussung des Thermoelementes durch Strahlung aus den Wandungen geschlossen werden. Es kann daher nur mit einer mittleren Temperatur des Dampfes von  $190^{\circ}$  gerechnet werden. Da die mittlere Spannung während der Dampfarbeit auf etwa 8 at anzusetzen ist, der eine Sättigungstemperatur von  $174,5^{\circ}\text{C}$  entspricht, war die Überhitzung also äußerst gering. Daß die Überhitzung im Verschiebedienst nicht höhere Grade als angegeben erreicht, wurde auch durch Beobachtungen im regelmäßigen Dienst bestätigt. — Was die Feuerhaltung anlangt, so wurde mit mäßig hohem, über den ganzen Rost ausgebreitetem Feuer gefahren. Zu Beginn und Ende des Versuches war nur eine den Rost eben bedeckende Feuerschicht vorhanden.

Zum Speisen wurde nur die Speisepumpe benützt. Die Zylinderhähne brauchten nicht geöffnet zu werden; der Hilfsbläser war vier Minuten angestellt. Abblasen der Sicherheitsventile kam nur in verschwindendem Maße vor. Zum Bremsen der Lokomotive wurde die Luftdruck-Zusatzbremse benützt. Der Hauptluftbehälter wurde vor dem Versuch gefüllt und mußte nur kurz nachgefüllt werden. Für den Dampfverbrauch der Speisepumpe wurden 60 kg, für den übrigen Verbrauch und für Verluste zusammen 40 kg, im ganzen also 100 kg in Ansatz gebracht. Von den Kohlen wurde für die Stillstände kein Abzug gemacht, da dieser nur sehr gering zu bemessen gewesen wäre und die entwickelte Wärme ja im großen ganzen doch dem Kessel zugute kam.

Die gesamten Ergebnisse des Versuchs sind in der folgenden Zusammenstellung wiedergegeben.

#### Zusammenstellung der Versuchsergebnisse:

1. Zeitdauer des ganzen Versuchs. . . . .	3 Std. 36 Min.
2. Zeitdauer der Dampfarbeit . . . . .	1 Std. 46 Min.
3. Zeitdauer der Bewegung ohne Dampf . . . . .	46 Min.
4. Zeitdauer der Stillstände . . . . .	64 Min.
5. Gesamtweg . . . . .	14420 m
6. Unter Dampfarbeit zurückgelegter Weg . . . . .	10450 m
7. Ohne Dampfarbeit zurückgelegter Weg . . . . .	3970 m
8. Geleistete indizierte Dampfarbeit . . . . .	141 (169) PS-Std.
9. Durchschnittliche Leistung (für die Dampf- arbeitszeit). . . . .	82 (98) PS
10. Wasserverbrauch nach Abzug des Ver- brauchs für Speise- und Luftpumpe, usw. . . . .	3025 kg
11. Kohlenverbrauch . . . . .	500 kg

12. Dampfverbrauch für die PS <sub>i</sub> -Std. . . . .	21,5 (17,9) kg
13. Kohlenverbrauch für die PS <sub>i</sub> -Std. . . . .	3,53 (2,96) kg
14. Verdampfungsziffer . . . . .	6,25 kg
15. Zurückgelegter Weg in 1 Stunde Verschiebedienst (einschl. der Stillstandszeiten) . . . . .	4,0 km
16. Kohlenverbrauch für 1 Wegkilometer . . . . .	35 kg
17. Kohlenverbrauch für 1 Stunde Verschiebedienst . . . . .	139 kg
18. Brutto-tkm . . . . .	5389
19. Netto-tkm . . . . .	4272
20. Kohlenverbrauch für 1 Brutto-tkm . . . . .	0,093 kg
21. Kohlenverbrauch für 1 Netto-tkm . . . . .	0,117 kg
22. Durchschnittliche Geschwindigkeit während der Dampfarbeitszeit . . . . .	6,0 km/Std.
23. Durchschnittliche Geschwindigkeit bei Bewegung überhaupt . . . . .	5,75 km/Std.

Die gesamte Arbeit berechnete sich zu 141 PS<sub>i</sub>-Std., die durchschnittliche Leistung zu 82 PS<sub>i</sub>, der Wasserverbrauch wurde zu 3125 l, der Kohlenverbrauch zu 500 kg festgestellt. Daraus ergeben sich Verbräuche von 21,5 kg Wasser und 3,5 kg Kohlen für die PS<sub>i</sub>-Std., also sehr hohe Werte. Auf die Stunde Verschiebedienst berechnet, ergeben sich 139 kg Kohlen, was mit dem im regelmäßigen Dienst beobachteten Verbrauch von 160 kg gut übereinstimmt.

Erhoben wurde auch noch die Zahl der Brutto- und Netto-tkm, um einen Vergleich mit den für Streckenlokomotiven geltenden Zahlen zu ermöglichen. Der Kohlenverbrauch für 1 Brutto-tkm errechnet sich zu 0,093 kg. Dräger fand bei den Versuchen mit einer 1 C-Lokomotive Gattung 74<sup>4-13</sup>, (T 12 alt\*) einen Wert von 0,113 kg.

Es besteht also gute Übereinstimmung. Im Gesamtdurchschnitt für alle Dampflokomotiven rechnet man bekanntlich mit 0,038 bis 0,036, so daß auch hieraus die unwirtschaftliche Arbeit der Verschiebelokomotiven zutage tritt.

Die Lokomotive leistete im Durchschnitt 82 PS, die größte entwickelte indizierte Druckkraft war rund 13000 kg, die höchste Leistung, die aber nur eintrat, wenn beim Abdrücken der Wagenzug einmal in etwas raschere Bewegung kam, also eigentlich unbeabsichtigt war, ist mit etwa 350 PS anzusetzen.

Wie schon oben bemerkt, ist aus den während des Verschiebeversuchs selbst aufgenommenen Schaulinien zu schließen, daß die Leistung höher war. Nimmt man einen Mehrwert von 20% als wahrscheinlich an, so gehen die Zahlen über in 169 PS-Std., 98 PS, 18 kg/PS<sub>i</sub>-Std. Dampf und 3,0 kg/PS<sub>i</sub>-Std. Kohlen.

Es muß hier bemerkt werden, daß diese Verbrauchswerte wohl die untere Grenze für die im Verschiebedienst gegebenen Verhältnisse darstellen und im allgemeinen der Wasser- und Kohlenverbrauch — vielleicht sogar wesentlich — darüber liegt. Die außer dem oben näher beschriebenen Versuch angestellten Versuche, die allerdings teils wegen ungenügender Beschäftigung der Lokomotiven, teils wegen sonstiger Mängel nicht näher angeführt sind, lassen dies als wahrscheinlich erscheinen.

Die Hilfsmittel, mit denen die Versuche angestellt wurden, waren recht einfache. Zu einer vollständigen und scharfen Erfassung der Verhältnisse wäre entweder ein Versuchswagen mit für Zug und Druck eingerichtetem Dynamometer oder ein Böttcherscher Leistungszähler notwendig gewesen, so daß fortlaufend und unmittelbar die Leistung der Lokomotive hätte ermittelt werden können. Sind die Untersuchungen sonach auch nur als erster Versuch zur Aufhellung der Verhältnisse zu werten und dementsprechend die Ergebnisse mit Vorbehalt aufzunehmen, so dürften doch die nachstehend gezogenen Folgerungen eine Stütze in ihnen finden.

\*) Zeitschrift „Elektrische Bahnen“, Mai 1926, S. 178.

## II. Erörterung der Versuchsergebnisse.

Im nachfolgenden soll versucht werden, eine Erklärung für den hohen Stoffverbrauch der Lokomotiven im Verschiebedienst zu geben und den Verbrauch in seine einzelnen Bestandteile zu zerlegen. Diese sind bekanntlich der theoretische, aus dem Indikatorschaubild ersichtliche Verbrauch Ci', der durch den Wärmeaustausch mit der Wand entstehende Niederschlags- (Abkühlungs) Verlust Ci'' und der Dampfklärungsverlust Ci'''.

Es zeigt sich, daß schon der theoretische Verbrauch sehr hoch ist. Denn wenn auch wegen der beim Abdrücken notwendigen hohen Druckkräfte die Kesselspannung von 12 at hier einigermaßen ausgenützt werden konnte, so mußte doch bei den zahlreichen Leerfahrten und dem Verstellen kleiner Wagengruppen und einzelner Wagen mit sehr starker Drosselung auf 3 bis 4 at bei 20 bis 30% Füllung gefahren werden. Nach den Hrabakschen Tabellen ergeben sich im ersteren Fall noch 9 bis 11 kg, im letzteren aber 13 bis 14 kg theoretischer Dampfverbrauch Ci' für Auspuffmaschinen mit Kulissensteuerung und Naßdampfbetrieb. Bei Heißdampf wäre der Wasserverbrauch wesentlich günstiger, bis zu 25%, wie aber oben angegeben, fehlte die entsprechende Überhitzung. (Für den Kohlenverbrauch ist die Einsparung bekanntlich geringer!) Dabei ist die Verschiebelokomotive gegenüber der Streckenlokomotive noch insofern im Nachteil, als die abzugebende Zug- bzw. Druckleistung der Dampfmaschine den jeweiligen Anforderungen meist unmittelbar entsprechen muß, während auf der Strecke von der ausgleichenden Wirkung der lebendigen Kraft Gebrauch gemacht, die Lokomotive daher mit wirtschaftlich vorteilhafter Einstellung von Druck und Füllung gefahren werden kann. Auch das häufige Anfahren der Verschiebelokomotive, sowie (beim Abstoßen) das Fahren mit unwirtschaftlich großen Füllungen (vielfach mit ausgelegter Steuerung!) führt bekannterweise zu übermäßigem Dampfverbrauch. Unter normalen Verhältnissen sollte ja eine Auspuffdampfmaschine bei 12 at Kesseldruck mit 11 bis 11,5 at Einströmungsdruck und etwa 30% Füllung betrieben werden.

Zu dem theoretischen Dampfverbrauch kommt der Abkühlungsverlust Ci''.

Überhitzung läßt den Abkühlungsverlust auf ein sehr geringes Maß herabdrücken. Es müßten aber hierzu wie üblich, Dampftemperaturen von 300 bis 350° angewendet werden. In diesem Falle tritt durch den Einfluß der Zylinderwandungen eine Temperaturabnahme des Dampfes von 60 bis 80° während der Füllung ein.

Bei den geringen im Verschiebedienst beobachteten Überhitzungen und dem Umstande, daß der Dampf Wasser in den Überhitzer mitreißt, das möglicherweise bis in die Zylinder gelangt und den Wärmeaustausch erhöht, muß angenommen werden, daß sich die Abkühlungsverluste nicht viel günstiger als bei einer Naßdampfmaschine verhalten.

Der Bestimmung dieser Verluste nach den hierfür bestehenden Anhaltspunkten haftet eine große Unsicherheit an, da die Verhältnisse bei den Verschiebelokomotiven durch die abnorm niedrige Umdrehungszahl erheblich von den üblichen abweichen. Immerhin soll wegen der allgemeinen Gesichtspunkte ermittelt werden, zu welchen Werten diese Unterlagen bei einer Naßdampfmaschine führen.

Hrabak gibt für solche Maschinen den Niederschlagsverlust zu  $Ci'' = \frac{K}{\sqrt{c}}$  kg/PS<sub>i</sub> an, worin der Festwert K für

Maschinen mit Kulissensteuerung und bei einem Verhältnis des Kolbenhubes zum Zylinderdurchmesser von 660:610 = rund 1,08 den Wert 5,9 bis 5,5 hat und c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sec bedeutet. Es ergibt sich damit

für die bei dem Versuch in Oberkotzau unter Dampf im Durchschnitt aufgetretene Geschwindigkeit von 6 km/Std.:

$$C_i'' = \frac{5,9}{\sqrt{0,54}} \sim \frac{5,5}{\sqrt{0,54}} = 8,1 \text{ bis } 7,5 \text{ kg/PS}_i\text{-Std.}$$

Nach den neueren Erfahrungen, wie sie von Doerfel in der 25. Aufl. der „Hütte“\*) zusammengefaßt sind, ist die stündlich im ganzen sich niederschlagende Dampfmenge mit etwa 0,05 kg für 1 cm<sup>2</sup> der Fläche des schädlichen Raumes oder 0,4 kg für 1 cm<sup>2</sup> Kolbenfläche (bei einem achtfachen Verhältnis zwischen Fläche des schädlichen Raumes und Kolbenfläche), anzusetzen, also unabhängig von der Kolbengeschwindigkeit und von der Leistung. Das ist von großer Bedeutung. Denn wenn die Kolbengeschwindigkeit (Umdrehungszahl) bei gleicher Indikator-diagrammfläche auf das Doppelte oder Dreifache wächst, sinkt der auf die Leistungseinheit bezogene Niederschlags- oder bei überhitztem Dampf — Abkühlungsverlust auf die Hälfte bzw. ein Drittel und es kommt damit der außerordentliche Nachteil zu langsam laufender Maschinen zum Ausdruck. Nur vom Einströmungsdruck ist die stündliche Niederschlagsmenge abhängig. Die Zahl 0,4 kg entspricht nach den angeführten Angaben einem mittleren Einströmungsdruck von 8 at, wie er bei dem Versuch in Oberkotzau tatsächlich vorhanden war (mittlerer Wurzelwert). — Besondere Bedeutung kommt der Größe der abkühlenden Fläche zu; dabei ist aber nur die Fläche des schädlichen Raumes von praktischer Bedeutung und auch diese nur soweit sie im Bereich des strömenden Dampfes liegt. Eine Nachprüfung an Hand der Zeichnung läßt das oben zugrunde gelegte Verhältnis acht als ungefähr zutreffend erscheinen.

Der Zahlenwert des Verlustes ergibt sich hiermit bei einer Kolbenfläche von 2900 cm<sup>2</sup> zu 2900 · 0,4 = 1160 kg für eine und 2320 kg für beide Dampfmaschinen der Lokomotive; für 1 PS-Std. würde der Verlust sich zu 14 bis 16 kg ergeben. Das ist doppelt soviel als die Hrabaksche Formel ergibt. Diese gilt aber nur für Dampfmaschinen mit einer den üblichen Abmessungen entsprechenden Leistung.

Wie schon erwähnt würde der Abkühlungsverlust bei genügender Überhitzung auf ein sehr geringes Maß zurückgeführt werden. Doch ist auch bei Heißdampf noch eine starke Abhängigkeit des Wärmeaustausches mit der Wand von der Umdrehungszahl vorhanden, wie aus den Ausführungen von Loewenberg in der Z. V. D. I. 1927, S. 15 hervorgeht.

Was die Undichtigkeitsverluste C<sub>i</sub>''' an Kolben und Schiebern anlangt, so sind sie je nach dem Unterhaltungszustand großen Schwankungen unterworfen: bei gutem Unterhaltungszustand treten sie sehr zurück. Nach den Angaben Doerfels könnte man den Wert 0,5 kg/PS-Std., der mäßigen Undichtigkeiten entspricht, annehmen. Die Angabe von 0,5 kg/PS-Std. bezieht sich auf normale Verhältnisse, d. h. auf eine Leistung von mindestens 450 PS und den entsprechenden Nutzdampfverbrauch. Es ist jedoch zu berücksichtigen, daß für den Undichtigkeitsverlust wohl noch mehr als für den Abkühlungsverlust bei gegebenen Abmessungen die reine Abhängigkeit von der Zeit gilt, d. h. daß in einer Stunde bei einem bestimmten Druckunterschied auf den beiden Seiten von Schieber und Kolben stets die gleiche Dampfmenge verloren geht, gleichviel wie rasch die Maschine läuft und welche Arbeit sie leistet. Die von Bantlin besprochenen Versuche\*\*) machen dies wahrscheinlich.

In diesem Falle würde sich, wenn statt 2 × 450 PS nur 100 PS von beiden Dampfmaschinen geleistet werden, für die PS-Std. ein Undichtigkeitsverlust von C<sub>i</sub>''' = 4,5 kg/PS<sub>i</sub>-Std. ergeben. Es wären also auch aus diesem Grunde langsam laufende Maschinen erheblich im Nachteil gegen rasch laufende.

\*) Bd. II, S. 403.

\*\*) Z. V. D. I. 1899.

Wie die Dampfmaschinenverhältnisse so sollen auch die Kesselverhältnisse einer Erörterung unterzogen werden. Die Verdampfungsziffer betrug beim vorliegenden Versuch 6,25, wäre also, da nur ganz schwach überhitzter Dampf erzeugt wurde, nicht sehr günstig. Bei anderen Versuchen im Verschiebedienst wurden jedoch höhere Werte gefunden 8,8 und 8,2, so daß im Durchschnitt wohl eine angemessene Ziffer sich ergibt. Die verhältnismäßig großen Abweichungen liegen wie schon erwähnt, in der geringen Zeitdauer der Versuche und der Unsicherheit, Anfangs- und Endzustand des Feuers gleich zu stellen.

Was aber als auffallend bezeichnet werden muß, ist, daß der Kessel fast keine Überhitzung lieferte. Es soll daher im folgenden rechnerisch nachgeprüft werden, wie die Verhältnisse der Wärmeübertragung liegen.

Die Beanspruchung des Kessels bei der für den Verschiebedienst erforderlichen Leistung ist sehr gering. Auf 1 m<sup>2</sup> Rostfläche verbrannten in der Stunde (reiner Dampfzeit) nur 130 kg Kohlen, während 400 kg eine gewöhnliche Beanspruchung darstellen. Als Folge dieser geringen Rostbeanspruchung ergibt sich zunächst eine sehr niedrige Verbrennungstemperatur. Nach der von Brückmann\*) angegebenen Erfahrungsformel  $T = 975^{\circ} + B$  (kg/m<sup>2</sup>-Std.) ist sie zu rund 1100<sup>o</sup> anzunehmen gegen 14 bis 1500<sup>o</sup> gewöhnlich. Verursacht ist diese niedrige Temperatur einerseits durch die niedrige Feuerschicht und den zu großen Luftüberschuß, andererseits durch die Strahlung, wie sich weiter unten noch ergibt.

Das stündlich erzeugte Heizgasgewicht ist bei 285 kg verbrannter Kohle, da 1 kg schlesische Kohle mit der 1,6fachen theoretischen Luftmenge 17,36 kg liefert,  $G = 4950$  kg mit  $Q = 1820000$  WE.

Davon geht nun ein außerordentlich großer Teil schon in der Feuerbüchse an das Kesselwasser über. Die Heizfläche derselben ist bei der Versuchslokomotive 12 m<sup>2</sup>. Die Wärmeübergangszahl für Übergang durch Leitung ist  $k_1 = 2 + 2 \sqrt{B} = 24,8$  und für Strahlung  $k_s = 1,635 \frac{R}{F_f} \left[ \left( \frac{T_0 + 273}{100} \right)^2 - 10 \right] = 54$  (nach der von Rosetti angegebenen Beziehung). Für die Strahlung ist als höhere Temperatur die Verbrennungstemperatur, für die Leitung aber, da sich die Heizgase ja bis zum Eintritt in die Rohre auf T<sub>1</sub> abkühlen, die mittlere Temperatur 1/2 (T<sub>0</sub> + T<sub>1</sub>) zugrunde zu legen. Mithin berechnet sich die von der Feuerbüchse aufgenommene Wärme, bzw. die Abkühlung der Heizgase aus:

$$Q_f = F_f \left[ k_1 \left( \frac{T_0 + T_1}{2} - t \right) + k_s (T_0 - t) \right] = G \cdot c_p (T_0 - T_1)$$

$$12 \left[ 24,8 \left( \frac{1100 + T_1}{2} - 200 \right) + 54 (1100 - 200) \right] =$$

$$= 4950 \cdot 0,25 (1100 - T_1)$$

$$\text{zu } T_1 = 495^{\circ} \cong 500^{\circ}$$

$$Q_f = 760000 \text{ WE.}$$

Es geht also mehr als 4/10 der erzeugten Wärme schon in der Feuerbüchse an das Kesselinnere über. davon 3/4 durch Strahlung, und erniedrigt die Heizgastemperatur bis zum Eintritt in die Rohre auf den außerordentlich niedrigen Betrag von 500<sup>o</sup>, während gewöhnlich die Temperatur noch 900<sup>o</sup> beträgt. Mit dieser niedrigen Eintrittstemperatur kann eine nennenswerte Überhitzung natürlich nicht erzeugt werden.

Als Hauptmangel des Kessels ist also das Versagen hinsichtlich der Überhitzung anzusehen, ein Umstand der dann im Zusammenhang mit der geringen Umdrehungszahl der Maschine die hohen Niederschlagsverluste herbeiführt. An

\*) Die folgenden Berechnungen stützen sich auf die Ausführungen von Brückmann in dem Werk: Das Eisenbahnmaschinenwesen der Gegenwart, I. Abschnitt, 1. Teil, 2. Auflage, die Lokomotiven, S. 640 bis 679.

sich ist der Wirkungsgrad des Kessels nicht ungünstig, denn bei der großen Heizfläche in den Rohren wird den Heizgasen noch so viel Wärme entzogen, daß die Temperatur der Abgase sogar niedriger als gewöhnlich ist; sie würde sich rechnerisch zu 275° ergeben. Nicht günstig für die Verbrennung sind aber wohl die kurzen scharfen Schläge bei der Feueranfischung, die sich aus den hohen Füllungen und geringen Umdrehungszahlen ergeben.

Es erhebt sich nun die Frage, welche Schlußfolgerungen aus den obigen Darlegungen zu ziehen sind.

Der Mangel an Überhitzung ist nach obigem darauf zurückzuführen, daß der Kessel der verwendeten Lokomotive zu groß und die Beanspruchung daher zu niedrig ist. Die aus der niedrigen Brennstoffschicht entwickelte Wärme geht infolge der zu großen Flächen der Feuerbüchse großenteils schon dort an den Kessel über und die Gase kommen mit unzureichender Temperatur an den Überhitzer. Die ungenügende Überhitzung die man bei Verschiebelokomotiven beobachtete, führt manchenorts zu der Meinung, bei Verschiebelokomotiven überhaupt auf den Einbau eines Überhitzers verzichten zu sollen, weil er doch wirkungslos sei, andererseits zu dem Versuch, durch Vergrößerung der Zahl der Überhitzerelemente — Einbau in sämtliche vom Feuer durchzogenen Rohre (Kleinrohrüberhitzer) — die Überhitzungswirkung zu verbessern. Die Versuche der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft mit Kleinrohrüberhitzern im Verschiebedienst haben indes kein befriedigendes Ergebnis gehabt. — Man kommt nach den vorangegangenen Ausführungen zu dem Schlusse, daß sowohl Kessel wie Dampfmaschine für die im Verschiebedienst vorkommenden Leistungen im allgemeinen zu groß bemessen sind und die vorkommenden Leistungen beim Entwurf von Dampflokomotiven nach der PS-Zahl überschätzt werden. Bis zu einem gewissen Grade könnte wohl, da der Verschiebedienst einen intermittierenden Betrieb darstellt, eine Überbeanspruchung unter Heranziehung der Kesselreserven und des Hilfsbläasers in Rechnung gestellt werden. — Allerdings sind die Dienstverhältnisse der Verschiebelokomotive recht verschiedenartig. Eine Lokomotive, die z. B. von einem Hafen auf starker Steigung schwere Zugteile zu befördern hat, hat dieselben Leistungen wie Streckenlokomotiven aufzubringen. Im Stoßbetrieb, der wohl besonders unwirtschaftlich ist, weil größtenteils mit ausgelegter Steuerung gefahren wird, werden wegen des hohen damit verbundenen Dampfverbrauchs starke Anforderungen an den Kessel gestellt. Doch geht diese Form des Wagenverstellens ja immer mehr zurück. Im großen und ganzen, insbesondere beim Abdrücken, sind die Anforderungen an Kessel und Maschine gering, nur hinsichtlich der Zugkraft werden hohe Anforderungen gestellt. Hier kommen 12 bis 13000 kg vor, die bei ungünstiger Schienenbeschaffenheit hohe Reibungsgewichte der Lokomotiven erfordern. Wenn der Abdruckhöhe höher, die Rampe länger oder steiler, das abzudrückende Zuggewicht größer ist als in Oberkotzau (1500 Züge!) so wird die erforderliche Zugkraft wohl auf 15000 kg steigen können und ein Reibungsgewicht von 75 t, wie es die T 16 hat, schon notwendig machen. Auch wegen des häufigen Anfahrens bzw. der Beschleunigung beim Stoßen ist hohes Reibungsgewicht notwendig.

Um die unnatürlich niedrigen Umdrehungszahlen zu vermeiden, erscheint der Gedanke naheliegend, den unmittelbaren Antrieb zu verlassen und eine Zahnradübersetzung einzuschalten. Die Dampfmaschine würde dadurch wie auch wegen der kleineren Höchstleistung wesentlich kleiner und könnte innenliegend unter dem Kessel angeordnet werden. Die Oberfläche des schädlichen Raumes würde damit auf  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{6}$  der üblichen vermindert und damit auch der Abkühlungsverlust. Diese Anordnung ist nicht so ungewöhnlich, wenn man

die Ausführungen des Antriebes bei Zahnradlokomotiven, bei den in Amerika immer mehr in Aufnahme kommenden Hilfs- („Booster“-)Antrieben, ganz abzusehen von den Antrieben bei elektrischem Betrieb und durch Verbrennungskraftmaschinen betrachtet\*). Werden zwei Übersetzungsstufen angewendet, so würde eine Einrichtung genügen, die das Umschalten bei stillstehenden Lokomotiven gestattet.

Die vorwürfigen Untersuchungen bezogen sich zwar auf eine eigentlich als Streckenlokomotive gebaute Lokomotive, sie haben aber wohl deshalb allgemeinere Bedeutung, weil Lokomotiven dieser Bauart vielfach ebenso wie Güterzugstreckenlokomotiven mit Schlepptender zum schweren Verschiebedienst insbesondere an Abdruckrücken verwendet werden. Auch die Entwurfsreihe der Einheitslokomotiven sieht eine E-Lokomotive, die in ihren Abmessungen sich an die ehemalige Gattung T 16 anschließt, für Verschiebe- und Streckendienst vor. Es erscheint nach vorstehenden Ausführungen fraglich, ob beiden Bedürfnissen durch eine Lokomotivgattung wirtschaftlich genügt werden kann.

Daß bei dem Vergleichsversuch zwischen einer Akkumulator-Verschiebelokomotive und einer Dampflokomotive auf dem Verschiebebahnhof Grunewald im Jahre 1925\*\*) die Dampflokomotive so schlecht abschneidet, ist zweifellos darauf zurückzuführen, daß die Akkumulatorlokomotive für diesen Dienst und die verlangte Leistung besonders gebaut war, während dies bei der Dampflokomotive (ehemalige Gattung T 12) nicht der Fall war. Die Höchstleistung der letzteren ist etwa 900 PS, ihre höchste Geschwindigkeit 80 km/Std., während die Beanspruchung im Mittel nur etwa 50 PS erreichte, die Geschwindigkeit nur 10 km/Std. betrug. Im übrigen geht auch aus diesen Versuchen — obwohl zu berücksichtigen ist, daß sie auf einem Bahnhof mit geringen betrieblichen Ansprüchen angestellt wurden — hervor, daß die Anforderungen meist überschätzt werden und daß nicht mit Dauerhöchstleistungen, sondern mit nur kurzzeitigen Höchstbeanspruchungen zu rechnen ist.

Die elektrischen Verschiebelokomotiven mit Oberleitung, die in Österreich und in der Schweiz verwendet sind und von denen seit kurzer Zeit auch im Verschiebebahnhof München-Laim mehrere im Abdruckbetrieb arbeiten (Bauart 1 C und 1 BB 1), können baulich und betrieblich den Anforderungen sicher gut angepaßt werden und sind auch in den Abmessungen und Leistungen den Beschränkungen einer Akkumulator-Lokomotive nicht unterworfen. Nur spielt hier die Kostenfrage eine bedeutende Rolle, da ja u. U. sämtliche Gleise eines großen Verschiebebahnhofs mit Oberleitungen überspannt werden müssen.

Man könnte erwarten, daß die Verwendung von Diesellokomotiven gerade im Verschiebedienst mit seinen zahlreichen Unterbrechungen sich wirtschaftlich vorteilhaft stellt, und tatsächlich sind ja mehrfache Versuche, auch bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, im Gange. Für die Anforderungen eines größeren Verschiebebahnhofs käme allerdings nur die von den Linke-Hofmann-Werken gebaute 400 PS-Lokomotive in Betracht. Die praktischen Erfahrungen haben aber, wenigstens für den regelmäßigen Bahnhofverschiebedienst noch zu keinen befriedigenden Ergebnissen geführt; insbesondere ist es das Übersetzungsgetriebe, das noch immer Schwierigkeiten bereitet.

\*) Herr Prof. Lotter macht darauf aufmerksam, daß eine Lokomotive mit indirektem Antrieb, allerdings unter Zuhilfenahme von Reibrollen, für geringe Geschwindigkeiten auf Sekundärbahnen schon einmal ausgeführt wurde (Lokomotive von Grund, Organ 1874, S. 52), und daß auch von der Lokomotivfabrik Krauß & Co. in München s. Z. für die bayrischen Staatseisenbahnen Entwürfe für Nebenbahnlokomotiven mit Zahnradübersetzung ausgearbeitet wurden.

\*\*) Zeitschrift „Elektrische Bahnen“, Mai 1926, S. 172.

Darauf hingewiesen sei hier noch, daß bei der Anlage reiner Gefällsbahnhöfe sich die Verwendung von Drucklokomotiven ganz vermeiden läßt, was an sich gewiß vorteilhaft ist. Vollkommen geschenkt sind aber natürlich die Kosten der Bewegungskraft nicht. Denn zur Herstellung des Höhenunterschiedes müssen sämtliche Güterzüge durch Steigungsrampen gehoben werden. Der Höhenunterschied zwischen Ausfahrbahnhof und Einfahrbahnhof beträgt z. B. in Nürnberg Rgbf. rund 7 m. Da täglich durchschnittlich 4500 Wagen auf diese Höhe gehoben werden, ist dafür ein Kohlenverbrauch von etwa 3 t zu veranschlagen.

So wäre wohl doch zu untersuchen, ob nicht die Dampflokomotive im Wettbewerb mit den anderen Be-

triebsmitteln den besonderen Anforderungen des Verschiebedienstes insbesondere der Form des Abdruckbetriebes besser angepaßt werden kann. Vielleicht ist es durch die Kohlenstaubbeförderung, die jetzt auf den Plan tritt, möglich, einen Kessel zu schaffen, der den Anforderungen des Verschiebedienstes vollkommener entspricht als die jetzige Form. Das Abdrücken hat ja seit etwa der Jahrhundertwende einen immer größeren Umfang angenommen und heute arbeiten alle großen Verschiebeanlagen auf diese Weise. — Es konnte nicht Aufgabe dieses Aufsatzes sein, das angeschnittene Problem zu lösen, der Zweck ist vielmehr der, das Augenmerk darauf zu richten und einige Unterlagen dafür beizubringen.

### Widerstand und Trägheit der diesel-elektrischen Lokomotive.

Von Prof. Dr. Ing. E. h. G. Lomonosoff, Kieff.

(Aus dem Russischen übersetzt von Dr. Ing. E. Mrongovius, Berlin.)

Zur Lösung von Betriebsaufgaben ist nicht nur die Kenntnis der Zugkraft und Leistung, sondern auch des Widerstandes und des Trägheitskoeffizienten erforderlich.

Dies folgt unmittelbar aus der Zugbewegungsgleichung

$$\left( \frac{1 + \gamma'}{g} G_L + \frac{1 + \gamma''}{g} G_W \right) \frac{dV}{dt} = Z - W \dots A)$$

In dieser Gleichung ist  $G_L$  das Gesamtgewicht der Lokomotive mit Tender,  $G_W$  der Wagen.  $g=9,81 \text{ m/sec}^2$  die Fallbeschleunigung,  $V$  die Zuggeschwindigkeit km/h.  $t$  die Zeit in h.  $Z$  die Zugkraft am Umfang der Treibräder.  $W$  der Widerstand des Zuges als eines Systems von Fahrzeugen,  $\gamma'$  der „Trägheitskoeffizient“ der Lokomotive,  $\gamma''$  der der Wagen. Diese Koeffizienten werden zur Berücksichtigung der Trägheitswirkung der die sich drehenden Massen eingeführt. Die kinetische Energie des Zuges (lebendige Kraft) ist daher

$$\frac{MV^2}{2} + \sum \frac{J\omega^2}{2} = (1 + \gamma) \frac{MV^2}{2}$$

wobei

$$M = \frac{G_L + G_W}{g}$$

die Masse des Zuges,  $W$  die Winkelgeschwindigkeit der sich drehenden Teile und  $J$  deren polare Trägheitsmomente sind. Der Trägheitskoeffizient des ganzen Zuges ist

$$\gamma = \frac{\sum J\omega^2}{MV^2} \dots 1)$$

Wird die Summierung nur für die Wagen vorgenommen und ihre Masse eingesetzt so erhält man  $\gamma''$ ; für die Lokomotive ergibt sich  $\gamma'$ .

Ferner ist der Widerstand des Zuges

$$W = G_L (w'_0 + i) + G_W (w''_0 + i) \dots B)$$

wobei  $w''_0$  der spezifische Widerstand der Wagen in einer geraden ebenen Strecke ist,  $i$  der Widerstand der Wagen infolge einer Steigung und Kurve,  $w'_0$  der Widerstand der Lokomotive als Fahrzeug. Setzt man in der Gleichung A) an Stelle der Zugkraft am Umfang der Treibräder die indizierte Zugkraft ein, so muß statt  $w'_0$  der gesamte Lokomotivwiderstand ( $w'_0 + w_m$ ) eingesetzt werden, wo  $w_m$  der Lokomotivwiderstand als Maschine ist. Die Gleichung A) erhält dann die folgende Form:

$$\left( \frac{1 + \gamma'}{127} G_L + \frac{1 + \gamma''}{127} G_W \right) \frac{dV}{dt} = Z - G_L \cdot w'_0 - G_W \cdot w''_0 - (G_L + G_W) i \dots 2)$$

Diese Gleichung zeigt, daß zur rechnerischen Feststellung der Bewegungsgesetze eines Zuges vom Gewicht  $G_W$  außer der Lokomotivzugkraft  $Z$  noch die Werte  $w'_0$  und  $\gamma'_0$  bekannt sein müssen.

Der Lokomotivwiderstand ist eingehend erforscht worden. Jedoch entstanden beim Entwerfen der ersten russischen

Diesellokomotiven große Bedenken hinsichtlich der Schätzung ihres Wertes  $w'_0$ . Die Bestimmung dieses Wertes durch den Versuch war daher von großem Interesse. Von noch größerem Interesse ist aber die Feststellung des Wertes  $\gamma'$  und zwar aus folgendem Grunde. Bei Dampflokomotiven drehen sich nur die Achsen mit den Schubstangen, Gegengewichten und Kuppelstangen, mit der gemeinsamen Winkelgeschwindigkeit  $\omega = \frac{V}{R}$  wo  $R$  der Halbmesser der Treibräder ist. Daraus folgt für Dampflokomotiven

$$\gamma' = \frac{g}{G_L} \sum \frac{J}{R^2} \dots 3)$$

Berechnungen nach dieser Gleichung ergeben für alle jetzigen Dampflokomotiven  $\gamma'$  sehr nahe zu 5 v. H. Bei Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung drehen sich mit den Achsen auch die Anker der Elektromotoren, bei der Dieseltreibellokomotive die Übersetzungszahnräder und der Dieselmotor selbst. Für Diesellokomotiven muß daher  $\gamma'$  wesentlich größer sein. Tatsächlich zeigten auch die ersten Fahrten mit der diesel-elektrischen Lokomotive Nr. 001\*), daß sie bei gleichen Zugkraftswerten langsamere Zu- und Abnahme der Geschwindigkeit aufweist als die gleichwertige russische E-Heißdampflokomotive, d. h. daß ihre Trägheit größer ist.

Aus diesem Grunde wurden besondere Versuche zur Feststellung von  $\gamma'$  und  $w'_0$  für die diesel-elektrische Lokomotive Nr. 001 durchgeführt indem man die Lokomotive in einem Gefälle ablaufen ließ.

Dieses Verfahren wurde erstmals von Prof. Frank\*\*) im Jahre 1879 angewandt. Mit großem Erfolg wurde es dann angewandt von Desdouits\*\*\*), Leitzmann†), Sanzin††) und dem Verfasser gemeinsam mit Lebedeff†††). Die Bewegungsgleichung des abrollenden Fahrzeuges ist

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{1 + \gamma'} (i - x), \dots 4)$$

oder

$$x = i - \frac{1 + \gamma'}{g} \frac{dV}{dt} \dots 5)$$

wo  $x$  der gesuchte spezifische Widerstand ist. Diese Gleichung zeigt, daß die Feststellung von  $x$  durch Abrollen bei ge-

\*) Organ 1926, Seite 193.

\*\*) Frank. Die Widerstände der Lokomotiven und Bahnzüge. 1886.

\*\*\*) Desdouits. Application de la méthode rationelle aux études dynamométriques. 1886.

†) Leitzmann und v. Borries. Theoretisches Handbuch des Lokomotivbaues. 1911, S. 283.

††) Z. V. d. I. 1911, S. 1458.

†††) Lomonosoff. Lokomotivversuche in Rußland. 1926, S. 270—273.

gebenem  $\gamma$  in der Feststellung der Beschleunigung des Fahrzeuges besteht. Der Apparat von Desdovits ist für diese Zwecke zu roh. Die Geschwindigkeitsmessung mittels der Geschwindigkeitsanzeiger ist ebenfalls verlässlich. Der Verfasser kam auf Grund ungünstiger Erfahrungen zu der Überzeugung, daß man sich nur auf den Sekundenmesser verlassen kann.

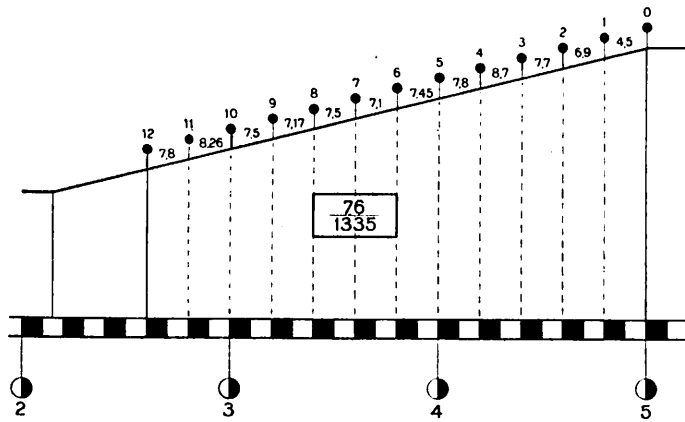


Abb. 1. Egorieff-Strecke der Moskau-Kasan-Bahn.

Um mittels des Sekundenmessers die Beschleunigung des abrollenden Fahrzeuges festzustellen, muß das Versuchsgefälle in eine möglichst große Anzahl von Abschnitten von 100 bis 250 m Länge eingeteilt werden. Die Aufgabe der

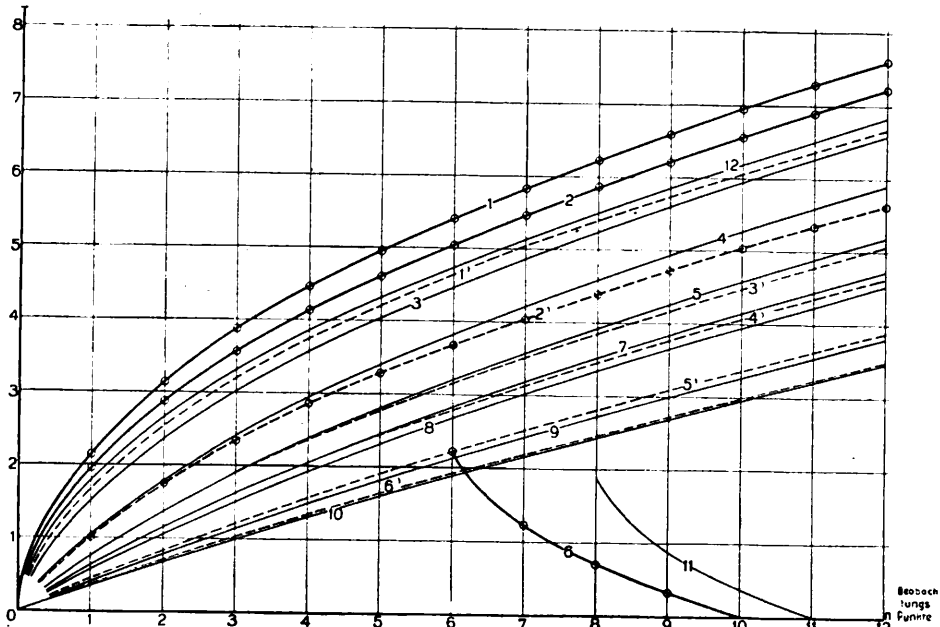


Abb. 2. Ergebnisse der Versuchsfahrten zur Widerstandsbestimmung als Funktion  $s = f(t)$ .

Beobachter besteht darin, nach dem Sekundenmesser die Zeitpunkte der Durchfahrt jedes Grenzzeichens der einzelnen Abschnitte genau aufzuzeichnen. Mittels dieser Aufzeichnungen erhält man die Beziehung

$$s = f(t).$$

Aus der ersten Differentiierung folgt

$$V = f'(t).$$

Aus der zweiten Differentiierung folgt

$$\frac{dV}{dt} = f''(t).$$

Diese letzte Beziehung gibt zusammen mit der ersten die Möglichkeit, die Beschleunigung des abrollenden Fahrzeuges, also auch  $x$  an beliebiger Stelle des Versuchsgefälles fest-

zustellen. Beide Beziehungen gestatten die Feststellung von  $V$  an derselben Stelle. Man erhält somit eine Reihe von Werten für  $x$  und  $V$ . Um die gesuchte Beziehung zwischen diesen Werten zu erhalten, müssen sie noch auf Millimeterpapier aufgetragen und durch eine stetige Kurve verbunden werden. Die Anwendung dieses Verfahrens bei der russischen Diesellokomotive bot jedoch beträchtliche Schwierigkeiten, da für diese Lokomotive der genaue Wert  $\gamma'$  nicht bekannt war. Zur Feststellung dieses Wertes ließ man die Lokomotive mit gleichen Geschwindigkeiten in zwei verschiedenen Gefällen ablaufen.

Dazu wurde das 7,5‰ Gefälle am Anfang der Zweigbahn Egorievsk der Moskau-Kasan-Direktion gewählt. Das Gefälle liegt in einer Geraden, läßt aber, wie Abb. 1 zeigt, in bezug auf Gleichmäßigkeit recht viel zu wünschen übrig. Die stärksten Abweichungen vom mittleren Gefälle weisen die Abschnitte 1, 2, 11 und 12 auf, die deshalb bei den Versuchen ausgeschlossen wurden.

Der Versuch wurde am 2. Oktober 1925 angestellt. Es wurden 18 Fahrten durchgeführt, davon zwölf Fahrten im Betriebszustande und sechs Fahrten mit abgehobenen Kollektorbürsten der Motoren. Nur der Widerstand der Lokomotive im letzteren Zustande kann als Fahrzeugwiderstand gelten. Die Widerstandserhöhung im Generator infolge Arbeitseinstellung der Motoren bei Fahrt durch lebendige Kraft gehört schon zum Widerstand der Diesellokomotive als elektrische Maschine. Bei abgehobenen Bürsten wurde die Lokomotive vor Beginn des Versuches von einer mit ihr nicht gekuppelten Dampflokomotive geschoben.

Bei 16 Fahrten rollte die Diesellokomotive durch lebendige Kraft im Gefälle abwärts, während bei zwei Fahrten (Nr. 6 und 11) die Diesellokomotive die Dampflokomotive in die Steigung hinaufschob und dann von ihr zurückblieb. Dieses Verfahren ist sehr bequem für Widerstandsbestimmungen bei geringen Geschwindigkeiten.

Abb. 2 zeigt die Ergebnisse sämtlicher Fahrten als Funktionen

$$s = f(t),$$

wobei die Fahrten mit abgehobenen Bürsten durch punktierte Kurven dargestellt sind. Der Verlauf aller Kurven ist ziemlich stetig. Trotzdem wurden nur die Kurven der Fahrten 1, 2, 6 (Hinaufschoben) und der 2' weiteren Bearbeitung unterworfen, da nur diese Kurven keine Knickstellen im Verlauf aufweisen. In Abb. 2 sind diese Kurven kräftiger ausgezogen.

Bei der Differentiierung dieser Kurven wurde als erste Annäherung angenommen, daß die Geschwindigkeit innerhalb jedes Streckenabschnittes konstant ist und durch die Gleichung

$$v_c = \frac{s_{n+1} - s_n}{t_{n+1} - t_n}$$

ausgedrückt werden kann, wobei  $s$  in Meter und  $t$  in Sekunden einzusetzen ist. Die erzielten Geschwindigkeiten in m/sec sind in den Abb. 3 bis 6 als Kreise eingetragen, wobei diese Werte sich auf die mittlere Fahrzeit in dem jeweiligen Abschnitt, d. h. auf

$$t_c = \frac{t_{n+1} + t_n}{2}$$

beziehen. Die durch die Kreise gezogenen stetigen Kurven stellen die Beziehungen

$$v = f'(t)$$



dar, die dann in gleicher Weise zum zweitenmal differenziert wurden.

Die Abb. 3 bis 6 zeigen die Werte

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_c = \frac{v_{n+1} - v_n}{t_{n+1} - t_n}$$

bezogen auf die Zeit  $t_c$ .

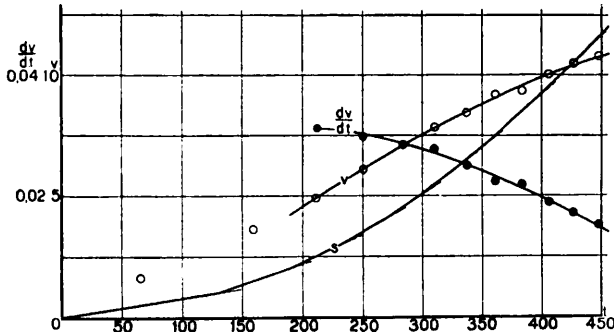


Abb. 3. Fahrt Nr. 1.

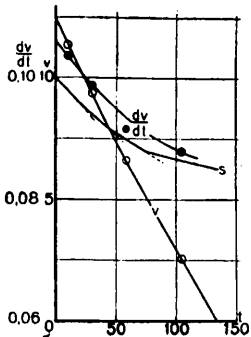


Abb. 4. Fahrt Nr. 6.

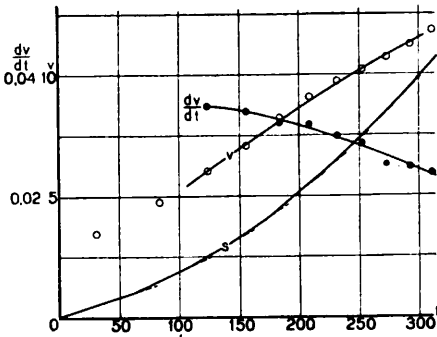


Abb. 6. Fahrt Nr. 2'.

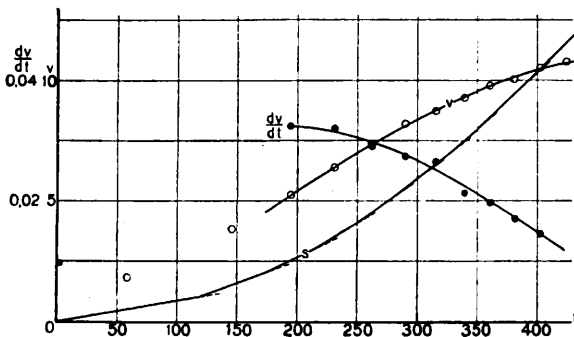


Abb. 5. Fahrt Nr. 2.

Nach den in gleicher Weise erhaltenen Kurven

$$\frac{dv}{dt} = f''(t)$$

und

$$v = f'(t)$$

wurden die Kurven

$$\frac{dv}{dt} = \varphi(v)$$

aufgezeichnet, aus denen unmittelbar die Kurve

$$x = i - \frac{1000(1+\gamma)}{g} \frac{dv}{dt} \dots \dots \dots 6)$$

erhalten werden könnte, wenn die genauen Werte von  $(1+\gamma)$  bekannt wären.

Läßt man die Lokomotive mit derselben Geschwindigkeit  $v$  in zwei verschiedenen Gefällen  $i_1$  und  $i_2$  ablaufen, so ist für das erste Gefälle

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_1 = \frac{g}{1000(1+\gamma)}(i_1 - x),$$

und für das zweite Gefälle

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_2 = \frac{g}{1000(1+\gamma)}(i_2 - x).$$

Da  $V_1 = V_2$  ist, so ist auch  $x_1 = x_2$ . Zieht man daher die zweite Gleichung — von der ersten Gleichung — ab, so folgt

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dv}{dt}\right)_2 = \frac{g}{1000(1+\gamma)}(i_1 - i_2).$$

Daraus ergibt sich

$$1 + \gamma = 0,001 \frac{g(i_1 - i_2)}{\left(\frac{dv}{dt}\right)_1 - \left(\frac{dv}{dt}\right)_2} \dots \dots \dots 7)$$

Oder bezeichnet man

$$\frac{dv/dt}{g} = a,$$

so folgt

$$1 + \gamma = 0,001 \frac{i_1 - i_2}{a_1 - a_2} \dots \dots \dots 8)$$

Mittels dieser Gleichung kann aus den Beschleunigungswerten in verschiedenen Gefällen bei gleichen Geschwindigkeiten der Wert  $(1+\gamma)$  bestimmt werden. Hierbei ist klar, daß je größer die absoluten Unterschiede

$$i_1 - i_2$$

und

$$a_1 - a_2$$

sind, um so genauer ist die Feststellung von  $(1+\gamma)$ . Aus diesem Grunde wurde außer dem Abrollen auch das „Aufschiebe“-Verfahren angewandt. Beim ersten Verfahren war

$$i_1 \cong 7,5$$

beim zweiten

$$i_2 \cong -7,5.$$

Hieraus folgt

$$i_1 - i_2 \cong 15.$$

Der Wert  $\gamma'$  wurde durch Berechnungen für die russische diesel-elektrische Lokomotive zu

$$\gamma = 0,18$$

ermittelt, d. h. fast viermal größer als bei Dampflokomotiven.

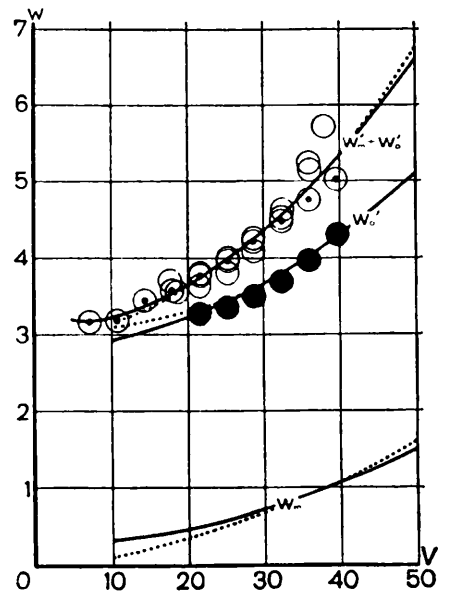


Abb. 7.

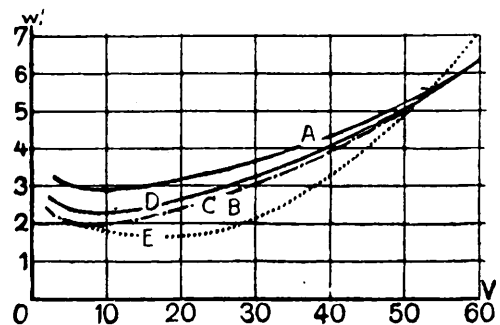


Abb. 8. (Siehe hierzu Erläuterungen bei Abb. 9. Seite 136).

Kennt man  $\gamma'$  und hat man die Versuchskurven  $a$ , so kann man mittels der Gleichung 5), welche in unserem Fall die Form

$$x = i - 1180 a \dots \dots \dots 9)$$

annimmt, den Wert  $x$  bestimmen. Hierbei sei daran erinnert,

daß mittels der Werte  $\alpha$  — die den Versuchen mit abgehobenen Bürsten entsprechen —, nach dieser Gleichung die Werte  $w'_o$ , d. h. die Werte des spezifischen Widerstandes der Lokomotive als Fahrzeug erhalten werden. Mittels der Kurven  $\frac{dV}{dt}$ , die bei aufgelegten Bürsten erzielt wurden, werden dagegen mit derselben Gleichung die Werte

$$w'_o + w'_m$$

festgestellt, d. h. die Widerstandswerte der Diesellokomotive als Fahrzeug und gleichzeitig als Maschine ohne Strom. Die letzteren Versuche entsprechen den Versuchen an Dampflokomotiven im Betriebszustande ohne Dampf, während die ersten der Bewegung von Dampflokomotiven mit abgehängten Treibstangen entsprechen.

Die Ergebnisse aller Berechnungen sind in Abb. 7 eingetragen, wobei die Kreise die Werte  $(w'_o + w'_m)$  und die schwarzen Punkte die Werte  $w'_o$  darstellen. Bemerkenswert ist der außerordentlich stetige Verlauf insbesondere der schwarzen Punkte. Dies zeigt, daß die Beobachtungen und Berechnungen mit ausreichender Genauigkeit durchgeführt wurden und bestätigt damit das Endergebnis.

Die durch diese Punkte gelegten ausgezogenen Kurven lassen sich durch die Gleichungen darstellen:

$$w'_o = 2,85 + 0,0009 V^2$$

$$\text{und } w'_o + w'_m = 3,1 + 0,0014 V^2,$$

woraus folgt

$$w'_m = 0,25 + 0,0005 V^2.$$

Der Verfasser hält jedoch die punktiert gezogenen Kurven, welche den Gleichungen

$$w'_o = 3 + 0,0008 V^2$$

$$\text{und } w'_o + w'_m = 3 + 0,0015 V^2$$

entsprechen, für richtiger. Es folgt dann

$$w'_m = 0,0007 V^2.$$

Zu beachten ist, daß alle diese Kurven und Gleichungen nur bei Geschwindigkeiten

$$V \geq 8 \text{ km/h}$$

richtig sind; bei Unterschreitung dieser Geschwindigkeit beginnt der Widerstand aller Eisenbahnfahrzeuge wieder anzusteigen\*).

In Abb. 8 ist die  $w'_o$ -Kurve für die russische diesel-elektrische Lokomotive den entsprechenden Kurven  $w'_o$  verschiedener Dampflokomotiven gegenübergestellt.

In Abb. 9 sind die Kurven des Gesamtwidestandes ( $w'_o + w'_m$ ) für verschiedene Lokomotiven bei Leerlauf zusammengestellt, d. h. ohne Dampf oder Strom.

Abb. 8 zeigt, daß für die diesel-elektrische Lokomotive der Widerstand  $w'_o$  etwas höher ist als für Dampflokomotiven.

\*) Lomonosoff, Lokomotivversuche in Rußland, 1926, Seite 270.

## Der Reibungswert und die Höchstleistung von Lokomotiven.

Von Dipl.-Ing. N. Dobrowolski, Moskau. (Aus dem Russischen übersetzt von Dr. Ing. E. Mrongovius, Berlin.)

Die höchste Zugkraft von Dampf- und Diesellokomotiven bestimmt sich durch das Reibungsgewicht und den Reibungswert zwischen den Treibrädern und den Schienen. Die höchste Leistung einer Dampflokomotive ist bestimmt durch die Abmessungen und die zulässige Beanspruchung des Kessels. Die höchste Leistung einer Diesellokomotive wird bestimmt durch die Leistung des Hauptmotors. Der Reibungswert ist, wie nach den Versuchen von Wichert\*\*) angenommen werden muß, nicht konstant, sondern hängt von der Geschwindigkeit ab und sinkt mit wachsender Geschwindigkeit nach einem bestimmten Gesetz. Bei einer Dampflokomotive sinkt bei gegebener Dampferzeugung des Kessels auch die Zugkraft mit der Geschwindigkeit.

\*\*) „Elektrische Bahnen“, März 1927, Heft 3, Seite 90.

Anders ist es beim Widerstand ( $w'_o + w'_m$ ), den wir bei Dampflokomotiven als den Gesamtwidestand bei geschlossenem Regler bezeichnen. Wie Abb. 9 zeigt ist dieser Widerstand bei der Diesellokomotive um das Vielfache kleiner, als bei Dampflokomotiven. Diese Tatsache wurde bereits bei den ersten Fahrten der diesel-elektrischen Lokomotive

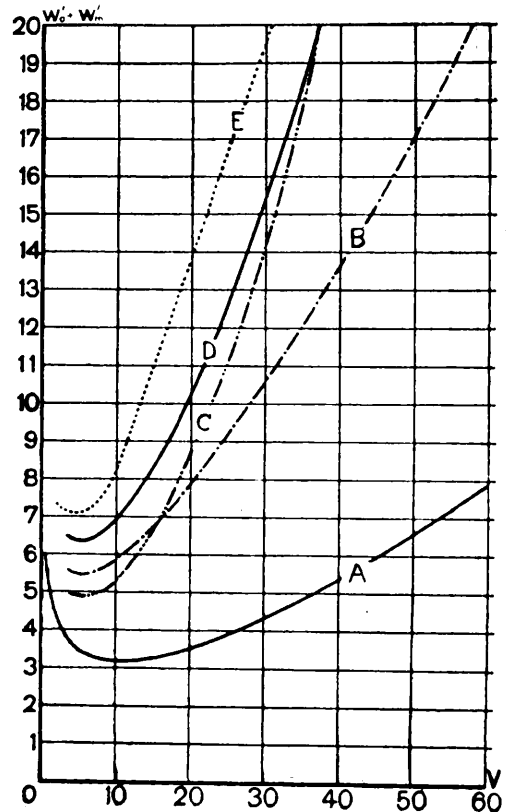


Abb. 9.

Erläuterungen zu Abb. 8 und 9.

- A ——— Diesel-elektrische Lokomotive Nr. 001.
- B - - - - - D Verbund-Sattdampf-Lokomotive.
- C ······· D Verbund-Heißdampf-Lokomotive.
- D — · — · — E Heißdampf-Lokomotive.
- E - - - - - Mallet-Verbund-Heißdampf-Lokomotive.

Nr. 001 bemerkt. Sie ist für die lokomotivtechnische Beurteilung derselben von großer Bedeutung. Die Folge dieser Eigenschaft ist, daß Güterzüge mit der diesel-elektrischen Lokomotive auch in solchen Gefällen ohne Arbeitsleistung fahren können, wo Dampflokomotiven unbedingt eine gewisse Leistung entwickeln müssen.

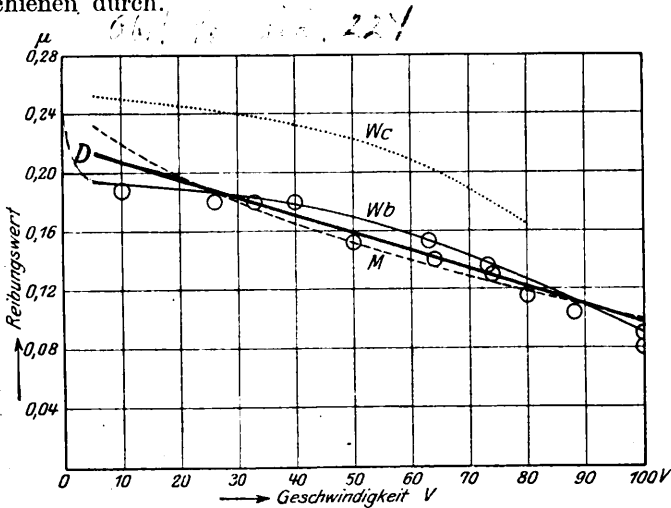
Diese Übereinstimmung in der Veränderung des Reibungswertes und der Zugkraft bei Dampflokomotiven hat zur Folge, daß eine Dampflokomotive meist nur bei geringen Geschwindigkeiten schleudert, wenn die durch den Kessel und die Dampfmaschine bedingte Zugkraft größer wird als die Zugkraft der Dampflokomotive aus der Reibung.

Bei dem im Dampflokomotivbau üblichen Verhältnis zwischen den Kesselabmessungen und dem Reibungsgewicht sinkt mit wachsender Geschwindigkeit die durch den Kessel bedingte Zugkraft rascher als der Reibungswert, so daß bei Dampfbetrieb bei hohen Geschwindigkeiten die Frage des Reibungswertes praktisch bedeutungslos ist.

Anders ist es bei elektrischen Lokomotiven und Diesellokomotiven mit unmittelbarer Übertragung. Hier muß der

Reibungswert für verschiedene Geschwindigkeiten genau bestimmt werden. im Zusammenhang hiermit auch die höchstzulässige Lokomotivleistung bei gegebenem Reibungsgewicht.

Bei elektrischen Lokomotiven und bei Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung werden infolge des gleichmäßigen Drehmoments übermäßig hohe Reibungswerte angenommen. Dieser Wert erreicht manchmal  $\frac{1}{3}$ , was als zu hoch anzusehen ist und im normalen Betrieb nicht verwirklicht werden kann. Tatsächlich ist er wesentlich niedriger und sinkt rasch mit wachsender Geschwindigkeit. Zur Feststellung der Abhängigkeit des Reibungswertes von der Geschwindigkeit führte Wichert a. a. Ort besondere Versuche mit elektrischen Lokomotiven durch, bei denen die Schleudergrenze bei verschiedenen Geschwindigkeiten erreicht werden kann. Wichert bestimmte durch Zugkraftmessung mit Hilfe einer Meßdose im ersten Augenblick des Schleuderns den bei der jeweiligen Geschwindigkeit erreichten Reibungswert. Er führte seine Versuche für trockene und nasse Schienen durch.



Versuchsergebnisse zur Ermittlung des Reibungswertes.

In der aus der Veröffentlichung entnommenen Abbildung sind die Versuchsergebnisse durch die Kurve ( $W_c$ ) dargestellt, die die Beziehung zwischen Reibungswert  $\mu$  und Geschwindigkeit  $V$  bei trockenen Schienen gibt. Die eingetragenen Punkte ( $W_b$ ) zeigen die Ergebnisse der Versuchsmessungen Wicherts bei nassen Schienen. In der gleichen Abbildung ist eine Kurve ( $M$ ) eingezeichnet, die im Jahre 1923 von Müller für mittlere Betriebsverhältnisse festgestellt worden ist.

Die Versuchsergebnisse von Wichert und Müller sollen nun verallgemeinert und untersucht werden.

Zunächst schliessen wir die obere sich auf trockene Schienen beziehende Kurve ( $W_c$ ) von Wichert aus, da die Berechnung einer Lokomotive für die ungünstigsten Verhältnisse, d. h. für nasse Schienen durchgeführt werden muß. Auf die Sandstreuer darf man sich nicht verlassen, da der Sand die Reibung nur im Augenblick des Anfahrens erhöhen soll, sowie bei gelegentlicher Benetzung der Schienen durch Naphta, Schmieröl usw.

Aus den Angaben von Wichert und Müller kann folgende Gleichung abgeleitet werden:

$$\mu = 0,22 - 0,0012 V \dots \dots \dots 1)$$

Die Zahlenwerte dieser Gleichung gelten, streng genommen, nur für elektrische Lokomotiven und Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung.

Für jede Lokomotivart verallgemeinert kann die Gleichung in folgender Weise geschrieben werden:

$$\mu = \mu_0 - \alpha V \dots \dots \dots 2)$$

wo  $\mu_0$  der Reibungswert beim Anfahren und  $\alpha$  ein durch Versuche festzustellender Wert ist. Der Wert  $\mu_0$  ergibt sich aus dem Reibungswert zwischen Radreifen und Schienen und der Gleichmäßigkeit des Drehmoments. Für alle Lokomotivbauarten, außer der elektrischen, kann dieser Wert zu 0,20 angenommen werden.

Der Wert  $\alpha$  ist nicht genau bekannt und muß durch besondere Versuche festgestellt werden. Man kann jedoch behaupten, daß bei jeder Übertragungsart von Diesellokomotiven der Wert  $\alpha$  nicht geringer sein wird als bei elektrischen Lokomotiven. Infolgedessen kann auch für Diesellokomotiven mit unmittelbarer Übertragung folgende Gleichung gelten:

$$\mu = 0,20 - 0,00125 V \dots \dots \dots 3)$$

Die höchste am Umfang der Treibräder einer Lokomotive entwickelte Leistung aus der möglichen Reibungszugkraft wird also durch folgende Gleichung ausgedrückt:

$$N = \frac{P_c (\mu_0 - \alpha V) V}{270} \dots \dots \dots 4)$$

wo  $P_c$  das Reibungsgewicht der Lokomotive in kg ist.

Diese außerordentlich wichtige Beziehung widerspricht stark der üblichen Anschauung über die Leistung einer Diesellokomotive mit unmittelbarer Übertragung, die angeblich nach dem Gesetz einer Geraden wächst. Diese Anschauung ist unter Zugrundelegung eines veränderlichen Reibungswertes nicht zutreffend. Die Gleichung 4) gibt eine bestimmte Beziehung zwischen dem Reibungsgewicht einer Lokomotive und derjenigen Leistung, die bei der vollen Ausnutzung des Reibungsgewichtes verwirklicht werden kann.

Aus der obigen Gleichung läßt sich die höchste Leistung ermitteln, die eine Lokomotive nach ihrer Reibung auf den Schienen erreichen kann.

Durch differenzieren folgt:

$$\frac{dN}{dV} = \frac{P_c}{270} (\mu_0 - 2\alpha V) \dots \dots \dots 5)$$

und aus

$$\frac{dN}{dV} = 0: V_m = \frac{\mu_0}{2\alpha} \dots \dots \dots 6)$$

und

$$N_{max} = \frac{P_c \mu_0^2}{270 \cdot 4\alpha} \cong \frac{P_c \mu_0^2}{\alpha} \dots \dots \dots 7)$$

wo  $P_0$  das Reibungsgewicht in t ist.

Wir haben somit die höchste Leistung  $N_{max}$  bei einem gegebenen Reibungsgewicht  $P_c$  und diejenige Geschwindigkeit  $V_m$  festgestellt, bei welcher diese Leistung erreicht werden kann.

Bei den zugrundegelegten Werten von  $\mu_0$  und  $\alpha$  folgt mit für praktische Zwecke genügender Genauigkeit

$$V_m = \frac{0,20}{2 \cdot 0,00125} = 80 \text{ km/h} \dots \dots \dots 8)$$

$$N_{max} \cong 30 P_c \text{ PS} \dots \dots \dots 9)$$

Der festgestellte Wert  $V_m$  ist ein Grenzwert für Personenzug-Diesellokomotiven. Im Güterzugverkehr werden solche Geschwindigkeiten nicht erreicht. Infolgedessen muß für Güterzuglokomotiven eine im Betrieb zulässige Höchstgeschwindigkeit angenommen und für diese die Leistung errechnet werden.

Die höchste Betriebsgeschwindigkeit einer Güterzuglokomotive kann zu  $V = 50 \text{ km/Std.}$  angenommen werden, da höhere Geschwindigkeiten nur bei leichten Profilen erreicht werden, wenn die volle Motorleistung nicht mehr nötig ist.

Aus Gleichung 4) folgt dann

$$N_{max} = \frac{P_c (\mu_0 - 50 \alpha) 50}{270}$$

Nach Einsetzen der gleichen Werte für  $\mu_0$  und  $\alpha$  erhalten wir die Gleichung

$$N_{\max} \cong 25 P_0 \dots (P_0 \text{ in t}) \dots \dots \dots 10)$$

Diese Gleichungen legen die Höchstleistungen von Lokomotiven eines bestimmten Reibungsgewichtes fest und zeigen anschaulich die Zwecklosigkeit, die Leistungen der Haupt-

motoren übermäßig zu erhöhen ohne gleichzeitige Erhöhung des Reibungsgewichtes. Für eine Personenzuglokomotive mit einem Reibungsgewicht von 80 t (4 Achsen mit je 20 t Achsbelastung) erhalten wir also als höchste ausnutzbare Leistung 2400 PS, für eine Güterzuglokomotive mit 100 t Reibungsgewicht (5 Achsen mit je 20 t Achsbelastung) 2500 PS.

## Berichte.

### 1 C + C 1-h 4 Garratt-Lokomotive der London, Midland und Schottischen Bahn.

Zunächst sind drei Stück derartige Lokomotiven für die Beförderung von Güterzügen auf der Strecke von Toton in Derbyshire nach London von Beyer Peacock und Co. in Manchester gebaut worden. Die Lokomotiven lassen sich aber wegen ihrer geringen Umgrenzungsabmessungen und des verhältnismäßig niedrigen Achsdruckes auf allen Linien der Eigentumsbahn verwenden. Diese Eigenschaft ist für die englischen Eisenbahnen sehr wichtig, weil die verschiedenen Bahnnetze nach der vor einigen Jahren vorgenommenen Zusammenlegung Strecken mit ganz verschiedener Umgrenzungslinie und wechselndem Oberbau besitzen. Hieraus und aus der Beengung durch die enge Umgrenzung überhaupt ist die neuerdings in Erscheinung tretende Vorliebe für die Garratt-Bauart zu erklären\*).

Die beiden Drehgestelle sind in enger Anlehnung an die 1 C-h 2 Lokomotive der Bahn entworfen\*\*), so daß eine große Zahl von Teilen bei beiden Lokomotiven gleich ist. Auch die Kesselausrüstung und der Überhitzer sind genormt. Einrichtung zum Wasserfassen während der Fahrt ist für beide Fahrtrichtungen vorgesehen. Überhaupt wird die Lokomotive in beiden Fahrtrichtungen verwendet, ohne daß ein Drehen erforderlich ist. Ob die Achsanordnung, bei der in jeder Fahrtrichtung bei einem Drehgestell die Kuppelachse führt, für höhere Geschwindigkeiten genügt, scheint zweifelhaft; man ist aber in England in dieser Beziehung auch bisher schon ziemlich sorglos gewesen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

Kesselüberdruck	13,4	at
Zylinderdurchmesser	4 × 470	mm
Kolbenhub	660	„
Kesseldurchmesser, hinten, außen	1905	„
Kesselmitte über Schienenoberkante	2591	„
Feuerbüchse, Länge	2565	„
Heizrohre, Anzahl	209	Stück
„ Durchmesser	51	mm
Rauchrohre, Anzahl	36	Stück
„ Durchmesser	140	mm
Heizfläche der Feuerbüchse	17,0	m <sup>2</sup>
„ „ Rohre	182,0	„
„ des Überhitzers	46,4	„
„ — im Ganzen — H	245,4	„
Rostfläche R	4,13	„
Durchmesser der Treibräder	1600	mm
„ „ Laufräder	1003	„
Fester Achsstand eines Drehgestells	5029	„
Ganzer „ „	7848	„
Abstand der Drehzapfen	12344	„
Ganzer Achsstand der Lokomotive	24079	„
Ganze Länge der Lokomotive	26965	„
Reibungsgewicht $G_1$	118,20	t
Dienstgewicht G	150,85	„
Größter Achsdruck	20,55	„
Vorrat an Wasser	20,5	m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff	7,0	t
H : R	59,5	„
H : G	1,63	m <sup>2</sup> t
H : $G_1$	2,08	„
Metergewicht	5,6	t/m

\*) Organ 1925, S. 514, 1 D 1 + 1 D 1 Lokomotive der LNER.

\*\*) Organ 1927, S. 229.

### 1 D + D 1-h 4 v Garratt-Lokomotive der Eisenbahnen von Birma.

Die meterspurigen Eisenbahnen des unter englischem Einfluß stehenden Königreiches Birma in Hinterindien haben schon 1924 eine 1 D + D 1-h 4 Garratt-Lokomotive beschafft und mit dieser und einer Mallet-Verbund-Lokomotive gleicher Größe Vergleichsversuche angestellt. Dabei hatte die Garratt-Lokomotive durchschnittlich 18 1/2 % Brennstoffersparnis ergeben. Um die Grundlagen dieser Versuche noch gleichmäßiger zu gestalten, hat die Bahn neuerdings auch eine Garratt-Verbundlokomotive beschafft. Bisher sind Garratt-Lokomotiven nur mit einfacher Dampfdehnung gebaut worden, wohl eine Folge davon, daß man in England, wo man diese Bauart fast ausschließlich gefördert hat, für die Verbundwirkung nicht viel übrig hat.

Die Lokomotive ist von Beyer Peacock und Co. in Manchester für Meterspur gebaut. Sie weist abgesehen von der Verbundwirkung noch einige andere Besonderheiten auf. Die auf den beiden Drehgestellen sitzenden Vorratsbehälter sind soweit gehoben, daß unter ihnen noch eine gute Zugänglichkeit zum Inneren der Drehgestelle und den dort liegenden Dampfleitungen gesichert ist. Da die Lokomotive längere Gefälle von 25 und 40 ‰ befahren soll, ist eine besondere Kühlung für die gebremsten Radreifen — sämtliche Kuppelachsen werden einseitig gebremst — vorgesehen. Während des Bremsens wird selbsttätig Wasser gegen die Reifen gespritzt. Das Führerhaus ist wegen der in Indien herrschenden Hitze sehr geräumig ausgeführt und wird mittels Ventilatoren die auf dem Dach sitzen, entlüftet. Die Laufachsen sind radial einstellbar, die hinteren Kuppelachsen seitenverschiebbar gelagert. Der Kessel hat Belpaire-Feuerbüchse.

Die Hauptabmessungen sind:

Kesselüberdruck	14	at
Zylinderdurchmesser, Hochdruck	445	mm
„ „ Niederdruck	673	„
Kolbenhub	508	„
Kesselmitte über Schienenoberkante	2210	„
Heizfläche des Überhitzers	29,5	m <sup>2</sup>
„ — im Ganzen — H	191,5	„
Rostfläche R	4,1	„
Durchmesser der Treibräder	991	mm
Fester Achsstand jedes Drehgestells	2235	„
Ganzer „ „	5296	„
Abstand der Drehzapfen	10058	„
Ganzer Achsstand der Lokomotive	18161	„
Ganze Länge der Lokomotive	21336	„
Reibungsgewicht $G_1$	86,0	t
Dienstgewicht G	105,0	„
Vorrat an Wasser	18,1	m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff (Kohle)	4,0	t
Metergewicht	4,92	t/m

Bei Versuchsfahrten hat die Lokomotive auf einer Steigung von 40 ‰ einen Zug von 223 t geschleppt, d. h. 40 t mehr als die im übrigen gleiche Garratt-Lokomotive ohne Verbundwirkung. (The Railw. Engineer 1927, Dezember.) R. D.

### 1 D + D 1 Mallet-Güterzuglokomotive der Denver und Rio Grande Western Bahn\*).

Hierzu Abb. 1 bis 6 auf Tafel 8.

Die immer größer werdenden Anforderungen an die Schlepplleistungen der Lokomotiven durch die ständig vergrößerten Zug-einheiten haben in den letzten Jahren in allen Ländern der Erde

\*) Siehe auch Organ 1924, S. 329; 1926, S. 52.

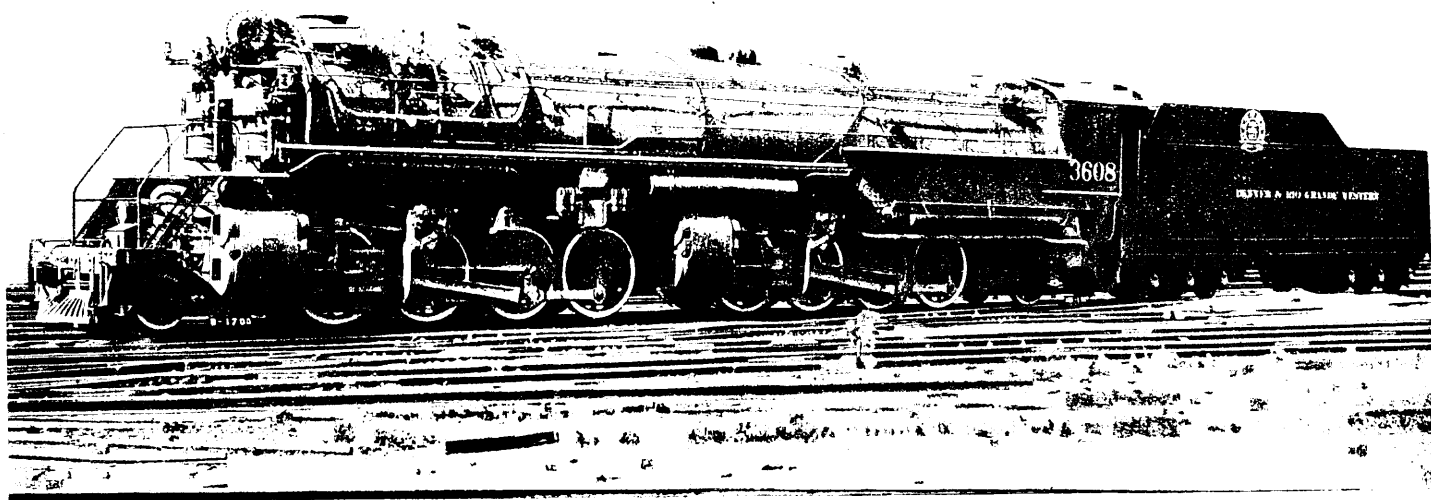
zu Bauprogrammen geführt, die dieses Ziel einerseits durch Verminderung der Laufwiderstände der Wagen, andererseits und hauptsächlich durch Vergrößerung der Abmessungen und durch Erhöhung der Treibachdrücke der Lokomotiven zu erreichen suchen. Die 1 D+D 1 Mallet-Lokomotive (siehe Textabb. und Abb. 1 bis 6, Taf. 8), die kürzlich von der American Locomotive Co in 10 Stück an die Denver und Rio Grande Western Eisenbahn für die Strecken Grand Junction—Tennessee Paß—Salida bzw. Pueblo (Colorado) abgeliefert wurden, stehen nun in dieser Beziehung an der Spitze.

Das Leistungsprogramm sieht auf weniger steilen Strecken eine Beförderung von 3000 t-Zügen mit einer Geschwindigkeit von 40 km/Std. vor, während auf Strecken mittlerer Schwierigkeit leichtere Züge mit der gleichen Geschwindigkeit gefahren werden sollen. Der schwierigste Teil der Linie führt von Minturn zum Tennessee Paß, wo auf einer Länge von 33 km eine durchschnittliche Steigung von 1:33 mit Krümmungen bis herunter zu 109 m Halbmesser zu überwinden sind. Zur Bewältigung dieser

eine Gesamtfeuerbüchsheizfläche von 66,4 m<sup>2</sup> vorhanden ist. Die Heizrohre haben 371,6 m<sup>2</sup>, die Rauchrohre 236,9 m<sup>2</sup> Heizfläche, der Überhitzer, der aus 74 Elementen besteht, eine solche von 213,2 m<sup>2</sup>.

Vom Dom aus wird der Dampf in einem Rohr von 305 mm Durchmesser zu einem in der Rauchkammer liegenden Verteiler geführt, von dort aus dem Überhitzer zugeleitet und gelangt dann in den neuen Mehrfachventilregler, der mit dem Verteiler zusammen in einem Gußstück ausgebildet ist.

Von hier aus wird der Dampf den Zylindern zugeleitet und zwar versorgt der rechte Auslaß der Ventilkammer die rückwärtigen, der linke Auslaß die beiden vorderen Zylinder. Für die gelenkigen Rohrverbindungen wurden besondere Packungen (Bauart Johns Manville) verwendet, die in Verbindung mit dem verstellbaren Stopfbüchdeckel eine dampfdichte Verbindung sichern sollen. Die Frischdampfleitung für die rückwärtigen Zylinder geht an der Innenseite der Rauchkammer entlang und tritt unterhalb des rechten Laufbrettes aus der Rauchkammer,



1 D + D 1 Mallet-Güterzuglokomotive der Denver und Rio Grande Western Bahn.

Steilrampe werden zwei kleinere Mallet-Maschinen als Hilfsmaschinen beigegeben. Von Tennessee Paß bis Salida (107 km) und bis Pueblo (216 km) fahren die Lokomotiven ohne Vorspann.

Die Lokomotive besitzt für ihre beiden Triebgestelle Zylinder mit einfacher Dehnung mit einem Durchmesser von 660 mm und einem Hub von 813 mm und arbeitet mit einer Kesselspannung von 16,9 at. Die Zugkraft erreicht bei einer Füllung von 70% die bemerkenswerte Größe von 59783 kg, was bei einem Gesamtachsdruk der acht gekuppelten Achsen von 253,8 t (Einzelachsdruk 31,7 t) eine Reibungsziffer von 1:4,2 ergibt.

Die Abmessungen des Kessels sind ungewöhnlich groß. Der innere Durchmesser beträgt an der Rauchkammer 2564 mm, der äußere Durchmesser an der Stehkesselvorderwand 2794 mm. Der Langkessel besitzt 284 Siederohre mit 57,3 mm Durchmesser und 74 Rauchrohre mit 139,7 mm Durchmesser bei einer Rohrlänge von 7315 mm. Die Feuerbüchse hat, sowohl was Rost- als auch was Heizfläche anbetrifft, wohl die größten Abmessungen, die bisher bei Lokomotiven baulich verwirklicht wurden. Der Rost hat bei einer Länge von 4623 mm und einer Breite von 2743 mm eine Fläche von 12,68 m<sup>2</sup>, die durch eine mechanische Rostbeschickung mit Kohlen befeuert wird. Um eine gute Verbrennung zu erzielen, ist die Feuerbüchse mit einer 1,84 m langen Verbrennungskammer ausgestattet, besitzt außerdem zwei Nicholson'sche Wasserkammern und drei Feuerbüchsenrohre (88,7 mm Durchmesser), die zusammen die Feuerbrücke tragen. Die Heizfläche der Feuerbüchse mit Verbrennungskammer beträgt 52 m<sup>2</sup>, die der Nicholson'schen Wasserkammern 10,2 qm, die durch die Feuerbüchse gehenden Wasserrohre 4,2 m<sup>2</sup>, so daß

verläuft dann längs des Kessels und gabelt sich kurz vor dem Zylindergußstück in die zwei Zylinderzuleitungsrohre. Die Auspuffleitungen vereinigen sich in ähnlicher Weise in einem Rohr, welches auf der linken Seite unter dem Laufbrett zur Rauchkammer und zum Blasrohr führt. Die Frischdampfleitung für die vorderen Zylinder führt vom linken Auslaßstutzen des Mehrfachventilreglers innen an der Rauchkammer entlang, geht durch den Boden der Rauchkammer und dann in ein S-förmiges Rohr über, das mit Kugelgelenk und Stopfbuchse ausgestattet, durch eine Gabelung beide Zylinder versorgt.

Von der elektrischen Schweißung ist bei der Verbindung der Verbrennungskammer mit der Feuerbüchse ausgedehnt Gebrauch gemacht. So ist nicht nur die Längsnaht der Verbrennungskammer, sondern auch die Verbindung mit der Feuerbüchsendecke und den Seitenwänden elektrisch geschweißt.

Die Stehbolzen wurden so angeordnet, daß einem später vorzunehmenden Einbau einer Nicholson'schen Wasserkammer in die Verbrennungskammer nichts im Wege steht. Die Feuerbüchsendecke ist nach hinten geneigt (3:100), wie dies durch die starken Gefälle, die die Maschine zu befahren hat, erforderlich ist. Im ganzen sind 1916 bewegliche Stehbolzen im Kessel verwendet worden. An der Rauchkammertür befindet sich oben quer der Vorwärmer, darunter die Luftpumpe.

Der Kessel ruht auf dem vorderen Triebgestell in einem Tragsattel, der sich zwischen der zweiten und dritten Triebachse befindet. Die Bissel-Gestelle, die wie in Amerika üblich als Stahlgußaußenrahmengestelle ausgebildet sind, haben einen seitlichen Ausschlag von je 125 mm. Die Rückstellvorrichtung besteht aus verzahnten Rollen, die auf geneigten Zahnbögen laufen, also die

Schwerkraft als rückstellende Kraft ausnutzen, worin sie durch eine halbelliptische Rückstellfeder unterstützt werden. Der Tender, mit Stahlgußrahmen ausgestattet, läuft auf zwei dreiaxigen Commonwealth-Drehgestellen.

Die Zugkraft zwischen Lokomotive und Tender wird durch zwei Zugstangen mit je 102 mm × 203 mm Querschnittsfläche, die durch 127 mm starke Bolzen gesichert sind, übertragen. Die Zugstangen greifen am Tender in einem Drehstück an, das sich bis zu 10° nach jeder Seite drehen kann, was einer Kurve von 80 m Halbmesser entspricht. Zur Schmierung der Zugstangenbolzen auf dem Tender ist ein besonderer Ölbehälter vorgesehen, der das an den Bolzen befindliche Schmierpolster mit Öl versorgt. Auf der Lokomotive werden die entsprechenden Bolzen durch Fett, das sich in einem Hohlraum über denselben befindet, geschmiert.

#### Hauptabmessungen:

Zylinder . . . . .	4 × 660 × 813 mm
Kolbenschieber, Durchmesser . . . . .	356 „
Größte Füllung . . . . .	70%
Dienstgewicht auf:	
Treibachsen . . . . .	253,79 t
Vorderem Gestell . . . . .	18,37 „
Rückwärtigem Gestell . . . . .	22,22 „
Insgesamt . . . . .	294,38 t
Tender . . . . .	156,00 „
Achsstände:	
Treibachsen . . . . .	5105 mm
Gesamt (Lokomotive) . . . . .	19151 „
Raddurchmesser:	
Vorderes Gestell . . . . .	838 „
Treibräder . . . . .	1600 „
Schleppachse . . . . .	1067 „
Kessel:	
Dampfdruck . . . . .	16,9 at
Rostfläche . . . . .	12,68 m <sup>2</sup>
Heizflächen:	
Feuerbüchse + Verbrennungskammer . . . . .	52,0 „
Feuerbüchswasserrohre . . . . .	4,2 „
Nicholsonwasserkammern . . . . .	10,2 „
Siede- und Rauchrohre 371,6 + 236,6 = . . . . .	608,5 „
Insgesamt . . . . .	674,9 m <sup>2</sup>
Überhitzerheizfläche . . . . .	213,2 „
Tender:	
Wasser . . . . .	81,78 m <sup>3</sup>
Kohlen . . . . .	30,00 t
Dienstgewicht . . . . .	156 „
	Fk.

### Ein neuer Mehrfachventilregler auf amerikanischen Lokomotiven.

Hierzu Abb. 7 und 8 auf Tafel 8.

Die American Throttle Co. New York hat einen neuen Mehrfachventilregler herausgebracht, der dadurch gekennzeichnet ist, daß der Dampf durch mehrere Ventile, bei großen Maschinen bis zu fünf, die einen sehr großen Querschnitt freimachen können, den Zylindern zugeleitet wird. Die Arbeitsweise und der Einbau des Reglers ist aus Abb. 7 und 8, Taf. 8 ersichtlich. Die obere der drei Dampfkammern leitet den überhitzten Dampf zu dem am linken Ende der Kammer befindlichen Entnahmestutzen für die Hilfsmaschinen, wie Dampfmaschine, usw. Der mittleren Kammer strömt bei geöffneten Ventilen der überhitzte Dampf aus der oberen Kammer zu und gelangt durch die beiden vorderen Stutzen zu den Zylindern. Die untere Kammer dient lediglich zur Entlastung der einzelnen Ventile und steht durch ein kleines Entlastungsventil mit der oberen Kammer in Verbindung. Auch ist in ihr die Nockenwelle zur Betätigung der einzelnen Ventile gelagert. Die konstruktive Ausbildung der Ventile ist die bei den Verbrennungsmotoren übliche, da sich diese Form auch bei großen Temperaturschwankungen gut bewährt hat.

Beim Öffnen des Reglers wird zuerst das kleine Entlastungsventil geöffnet, dadurch strömt der Dampf in die untere Kammer und entlastet die Ventile. Beim weiteren Öffnen des Reglers

wird zuerst das erste Ventil von rechts, dann das erste von links, hierauf das zweite von rechts usf. freigegeben und damit eine gute und allmähliche Regelungsmöglichkeit geschaffen.

Die Vorteile, die der Regler bietet sind zunächst durch seine Lage in der Rauchkammer begründet. Durch einen luftdichten Verschlußdeckel auf der Rauchkammer kann man jederzeit den Regler nachsehen oder nach Abschluß des Dampfabsperrentils im Dom die Ventile nachschleifen oder den Regler nach oben herausnehmen und auswechseln, ohne daß die Kesselspannung auf Null erniedrigt zu werden braucht.

Durch die Anordnung des Mehrfachventilreglers hinter dem Überhitzer, stehen dessen einzelne Elemente dauernd mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung, so daß einem Verbrennen derselben vorgebeugt wird. Sämtliche Hilfsmaschinen, bei Ölfeuerung auch der Zerstäuber werden mit überhitztem Dampf betrieben. Durch die Lage des Reglers in der Rauchkammer werden allzulange Dampfleitungen vermieden und daher ein schnelleres Ansprechen der Maschine beim Öffnen des Reglers erreicht.

Das Auswechseln der Ventile geschieht nach Absperrung des Dampfes durch Abnahme der einzelnen Ventilverschlußdeckel und vollständiges Öffnen des Reglers. Die Ventile können dann einfach nach oben herausgenommen werden. Die Kraft zum Öffnen des Entlastungsventils bei dem normalen amerikanischen 61 cm langen Reglerhebel und einem Kesseldruck von 14 at beträgt 25 kg, für das Öffnen der Hauptventile 12,5 kg, bei einem Kesseldruck von 17 at für das Öffnen des Entlastungsventils 30 kg, für das Öffnen der Hauptventile 15 kg. Fk.

### Lokomotivtender mit zwei Trieb-Drehgestellen.

Im Verschiebedienst, vor allem beim Zerlegen der Züge über Ablaufberge, werden große Zugkräfte verlangt; andererseits ist die verfügbare Kesselleistung der Lokomotiven wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit dabei nicht genügend ausgenutzt. Man hat in solchen Fällen in Amerika schon vielfach Hilfsmaschinen an den Schleppachsen eingebaut oder eines der Tenderdrehgestelle durch ein Triebgestell ersetzt\*). Die Missouri Pacific Bahn ist jetzt noch weiter gegangen und hat zwei Verschiebelokomotiven, eine 1 D + D 1-Mallet-Gelenklokomotive und eine 1 E 1-Lokomotive, mit neuen Tendern ausgerüstet, die auf zwei Triebgestellen laufen. Vorausgehende theoretische Untersuchungen hatten ergeben, daß die Kessel den erforderlichen Dampf bei den in Frage kommenden Geschwindigkeiten würden aufbringen können.

Die Tender fassen 53 m<sup>3</sup> Wasser und 16,5 t Kohle. Die Drehgestelle sind von den Bethlehem-Stahlwerken geliefert. Sie haben Schwanenhalsform und je drei Achsen mit Außenlagern; zwei davon sind mittels außen liegender Kurbeln und Kuppelstangen gekuppelt, die dritte läuft ohne Antrieb als Laufachse mit. Die Hilfsmaschinen haben zwei Zylinder von 254 mm Durchmesser und 304 mm Hub; sie arbeiten über eine Übersetzung 1:2,25 auf die Räder mit 914 mm Durchmesser. Die Frischdampfleitungen für die beiden Drehgestelle können je für sich abgestellt werden; sie haben 76 mm, die Abdampfleitungen 89 mm Durchmesser. Letztere vereinigen sich im hinteren Teil des Tenders zu einem 254 mm starken, senkrecht nach oben führenden Auspuffrohr.

Die Verwendung dieser neuen Tender hat die Zugkraft der Gelenklokomotive von 42800 auf 55500, d. h. um 12700 kg oder rund 30%, diejenige der 1 E 1-Lokomotive — die mit höherem Kesselüberdruck arbeitet — von 37000 auf 50500, d. h. um 13500 kg oder um rund 37% erhöht. Die beim Ablaufbetrieb geschleppte Last ist aber sogar um 50% größer geworden, weil die Arbeit auf dem Ablaufrücken selbst dieselbe bleibt und die ganze Vergrößerung der Zugkraft dem in der Ebene stehenden Zugteil zugute kommt.

R. D.

(Railway Age 1927, 2. Halb., Nr. 25.)

### 2 B - h 3 Lokomotive der London and North-Eastern Bahn.

Es ist bekannt, wie zäh der englische Lokomotivbau an seinen überlieferten Bauformen festhält. So haben verschiedene englische Bahnen noch in den letzten Jahren neue 2 B-Lokomotiven

\*) Organ 1926, S. 328.

(siehe Abb. 1) beschafft, während die meisten bedeutenden Bahnen des europäischen Festlandes diese schon ausmustern oder zum mindesten nicht mehr nachbeschaffen.

sein, wenn der mittlere Zylinder nicht erforderlich wäre. Die verfügbare Breite innerhalb der Umgrenzungslinie reicht aber für nur zwei, jedoch größere Zylinder nicht aus.

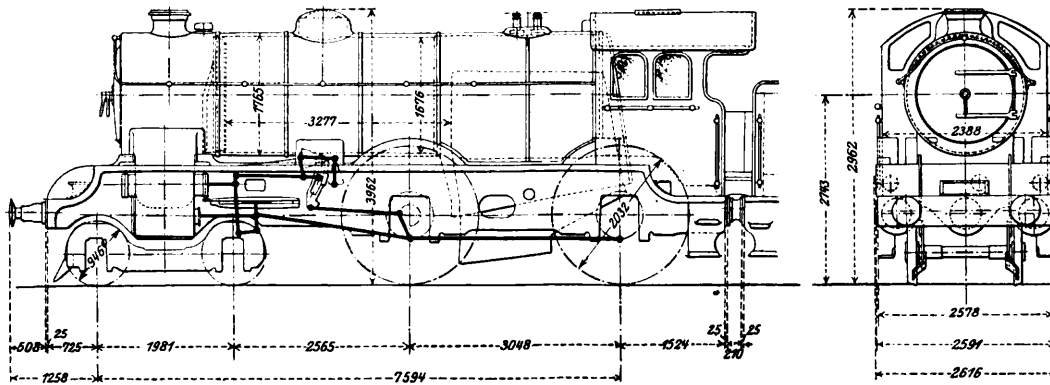


Abb. 1. 2 B-h 3 Lokomotive der London and North-Eastern Bahn.

Zunächst aus diesem Grunde ist die vorliegende Lokomotive an sich schon bemerkenswert. Auf der anderen Seite zeigt sie aber auch, was bei den neueren englischen Lokomotiven immer mehr hervortritt, daß man sich auch in England den Erfahrungen des festländischen und amerikanischen Lokomotivbaues nicht mehr ganz entziehen kann. Die glatte Form und die Rücksicht auf ein gutes Aussehen treten immer mehr in den Hintergrund gegenüber der Rücksichtnahme auf gute Zugänglichkeit aller Teile und auf eine leichte Bedienung. Die neue Lokomotive hat daher außenliegende Heusinger-Steuerung, der mittlere Zylinder besitzt Gresley-Steuerung. Die Kreuzköpfe sind nur einseitig geführt. Die Treibstange ist nach dem Vorbild der bekannten 1 D 2-Lokomotive der Lima-Werke ausgeführt (siehe Abb. 2); der für die Kuppelachse bestimmte Anteil der Kolbenkraft wird dabei nicht durch Vermittelung des Treibzapfens, sondern über eine Büchse unmittelbar von der Treib- zur Kuppelstange übertragen.

Im folgenden sind die Hauptabmessungen mit denen der 2 B-n 3 v-Lokomotive der Midland-Bahn verglichen.

	2 B-h 3 Lok. LNER	2 B-n 3 v Lok. MR	
Baujahr . . . . .	1927.	1906.	
Kesselüberdruck . . . . .	12,6	15,6	at
Zylinderdurchmesser, Hochdruck . . . . .	3 × 432	1 × 483	mm
„ „ Niederdruck . . . . .	—	2 × 533	„
Kolbenhub . . . . .	660	660	„
Kesseldurchmesser, innen . . . . .	1676	1421	„
Kesselmitte über Schienenoberkante . . . . .	2743	2590	„
Feuerbuchse, Länge × Weite . . . . .	2591 × 1232	—	„
Heizrohre, Anzahl . . . . .	177	216	Stck
„ Durchmesser, außen . . . . .	44	47	mm
Rauchrohre, Anzahl . . . . .	24	—	Stck
„ Durchmesser, außen . . . . .	133	—	mm
Rohrlänge . . . . .	3277	3456	„
Heizfläche der Feuerbuchse . . . . .	16,0	111,0	m <sup>2</sup>
„ „ Rohre . . . . .	114,0		„
„ des Überhitzers . . . . .	23,0		„
— im Ganzen — H . . . . .	153,0	111,0	„
Rostfläche R . . . . .	2,5	2,6	„
Durchmesser der Treibräder . . . . .	2032	2134	mm
„ „ Laufräder . . . . .	946	1081	„
Fester Achsstand (Kuppelachsen) . . . . .	3048	2895	„
Ganzer Achsstand . . . . .	7594	7380	„
Ganzer Achsstand der Lokomotive, einschl. Tender . . . . .	14764	—	„
Ganze Länge der Lokomotive, einschl. Tender . . . . .	17901	—	„
Reibungsgewicht G <sub>1</sub> . . . . .	43,0	39,7	t
Dienstgewicht der Lokomotive G . . . . .	67,0	60,7	„
„ des Tenders . . . . .	53,65	—	„
Vorrat an Wasser . . . . .	19,0	15,8	m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff . . . . .	7,5	7,0	t
H:R . . . . .	61	43	
H:G . . . . .	2,3	1,8	m <sup>2</sup> /t
H:G <sub>1</sub> . . . . .	3,6	2,8	„
Metergewicht (Lok. einschl. Tender) . . . . .	6,75	—	t/m

R. D.

(Engineering 1927, Nr. 3229.)

**B-Diesel-elektrische Verschiebelokomotive der Pennsylvania-Bahn.**

Die Pennsylvania-Bahn baut z. Z. in ihren Werkstätten in Altoona B-Verschiebelokomotiven mit elektrischer Kraftübertragung. Letztere wurde gewählt, weil sie für größere Lokomotiven gegenwärtig immer noch das sicherste und gebräuchlichste Übertragungsmittel darstellt.

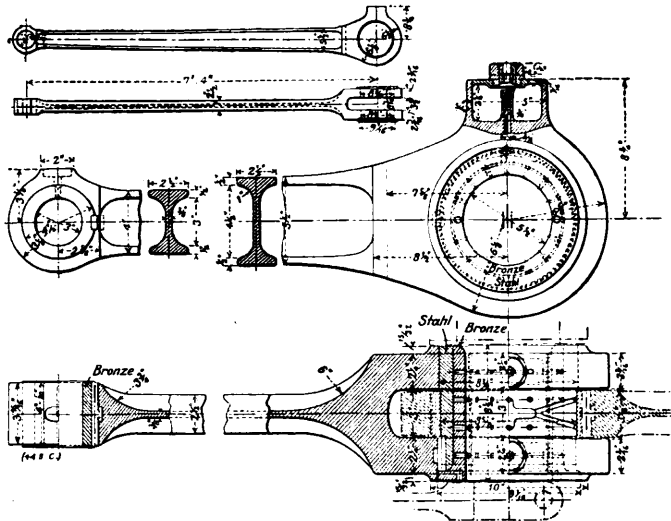


Abb. 2. Ausführung der Treibstange der 2 B-h 3 Lokomotive.

In bezug auf die Hauptabmessungen liegt ein Vergleich mit der im Jahr 1906 beschafften 2 B-n 3 v-Lokomotive der Midland-Bahn nahe, welche damals die schwerste europäische vierachsige Schnellzuglokomotive war\*). Man ist erstaunt, daß von einer wesentlichen Vergrößerung kaum die Rede ist. Die Zylinderabmessungen und die Rostfläche sind sogar kleiner geworden; doch mag die Leistung infolge der Verwendung von überhitztem Dampf immerhin bedeutend gesteigert sein. Dabei ist der Eigenwiderstand dieser 2 B-Lokomotive gering und darauf hat der englische Lokomotivkonstrukteur, wie das Beispiel der früher vorhandenen vielen Lokomotiven mit freier Treibachse zeigt, von jeher großen Wert gelegt. Freilich könnte er noch geringer

\*) Eisenbahntechnik der Gegenwart, 1912, 1. Abschnitt, S. 14.

Die neue Lokomotive ruht abweichend von der üblichen amerikanischen Ausführung von größeren Eisenbahnfahrzeugen nur auf zwei Achsen mit Außenlagern. Die 8 Zylinder-Dieselmachine der Bessemer Gasmaschinen-Gesellschaft entwickelt 500 PS bei 800 Umdr./Min. Die Umdrehungszahl kann erforderlichenfalls noch bis 1000 Umdr./Min. gesteigert werden. Die Maschine arbeitet kompressorlos nach dem Viertaktverfahren. Die Zylinder haben 216 mm Durchmesser und 305 mm Hub; sie sind in V-Form (paarweise) unter 45° gegeneinander geneigt angeordnet. Zum Anlassen dient Druckluft mit dem üblichen Druck von der Druckluftbremseinrichtung; es sind deshalb zwei große Hauptluftbehälter vorgesehen. Bei einem Undichtwerden eines Luftbehälters kann dieser ausgeschaltet und der andere mittels einer kleinen, einzylindrigen Explosionsmaschine und Luftpumpe wieder aufgefüllt werden. Der Brennstoff für die Dieselmachine wird in drei Behältern von je 320 l Inhalt unter dem Führerhaus mitgeführt und von dort mittels einer elektrisch betriebenen Pumpe in einen kleineren unter dem Dach liegenden Behälter hinaufgepumpt. Von hier aus fließt es selbsttätig den vier Brennstoffpumpen zu. Ein elektrischer Ölstandsanzeiger zeigt dem Führer den Stand in den Hauptbehältern an. Zur Rückkühlung des Kühlwassers dienen Kühlrohre auf dem Führerhausdach, die mit einem unter dem Dach liegenden Ausgleich-Wasserbehälter in Verbindung stehen bzw. mit diesem und auch untereinander in verschiedener Weise so geschaltet werden können, daß die Rückkühlfläche nach Bedarf verändert werden kann. Der gesamte Wasserinhalt der Rückkühlanlage, an die auch die Heizung des Führerstandes angeschlossen ist, beträgt 1,8 m<sup>3</sup>. Bei besonders starker Beanspruchung der Maschine kann unter Zuhilfenahme der Auspuffgase der Wasserrumlauf im Rückkühler beschleunigt werden.

Der elektrische Teil der Lokomotive besteht aus einem 330 kW Westinghouse-Stromerzeuger für 800 Umdr./Min. und 550 bis 600 V, der mit der Dieselmachine unmittelbar gekuppelt ist, und einer kleinen Hilfsmachine von 16 bis 20 kW. Diese liefert den Strom für die Ölförderpumpe, die Beleuchtung, die Schaltanlage und für einen kleinen Sammler für Notbeleuchtung und ähnliche Zwecke. Die beiden Westinghouse-Bahnmotoren leisten je 300 PS. Sie sitzen gegen die Lokomotivmitte zu neben den beiden Achsen und treiben diese über je eine Vierradübersetzung 16:76 an.

Die Lokomotive besitzt nur am einen Ende einen Führerstand. Man hielt dies für ausreichend für ihre Größe; andererseits wäre aber einer zweiseitigen Anordnung nichts entgegen gestanden. Die Schaltung geschieht elektro-pneumatisch. Dieselmotor und Stromerzeuger können in einfacher Weise nach dem Abheben von einem Teil des Daches ausgebaut werden. Dem Einbau der Luftdruckbremse setzte die gedrängte, zweiachsige Bauart einige Schwierigkeiten entgegen. Es mußten daher zwei Bremszylinder vorgesehen werden, die außerhalb der Rahmen in Lokomotivmitte liegen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

Ganze Länge . . . . .	8179 mm
„ Breite . . . . .	3200 „
„ Höhe . . . . .	4482 „
Treibraddurchmesser . . . . .	1270 „
Achsstand . . . . .	3048 „
Dienstgewicht . . . . .	59 t
Gewicht der Dieselmachine . . . . .	9,1 t
Zugkraft nach der Quelle: beim Anfahren . . . . .	18100 kg
„ „ „ : bei 30km/h und normaler Kühlung der Maschine . . . . .	3700 „
Zugkraft nach der Quelle: bei 20km/h und verstärkter Kühlung der Maschine . . . . .	5500 „
(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 29.)	R. D.

### B + B-Diesel-elektrische Lokomotive für Tunis.

Eine Lokomotive dieser Achsanordnung, jedoch mit wesentlich geringerer Leistung — 120 PS gegen 250 PS der neuen Lokomotive — ist schon im Jahre 1923 in Tunis in Dienst gestellt worden\*). Die neue Lokomotive ist von der „Compagnie des Constructions Mécaniques (Procédés Sulzer)“ in Paris

gebaut und im Oktober 1926 an die französische Bahn in Tunis abgeliefert worden. Die allgemeine Anordnung entspricht der früheren Lokomotive. Die Maschinenanlage ist in einem ganz aus Eisen gebauten Kasten untergebracht; nach vorn und hinten schließen sich, je durch eine Wand getrennt, die beiden Führerstände an. Der Kasten ruht mit seinem Rahmen auf zwei zweiachsigen Drehgestellen mit Außenrahmen. Das Dach des Kastens ist abhebbar, um den Ein- und Ausbau der Maschinenanlage zu erleichtern. Die Führerstände besitzen Controller nach Art der Straßenbahnwagen.

Der von der Firma Sulzer gebaute Vorkammer-Viertakt-Dieselmotor hat acht in V-Form angeordnete Zylinder und entwickelt 250 PS bei 550 Umdr./Min. Die Kolben sind aus Aluminium. Der Rückkühler liegt auf dem Kastendach und besteht aus einem in Sechseckform angeordneten Bündel senkrecht stehender Rohre. In der Mitte des Rohrbündels sitzt ein Ventilator. Je nach den Bedürfnissen des Betriebes lassen sich mehr oder weniger Kühlrohre einschalten; zur Vergrößerung des Wasserinhalts ist ein ebenfalls auf dem Dach liegender Behälter von 350 l Inhalt vorgesehen. Die höchste bei den Versuchsfahrten festgestellte Temperatur betrug 68°. Alle laufenden Teile der Maschine haben Preßölschmierung; die Pumpe sitzt im unteren Teil des Gehäuses. Zur Schmierung der Zylinder dient eine besondere, außen liegende Ölpumpe.

Der Stromerzeuger ist unmittelbar mit der Dieselmachine gekuppelt. Seine Spannung ist veränderlich zwischen 380 und 750 V. Die Leistung von 145 kW wird über vier Motoren mit Ward-Leonard-Schaltung auf die vier Achsen übertragen. Jeder Motor hat eine Stundenleistung von 47 kW. In der Verlängerung der in Längsrichtung der Lokomotive angeordneten Maschinenanlage sitzt eine Erregermaschine von 26 kW und 150 V. Die Erregermaschine liefert zugleich den Strom für die Luftsaugepumpe der Clayton-Hardy-Bremse und zum Aufladen der Sammleranlage. Wenn der Dieselmotor nicht arbeitet, wird die Luftsaugepumpe vom Sammler gespeist.

Die Maschinenanlage und die Führerstände sind so angeordnet, daß ein einziger Mann zur Bedienung ausreicht. Beim Ingangsetzen der Dieselmachine wird der Stromerzeuger zunächst als Motor benützt; er schaltet sich selbsttätig um, sobald die Dieselmachine arbeitet.

Nach der Ablieferung wurde die Lokomotive in der Ebene und auf Neigungen bis zu 15/100 einer größeren Reihe von Versuchsfahrten unterzogen. Dabei sollte der Brennstoffverbrauch gemessen und ein Belastungsplan aufgestellt werden. Der Brennstoffverbrauch betrug bei diesen Versuchsfahrten mit einer Belastung von 80 t hinter dem Zughaken zwischen 7 und 9 g für 1 tkm und entsprach damit im wesentlichen den Angaben der Baufirma, die auf 8 g für 1 tkm lauteten. Die Temperatur in den Führerständen betrug bei einer Außentemperatur im Schatten von 25° C etwa 30° C, diejenige im Maschinenraum 51° C. Nach den eigentlichen Versuchsfahrten wurde die Lokomotive noch einen Monat lang in den regelmäßigen Dienst auf der Strecke von Tunis nach Hammann-el-Lif eingeteilt und dabei von Mannschaften der Bahn gefahren. Dabei durften nicht mehr als vier Anstände auftreten, die je zu einer Verspätung von mehr als einer Viertelstunde Anlaß geben konnten, und die Lokomotive durfte höchstens zweimal völlig versagen. Diese Bedingungen konnten erfüllt werden; allerdings mußte das mitfahrende Personal der Baufirma beim Aufsuchen und Beheben von Anständen öfters eingreifen, weil die Bahnmannschaften noch nicht genügend eingearbeitet waren. Die Anstände traten übrigens in der Hauptsache nicht an der Dieselmachine, sondern im elektrischen Teil auf und sind daher für die Beurteilung der Lokomotive an sich wenig von Bedeutung.

Die Lokomotive hatte bis zum Frühjahr 1927 erst rund 600 km zurückgelegt; ein abschließendes Urteil über sie ist daher noch nicht am Platz. Die Bahn betrachtet auch diese zweite Lokomotive nur als Versuchsausführung. Für den regelmäßigen Bahndienst sind ihre Abmessungen noch zu gering. Die Baufirma beschäftigt sich z. Zt. mit ähnlichen Entwürfen für größere Abmessungen; es soll versucht werden, eine Regelspurlokomotive mit 800 bis 900 PS zu bauen.

R. D.

(Rév. Gén. d. Chem. de Fer 1927, 2. Halbj., Nr. 7.)

\*) Organ 1924, S. 351.



## Versuchsfahrten der englischen Ljungström-Lokomotive.

Mit der von Beyer, Peacock und Co. in Manchester gebauten Ljungström-Turbinenlokomotive, über die im einzelnen schon früher berichtet wurde\*), sind im Laufe des vergangenen Jahres Versuchsfahrten auf der London, Midland und Schottischen Bahn ausgeführt worden. Im Mai fanden Fahrten zwischen Derby und Bedford statt, bei denen die Lokomotive 13 Drehgestellwagen von 407 t Gewicht zog und eine Zugkraft von 10000 kg entwickelte. Die Zugkraft der Lokomotive war dabei allerdings nicht ausgenutzt: sie soll bei einem Reibungsgewicht von 55 t vermöge des gleichmäßigen Drehmomentes 18000 kg betragen. Darauf wurde die Lokomotive in den Expreszugdienst zwischen Manchester und Derby eingeteilt, wo vorher stets mit Vorspann gefahren werden mußte. Die Turbinenlokomotive brauchte keinen Vorspann und holte sogar in einem Fall noch sieben Minuten Verspätung ein. Der Kohlenverbrauch soll geringer gewesen sein als bei den sonst verwendeten Lokomotiven. Leider gibt die Quelle keine Zahlenwerte darüber an; da die Turbinenlokomotive eine Leistung von 2000 PS entwickeln soll, ist es auch nicht besonders verwunderlich, daß sie die Leistung der meist kleineren englischen Lokomotiven überbot.

Als besonderer Vorteil der Ljungström-Lokomotive wird auf Grund der Versuchsfahrten noch angegeben, daß die Lokomotive geeignet sei, lange Strecken ohne Wasserfassen zu durchfahren. Die für Argentinien gebaute Meterspur-Lokomotive Ljungström'scher Bauart soll 500 km anstandslos durchfahren haben. Weiter wird die große Anfahrzugkraft gerühmt sowie die Möglichkeit, die Lokomotive wegen des Fehlens von hin- und hergehenden, bzw. unausgeglichenen Massen auch auf Strecken mit leichterem Oberbau und älteren Brücken ohne Geschwindigkeitsverminderung verkehren zu lassen. Schließlich werden noch die Bedenken zerstreut, als ob die Lokomotive schwierig zu bedienen sei. Die Bedienung sei einfach und rasch; beispielsweise habe in mehreren Fällen das Einsetzen von Wagen in die Versuchszüge nicht so lange gedauert, wie bei den Regel-Lokomotiven.

Bevor man ein abschließendes Urteil auch nur über diese Versuchsfahrten abgeben will, ganz abgesehen von einem solchen über die Ljungström-Lokomotive überhaupt, müßten zunächst noch genauere Angaben abgewartet werden.

(Engineering 1927, Nr. 3231 u. 3232.)

R. D.

\*) Organ 1924, S. 365 und 1925, S. 295.

## Zuschriften an die Schriftleitung.

### Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen.

Von Herrn Prof. J a h n-Danzig erhalten wir folgende Zuschrift:

Zu der von Heumann verfaßten Besprechung meines Buches\*) „Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen“ habe ich einiges zu bemerken: Auf die immer wiederkehrende Feststellung, die Grundlagen — im Schlußsatz heißt es gar „teilweise auch die Anwendungen“ — habe Uebelacker schon in genauerer und umfassender Weise gegeben, will ich nicht eingehen, denn ich habe ja im Vorwort selbst gesagt, daß Uebelacker die genannte Aufgabe schon gelöst habe. Ich gestehe gern zu, daß dies in einigen Punkten umfassender geschehen ist, als bei mir. Ob aber nicht manche Frage von mir umfassender beantwortet wurde, möge der Leser entscheiden. Die Art meiner Untersuchung, auf Vergleichen beruhend, verlangte einige Einschränkungen, hat aber zu zahlreichen neuen Ergebnissen geführt.

Dem Leser wird auch nicht entgehen, daß meine Auffassungen und Ergebnisse da und dort von denen Uebelackers abweichen, besonders wo es sich um Deichselachsen handelt, wovon Heumann freilich nichts sagt.

Heumann wirft mir vor, daß ich die durch die Zugkraft Z verursachte Polverlegung, die Fliehkraft und die Tenderkupplungsseitenkraft T nicht berücksichtigt habe. Nun wird der Leser meines Buches schon im Vorwort darüber belehrt, daß es mir vor allem auf eine vergleichende Untersuchung möglichst aller denkbaren Bauarten ankommt. Dazu bedurfte es einer Vergleichsgrundlage. Da nun aber die Spurkranzdrücke und auch die Kräfte U mit gewissen kleinen unwesentlichen Einschränkungen ihre Höchstwerte bei  $Z = 0$  annehmen, so war unbedingt dieser Fall zu Grunde zu legen. Ich bedauere, Uebelackers Verdienst um die Aufhellung des Zusammenhangs zwischen Zugkraft und Pollage nicht gewürdigt zu haben und hole dies hiermit gern nach. Aber für meine vergleichende Untersuchung ist dieser Zusammenhang von keiner Bedeutung.

Da mir der Vergleich die Hauptsache war, konnte die Fliehkraft als durch die Überhöhung ausgeglichen betrachtet werden. Daß diese Annahme gemacht wurde, ist ausdrücklich im Buche gesagt.

Die Wirkung einer Tenderkupplungsseitenkraft ist von mir im Abschnitt IX eingehend behandelt und zwar der Fall einer Kupplung in einem Punkte. Ich sehe nicht ein, warum ich nun durchaus auch die von Heumann untersuchten Kupplungen mit Stoßpuffern und Keilflächen hätte behandeln sollen. Ich habe jene Untersuchung in ein besonderes Kapitel verwiesen, weil sie in meine allgemeine vergleichende Untersuchung ganz und gar nicht hineingehört. Die Ausführung der Tenderkupplung mit und ohne Keilflächen aller denkbaren Neigungen, Stoßpuffern usw. ist etwas ganz zufälliges. Die Annahme einer bestimmten Ausführungsform bringt in den Vergleich eine Willkür hinein.

\*) Organ 1927, S. 526.

Durchaus nicht jede Tenderkupplung übt überhaupt eine Seitenkraft aus. Zwar rufen alle Tenderkupplungen beim Einlauf in die Krümmung Seitenkräfte oder Gegenmomente hervor. Diese werden aber beim Lauf in der Krümmung  $= 0$ , wenn nicht Keilflächen oder Stoßpuffer mit Einzelfedern oder dergleichen vorgesehen sind. Daß am Pufferkopf auch in der Krümmung eine Seitenkraft  $T = \pm \mu \times$  Pufferdruck erhalten bleiben oder sich einstellen soll, mag trotz der Erschütterungen der Fahrt vielleicht auf Augenblicke allenfalls möglich sein, hat aber keine Bedeutung für die vergleichende Untersuchung eines Dauerzustandes. Hier ist vielmehr bei den letztgenannten Bauarten  $T = \text{Null}$  zu setzen. Die in England und Amerika zwischen Lokomotive und Tender häufig angewandten Mittelpuffer ergeben Rückstellkräfte, wenn ihre Wölbungskreise nicht zu den zugehörigen Kupplungsbolzen genau konzentrisch liegen. Diese Kräfte sind aber außerordentlich klein. Keilflächen und Federn, die bei der Stellung im Gleisbogen Gegenmomente erzeugen, stehen durchaus nicht in allgemeiner Anwendung\*). Die von mir untersuchte Kupplung in einem Punkt, die Heumann so halb und halb als überflüssig bezeichnet, ist übrigens denn doch nicht so ganz selten. Die in Garbe: „Die Dampflokomotiven der Gegenwart“, zweite Auflage in Abb. 494/495 dargestellte ist eine solche, und ebenso die im Engineering 1926, Tafel XLII der Australischen Bahn. Sie hat außerdem gewisse, in meinem Buch hervorgehobene große Vorzüge. — Meine Behandlung der Kupplung, für die ich also durchaus eintrete, berücksichtigt, wie es sein muß, genau rechnerisch den Einfluß des Anlaufens der ersten oder einer anderen Tenderachse und der letzten Lokomotivachse. In Heumanns Untersuchungen, die mir als Muster vorgehalten werden, vermißt man diese Berücksichtigung. Die Darlegungen Heumanns über entlastende und belastende Wirkung des Tenders auf den Führungsdruck halte ich für ebenso verfehlt wie seine Auseinandersetzungen über „Den ständigen Druckwechsel an den Tenderpuffern und eine erhebliche, schwingend und stoßartig auftretende Vergrößerung des Lokomotivführungsdruckes“ (Organ 1913, S. 119, Sp. 1, oben). Ich bereite eine Veröffentlichung über diesen Gegenstand vor\*\*).

Aus ganz ähnlichen Gründen muß ich den Vorwurf zurückweisen, daß ich die Veränderlichkeit der Rückstellkräfte bis auf einen Fall nicht berücksichtigt habe. Dieser eine Fall genügt vollauf. Irgend eine Rückstellvorrichtung anzunehmen, wäre

\*) Eine gute Übersicht der in England und Amerika üblichen Anordnungen geben Engineer 1917 II, Tafel. vom 5. X.; desgl. 1918 II vom 1. 11.; 1921 I, 24, VI. Engineering 1915 II, T. I; 1920 I, T. II; II, T. XX; 1926 I, T. XLII. Ferner Modern Locomotives. New York, Railroad gazette 1901 und Garbe: „Die Dampflokomotiven der Gegenwart“, 2. Aufl., Abb. 494/495.

\*\*) Die Veröffentlichungen sind inzwischen fertiggestellt worden und werden bald, wahrscheinlich in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen, erscheinen.

wieder eine Willkür gewesen, und die Vergleichsergebnisse wären getrübt worden. Das von mir gewählte Verfahren paßt sich in bester Weise den Erfordernissen der Wirklichkeit an, die auf eine klare Frage eine klare Antwort verlangt. Eine bestimmte 1-C-Lokomotive soll an der ersten hohen Achse mit 1000 kg anlaufen. Wie groß muß die Rückstellkraft sein? Antwort: 2575 kg in allen Krümmungen. Wie sich der Konstrukteur mit dieser Forderung abfindet, ist seine Sache. Wählt er gewöhnliche Federn, gibt ihm mein Buch auf Seite 99 die Anleitung zur Nachprüfung für verschiedene Krümmungen. Wählt er als Rückstellvorrichtung Keilflächen über den Achslagern und gibt er den drei festen Achsen Ausgleichhebel, so erhält er eine unveränderliche Rückstellkraft usw.

Daß die Entgleisungsgefahr eine gründlichere Behandlung verdient hätte, gebe ich gern zu. Es ist das ein schwieriges Gebiet. Die Fragen sind keineswegs, wie man aus Heumanns Bemerkungen schließen möchte, restlos geklärt. Im besonderen kann ich mich mit der Behandlung dieser Frage durch Heumann selbst im Organ 1913 S. 120, nicht einverstanden erklären. Ich gedenke über diese Fragen in Kürze einiges zu veröffentlichen (siehe Fußnote \*\*) auf der vorigen Seite).

Seltsam mutet der Vorwurf an, daß ich Zweipunktberührung angenommen habe, ohne die Frage, ob sie wichtiger als die Einpunktberührung sei, zu behandeln. Den entsprechenden Vorwurf kann ich doch Uebelacker und Heumann machen, wenn sie Einpunktberührung annehmen. Zweipunktberührung tritt z. B. sicher bei gewölbtem Schienenkopfe ein. Ich habe mich über diese Fragen eingehend in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1927, S. 426 geäußert.

Daß meine rechnerischen Verfahren umständlicher wie die von Uebelacker seien, bestreite ich. Auch Uebelacker muß die Gleichungen durch Probieren lösen: wenn er z. B. für eine  $4/5$  Lokomotive eine scheinbar einfachere Lösung gibt, indem er nachträglich den Krümmungshalbmesser herausrechnet, für den die Lösung gilt, so ist das nichts als ein verkapptes Probieren, denn der Krümmungshalbmesser ist doch ein Gegebenes. Jahn.

Dazu schreibt Herr Prof. Dr. Ing. Heumann-Aachen:

Meine „Feststellung“, daß ein großer Teil seiner Gedankenarbeit in Wiederholung von Vorhandenem besteht und die früheren Arbeiten die Grundlagen und teilweise auch die Anwendungen umfassender und genauer behandeln, wird von Jahn in seiner obigen Erwiderung nicht bestritten. Diese „Feststellung“ mußte immer wiederkehren in all den wichtigen Punkten, an denen sie gemacht wurde, um sorgfältig belegt zu werden. Daß der Verfasser auch viel wertvolles Neues gebracht hat, habe ich ausdrücklich verschiedentlich betont. M. E. „belehrt“ das Vorwort seines Buches nicht darüber, daß es ihm „vor allem auf vergleichende Untersuchung ankomme“, sondern Jahn stellt sich hier zunächst ausdrücklich die von Uebelacker gelöste Grundaufgabe, „die er bis zu den letzten Schlußfolgerungen für alle nur denkbaren Achsanordnungen durchdenken wolle“. Ich darf im übrigen hier auf den ersten Absatz meiner Buchbesprechung verweisen. Aber selbst bei einer vorwiegend vergleichenden Untersuchung müssen m. E. die Vergleichsgrundlagen so genau sein, daß wichtige Größen, wie  $Z$ ,  $S$  und  $T$ , nicht vernachlässigt werden. Nicht darum handelt es sich, daß Jahn „Uebelackers Verdienst um die Aufhellung des Zusammenhanges zwischen  $Z$  und der Pollage nicht gewürdigt“ hat, sondern, daß er diesen Zusammenhang nicht gesehen hat.

Die Wirkung von  $T$  ist für sich von Jahn nur für den ungewöhnlichen von ihm selbst als „höchst selten“ bezeichneten Fall der Tenderkupplung in einem Gelenkpunkt, nicht aber für den sehr viel wichtigeren der seitlich verschieblichen Kupplung untersucht. Natürlich waren nicht alle möglichen Kombinationen „mit allen denkbaren Neigungen der Keilflächen usw.“ solcher Kupplungen zu behandeln — Abstraktion gilt für jede wissenschaftliche Arbeit —; die beiden wichtigen Grundformen ebener und keilförmiger Berührungsflächen hätten alle Ausführungsformen von Bedeutung vertreten. Für einen zahlenmäßigen Vergleich sind immer bestimmte Annahmen zu machen; das ist bei richtiger Wahl durchaus nicht „Willkür“, und vor allem löst man die Aufgabe eines Vergleichs nicht dadurch, daß man wichtige

Größen dieser Art einfach vernachlässigt. Bei der Ein-Gelenk-Kupplung ist in der Krümmung nur dann  $T=0$ , wenn das Gelenk im „theoretischen Kupplungspunkt“ liegt, der baulich nur selten zu verwirklichen ist, und dessen Lage sich mit  $R$ , der Schienenüberhöhung und der Geschwindigkeit ändert, d. h. praktisch ist fast nie  $T=0$ , sondern im allgemeinen recht groß, wie Jahn selbst im Abschnitt IX seines Buches ausführt. So verstehe ich seine jetzige Behauptung,  $T$  werde hier allgemein gleich 0, nicht. Das trifft durchaus nicht zu. Einer Richtigstellung „verfehlter Darlegungen“ meiner kleinen Arbeit von 1913 sehe ich auch heute noch mit Interesse entgegen; diese macht keineswegs Anspruch auf Vollständigkeit; den Anlauf der Hinterachsen brauchte ich für die dort vorliegende Aufgabe nicht zu berücksichtigen; das wird in Kürze für die erweiterte Aufgabe in einer ergänzenden Arbeit geschehen.

Ich bin mit Jahn durchaus der Ansicht, daß „die Wirklichkeit eine klare Antwort auf eine klare Frage verlangt“, so auch in der Frage der Rückstellkraft, nur müssen Frage und Antwort nicht nur klar, sondern auch richtig sein! Warum soll eine 1-C-Lokomotive mit der ersten gekuppelten Achse mit  $P_2=1000$  kg außen anlaufen? Sollte nicht  $P_2$  vor allem in bestimmtem Verhältnis zu  $P_1$ , der Anlauf- oder Richtkraft der Laufachse stehen? Und konstante Rückstellkraft ergibt durchaus nicht in allen Krümmungen ein konstantes  $P_2$ , sondern nur bei unveränderten Anlaufverhältnissen, also in bestimmtem Bereich von  $R$ . Weiter ist der Fall veränderlicher Rückstellkraft m. E. wichtiger und allgemeiner: im übrigen gilt hier sinngemäß das oben über die Tenderkupplung Gesagte.

Daß alle Fragen der Entgleisungsgefahr restlos geklärt seien, habe ich keineswegs behauptet. In meiner Arbeit von 1913 habe ich lediglich die oft erhebliche Zusatzbelastung des führenden Rades, die bis dahin vernachlässigt war und von Jahn wieder vernachlässigt wird, neu eingeführt; im übrigen ist auch hier Uebelacker am weitesten vorgedrungen.

Da die Kräftewirkung am anlaufenden Rad wesentlich abhängt von der Art der Berührung, so wäre m. E. nicht nur ein ausdrücklicher Hinweis darauf, daß allen Untersuchungen Zweipunktberührung zugrunde liegt, sondern auch eine ausdrückliche Kenntlichmachung von Abweichungen hiervon, wie eine Begründung der Beschränkung auf eine der beiden Berührungsarten, wohl am Platze gewesen in einem ausführlichen Lehrbuch, während das nicht zu verlangen ist von Zeitschriftbeiträgen, wie den von Jahn angezogenen Arbeiten. Jahn berücksichtigt aber sogar jene Abhängigkeit der Kräftewirkung von der Berührungsart nur unvollkommen.

Daß Jahns rechnerische Verfahren umständlicher sind als die Uebelackers, habe ich in meiner Besprechung nicht behauptet. Allerdings halte ich sie dafür und auch für unübersichtlicher, so daß m. E. ein praktisches Arbeiten mit ihnen auf Schwierigkeiten stoßen und doch nur ungenaue Ergebnisse liefern dürfte.

Heumann.

Soweit meine Person als Verfasser der „Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven in Bahnkrümmungen“ \*) in Frage kommt, sei mir gestattet, darauf hinzuweisen, daß meiner Empfindung nach das Jahnsche Buch diesen Untersuchungen allerdings nicht in entsprechender Weise Rechnung getragen hat und daß ich Herrn Professor Heumann zu Dank verpflichtet bin, auf diesen Umstand hingewiesen zu haben. Dabei möchte ich jedoch ausdrücklich betonen, daß hierdurch dem Wert des Jahnschen Buches, das sicher auf sehr umfangreichen und gründlichen eigenen Untersuchungen beruht und neben dem schon Bekannten wertvolle neue Beiträge zu dem schwierigen Problem des Kurvenlaufs enthält, nicht Abbruch getan wird.

Dr. Ing. Uebelacker.

Wir glauben, daß in den vorstehenden Ausführungen die beiderseitigen Anschauungen genügend zum Ausdruck gebracht sind und der Meinungsaustausch über das Jahnsche Buch damit beschlossen werden kann.

Die Schriftleitung.

\*) Diese Untersuchungen sind nicht nur im Organ 1903 Beilage, sondern auch als selbständiges Buch im Verlag von C. W. Kreidel erschienen.