

### Der Luftwiderstand der Eisenbahnfahrzeuge,

insbesondere seine Vorausbestimmung im Windkanal.

Von Prof. Dr. Ing. e. h. Nordmann, Direktor bei der Reichsbahn, Berlin.

Das Streben nach erhöhter Fahrgeschwindigkeit, teilweise schon in unseren neueren Fahrplänen verwirklicht, zwingt zur rechnerischen Untersuchung des Einflusses der Geschwindigkeit auf die wichtigen Größen der Zugförderung: Zugwiderstand, Maschinenleistung, Bremsweg und Zugförderungskosten. Wir wollen uns hier im wesentlichen auf den Zugwiderstand beschränken, mit gelegentlichen Ausblicken auf die Leistung, von der hier gleich vorweg bemerkt werden mag, daß sie als Produkt des mit der Geschwindigkeit wachsenden Zugwiderstandes und der Geschwindigkeit selbst zu hohen Werten führt, daß also große Geschwindigkeiten nur um den Kaufpreis großer Maschinenleistungen zu haben sind.

Da aller menschliche Verkehr sich im Medium der atmosphärischen Luft abspielt, so ist nicht nur der Luftwiderstand der Fahrzeuge an sich ein Teil des gesamten Bewegungswiderstandes, sondern bei großen Geschwindigkeiten angesichts seiner wesentlich quadratischen Natur —  $W = f(V^2)$  — ein sehr beträchtlicher Anteil des Gesamtwiderstandes, bei Flugzeug und Luftschiff überhaupt der einzige. Aber selbst beim Landfahrzeug spielt er eine nahezu einzigartige Rolle, weil er nämlich fast allein geschwindigkeitsgebunden ist. Gewiß sind auch die anderen Anteile des Fahrzeugwiderstandes nicht unveränderlich, aber ihre Abhängigkeit von der Geschwindigkeit ist beim Roll- und Reibungswiderstand ziemlich geringfügig — nicht stark ist wahrscheinlich auch der Krümmungswiderstand von der Geschwindigkeit beeinflusst, und völlig unabhängig von ihr ist der Steigungswiderstand. So ist also der Geschwindigkeitswiderstand der Eisenbahnfahrzeuge fast schlechthin Luftwiderstand.

Eine gewisse Schwierigkeit bietet zweifellos der Gesamtwiderstand insofern dar, als die Roll-, Reibungs- und Steigungsanteile vom Gewicht der Fahrzeuge abhängen, während der Luftwiderstand unmittelbar allein durch die Form bedingt ist. Nun ist gewiß die Form oder Gestalt eines festen und tragfähigen Fahrzeuges nur durch Aufwand von Baustoffen, also Gewicht, zu verwirklichen, aber die Beziehung zwischen beiden Größen, widerstehender Fläche und Gewicht, unterliegt keinerlei gesetzmäßiger Beziehung. Der Eisenbahnbetriebsmann wird immer auf das Gewicht, als die an sich anschaulichere Beziehungsgröße hinauswollen, das ja auch im Beschleunigungswiderstand noch eine heute gegen früher stärker betonte Rolle spielt; das Zuggewicht ist das Merkmal des Zuges im Fahrplanbuch; die zeichnerische Belastungstafel unserer Lokomotiven, das sogenannte s-V-Diagramm, ist eine Kurvenschar verschiedener (runder) Zuggewichte, und in den „Gewichtszeitlinien“ für jeweils bestimmte Lokomotiven und Strecken läßt sich sogar der Zusammenhang zwischen Zuggewicht und Fahrzeit bei gleicher Kesselanstrengung der Lokomotive wiedergeben.

Aber diesen Verfahren liegen immer ganz bestimmte Wagengattungen zugrunde; erst für diese wird eine eindeutige Beziehung zwischen Luftwiderstand und Gewicht geschaffen, jede die äußere Form in Mitleidenschaft ziehende Bauartänderung ändert auch jene Beziehung. Die Geschichte des Zugwiderstandes, wie ich sie skizzenhaft in meinem Aufsatz

in Glaser's Annalen (1932) „Die Mechanik der Zugförderung“ gegeben habe, ist die Geschichte des Absinkens von einer gleich anfangs richtigen, auf hoher Stufe stehenden Erkenntnis, eines, man möchte fast sagen, jahrzehntelangen Sichsträubens gegen die Erkenntnis von der verwickelten Natur des Zugwiderstandes — oder mindestens gegen ihre wirkliche Berücksichtigung — und der erst vor etwa 20 Jahren lebhafter einsetzenden Einsicht, daß sich nun einmal der Luftwiderstand nicht in eine eindeutige Beziehung zum Gewicht hineinpressen läßt.

Wie weit schon die Einsicht des ältesten wissenschaftlichen Werkes des Eisenbahnmaschinenbaus, des „Traité théorique et pratique des machines locomotives“ von Graf Pambour ging, wird man mit Erstaunen gewahr, wenn einem das selten gewordene Werk einmal in die Hand fällt. In der 2. Auflage, Paris 1840, ermittelt Pambour den Luftwiderstand eines Zuges unter Verwendung der Beobachtungen französischer Experimentatoren in folgendem Gedankengang. Er stellt zunächst fest, daß in den hier in Frage kommenden Grenzen der Luftwiderstand mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst und beschränkt sich auf die Zuggewicht in ruhender Luft als Regelfall. Er stellt „un vide partiel“, den Sog nach unserer heutigen Ausdrucksweise, an der Rückseite des gegen Luft bewegten Körpers fest und erklärt den Luftwiderstand als Unterschied des Druckes auf die Vorder- und Rückseite des Körpers:  $0,0625 \epsilon \Sigma v^2$  mit  $\Sigma$  als Querschnitt in  $m^2$ ,  $v$  als Geschwindigkeit in  $m/sec$  und  $\epsilon$  einem Faktor  $> 1$ , welcher der Feststellung Rechnung trägt, daß der prismatisch gedachte Körper bei größerer Länge günstiger wirkt, weil — neuzeitlich gesprochen — die Randwirbel beim Umströmen eines kurzen Körpers dann in eine mehr gesetzmäßige, durch Längsreibung etwas abgebremste Strömung mit kleinerem  $\epsilon$  und also kleinerem Sog übergehen. Befindet sich zwischen zwei Körpern, die sich im übrigen in der Bewegungsrichtung decken, eine größere Lücke, so tritt an dem zweiten erneut ein beträchtlicher Stirndruck ein, den er für bestimmte Fälle mit  $\frac{2}{3}$  des vollen ansetzt. Bei der Betrachtung des Eisenbahnzuges überträgt er nun diesen Lückeneinfluß auf die rotierenden Räder mit Achsbuchsen und Zubehör und fügt dementsprechend zur Querfläche des größten im Zug laufenden Wagens — die Lokomotive fehlt in seinen Betrachtungen — noch die entsprechenden Zusatzflächen hinzu, wobei auch die zweite Achse des Vorderfahrzeuges noch voll anzurechnen ist, die erste, an sich durch die Projektion schon berücksichtigt, nur mit ihrem Rotationswiderstand. Durch Ablaufversuche auf der Liverpool-Manchester Eisenbahn mit einzelnen Wagen und fünf zu einem Zug verbundenen findet er noch, daß trotz der engen Zwischenräume zwischen den Eisenbahnwagen der Frühzeit ( $\sim 0,6 m$ ) für die mitten im Zug laufenden Wagen eine einem Quadratfuß gleichzuachtende Widerstandsfläche hinzutritt durch das Einfallen der Luftströmung in die Lücke. Insgesamt bedingt also ein mittlerer Wagen eine Zusatzfläche von  $10$  Quadratfuß  $= 0,93 m^2$ . Die gesamte „surface effective“ (Vorderfläche plus Zuschläge)  $\Sigma$  gehört dem annähernd als langes Prisma aufzufassenden Gesamtzuge an, der bei mittleren

Verhältnissen ein  $\varepsilon = 1,05$  bedingt. Damit erhält Pambour schließlich einen Luftwiderstand (S. 152 des Werkes)

$$Q = 0,005064 \Sigma V^2$$

(mit  $V = \text{km/h}$ ), und er wertet ihn gleich zu einer Tafel aus, der man für Flächen  $\Sigma$  von 2 bis  $10 \text{ m}^2$  und  $V = 6$  bis  $80 \text{ km/h}$  sofort den Luftwiderstand in Kilogramm entnehmen kann. Da wir in unserer heutigen Äquivalentfläche, die auf den reinen Staudruck der Luft bezogen wird, Pambours  $\varepsilon$  gleich mit enthalten denken müssen, so finden wir in dessen Formel für den Staudruck

$$0,005064 : 1,05 = 0,0048,$$

also bereits den richtigen Zahlenwert (vergl. z. B. die Formel von Sauthoff).

Pambour ist nicht nur mit der Betrachtung des Luftwiderstandes, sondern auch mit dem übrigen Inhalt seines anschaulich und elegant geschriebenen Buches seiner Zeit weit voraus. Redtenbacher, ganz eingenommen von der mathematisch verwickelten Betrachtung der störenden Bewegungen, behandelt in seinen „Gesetzen des Lokomotivbaues“ 1855 den Zugwiderstand recht kurz, lehnt sich aber für den Luftwiderstand bis auf eine geringe, nicht begründete Abweichung an Pambour an. In Heusingers „Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik“ 1875 wird zwar Pambour noch häufig genannt, die praktisch verwendbaren Formeln enthalten aber den Luftwiderstand einfach gewichts- (statt form-) mäßig. Erst Frank kommt 1883 bei der Auswertung seiner Ablaufversuche bei Metz wieder auf die Bildung einer formmäßig bedingten resultierenden widerstehenden Fläche, wenn auch in gedanklicher Schärfe noch hinter Pambour zurückbleibend, und ihn übrigens nicht nennend. Bei den Franzosen selbst ist es nicht anders; in den seiner Zeit sehr beachteten Formeln von Vuillemin, Dieudonné und Guéhard (französische Ostbahn) erscheint bei dem quadratischen Glied für den Luftwiderstand nur noch die Querfläche des Zuges mit bestimmten, jeweils auf bestimmte Zuggattungen und Geschwindigkeitsbereiche beschränkte Koeffizienten; und die Formeln der französischen Nordbahn (Barbier), getrennt für Züge aus vierachsigen Schnellzug- und zweiachsigen Personenwagen, sind eine rein algebraische Wiedergabe der gemessenen Widerstände in  $\text{kg/t}$  nach dem Schema  $W = a + bV + cV^2$  ohne physikalische Bedeutung und natürlich nur gültig für jene bestimmten damaligen Wagengattungen der Nordbahn.

Das Verdienst, durch eine größere Zahl von Arbeiten die Widerstandsformeln wieder der physikalischen Natur angepaßt zu haben, gebührt vornehmlich Frank. Auch Auslaufversuche, namentlich mit Lokomotiven, gemeinsam mit der Eisenbahndirektion Hannover ausgeführt, begleiten seine theoretischen Untersuchungen. Auf ihn stützt sich Strahl im wesentlichen. An ausländischen Versuchen sind die in Deutschland weniger bekanntgewordenen amerikanischen Versuche von Goß zu nennen, z. T. schon im Windkanal ausgeführt und in denen auch zum erstenmal wieder der Sog erscheint, den weder Frank noch Strahl beachten. Daß die neueren umfangreichen Reichsbahn-Versuche (1929) in ihren Auswertungen durch Nocon\*) und Sauthoff\*\*) zu keinem formelmäßigen Rückfall in die alte, wenn auch bequeme wissenschaftliche Unschärfe geführt haben, war nach der Entwicklung der letzten Jahrzehnte und im Zeitalter der Windkanäle natürlich zu erwarten. Während Nocon den Sogzuschlag von Goß übernahm, ermittelte ihn Sauthoff neu versuchsmäßig.

So ist, wie ja übrigens auch im Kraftwagenbau, die allein richtige Trennung von Gewicht- und Formwiderstand bei unseren Widerstandsformeln durchaus gesichert. Dabei wäre

übrigens heute ein Rückgriff auf Pambours Ermittlungsart nicht mehr möglich. Diese kann nur noch ein gewiß lebhaftes geschichtliches oder erkenntnistheoretisches Interesse beanspruchen. Erinnern wir uns, daß zwar letzten Endes von Versuchen mit einfachen Körpern ausgehend, Pambour die Zusatzflächen für die Räder doch theoretisch bestimmt, so muß eine sichere Vorausschätzung bei unseren heutigen, verwickelt gestalteten Fahrzeugen versagen, wo es sich statt einfacher Achsen unter dem Wagenfußboden um Drehgestelle, Druckluftbremseinrichtung und Beleuchtungsbatterie handelt. Für die immer schon von einem Prisma völlig abweichenden Lokomotiven hat übrigens Pambour selbst nicht den Versuch der Ermittlung ihrer „surface effective“ gemacht, sondern betrachtet sie scheinbar durch die Querfläche des Zuges als abgegolten. So deuten es wenigstens die älteren Werke; an sich ist hier zweifellos eine gewisse Lücke. Frank leitet aus seinen Ablaufversuchen die Anschauung ab, daß durch die kulissenartig gestaffelte Gestalt der Lokomotive die Äquivalentfläche um 10% größer sei als ihre Querfläche in Stirnansicht. Diesen Ansatz hat bekanntlich Strahl übernommen, der mit dem Staudruckwert der „Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen“  $0,52 \left(\frac{V}{10}\right)^2$  die  $1,1 \cdot 0,52$  zu  $0,6$  aufrundet und damit in seiner noch heute viel benutzten Lokomotiv-Widerstandsformel den Luftwiderstand durch  $0,6 F \left(\frac{V}{10}\right)^2$  wiedergibt, mit  $F$  als Querfläche der Lokomotive.

Die Blasversuche der Deutschen Reichsbahn im Göttinger Windkanal 1933 haben den Faktor 1,1 nicht bestätigt. Hier war die Lokomotive allerdings mit Zugattrappe geblasen, so daß — Franks Versuche als richtig unterstellt — in den Zuschlag von 10% wohl entweder der Sog hinter dem Tender oder die auf dem Prüfstand nicht nachzuahmende Wirkung der sich drehenden Räder steckt; vielleicht auch die Gestaltsabweichung der neuzeitlichen größeren Lokomotiven. Die Wirkung des erst allmählich erreichten vollen Querschnitts: Vorderteil mit Pufferbohle, Kesselvorderwand mit Zylindern, Führerhaus, ist also nicht vorhanden oder jedenfalls nennenswert übertrieben.

Wir müßten also angesichts der gegen die Luftströmung verwickelten Gestalten der heutigen Eisenbahnfahrzeuge auch selbst dann auf das Pamboursche Verfahren verzichten, wenn dessen versuchsmäßige Grundlagen noch heute genau gelten würden.

Wie steht es denn nun aber um den Luftwiderstand verschiedener Körperformen? Hier muß man nach heutiger Kenntnis der Dinge sagen, daß nicht einmal der Widerstand einfacher Körper, wie Kugel, Kegel, Platte, einer theoretischen Vorausbestimmung zugänglich ist, wie man früher wohl annahm. Der charakteristische Wert des Strömungswiderstandes ist der sogenannte Staudruck,  $q = \frac{\rho}{2} v^2$ , worin  $\rho$  die

Dichte des anströmenden Mittels, hier also der Luft, und  $v$  die Relativgeschwindigkeit des bewegten Körpers gegen die Luft ist\*). Dabei muß man im Auge behalten, daß  $v$  nur bei ruhender Luft mit der Fahrgeschwindigkeit übereinstimmt, sonst ist insbesondere für die benachteiligte Fahrt gegen den Wind die Windgeschwindigkeit zur Fahrgeschwindigkeit zu addieren. Mit der veränderlichen Windstärke ist deshalb auch der Luftwiderstand eines Fahrzeuges oder Zuges veränderlich, und dazu kommt noch, daß auch die Luftdichte nach Temperatur und Barometerstand schwankt. Diese Erscheinungen sind wohl zu beachten bei Vergleichsmessungen von Widerständen; sie sind es auch, die die Messungen am fahrenden Zuge in ihrer Auswertung so schwierig machen, denn die

\*) Glasers Annalen 1934, S. 99.

\*\*) Dissertation T. H. Berlin.

\*) „Hütte“, 26. Aufl., Bd. 1. S. 388.



atmosphärischen Verhältnisse müssen wir hinnehmen wie sie sind. Den zusätzlichen Luftwiderstand hat man früher meist nicht genügend beachtet. Heute sind wir bestrebt, in die Widerstandsformel der Züge einen durchschnittlichen Wind in additiver Form zur Fahrgeschwindigkeit gleich einzubeziehen, und zwar vor allem, um bei den gesteigerten Ansprüchen an kurze Fahrzeit und also erhöhter Durchschnittsanstrengung der Lokomotive oder Motoren nicht schon für mäßigen Wind gleich eine Überschreitung der üblichen Daueranstrengung in Anspruch nehmen zu müssen. So hat Sauthoff in dem Luftwiderstandsglied seiner Formel nicht die Fahrgeschwindigkeit  $V_F$ , sondern die Relativgeschwindigkeit  $V_R$  km/h, die er entsprechend etwa der mittleren Windstärke im deutschen Flachland zu  $V_R = (V_F + 15)$  km/h ansetzt.

Der Staudruck der Luft, wie er durch die genannte Beziehung wiedergegeben ist, findet sich nur vor der Kuppe gewölbter Körper, so der Zeppeline, vor. Man darf nicht glauben, daß er etwa den Widerstand einer quadratischen oder kreisförmigen Platte von  $1 \text{ m}^2$  bedeutet, die senkrecht zur Windgeschwindigkeit  $V$  steht. Dieser ist vielmehr infolge der Randwirbel um etwa  $10\%$  größer  $= 1,10^*$ ). Je schlanker und wirbelfreier die Stromlinien von der getroffenen Kuppe ab um den Körper herumzulenken und nach Umströmung sich hinter dem verjüngten Ende möglichst ohne Sog wieder zusammenzuschließen, desto kleiner ist der Luftwiderstand.

Es gibt zwei Beziehungsweisen des Staudrucks zum gesamten Luftwiderstand, nämlich einmal durch die Annahme, der von der Luftströmung getroffene Körper erfahre auf einer ideellen sogenannten „Äquivalentfläche“ durchweg den Staudruck. Oder man geht von dem größten Querschnitt des Körpers, der Hauptspantfläche oder bei einem Eisenbahnfahrzeug seiner Begrenzungslinie aus und multipliziert diese mit einem Formfaktor  $c_w$ , der durch die Gestalt des Körpers bedingt ist.

Wenn man in der „Hütte“ die Widerstandsziffern verschiedener Körper nachschlägt, so findet man nicht nur die große Verschiedenheit zwischen den Körpern, wie Halbkugel, Kegel, Zylinder, Einfach- und Mehrfachplatten, sondern auch die Unstetigkeit des  $c_w$  bei derselben Körperart. Auf die Unstetigkeit des Widerstandes ein und derselben Kugel von  $15 \text{ cm}$  Durchmesser im Gebiet der Anblasegeschwindigkeiten von  $25$  bis  $35 \text{ m/sec}$  weist Vogelpohl in seinem Aufsatz über den „Luftwiderstand der Eisenbahnfahrzeuge“ hin\*\*). Es ist also theoretisch nicht möglich, wenn man sich aus den vorerwähnten Gründen auf einen möglichst geringen Stirnwiderstand beschränkt, die beste Gestaltung des Wagenendes vorauszusagen, zumal ja reine Drehungskörper ausscheiden. Es kommt noch die weitere Schwierigkeit hinzu, daß nämlich Zusammenstellungen z. B. von widerstandsschwachen Kopf- und prismatischen Hauptkörpern sich sozusagen nicht etwa wie die Summen der Komponenten verhalten. Das zeigt Vogelpohl in dem genannten Aufsatz an dem Einfluß des Faltenbalges. Er prüfte im Windkanal das Modell unseres heutigen D-Zug-Stahlwagens mit Tonnendach und nischenartig eingebauten Eingangstüren, und von solchen mit abgeschragten Wagenenden (früher öfter gebaut) und jeweils mit den üblichen oder über die ganze Wagenbreite ausgedehnten Faltenbälgen. Von diesen erhofft der Wagenbau ja bekanntlich eine fühlbare Widerstandsminderung. Für einen im Zuge laufenden D-Wagen der heutigen Form ist nun der schmale Faltenbalg günstiger als der breite, der entgegen der Hoffnung eine um  $9\%$  größere Äquivalentfläche bringt. Dagegen ist bei zugespitzten Wagenenden und am Übergang zur eigentlichen Stirnwand ansetzendem breiten Faltenbalg die Äquivalentfläche je Wagen um  $29\%$  kleiner, also günstiger als

beim gleichen Wagen mit dem normalen schmalen Faltenbalg und  $9\%$  kleiner als beim Regelwagen mit schmalen Balg. Nimmt man zu dieser Unbestimmtheit noch hinzu, daß bei ausgedehnter laminarer Strömung, also an den Wagenwänden entlang, die Luftreibung ausschlaggebend ist, die etwas anderen Gesetzen gehorcht als der Luftdruck auf das stauende Kopffende, dergestalt, daß der resultierende Exponent der Geschwindigkeit etwas unter  $2$  bleibt (zwischen  $1,8$  und  $2$  nach Vogelpohl), so erkennt man die Unmöglichkeit einer auch nur annähernden theoretischen Vorausbestimmung des Luftwiderstandes eines so verwickelten Körpers wie eines Eisenbahnfahrzeugs. Nur der Versuch kann hier Aufschluß geben, und selbst er zeigt noch kleinere Schwierigkeiten, nämlich einer eigentlich nicht völligen Konstanz der Äquivalentfläche, bedingt durch den quadratischen Staudruck einerseits und eines von dem Wert  $2$  etwas abweichenden Widerstandsexponenten andererseits. Wenn ich übrigens vorhin von einem im Zuge laufenden Wagen sprach, so war damit an das abweichende Verhalten des Schlußwagens gedacht, der — ebenso wie ein Einzelfahrzeug am hinteren Ende — mit dem „Sog“ behaftet ist; dieser entzieht sich ebenfalls jeder Vorausbestimmung.

Von den beiden Versuchsmöglichkeiten mit dem wirklichen Fahrzeug im Lauf und dem Fahrzeugmodell im Windkanal ist die zweite erst seit einigen Jahren, dann aber zweifellos gleich mit einer gewissen Lebhaftigkeit ausgeübt worden. Damit macht sich also auch das Eisenbahnwesen die neuzeitliche Forschungsmethode zunutze. Für die Formgebung in dem Sinne, daß man die Form des geringsten oder relativ geringsten Luftwiderstandes erst aufsuchen will, kommt sogar eigentlich nur diese Methode in Betracht. Denn zu der vielleicht zunächst nur gefühlsmäßig entworfenen Form müßte man sonst gleich ein wirkliches Fahrzeug bauen, im Glücksfall kein Schaden, aber ärgerlich, wenn eine andere Form sich günstiger verhält, und jedenfalls also ein sehr teures Verfahren.

Wir sind hiermit übrigens von selbst auf eine gewisse Doppelstellung des Luftwiderstandes gekommen. Während nämlich alle eigentlichen Versuche bis vor ganz kurzer Zeit der Widerstandsfeststellung gegebener Fahrzeuge, also Formen diente, so auch die großen Reichsbahnversuche von 1929, entstand im Hinblick auf besonders hohe Geschwindigkeiten die Frage, ob man nicht die gewohnten Formen abändern solle, um den Widerstand zu erniedrigen. Auch bei einem Hinnehmen gegebener Formen kann man sonst natürlich hohe Geschwindigkeiten durch besonders hohe Maschinenleistungen erzwingen.

Ehe wir nun die Ermittlung des Luftwiderstandes im Windkanal betrachten, möchte ich betonen, daß die Aufgabe der Formgebung von schnellfahrenden Eisenbahnfahrzeugen nicht nur im Luftwiderstand zu erblicken ist. Sonst wäre z. B. die Sache für den einzeln fahrenden Triebwagen ziemlich einfach.

Der Körper geringsten Luftwiderstandes ist die Zeppelinform. Wenn man im Kaiser-Wilhelm-Institut für Strömungsforschung in Göttingen unter dem Anschauungsmaterial das Modell eines Zeppelins neben der kreisförmigen Blechscheibe gleichen Luftwiderstandes sieht, ist man verblüfft, wie klein diese Scheibe im Vergleich zu dem „Hauptspant“ des Zeppelins, seinem größten Querschnitt, ist. Der Kruckenbergs-Wagen, der sich der Zeppelinform denkbar nähert, ist also hinsichtlich des Luftwiderstandes eine durchaus logische Lösung. Aber gerade er zeigt auch, daß die ausschließliche Einstellung auf den Luftwiderstand zu nicht tragbaren Nachteilen führt. Die fehlende Symmetrie des Zeppelins in der Längsrichtung erfordert das beim Triebwagen sonst vermeidbare Drehen für die Rückfahrt. Aber wollte man auch das Drehen in Kauf nehmen, so ergibt

\*) „Hütte“, 26. Aufl., Bd. 1, S. 390.

\*\*) Z. VDI 1934, S. 159.

doch die Zeppelinform eine schlechte Ausnutzung des Innenraums, und das von der Feststellung her, daß ein Eisenbahnwagen stets ein Nutzfahrzeug sein soll, bestimmt zu ausreichender Aufnahme von Personen oder Gütern, und namentlich bei Personen angesichts des Wettbewerbs anderer Verkehrsmittel nicht nur der Aufnahme schlechthin, sondern auch zu einem behaglichen Aufenthalt. Es geht eben nicht um einen Rennwagen zur Hochzüchtung von Motoren, sondern um ein Verkehrs- oder Transportmittel. Ist hier nun die Annäherung an einen kreisförmigen Querschnitt schon für die Unterbringung von Plätzen sonst unvorteilhaft, so kommt, vom Standpunkt der Längenausdehnung betrachtet, noch das geringe räumliche Fassungsvermögen der langegezogenen Spitze hinzu. So gering absolut genommen der Widerstand eines Zeppelinwagens ist, so klein ist andererseits auch sein Fassungsvermögen. Und gerade aus einer solchen Analyse kristallisiert sich dann klar die Erkenntnis heraus: Es kommt beim Wagen nicht auf die absolute Kleinheit des Luftwiderstandes an oder auf die relative zum Gewicht, sondern auf den kleinsten Luftwiderstand je Platz oder  $m^2$  nutzbarer Bodenfläche. In gleicher Richtung wie dieses Leistungsprinzip liegt ja — und in Deckung mit ihm — die wirtschaftliche Seite. Gestaltete man die Wagen nach dem Luftwiderstand allein, so benötigt man zwar nur ein Minimum an Motoren- oder Lokomotivleistung, aber dann sind auch weniger Plätze bei gegebener Zuglänge oder bei bestimmtem Zuggewicht vorhanden und damit die Einnahmen aus Fahrkarten je Wagen gering. Lange, nur möglichst glatte Wagen überwiegen gleichförmigen Querschnitts, das sei hier gleich vorweg gesagt, die also den geringen Luftwiderstand vorwiegend in der Stirnflächengestalt suchen, sind gewiß nicht ganz so windschnittig wie der Zeppelin, aber sie bieten eine große, normale Platzzahl und Raumanordnung und sind daher in ihrer spezifischen Beförderungsleistung wesentlich günstiger. Die Erkenntnis, daß nicht eine absolute, sondern eine verkehrswirtschaftliche Minimalaufgabe vorliegt, ist für den Wagenbau zweifellos sehr erfreulich, denn der eigentliche Wagenkasten behält dabei im wesentlichen seine herstellungs- und unterhaltungsmäßig günstige Form, seine Zusammensetzung aus geraden oder nur einfach gekrümmten Bauteilen und übereinstimmenden Spanten, im Gegensatz zur Verschiedenartigkeit der Spanten und doppelt gekrümmten Außenflächen eines Strömungskörpers.

Als Beispiel für die Durchführung von Windkanalversuchen möge die Prüfung der Lokomotivmodelle dienen, die wesentlich zur Formgebung der neuen Schnellfahr-Dampflokomotiven bestimmt waren, und deren Ergebnisse ausführlich erörtert werden.

Einen Ausgangspunkt dieser Lokomotive bildete der Wunsch des Personenwagenbaus bei der Reichsbahn nach Erprobung neuer Schnellzugwagen bei sehr hohen Geschwindigkeiten mit Rücksicht auf eine etwaige künftige Anspannung der Fahrpläne. Daneben erhoffte man von der Anwendung sehr breiter Faltenbälge eine Verminderung des Luftwiderstandes; um die Meßgenauigkeit zu sichern, mußte ein entsprechender Zug aus einer nicht zu kleinen Anzahl Wagen gebildet werden. Ein solches Versuchsprogramm glaubte man selbst mit der leistungsfähigen 01-Lokomotive (2 C 1) nicht überlegen beherrschen zu können, und so entstand der Wunsch nach einer besonderen 2 C 2 Schnellfahrlokomotive, zunächst für Versuchszwecke. Von den eingeforderten Entwürfen der Bauanstalten war der der Borsig-Lokomotivwerke besonders sorgfältig ausgeführt; er sah einige ziemlich oder ganz stromlinienförmige Lösungen vor, die sich auf Versuche der Bauanstalt im Windkanal der Berliner Technischen Hochschule stützten. Die Entwürfe wurden im Lokomotivausschuß beraten, der sich mit Rücksicht auf den beträchtlichen

Leistungsgewinn durch die windschnittige Gestalt für deren Anwendung entschied und weiterhin eine solche Durchbildung der Lokomotive empfahl, die sie über eine Versuchsmaschine von beschränktem Verwendungszweck hinaus zur betrieblichen Bauform für sehr schnell fahrende Züge geeignet machte. In einer zweiten Sitzung gelangte der Ausschuß zu dem Wunsch, für ein möglichst genaues Urteil über den Leistungsgewinn die Windkanalversuche noch einmal mit einem größeren Maßstab der Modelle zu wiederholen, als sie der leider verhältnismäßig kleine Berliner Windkanal gestattet hatte ( $1:33\frac{1}{3}$ ); der Modellmaßstab sollte möglichst 1:20 sein und die Versuche in dem größeren Göttinger Windkanal stattfinden. Die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn billigte dieses Vorgehen und beauftragte das Reichsbahn-Zentralamt für Maschinenbau mit der Durchführung der Versuche.

Die Urform des Modelles mußte naturgemäß die unverkleidete 2 C 2-Schnellzuglokomotive mit Regeltender darstellen (Abb. 1), an der sich bei dem Maßstab 1:20 auch die

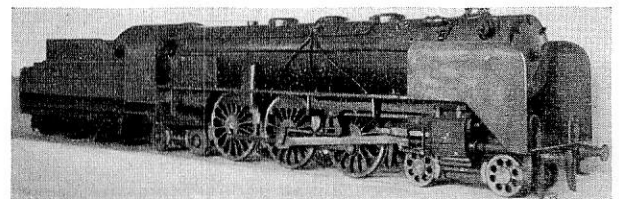


Abb. 1. Modell einer 2 C 2-Regellokomotive 1:20.

Einzelheiten des Triebwerks und die Ausrüstungsteile (selbst Signallaternen und ähnliches) schon gut wiedergeben ließen. Um die Versuche möglichst fruchtbringend zu gestalten, sahen wir im Benehmen mit den Borsig-Lokomotivwerken, welche die Modelle in vorzüglicher Ausführung geliefert haben, auch kleinere Änderungsmöglichkeiten vor, die sich etwa schon auf vorhandene Schnellzuglokomotiven übertragen ließen, wie stark gewölbte Rauchkammertür und zugeschärftes Führerhaus (Abb. 2). Die an sich sehr wirksamen Windleitbleche, die

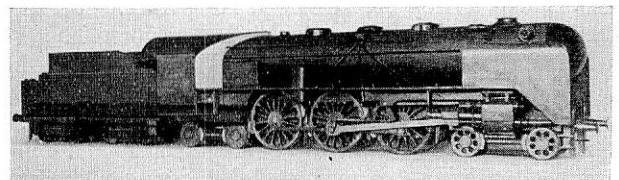


Abb. 2. Modell mit gewölbter Rauchkammertür und zugeschärftem Führerhaus.

andererseits den Luftwiderstand zu erhöhen schienen, waren abnehmbar gemacht, um ihren Einfluß messend erforschen zu können. Und dann kamen, durch geschickte Modellausführung ebenfalls meist im Windkanal selbst an- und abbaufähig, jene weiteren Zutaten, die Maschine und Tender allmählich zum „Stromlinienfahrzeug“ machten, eine Kopfverkleidung ähnlich dem „Fliegenden Hamburger“, anschließende Kesselverkleidung, die Verschalung des Triebwerks durch große Seitenschürzen, die Umhüllung des Tenders. Abb. 3 zeigt die Häufung all dieser Haupt- und Zusatzteile für den Spiegelbildversuch.

Denn für die Luftwiderstandsmessungen an den Modellen wurde die Spiegelbildmethode auf Anraten des Göttinger Aerodynamischen Instituts gewählt. Es gibt das Anlaß, kurz auf die drei möglichen Versuchsarten für Eisenbahnfahrzeuge im Windkanal zu sprechen zu kommen. Die Aufgabe ist deshalb verwickelter, als die Flugzeug- oder Luftschiffmessung, weil es sich hier nur um ein Zweikörperproblem handelt, nämlich Luftfahrzeug und widerstehendes Mittel. Beim Luft-



widerstand des Landfahrzeugs dagegen wirken drei Körper zusammen: Fahrzeug, Luft und Erdboden. Nimmt man ruhende Luft in der Wirklichkeit an, so bewegt sich das Fahrzeug relativ gegen Erdboden und Luft, mit Ausnahme von Luftwirbeln in unmittelbarer Nähe des Fahrzeugs, die zwischen Fahrzeug und Erdboden beim Mitreißen durch das Fahrzeug einerseits und der Abbremsung durch den Erdboden andererseits

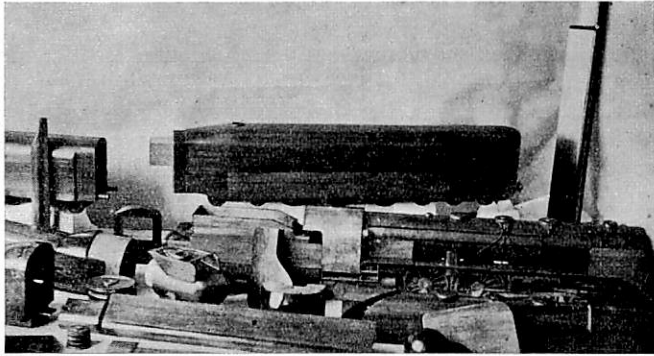


Abb. 3. Zusammenstellung der Modelle für die verschiedenen Stufen der Stromlinienform.

eine Art mittlere Geschwindigkeit annehmen werden. Da der Windkanalversuch mit einem durch starken Lüfter erzeugten Luftstrom arbeitet, hätte zu gleicher Relativbewegung gegen das (nahezu) fest aufgehängte Fahrzeug eigentlich auch das Modell des Erdbodens sich mit der Geschwindigkeit des Luftstroms bewegen müssen. Man kann das in der Tat ausführen; so besitzt der Friedrichshafener Windkanal ein unter dem Triebwagenmodell durchlaufendes Band, auf dem das Gleis mit seiner Bettung nachgeahmt ist und das natürlich als

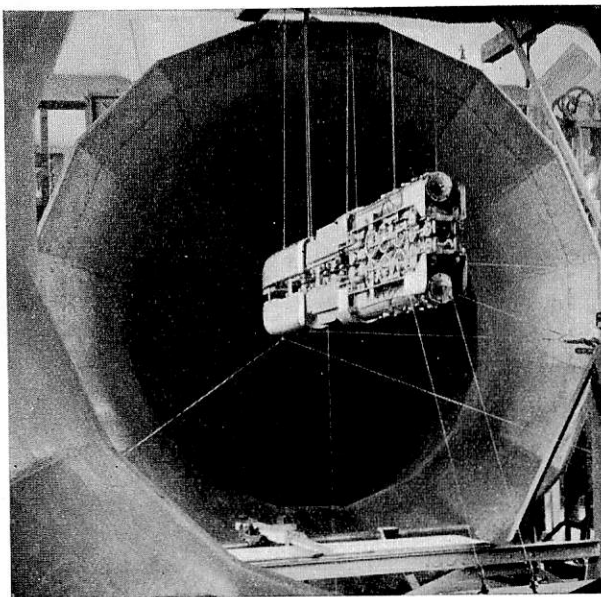


Abb. 4. Das Doppelmodell der Lokomotive in Spiegelbildanordnung im Göttinger Windkanal.

endloses Band über zwei Rollen mit seinem anderen Trum genügend weit außer dem Modellbereich zurückläuft. Die Bauart ist aber verwickelt, ohne, auch nach Ansicht der Beteiligten, einen fühlbaren Fehler bei dem so ermittelten  $c_w$ -Wert auszuschließen.

Der Göttinger Kanal arbeitete nach der Spiegelbildmethode: Zwei an sich gleiche Fahrzeugmodelle werden spiegelbildartig mit den Rädern gegeneinander fest verbunden

(Abb. 4). Die Luftströmung zwischen den beiden Modellen, also in Schienenhöhe, wird schätzungsweise der oben erwähnten „Zerstückelung“ der Luft zwischen Fahrzeug und Erdboden wirkungsgleich gesetzt. Das Meßergebnis ist natürlich zu halbieren, da ja ein Doppelfahrzeug angeblasen wird. Auch die Amerikaner sehen übrigens in dieser Versuchsanordnung eine zutreffende Abbildung der Wirklichkeit; sie haben eine Erdbodenattrappe so gestaltet, daß sie in ihrer Wirkung der Spiegelbildmethode gleichkam, und brauchten nunmehr Änderungen nur an einem Fahrzeugmodell vorzunehmen\*). Ob freilich diese Änderungen nicht einen Fehler in die Strömung wieder hereintragen, steht dahin; sieht man, wie bei unseren Göttinger Versuchen, alle gewünschten Fahrzeugformen gleich als Zusatzmodelle doppelter Ausführung vor, entgeht man jedem Zweifel.

Die Anschauung, daß man unter gewissen Vorsichtsmaßregeln die Methode mit festem Oberbaumodell, obwohl sie logisch falsch ist, ohne erheblichen Fehler verwenden könne, vertritt auch das Institut für Strömungsforschung der Technischen Hochschule Berlin; so hat Vogelpohl die Modelle der D-Zugwagen über einem solchen nachgeahmten Oberbau geblasen\*\*).

Die Messung des Luftwiderstandes mit der Waage, also der genauesten Meßvorrichtung, ist grundsätzlich einfach

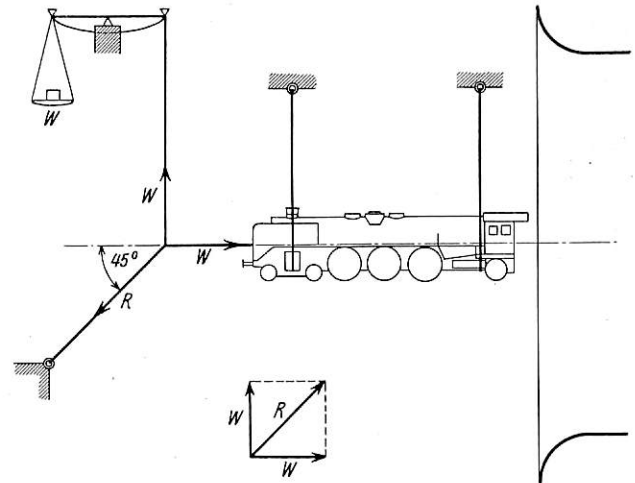


Abb. 5.

Messung des Luftwiderstandes im Windkanal mit der Waage.

(Abb. 5). Der Luftwiderstand  $W$  (als Blasdruck des Luftstroms auf das Modell) wirkt als Zug auf den waagerechten Stahldraht, der im Knotenpunkt an einem, am einfachsten unter  $45^\circ$  abwärts gespannten Haltedraht festgehalten wird. Er ist die Resultante aus dieser Abspannkraft und dem senkrechten Zug des Wiegedrahts nach oben; dieser ist bei  $45^\circ$  Verspannungswinkel unmittelbar gleich  $W$ , das also einfach als Gewicht auf der Schale abgelesen werden kann. Da übrigens auch die Aufhänge- und Spanndrähte einen Luftwiderstand haben, entsteht der Fahrzeugmodellwiderstand durch Abzug des ohne Modell gemessenen Drahtwiderstandes von den Bruttowerten.

Für die Übertragung auf die Wirklichkeit gelten nun die Sätze der Ähnlichkeitsmechanik, die in ebenso kurzer, wie scharfer Darstellung in der „Hütte“ nachzulesen sind\*\*\*). Sie lassen Übertragungsfehler aus folgendem Grunde zu: Ist das Fahrzeug und also auch sein Modell strömungstechnisch stark zerklüftet, besteht also der Luftwiderstand im wesentlichen in Wirbelbildung um das Fahrzeug herum, so gilt — Göttingen vertritt diesen Standpunkt — das Newtonsche Ähnlichkeits-

\*) Z. VDI 1933, S. 984.

\*\*) Z. VDI 1934, S. 161.

\*\*\*) „Hütte“, 26. Heft, Bd. 1, S. 330 u. ff.

gesetz der Trägheitskräfte mit quadratisch auftretender Geschwindigkeit

$$\frac{K}{k} = \frac{(\varrho) F V^2}{\varrho f v^2} *$$

Bei völlig angeschmiegener Luftströmung, also einem „Stromlinienfahrzeug“ erscheinen neben den Trägheitskräften (die dann kleiner sind) die Zähigkeitskräfte der unter Reibung an dem Körper entlang strömenden Luft. Die Zusammenfassung beider Kräfte führt zum Reynoldsehen Ähnlichkeitsgesetz (mit der Reynoldsehen Zahl), in der die Geschwindigkeit linear erscheint.

$$\frac{V L}{(\nu)} = \frac{v L}{\nu} = R; \text{ bei } (\nu) = \nu: V L = v l *$$

Die genaue Erfüllung dieses Modellgesetzes ist aber bei Modellen handlicher Größe deshalb oft nicht möglich, weil man dann mit Überschallgeschwindigkeit blasen müßte, während schon mit Rücksicht auf die Leistung der Windkanallüfter, die ohnehin mehrere 100 PS erfordern, die Windgeschwindigkeiten 60 m/sec meist nicht überschreiten. Körper, die schon eine Annäherung an die ideale Stromlinienform darstellen, sie aber noch nicht erreichen, liegen eigentlich auch zwischen den Ähnlichkeitsgesetzen, d. h. sie haben gar kein exaktes. Doch hält sowohl das Berliner Strömungsinstitut den durch die — streng genommene — Unerfüllbarkeit des Reynoldsehen Gesetzes entstehenden Fehler für einen bescheidenen Prozentsatz, als auch besitzt das Göttinger Institut in der praktisch leidlichen Konstanz der jeweiligen Verhältniszahl Widerstand:Staudruck,  $W:q$  die Beruhigung über die Brauchbarkeit des Newtonschen Gesetzes.

Eine Fehlermöglichkeit des Reynoldsehen Gesetzes kann übrigens auch noch in der Abweichung der Zähigkeits-(Reibungs-)ziffer  $\nu$  (Luft gegen Holzmodell) gegenüber der Wirklichkeit (Luft gegen lackiertes Blech) stecken. Man darf also keine völlige Genauigkeit von den Windkanalversuchen bei ihrer Übertragung auf die Großausführung erwarten, doch spielen einmal bei Herausarbeitung strömungsgünstiger Fahrzeugformen einige Prozente keine Rolle, andererseits ist der Idealzustand ruhender Luft, oder genauer Gegen- oder Rückenwind, den der einfache Windkanalversuch abbildet, selten vorhanden. Allerdings kann man durch Schrägstellung des Modells im Luftstrom — die Drehscheibe des Göttinger Windkanals ist hier sehr praktisch (Abb. 6) — auch die Verhältnisse bei Seitenwind mit resultierender Schräganblasung darstellen; dafür findet man die Widerstandszunahme dann so erheblich, daß der mögliche Methodenfehler dagegen zweifellos zurücktritt. Endlich sei nochmals daran erinnert, daß das im allgemeinen quadratisch angeschriebene Gesetz des Luftwiderstandes wegen der schwächeren Zunahme der Zähigkeitskräfte tatsächlich wahrscheinlich einen etwas unter 2 liegenden Geschwindigkeitsexponenten des Gesamtluftwiderstandes hat. Da der Exponent, der mit dem Verhältnis Trägheits- zu Zähigkeitswiderstand schwankt, vorerst unbekannt ist, bei der Nachbarschaft zu 2 aber wahrscheinlich auch künftig die rechnerisch einfache quadratische Form verwandt werden wird, so liegt darin ein weiterer Grund für den lediglich guten Annäherungscharakter des Modellversuchs.

Um nun zu den Göttinger Blasversuchen mit den Lokomotivmodellen zurückzukehren, sei noch hervorgehoben, daß sie mit einer „Sogblende“ ausgeführt wurden, d. h. einem hinter dem Tender fest aufgehängten — in die Messung nicht einbezogenen halben D-Zugwagenmodell mit verjüngtem, annähernd sogfreiem Schluß. Damit war beabsichtigt, die Lokomotive, die ja, wenn sie vor dem Zug läuft, eine Sogwirkung hinter dem Tender nicht besitzt —, diese tritt vielmehr erst

\*)  $K$  und  $k$  sind die Kräfte auf Hauptausführung und Modell,  $(\varrho)$  und  $\varrho$  die Dichten,  $F$  und  $f$  entsprechende Flächen,  $L$  und  $l$  entsprechende Längen,  $(\nu)$  und  $\nu$  die kinematischen Zähigkeiten.

am Zugschluß auf und ist in die Widerstandsformel des Wagenzuges einzubeziehen — eben nur mit dem Luftwiderstand erscheinen zu lassen, den sie im Zugverband erfährt. Leider ist es damals unterblieben, trotzdem einen Blasversuch mit der Regelform der Lokomotive ohne diese Blende, also mit ihrem Sog auszuführen; sie wäre als Parallele zum Großversuch mit der wirklichen Lokomotive doch wünschenswert, die ja für die Erkenntnis der Verhältnisse bei Leerfahrt stets einer solchen unterworfen wird.

Mit den gleich zu nennenden verschiedenen Modellanordnungen wurden im April 1933 insgesamt 77 Blasungen ausgeführt, dazu diejenigen für den Abzugswert der Aufhängedrähte. Die Mehrzahl der Blasungen geschah von vorn, also unter dem Anblasewinkel  $\gamma = 0^\circ$ , eine Anzahl auch unter einem Winkel von  $\gamma = 10^\circ$ , entsprechend einem kräftigen Seitenwind. In der Regel wurde jede Anordnung drei

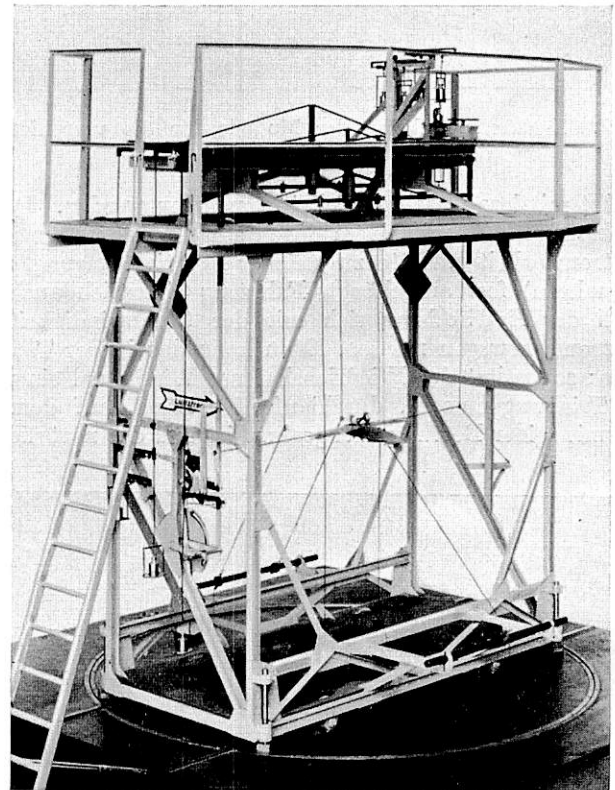


Abb. 6. Anordnung der Waage auf einer Drehscheibe (mit Flugzeugmodell).

Blasungen mit 30, 40 und 50 m/sec Windgeschwindigkeit unterworfen, um durch die Bildung der annähernd parabolischen Kurven  $W = f(V)$  eine Kontrolle der Stetigkeit und gegenseitigen Lage zu ermöglichen, und damit die Versuchsgenauigkeit zu sichern; im übrigen ist ja die Funktion ohnehin das Erstrebenswerte gegenüber dem Einzelpunkt. Die Bruttoablesungen, um den Drahtwiderstand vermindert und halbiert, ergeben also den Widerstand des Lokomotivmodells selbst; unter Zugrundelegung des Newtonschen Ähnlichkeitsgesetzes sind diese Reinergebnisse auf die natürliche Größe übertragen und in Abb. 7 als  $W \text{ kg} = f(V \text{ km/h})$  dargestellt. Das Gleiche gilt für Abb. 8 für den Anblasewinkel  $\gamma = 10^\circ$ . Die Zahlen neben den einzelnen Kurven bezeichnen die Modellanordnung, die in der Zusammenstellung 1 zusammengestellt sind.

Abb. 7 läßt deutlich erkennen, daß die Kurven 1 bis 6, die zur Regelform der Lokomotive mit nur kleinen Abänderungen gehören, ein verhältnismäßig schmales, weit oben liegendes Bündel bilden. Ausschlaggebende Bedeutung kommt also den



kleinen Abhilfsmitteln noch nicht zu. Immerhin sind sie durchaus spürbar; die halbkuglige Rauchkammertür (2) bringt bei 150 km/h eine Widerstandsverminderung um

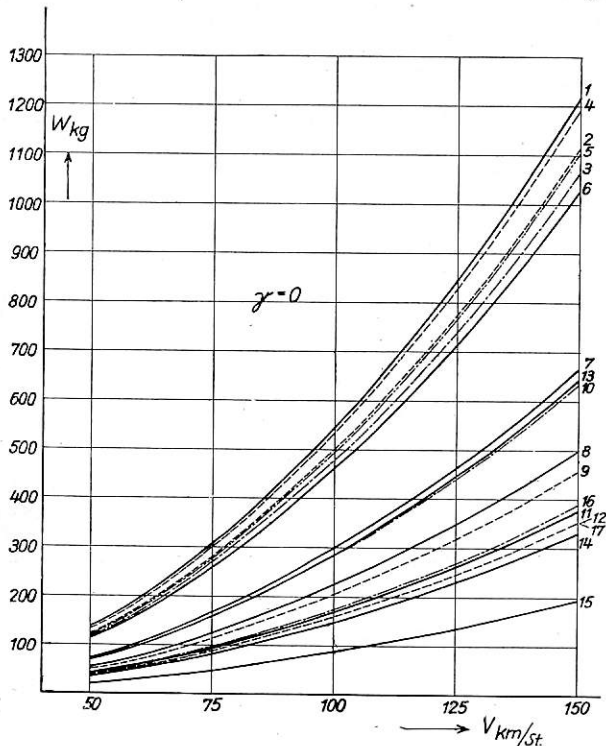


Abb. 7. Luftwiderstand verschiedener Lokomotivformen bei reiner Stirnanblasung nach den Versuchen im Göttinger Windkanal.

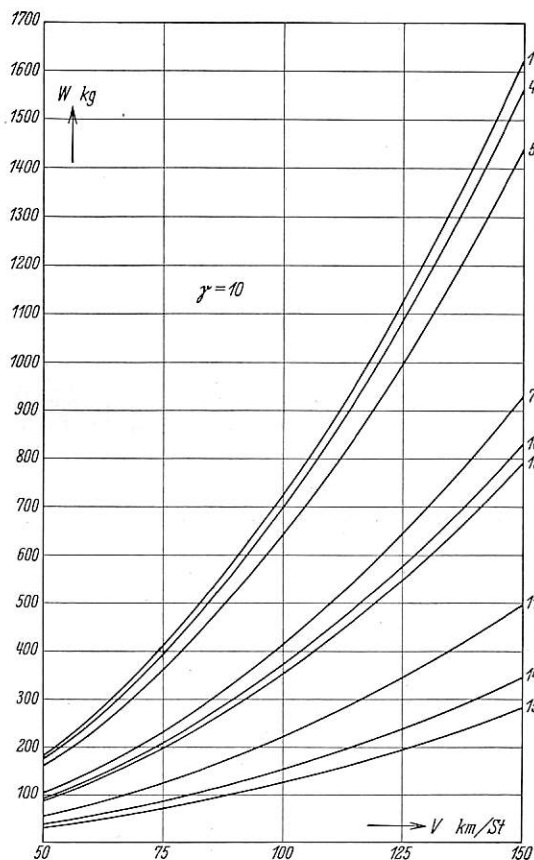


Abb. 8. Luftwiderstand der gleichen Lokomotivformen bei Schräganblasung (Seitenwind).

102 kg und eine Leistungsminderung um 57 PS; das zugeschärfte Führerhaus (3) nochmals um 49 kg und 27 PS. Das Weglassen des Windleitbleches, das z. T. als schlechthin

### Zusammenstellung 1.

Erläuterung zu den Kurven.

- Anordnung 1: Regellokom mit flacher Rauchkammertür, geradem Führerhaus und Windleitblechen.  
 „ 2: Regellokom mit runder Rauchkammertür, geradem Führerhaus und Windleitblechen.  
 „ 3: Regellokom mit runder Rauchkammertür, zugeschärftem Führerhaus und Windleitblechen.  
 „ 4: Regellokom mit flacher Rauchkammertür, geradem Führerhaus, aber ohne Windleitbleche.  
 „ 5: Regellokom mit Windleitmulde (ursprüngliche Form), zugeschärftem Führerhaus ohne Triebwerksverkleidung.  
 „ 6: Regellokom mit Windleitmulde, zugeschärftem Führerhaus und hinter dem Führerhaus oben anschließend verkleidetem Tender (sonst wie 5).  
 „ 7: Verkleidete Regellokom mit zugeschärftem Führerhaus, kleiner Triebwerksverkleidung Windleitmulde, verkleidetem Tender ohne Radverkleidung.  
 „ 8: wie bei 7, aber mit voller Triebwerksverkleidung der Lok.  
 „ 9: wie 8, aber mit Radverkleidung, auch des Tenders.  
 „ 10: wie 9, aber ohne Windleitmulde, dafür Windleitbleche.  
 „ 11: wie 10, aber ohne Windleitbleche.  
 „ 12: wie 11, aber mit Faltenbalg zwischen Tender und erstem Wagen.  
 „ 13: wie 7 aber mit Scheibenrädern statt Speichenrädern.  
 „ 14: Verkleidete Tenderlokom mit Führerstand vorn, ohne Triebwerksverkleidung, mit Balgen zum ersten Wagen und kleinen Sogverkleidungen am Untergestell.  
 „ 15: wie 14, aber mit voller Triebwerksverkleidung.  
 „ 16: wie 15, aber ohne Sogblende am Schluß (scharfkantiger Abschluß hinter der Lok).  
 „ 17: wie 15, aber Abrundung der Kanten am Schluß.

sehr widerstandserhöhend galt (4), ergab nur 23 kg und 13 PS weniger bei der genannten Regelgeschwindigkeit.

Allerdings zeigt sich in der Tat eine sehr erhebliche Widerstandserhöhung durch die großen, am Außenrand des Laufbleches stehenden Windleitbleche, sobald man von einer schon wesentlich stromlinienförmig verkleideten Form nach Abb. 9 ausgeht, in der man sich die kleinen Windleitbleche

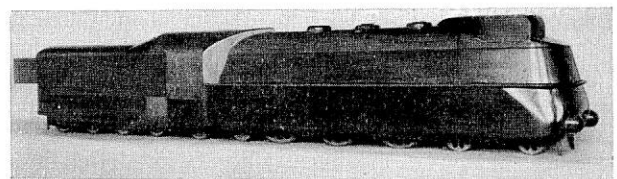


Abb. 9. Modell der 2 C 2-Lokomotive mit stromlinienförmiger Verkleidung.

neben dem Schornstein wegdenken muß. Dann machen nämlich die Windleitbleche ein Widerstandsplus von 259 kg und ein Leistungsplus von 144 PS aus, Werte, die bei Seitenwind  $\gamma = 10^\circ$  sogar noch auf 335 kg und 187 PS steigen. Die Leitbleche sind also an sich zweifellos starke Widerstandsvermehrer. Bei der wirbelreichen Luftströmung um die unverkleidete Regellokomotive wirken sie aber durch Gleichrichten der Luftströmung andererseits wieder so beruhigend, daß nur der kleine, oben genannte Mehrwiderstand von 23 kg verbleibt. Ist aber die Strömung um die verkleidete Lokomotive sowieso schon annähernd ideal, so tritt der Luftwiderstand der Leitbleche rein hervor.

Die praktische Folgerung ist natürlich, daß man diese an sich so bewährte Form bei ausgesprochenen Schnellfahr-

lokomotiven nicht anwenden soll. Als ähnlich günstig wurde bei einer anderen Versuchsreihe mit kleineren, durchbohrten, Lokomotivmodellen, durch deren Schornstein Salmiaknebel als Rauch ausgeblasen wurden, eine kleinere Form gefunden, die neben den in einer leichten Mulde stehenden Schornstein gesetzt sind (Abb. 9). Mit der nach vorn abgeschrägten Rauchkammer bilden diese Bleche eine keilförmige Mulde mit Auftriebwirkung für das den Schornstein verlassende Dampf-Rauchgasgemisch. Bei der Schnellfahrlokomotive 05001 (Abb. 10) waren zunächst die Seitenbleche noch nicht ausgeführt; schon die ersten Fahrten der Lokomotive haben indes gezeigt, daß die Mitwirkung der Leitbleche erwünscht ist; sie sind inzwischen auf die Muldenkanten neben dem Schornstein aufgesetzt.

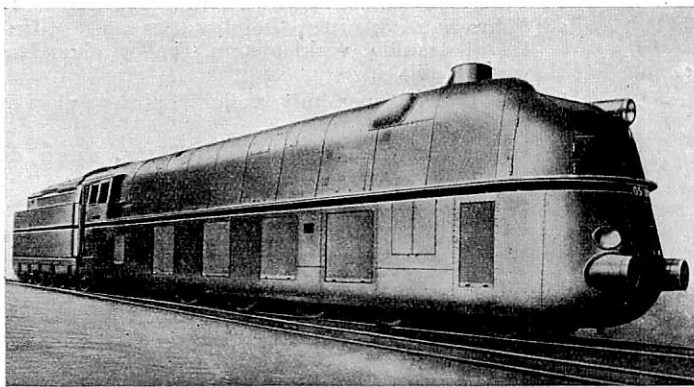


Abb. 10. 2 C 2 (h 3)-Schnellzuglokomotive Reihe 05.

Gut feststellbar war weiterhin der Einfluß der Triebwerksverkleidung oder Schürze als eines Elementes der Stromlinienform. Die mit gewölbtem Triebwagenkopf versehene Lokomotive wurde einmal (7) mit kleiner Triebwerksverkleidung geblasen, die also wie bei der amerikanischen Auffassung das Triebwerk noch im wesentlichen freiließ, und einer ganz heruntergezogenen Schürze nach der vom „Fliegenden Hamburger“ bekannten Form (8). Der Gewinn betrug, wieder bei 150 km/h, an Zugkraft 165 kg und an Leistung 92 PS. Hätte man auch die kleine Schürze bei der Ausgangsform weggelassen, wäre der Gewinn zweifellos noch größer gewesen. Wir werden dem günstigen Einfluß der allerdings ästhetisch wenig befriedigenden Schürze gleich noch im Zusammenhang mit den Versuchen an der 03 Lok 154 begegnen. Verschalung auch des Tenderlaufwerks (9) gegen (8) brachte noch 44 kg oder 24 PS, während der Unterschied Speichenräder gegen Scheibenräder (durch Blechverkleidung im Ernstfall) mit 23 kg oder 13 PS zwar feststellbar, aber nur hypothetischer Art ist, da das ganze Triebwerk mit den Rädern beim Modell stillsteht.

Insgesamt ergab die Modellform (9), also die strömungsgünstig verkleidete Lokomotive in Regelstellung mit vorderer Triebwagenkopfform und mit nachfolgendem verkleideten Tender gegen die Ausgangsform (1) einen Gewinn von 762 kg Zugkraft entsprechend 424 PS, oder sie gibt umgekehrt am Zughaken bei gleicher Zylinderleistung 424 PS mehr ab. Die wirklich ausgeführte Schnellfahrlokomotive, Reihe 05, die in ihrem Anlieferungszustande im Bild wiedergegeben ist, wird nach der erwähnten Aufsetzung der kleinen Windleitbleche neben dem Schornstein der Modellform (9) fast genau entsprechen, sogar infolge der aus dem oberen Teil der Kesselverkleidung nicht mehr wie beim Modell herausragenden, wenn auch schon sehr niedrigen Dom, wohl ein wenig günstiger sein. So wird man selbst bei einer gewissen Fehlergrenze des Windkanals doch auf eine Leistungersparnis von rund 400 PS bei 150 km/h rechnen können. Wenn auch zum Modell (1) keine wirkliche Lokomotive vorhanden ist, so fürfte doch der Luft-

widerstandsunterschied zwischen einer 2 C 2- und 2 C 1-Lokomotive so gering sein, daß eine Nachprüfung der 400 PS, oder eines entsprechend kleineren Wertes bei 140 km/h, durch Vergleich der Schnellfahrlokomotive mit der Gattung 03 in Bälde möglich sein wird.

Noch wesentlich günstiger verhält sich die völlig verschaltete „rückwärtsfahrende“ 3 C 2-Tenderlokomotive (Abb. 11) Modell (15). Sie erbrachte gegen die Ausgangsform ein Minus von 1023 kg Zugkraft und 569 PS und bei Schräganblasung ( $\gamma = 10^\circ$ ) sogar von 1343 kg und 748 PS. Da hier gegenüber der reinen Ausgangslokomotive (ohne Tender) nur eine Achse mehr zur Unterbringung der gesamten Betriebsvorräte für eine nicht zu kleine Durchfahrstrecke zur Verfügung stand, mußte dafür der Kessel so wesentlich kleiner ausfallen, daß

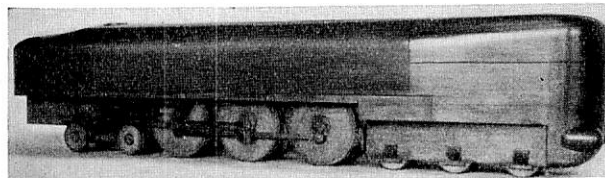


Abb. 11. Modell einer „rückwärts“ fahrenden 3 C 2-Tender-Lokomotive in voller Stromlinienform (Seitenschürzen abgenommen).

seine Leistungsverminderung über den 145 PS = 569—424 PS geblieben wäre, und damit das Betriebsprogramm nicht mehr erfüllbar war. Der Ausführungsbeschluß fiel daher für die größere Lokomotive mit Tender aus. Bei der Tenderlokomotive wurde übrigens auch ein Blasversuch ohne die Sogblende ausgeführt, Kurve (16) gegen (15); hier zeigte sich gegenüber der im Zugverband laufenden Maschine eine Widerstandszunahme von 194 kg und ein Leistungsmehr von 108 PS bei 150 km/h. Die Übertragbarkeit auf Lokomotiven der Regelform bleibt indes sehr fraglich; es wurde deshalb oben das damalige Unterlassen des entsprechenden Versuchs über den Sog der Regellokomotive bedauert.

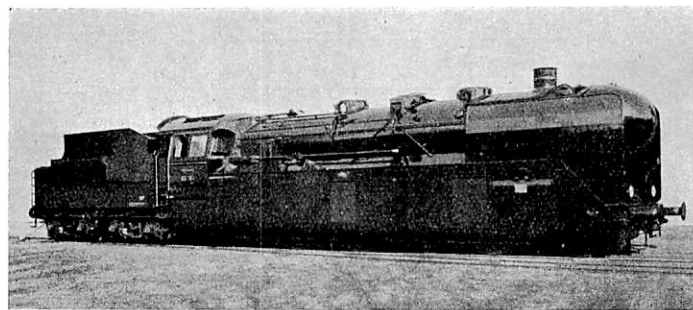


Abb. 12. Halbverkleidete 03-Lokomotive mit Seitenschürzen.

Es konnte bei der Planung seitlicher Abdeckung des Triebwerks durch eine Blechschürze die Frage entstehen, ob nicht infolge der geringeren Luftzufuhr zum Triebwerk eine Neigung zum Warmlaufen der Achs- und Stangenlager bestände. Um diese Frage zu klären, wurde eine 2 C 1-Schnellzuglokomotive der Gattung 03 mit solchen Seitenschürzen ausgeführt — das Triebwerk durch große Öffnungen mit Rolläden zugänglich; außerdem erhielt sie ein zugeschärftes Führerhaus und eine stark gewölbte Rauchkammertür. Die Windleitbleche waren in der üblichen Form ausgeführt (Abb. 12). Die Lager erhielten Thermolemente mit Leitung zum Meßwagen, teils wurde die Temperatur auch mit Anlegegeräten festgestellt. Die bis zu 140 km/h durchgeführten Versuchsfahrten mit Schürzen und nach ihrer Abnahme zeigten nur ganz geringfügige Temperaturabweichungen, so daß die kühlende Luftwirbelung um die Lager auch ohne uneinge-



schränkten Austausch mit dem vorbeistreichenden „Fahrwind“ selbst für hohe Drehzahlen ausreicht. Bei diesen Fahrten wurden natürlich auch die Leistungen untersucht; der Gewinn am Zughaken bei 140 km/h betrug ~ 210 PS. Die Feststellung einer etwas erhöhten Auspufftemperatur des Dampfes ließ nur die Erklärung zu, daß der bessere Wärmeschutz der Dampfzylinder unter der Verkleidung einen geringeren Strahlungsverlust mit sich bringt. Dieser thermische Gewinn hat sich zu etwa 40 PS ergeben. Die ellipsoidische Rauchkammertür und das zugeshärfte Führerhaus wirken nach dem oben Gesagten widerstandsverkleinernd mit 84 PS bei 150 km/h, entsprechend 73 PS bei 140 km/h. Da nun das Windleitblech bei Annäherung an die Stromlinienform ungünstig wirkt, so ist den Schürzen ein Erfolg von mindestens  $210 - 40 - 73 = 97$  PS bei 140 km/h zuzuschreiben — die Unsicherheit eines solchen Abzugverfahrens zugegeben. Jedenfalls sind aber also die Schürzen ein wesentliches Element der Widerstandsverkleinerung, wie denn auch im Windkanal der Übergang von der kleinen zur großen Schürze einen Leistungsgewinn von 92 PS für 150 km/h ergab.

Von wo ab es sich lohnt, die Lokomotive stromlinienförmig zu verschalen, ist zunächst schwer zu beantworten; eine völlig scharfe Trenngeschwindigkeit wird es wohl niemals geben, da im Grenzgebiet Werturteile nicht mathematischer Art mitsprechen können. Für ausgesprochene Schnellfahrlokomotiven besteht natürlich keinerlei Zweifel an der Notwendigkeit einer stromlinienförmigen oder windschnittigen Gestalt. Sonst ist zu erwägen, daß der Luftwiderstand eine annähernd quadratische Funktion der Geschwindigkeit ist und also mit abnehmender Geschwindigkeit die Luftwiderstandsleistung sogar mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit abnimmt. Die Verkleidung ist immerhin schwer und teuer. Für Triebwagen und elektrische Lokomotiven gelten natürlich die gleichen Erwägungen.

Beim wirklichen Triebwagen kann man den Luftwiderstand auch im Großversuch mit der Auslaufmethode, doch nicht ohne jede Annahme gewinnen. Ein quadratisches Luftwiderstandsgesetz ist wie bei der Newtonschen Ähnlichkeitsmechanik vorausgesetzt; außerdem muß aber noch der Reibungs- und Rollwiderstand von anderen Versuchen her bekannt sein, da ja verzögernd der Gesamtwiderstand wirkt. Die Auslaufperiode, die mit dem Zeit-Wegschreiber und dem Geschwindigkeitsmesser genau aufgezeichnet wird, wird man in verschiedene Geschwindigkeitsstufen, etwa höchstens  $\Delta V = 10$  km/h, aufteilen und innerhalb jeder Stufe den Mittelwert der Geschwindigkeiten als annähernd für den Widerstand maßgebend ansetzen. Die Ausgangsgleichung des Widerstandes ist dann:

$$W = a G + 0,5 c_w F \left( \frac{V}{10} \right)^2 \dots \dots \dots 1);$$

darin ist  $a = 1,7$  der Widerstandsbeiwert für die Roll- und Lagerreibung (Rollenlager),  $G$  das Triebwagengewicht,  $0,5$  der Staudruck für kg und km/h (bei Sauthoff 0,48),  $c_w$  und  $F$  haben wieder die oben erwähnte Bedeutung;  $V$  ist die Geschwindigkeit in km/h\*). Für die Arbeitsgleichung eines Verzögerungsabschnittes rechnet man indes besser mit  $v$  in m/s, und hat also, wie noch  $M$  die Fahrzeugmasse und  $\zeta$  den Zuschlag für die rotierenden Massen bedeuten, und sich die Verzögerung von  $v_1$  auf  $v_2$  auf der Streckenlänge  $l_2 - l_1$  mit der Hebung oder Senkung von  $h_1$  auf  $h_2$  abspielt:

$$\frac{M}{2} (1 + \zeta) (v_1^2 - v_2^2) = W (l_2 - l_1) + G (h_2 - h_1) \dots 2).$$

Hierin ist aus der vorigen Gleichung dann der Luftwiderstandsanteil mit

\*) Das kleine lineare Geschwindigkeitsglied der Wagenwiderstandsformel ist hier fortgelassen.

$$W_1 = 0,5 c_w \cdot F \left( \frac{V_1 + V_2}{10} \right)^2 \cdot \frac{1}{3,6^2}$$

einzusetzen, um einmal auf die mittlere Geschwindigkeit und dann auf das andere Geschwindigkeitsmaß überzugehen. Für verschiedene Auslaufperioden, von denen nur die bei höheren Geschwindigkeiten in Betracht kommen, wird man die  $c_w$ -Werte vergleichen und einen brauchbaren Mittelwert bilden. Die Schilderung der Vorsichtsmaßnahmen für die Ausschaltung des Windeinflusses auf die Urfom des  $c_w$  für sonst ruhende Luft würde hier zu weit führen. In dieser Art ist von der Lokomotivversuchsanstalt Berlin-Grünwald der Kruckenbergtriebwagen untersucht; sein  $c_w$  wurde zu 0,36 gefunden. Es ist übrigens ein Vielfaches eines Zeppelinluftschiffes, weil der „Wagenkasten“ schon wegen der Teile, die ihn für die Stützung auf die Schienen erst zum Landfahrzeug machen, eine starke Abweichung von einem Drehkörper bildet, und der Widerstand des Fahrwerkes hinzukommt. Im Zusammenhang mit der weniger geeigneten Innenform ist der Schienenzeppelin also, wie oben erwähnt, längst nicht so günstig, wie man bei dem Ausgang von einem idealen Strömungskörper meinen müßte.

Kennt man bei einem Triebwagen die Motorleistung als Funktion der Brennstoffzufuhr je Hub und der Drehzahl, sowie den Übertragungswirkungsgrad, so kann man für gleichförmige Geschwindigkeit auf der Waagerechten (oder unveränderlicher Steigung) auch gleich die obige Gl. 1) zur Ermittlung des Widerstands benutzen. Ist  $N$  die Motorleistung und  $\eta$  der Wirkungsgrad, so ist ja einfach  $N \cdot \eta = W V : 270$ , da im Beharrungszustand Zugkraft und Widerstand gleich sind. Geringe Beschleunigungs- oder Hubleistungen lassen sich als Abweichungen vom Idealzustand berücksichtigen; ebenso sind wegen etwaigen Windes die Meßwerte kritisch zu sichten. In dieser Weise ist der Schnelltriebwagen („Fliegender Hamburger“) von der Lokomotivversuchsanstalt Berlin-Grünwald untersucht. Sein  $c_w$  (mit Schürze) von 0,58 liegt zwar zahlenmäßig höher als das des Kruckenbergtriebwagens, aber es gehört einem Doppelwagen an, der auch bei Nichtbesetzung der Mittelplätze der längeren Polsterbänke noch 76 Sitze darbietet, gegenüber nur 24 des zeppelinförmigen Wagens. Auch wenn man weiterhin die geringere Hauptspantenfläche des letzteren in Betracht zieht, verbleibt in Gestalt des Wertes  $c_w F$  geteilt durch Sitzplatzzahl für den Hamburger Schnelltriebwagen eine geringere Äquivalentfläche des Luftwiderstandes je Fahrgast, als Beweis für die Richtigkeit der obigen Bemerkung, daß man den Luftwiderstand nicht für sich allein, sondern verkehrswirtschaftlich betrachten müsse.

Im übrigen hat sich auch das  $c_w$  des Hamburger Schnelltriebwagens bei gleichen Baugrundsätzen noch unterschreiten lassen. Die etwas zurückgewölbte Stirn seiner bekannten Kopfform hat sich nämlich bei weiteren Studien im Windkanal über dem laufenden Band als nicht einmal so vorteilhaft erwiesen, wie eine steilere, abgerundete Form mit  $c_w = 0,38$  für die Doppelwagen. Zur Versuchsmethode wäre noch zu sagen, daß der Widerstand im Windkanal bei laufendem Band sehr merklich größer war (rund 15%) als bei ruhender Bahnkörperrnachahmung; so erklärt sich auch der Umstand, daß beim Grünwalders Versuch mit dem wirklichen Fahrzeug ein größeres  $c_w$  festgestellt wurde als im Windkanal mit festem Oberbaubrett (0,58 statt 0,52). Anscheinend ergibt der Windkanal außerdem in der Regel zu kleine Werte.

Die Zahlentafel 2 gibt eine Übersicht über eine Reihe von, freilich nach verschiedenen Versuchsarten gewonnenen  $c_w$ -Werten, die deshalb noch nicht in aller Schärfe vergleichbar sind. Daran ist bemerkenswert, daß einmal im Gegensatz zur älteren Theorie das  $c_w$  der Regelform der Lokomotive nicht

Zusammenstellung 2.  
Luftwiderstandsbeiwerte verschiedener Eisenbahnfahrzeuge.

Fahrzeug	Art der Ermittlung	$c_w$ gemäß $W = q \cdot c_w \cdot F$	Bemerkungen
2 C 2-Lok mit Tender ohne Verkleidung im Zugverband	Windkanal Göttingen	0,98	Dürfte nahezu auch den etwas kürzeren 2 C 1-Lokn entsprechen
2 C 2-Lok mit Tender, stromlinienförmig verkleidet (05)	Windkanal Göttingen	0,37 $\leq 0,45^*$	Entspricht Abb. 9. *) Annahme für endgültige 05 ohne Kessel-aufbauten, aber mit Leitblechen neben Schornstein
3 C 2-Tenderlok, völlig verschalt (Schornstein hinten)	Windkanal Göttingen	0,156	
Neue D-Zug-Stahlwagen (Tonnendach) a) nach Nocon	Beharrungsfahrten der Lok-Versuchsanstalt Grunewald	im Zuge: 0,183 am Zugende: 0,274	Versuche nur bis 100 km/h Wagenquerfläche 10 m <sup>2</sup>
Neue D-Zug-Stahlwagen (Tonnendach) b) nach Sauthoff	Beharrungsfahrten der Lok-Versuchsanstalt Grunewald	im Zuge: 0,145 am Zugende: 0,536	Richtige Ermittlungsart ergab offenbar zu großen Sog und zu kleines $c_w$ für Wagen im Zuge wegen zu weniger Versuchspunkte
Neue D-Zug-Stahlwagen (Tonnendach) c) nach Vogelpohl	Windkanal T. H. Berlin	im Zuge: 0,173 am Zugende: 0,244	
Kruckenbergwagen	Auslaufversuch; Lok-Versuchsanstalt Grunewald	0,36	
„Fliegender Hamburger“	Beharrungsfahrt; Lok-Versuchsanstalt Grunewald	mit Schürze: 0,58 ohne „ 0,62	
Neuere Hauptbahn-Triebwagen (137031) 410 PS Maybach	Auslaufversuche; Lok-Versuchsanstalt Grunewald	ohne Steuerwagen: 0,51 mit „ 0,70	
Neuer Schnelltriebwagen	Windkanal Friedrichshafen	0,38	Steilere Kopfform. Vermutliche Meßtoleranz 10 % nach oben

1,1, sondern nur 0,98 im Zugverband beträgt. Die starke Verkleinerung des  $c_w$  der Lokomotiven durch die Stromlinienform ist bemerkenswert, auch weil sie für die Äquivalentfläche mit dem verhältnismäßig größten Querschnitt zu vervielfältigen ist. Weiterhin scheint mir das sehr günstige (kleine)  $c_w$  des im Zuge laufenden glatten D-Zugwagens bemerkenswert und begrüßenswert. Es führt dahin, daß der Luftwiderstand eines schnellen FD-Zuges mit windsehnittiger Lokomotive, ausgedrückt durch die Äquivalentfläche

$$F = \Sigma \cdot f$$

und dann bezogen auf die Sitzplatzzahl, sich neben dem Triebwagen verkehrswirtschaftlich ruhig sehen lassen kann. Dem bleibt dabei auch der Hamburger Triebwagen mit 0,07 gegen 0,1 als runden Werten noch im Vorteil, so ist doch noch einzubeziehen, daß bei der Überschlagsrechnung bereits die etwas verringerte Platzzahl der neuesten D-Zugwagen mit der großen Behaglichkeit der 2,3 m langen Abteile der Polsterklasse berücksichtigt ist, dazu kommt der besondere Speisewagen, als Gaststätte an Raum und Vielseitigkeit des Gebotenen dem Triebwagen weit überlegen, und endlich noch der vereinigte Pack-Postwagen mit einer zusätzlichen Einnahmequelle für Expreßgut und Post neben den Fahrkarten, eine Einnahmequelle, die dem Triebwagen fehlt oder höchstens in weit kleinerem Maße zur Verfügung steht. Eine Senkungsmöglichkeit des Wagen- $c_w$  ist dabei auch nicht ausgeschlossen; die sonstigen Widerstandsanteile, selbst schon schwache

Steigungen, wirken zudem abschwächend auf die Leistungsunterschiede in v. H. Der Luftwiderstand spricht also keineswegs gegen die Abwicklung sehr schnellen Verkehrs in Zugform; hierher gehört auch der in Nürnberg ausgestellte „Dampftriebzug“ mit Lokomotive von Henschel.

Man sieht, daß die Erkenntnis des Luftwiderstandes der Eisenbahnfahrzeuge sich durch die Versuche der letzten Zeit wesentlich hat vertiefen lassen. Und die schärfere Erkenntnis durch umfangreiche Versuche, so namentlich auch die Einbeziehung des Windkanals als neuzeitlichen Forschungsmittels, umfaßt außer der mehr statistischen Art der Untersuchung gegebener Formen die bewußte Formänderung für kleineren Widerstand. Die  $c_w$ -Werte müssen freilich z. T. durch den Großversuch, der neben dem Modellversuch nicht zu entbehren ist, noch sicherer gestellt werden. Die Versuche mit Zügen, die bisher nur bis 100 km/h durchgeführt waren und also für höhere Geschwindigkeit extrapoliert werden mußten, werden noch auszudehnen sein. Berliner und Münchener Feststellungen aus Meßwagenwerten bis zu rund 120 km/h lassen zwar noch eine befriedigende Genauigkeit erkennen, aber eine Extrapolation gleich von 100 auf 150 bis 160 km/h bedarf doch der Prüfung. Der Einfluß des Windes wird weiter zu untersuchen sein, und namentlich steht auch noch eine Untersuchung der Güterzüge mit ihren zwar kleineren Geschwindigkeiten, aber ihrer sehr „zerhackten“ Form für den Luftwiderstand aus. So bleibt auch für die Zukunft noch manches zu tun.



## Die Gesetze des Wärmeübergangs im Lokomotivlangkessel\*).

Von Dr.-techn. Nikolaj Postupalsky.

### I.

Das Studium der in der Dampflokomotive sich abspielenden Vorgänge ist deshalb wichtig, weil kaum ein anderes Fach so mit verschiedenen „Faustregeln“ und „Charakteristiken“ überfüllt ist wie der Dampflokomotivbau. Es kann deshalb nicht die Anschauung befremden, daß alle auf die Lokomotivleistung, den Verbrauch, den Wirkungsgrad usw. sich beziehende Berechnungen nicht von großer Zuverlässigkeit sind. Es ist unbestritten, daß die sichere Feststellung aller solcher Daten nur durch systematische und wissenschaftliche Versuche möglich ist. Für praktische Zwecke wäre aber sehr wünschenswert, alle diese Daten auch im voraus zu berechnen, z. B. beim Entwurf neuer Lokomotiven.

Eine der wichtigsten Aufgaben beim Lokomotiventwurf besteht in der richtigen Bemessung der Kesselheizfläche. Zu kleine Heizfläche hat zur Folge geringen Kesselwirkungsgrad, zu große — überflüssiges Gewicht. Bei dem Übergang zum Heißdampf ist das Problem durch die Forderung genügender Überhitzung noch weit verwickelter geworden. Auch die Anwendung der Speisewasservorwärmung ist nicht ohne Einfluß auf die Kesselbemessung geblieben.

Alle Heizflächenberechnungen erfordern aber die Kenntnis der Wärmeübergangsgesetze. Es ist nicht ohne Interesse, zu bemerken, daß das klassische Redtenbachersche Wärmeübergangsgesetz zum ersten Male in einem Werke über Lokomotivbau\*\*) veröffentlicht wurde. Die durch ein Heizflächenelement  $dH$  in der Stunde übergegangene Wärmemenge  $dQ$  ist nach diesem Gesetz:

$$dQ = k(T - t_k) dH \dots\dots\dots 1)$$

Dabei sind:  $T$  die Temperatur der Rauchgase in  $^{\circ}C$  (nicht absolute Temperatur!),  $t_k$  die Temperatur des Kesselwassers,  $k$  die Wärmeübergangszahl, die nach Redtenbacher konstant ist.

$$k = \frac{1}{158} \frac{k \text{ cal}}{m^2 \text{ sec } ^{\circ}C} \approx 22,8 \frac{k \text{ cal}}{m^2 h ^{\circ}C}$$

Nach der Rankineschen Theorie, die ebenfalls im Lokomotivbau benützt wurde\*\*\*), ist  $k$  dem Temperaturunterschied proportional.

$$k = k_2(T - t_k) \dots\dots\dots 2)$$

Hier ist  $k_2$  ein Festwert. G. Strahl†) wählte einen Mittelweg zwischen Redtenbacher und Rankine, indem er setzte:

$$k = a + b(T - t_k) \dots\dots\dots 4)$$

Dabei sind  $a$  und  $b$  von der Temperatur unabhängig.

Falls wir im allgemeinen Ausdrücken:

$$k = k_{\varkappa}(T - t_k)^{\varkappa-1} \dots\dots\dots 6)$$

\*) Der Aufsatz ist eine verkürzte Übersetzung einer ausführlichen Behandlung des Gegenstandes in der tschechischen Fachzeitschrift, „Strojnický Obzor“ die im Januar bis April 1934 erschienen ist. Wir haben über das gleiche Problem bereits im August 1934 (S. 279) Untersuchungen von Th. Müller gebracht, die unabhängig von der vorliegenden Arbeit und zwar ebenfalls ohne Zugrundelegung eines unveränderlichen Mittelwertes der Temperatur in gleichen Querschnitten der Überhitzerrohre durchgeführt worden sind. Diese Lösung ist nicht eine rein analytische und liefert keinen geschlossenen Ausdruck für die gesuchten Temperaturen. Da es dem Verfasser des vorliegenden Aufsatzes gelungen ist, die Lösung der das Problem darstellenden verwickelten Gleichungen auf exaktem Weg durchzuführen, geben wir auch diesen Beitrag wieder. Eine zahlenmäßige Behandlung hat der Verfasser für später in Aussicht gestellt.

\*\*) F. Redtenbacher, Die Gesetze des Lokomotivbaues. Mannheim 1855, S. 36 bis 56.

\*\*\*) Leitzmann und von Borries, Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues. Berlin 1914, S. 41.

†) G. Strahl, Z. VDI, 1917, S. 257.

für  $\varkappa$  einen Wert zwischen 1 und 2 setzen, finden wir einen anderen Mittelweg zwischen Redtenbacher ( $\varkappa = 1$ ) und Rankine ( $\varkappa = 2$ ). Solche Beziehung mit  $\varkappa = 1,33$  hat unter anderen Prof. Syromjatnikoff\*) untersucht.

Für die endliche Heizfläche ( $H m^2$ ) setzen wir anstatt  $dQ$  den Ausdruck:

$$dQ = -BLc dT \dots\dots\dots 8)$$

und integrieren. Hier bedeutet  $B$  kg/h die stündliche Brennstoffmenge,  $L$  kg die tatsächliche Rauchgasmenge aus 1 kg Brennstoff,  $c$  — die spezifische Wärme der Rauchgase. Für das Redtenbachersche Gesetz erhalten wir so die bekannte exponentiale Beziehung:

$$\frac{T_3 - t_k}{T_2 - t_k} = e^{-\frac{kH}{BLc}} \dots\dots\dots 9)$$

$T_2$  ist die Eintritts- und  $T_3$  die Austrittstemperatur der Rauchgase. Diese Beziehung ist nur bei konstantem  $c$  streng gültig. Tatsächlich aber steigt  $c$  mit der Temperatur. Mit großer Genauigkeit kann gesetzt werden:  $c = a + bT$ . Bei der Benützung der Gl. 9) soll deshalb für  $c$  ein Durchschnittswert  $c_s$  gesetzt werden, wie er der gleichen übertragenen Gesamtwärme entspricht.

$$c_s = \frac{c_2 T_2 - c_3 T_3}{T_2 - T_3} = a + b \frac{T_2 + T_3}{2} \dots\dots\dots 10)$$

Hier bedeuten  $c_2$  und  $c_3$  die mittlere spezifische Wärme zwischen  $0^{\circ}C$  und  $T_2$  resp.  $T_3$ . Andere Grundgesetze führen nach Integration zu ganz verschiedenen Funktionen  $T$  von  $H$ . Deshalb ist es nötig, zuerst die Abhängigkeit  $k$  von  $T$  festzustellen, d. h. sich für eines der obigen Wärmeübergangsgesetze zu entscheiden.

### II.

Der Wärmeübergang im Lokomotivkessel erfolgt durch Leitung und Strahlung. In der Feuerbüchse überwiegt die Strahlung, im Langkessel die Leitung. Wir werden uns vorläufig auf das Studium des Wärmeübergangs im Langkessel beschränken.

Der Wärmeübergang im kreisförmigen Rohr (Heizrohre, unbesetzter Teil der Rauchrohre) ist schon genügend erforscht durch Theorie und Versuch. Schwieriger ist die Aufgabe für den besetzten Teil der Rauchrohre, weil mit einem solchen Querschnitt bis jetzt keine Laboratoriumsversuche vorgenommen wurden. Die Feststellung genauer Werte für diesen Fall war also bis jetzt nur auf Grund von Lokomotivversuchen möglich.

Für die Wärmedurchgangszahl  $k$  gilt allgemein:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \dots\dots\dots 11)$$

$\alpha_1$  ist die Wärmeübergangszahl auf der Rauchseite,  $\alpha_2$  auf der Wasserseite,  $s$  die Stärke und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit für das Rohrmaterial, Ruß und Kesselstein. Da aber  $\alpha_2$  und  $\left(\frac{\lambda}{s}\right)_{\text{wand}}$  gegenüber  $\alpha_1$  sehr groß sind, kann man bei reiner Heizfläche ( $s_{\text{Ruß}} = s_{\text{stein}} = 0$ ) praktisch mit  $k \approx \alpha_1$  rechnen.

Bei Anwesenheit von Ruß und Kesselstein wird  $k$  merklich kleiner als  $\alpha_1$  sein. Bei der Zusammenwirkung von Strahlung und Leitung wird es bequemer,  $\alpha_1$  in zwei Teile zu zerlegen, die der Leitung ( $\alpha_k$ ) und Strahlung ( $\alpha_s$ ) entsprechen.

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \dots\dots\dots 12)$$

Die Wärmeübertragung durch Leitung im Rohr von kreisförmigem Querschnitt wurde auf Grund der Ähnlichkeits-

\*) Prof. S. P. Syromjatnikoff, Der Wärmeprozess der Dampflokomotive. Moskau 1926; S. 69 (in russischer Sprache).

theorie und Laboratoriumsversuche erforscht. Es entstand so eine Reihe von Formeln für die Berechnung der Wärmeübertragungszahl  $\alpha_k$ . Die verbreitetste und bekannteste Formel ist die von Nusselt:

$$\alpha_k = 21,5 \frac{\lambda_m^{0,21} c_m^{0,79}}{10,05 \delta^{0,16}} (w \gamma)^{0,79} \dots \dots \frac{k \text{ cal}}{m^2 h^0 C} \dots \dots (13)$$

$\alpha_k$  ist die Wärmeübertragungszahl in der Entfernung  $l_z m$  von dem Rohranfang,  $\delta$  ist der innere Rohrdurchmesser ( $m$ ),  $\lambda_m$  die mittlere Wärmeleitzahl und  $c_m$  mittlere spezifische Wärme der Rauchgase, beide in den Grenzen zwischen  $t_k$  und  $T$ . Ferner ist  $w$  die Gasgeschwindigkeit ( $\frac{m}{sec}$ ) und  $\gamma$

das spezifische Gewicht ( $\frac{kg}{m^3}$ ) der Rauchgase. Den größten

Einfluß auf die Größe  $\alpha_k$  übt das Produkt „ $w \gamma$ “ aus. Dieses Produkt bleibt auf der ganzen Länge des Rohres von gleichem Querschnitt konstant. Der Einfluß von  $l_z$  ist sehr gering. Wenn wir bedenken, daß dieser Einfluß in der Nusseltschen Formel nur ganz grob bewertet ist, kann man ihn außer acht lassen. Demzufolge bleibt nur das Produkt  $\lambda_m^{0,21} c_m^{0,79}$  übrig, welches die Veränderlichkeit der Wärmeübertragungszahl im Rohre von gleichbleibendem Querschnitt bedeutet. Dieses Produkt ist von der Gaszusammensetzung abhängig und steigt mit der Temperatur. Demzufolge mußte nach Nusselt  $\alpha_k$  mit der Temperatur steigen, wie das in der Abb. 1 dargestellt ist. Für die Ordinateneinheit ist der Wert  $\alpha_k$  für  $T = 250^\circ C$  gewählt. Die Kesselwassertemperatur wurde zu  $t_k = 200^\circ C$  angenommen.

Brückmann\*) benützt die Nusseltsche Formel in der Sonderform:

$$\alpha_k = 5,77 (w \gamma)^{0,786} \dots \dots (14)$$

Nach Barske\*\*) sollte für  $\delta = 0,045 m$  sein:

$$\alpha_k \leq 7,1 (w \gamma)^{0,79} \dots \dots (15)$$

Beide Formeln: „Nusselt-Brückmann“ und „Nusselt-Barske“ sind in der Abb. 2 dargestellt. Erstere scheint richtiger zu sein. In derselben Abbildung findet sich auch die Formel von Holmboe

$$\alpha_k = 2 + 5,5 \sqrt[1,3]{w \gamma} \dots \dots \frac{k \text{ cal}}{m^2 h^0 C} \dots \dots (16)$$

welcher Brückmann vor der Nusseltschen den Vorzug gibt.

Groeber†) gibt die folgende Formel an:

$$\alpha_k = \left[ 3,81 + \frac{82,8}{T} - \frac{(273 - t_k)^2}{29100} \right] (w \gamma)^{0,81} \dots \dots \frac{k \text{ cal}}{m^2 h^0 C} \dots \dots (17)$$

Nach dieser Formel sollte  $\alpha_k$  mit steigender Temperatur  $T$  fallen, wie das in der Abb. 1 ersichtlich ist. Die Abhängigkeit  $\alpha_k$  von  $w \gamma$  ist in der Abb. 2 dargestellt. ( $T = 600^\circ C$ ,  $t_k = 200^\circ C$ ,  $\delta = 0,045 m$ ).

Außerordentlich verwickelte Beziehungen von ten-Bosch\*\*\*) führen zu Abhängigkeiten, die gleichfalls in der Abb. 1 und 2 dargestellt sind.

Als genaueste Laboratoriumsversuche bezeichnet Schack†) diejenigen von Schulze, welche bei Gastemperaturen bis  $700^\circ C$  (die anderen Versuche reichten nur bis etwa  $300^\circ C$ ) ausgeführt waren. Die Versuche von Schulze haben keinen Temperatureinfluß auf  $\alpha_k$  erwiesen, was mit der Genauigkeit  $\pm 10\%$  gesichert ist. Nach Schulze gilt:

$$\alpha_k = 2,9 \frac{w_0^{0,8}}{\sqrt[3]{\delta}} \dots \dots \frac{k \text{ cal}}{m^2 h^0 C} \dots \dots (18)$$

\*) Brückmann, Heißdampflokotiven mit einfacher Dehnung des Dampfes. E. T. d. G., 1920, S. 660/661.

\*\*) Ulrich Barske, Rechnerische Untersuchung der Wärmeübertragung im Lokomotivlangkessel. Hannover 1930, S. 19.

\*\*\*) ten-Bosch, Die Wärmeübertragung. 1927, S. 164, Abb. 85, S. 176.

†) Schack, Der industrielle Wärmeübergang. 1929, S. 120 bis 134.

$w_0$  ist auf „Normalzustand“ bezogen. Zur besseren Übereinstimmung mit anderen Versuchen, verändert Schack die obige Formel wie folgt:

$$\alpha_k = 3 \frac{w_0^{0,8}}{\sqrt[4]{\delta}} \dots \dots \frac{k \text{ cal}}{m^2 h^0 C} \dots \dots (19)$$

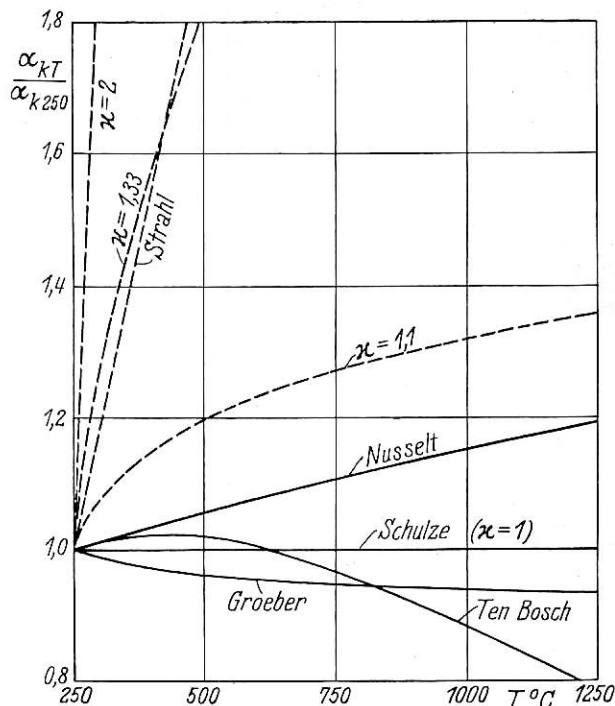


Abb. 1. Abhängigkeit der Wärmeübertragungszahl  $\alpha_k$  von der Gastemperatur  $T$ . Die voll ausgezogenen Kurven beziehen sich auf die Laboratoriumsversuche (es ist  $t_k = 200^\circ$  angenommen).

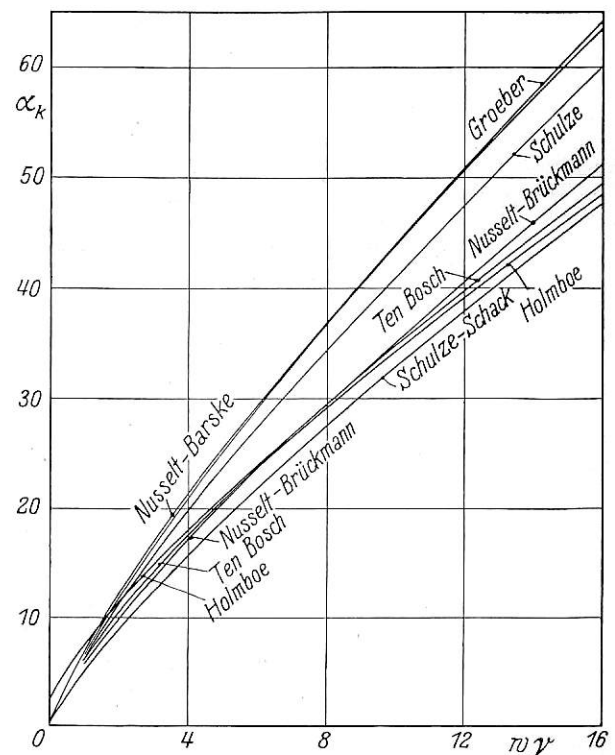


Abb. 2. Wärmeübertragungszahl  $\alpha_k$  in der Abhängigkeit von „ $w \gamma$ “ ( $T = 600^\circ C$ ,  $t_k = 200^\circ C$ ,  $\delta = 0,045 m$ ).

Wenn wir  $\gamma = 1,32$  einführen und  $\delta = 0,045 m$  setzen, erhalten wir beide Formeln 18) und 19) in Sonderform:

$$\text{„Schulze“} \quad \alpha_k = 6,5 (w \gamma)^{0,8} \dots \dots (20)$$

$$\text{„Schulze-Schack“} \quad \alpha_k = 5,2 (w \gamma)^{0,8} \dots \dots 21$$



welche in Abb. 2 aufgetragen sind. In der Abb. 1 sollte ihnen eine waagrechte Gerade entsprechen.

Zum Vergleich sind in der Abb. 1 noch die Strahlsche Formel 4) und die allgemeine Beziehung 6) für  $\kappa = 2$  (Rankine),  $\kappa = 1,33$  (Syromjatnikoff) und  $\kappa = 1,1$  dargestellt. Es ist ersichtlich, daß alle diese „praktischen“ Formeln den auf Grund von Laboratoriumsversuchen aufgestellten sehr widersprechen. Sogar  $\kappa = 1,1$  befriedigt nicht. Obwohl jede der „Laboratoriumsformeln“ ein ganz anderes Abhängigkeitsgesetz  $\alpha_k$  von T angibt, bestätigen sie doch, zusammen betrachtet, ziemlich gut die Redtenbachersche Theorie ( $\kappa = 1$ ); besonders wenn wir beachten, daß diese Theorie durch die Versuche von Schulze genügend genau nachgewiesen war.

Zur Abb. 2 ist zu bemerken, daß alle aus Laboratoriumsversuchen stammenden Beziehungen denselben Charakter haben, weil der Exponent bei  $w\gamma$  nur in engen Grenzen sich bewegt (0,75 bis 0,81). Die Zahlenwerte  $\alpha_k$ , die gleichen  $w\gamma$  entsprechen, bewegen sich aber nach verschiedenen Formeln in ziemlich weiten Grenzen, so daß Unterschiede bis etwa 30% vorkommen. Hier sollten die Lokomotivversuche entscheiden.

Die Wirkung der Gasstrahlung im Rohr führt Nusselt\*) durch Einführung einer „Strahlungswärmeübertragungszahl“  $\alpha_s$  formal auf die Leitung zurück.

$$\alpha_s = \frac{0,362}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1} \frac{\left(\frac{T+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_k+273}{100}\right)^4}{T - t_k} \dots \dots \dots \frac{k \text{ cal}}{m^2 h^\circ C} \dots \dots \dots 22)$$

Dabei ist  $A_1$  die Absorptionszahl der Rauchgase, die von dem Rohrdurchmesser abhängt (bei  $\delta = \infty$  ist  $A_1 = 1$ ) und  $A_2$  die Absorptionszahl der Rohrwand ( $A_2 =$  etwa 0,9). Nach der Berechnung, die Nusselt für einen Lokomobilkessel durchgeführt hat, folgt, daß die Strahlung an der ganzen Wärmeabgabe im Rohr nur mit etwa 10% beteiligt ist. Nach Baumann\*\*) und Koessler\*\*\*) beträgt dieser Teil beim Lokomotivlangkessel etwa 8%. Deshalb scheint es angängig, die Gasstrahlung dadurch zu berücksichtigen, daß man die Wärmeübertragungszahl etwas größer nimmt als das der alleinigen Wirkung der Leitung entsprechen würde, d. h. nach der Gl. 12)

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \approx 1,08 \alpha_k$$

Bei vollkommen reinen Rohren:

$$k \approx \alpha_1 \approx 1,08 \alpha_k$$

Da aber die Rohre im Lokomotivbetrieb niemals vollkommen rein sind, wird immer  $k < \alpha_1$ . Da alle Berechnungen auf den durchschnittlichen Betriebszustand sich beziehen sollen, ist es für den allgemeinen Gebrauch (Brückmann, Barske) gerechtfertigt, mit

$$k = \alpha_k$$

zu rechnen.

Es könnte wohl eingewendet werden, daß die Wärmestrahlung sich nach ganz anderen Gesetzen richtet als die Leitung (großer Temperatureinfluß) und daß es deshalb unrichtig sei, den Einfluß der Strahlung durch einfache Vergrößerung der Wärmeübertragungszahl zu berücksichtigen. In Wirklichkeit ist aber die genaue Berücksichtigung der Strahlung bei dem heutigen Stande unserer Kenntnisse noch unmöglich. Die Nusseltsche Formel 22) gilt nur angenähert und bezieht sich auf die durchschnittliche Rauchgaszusammen-

\*) Nusselt, Die Gasstrahlung bei der Strömung im Rohr. Z. VDI 1926, S. 763.

\*\*) Baumann, Glasers Ann. 1927, II, S. 141.

\*\*\*) Koessler, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, S. 311 bis 312.

setzung. Selbst wenn wir aber die Gasstrahlungsgesetze vollkommen beherrschten, könnten wir die Genauigkeit des Gesamtergebnisses so lange nicht erhöhen, als der Temperatureinfluß auf die Leitung noch nicht endgültig festgestellt ist (Abb. 1). Durch die Leitung werden aber im Langkessel etwa 92% der Gesamtwärme übertragen.

Durch weitere eingehende Untersuchungen kann man zu dem Schluß kommen, daß die Wirkung der Gasstrahlung genügend genau durch die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme ausgeglichen wird; so daß das Redtenbachersche Exponentialgesetz seine Gültigkeit auch unter der gleichzeitigen Wirkung der Gasstrahlung praktisch genau behält.

Deshalb werden wir weiter ausschließlich die Beziehungen 1) und 9) benützen.

### III.

Für eine Naßdampflokomotive kann man auf Grund der Gl. 9) schreiben:

$$\ln \frac{T_3 - t_k}{T_2 - t_k} = - \frac{k_s H_s}{BL c_s} \dots \dots \dots 25)$$

Durch diese Beziehung sind die beiden Grundaufgaben gelöst. Bei der Kesselberechnung können wir daraus, mit bekanntem  $T_2$  (Gastemperatur bei der hinteren Rohrwand) und  $k_s$  (Wärmeübergangszahl für die Heizrohre) die Abgastemperatur  $T_3$  bestimmen. Die umgekehrte Aufgabe, Bestimmung von  $k_s$  bei gemessenem  $T_2$  und  $T_3$ , entsteht bei der Bearbeitung der Lokomotivversuche. In beiden Fällen müssen auch die Gasmenge und Gaszusammensetzung bekannt sein. Die Bestimmung  $c_s$  macht in dem zweiten Fall keine Schwierigkeiten. Im ersten Fall muß man vorläufig eine Rechnung mit geschätztem  $c_s$  durchführen, dann eine endgültige Rechnung mit richtigem  $c_s$ .

Bei einer Heißdampflokomotive entsteht die erste Schwierigkeit dadurch, daß von der gesamten Rauchgasmenge  $BL$ , ein Teil  $\varphi BL$  durch die Rauchrohre strömt und der übrige Teil  $(1-\varphi) BL$  durch die Heizrohre. Die Bestimmung von  $\varphi$  „Gasverteilungsfaktor“ wurde bis jetzt in verschiedener Weise durchgeführt.

Am richtigsten ist die Bestimmung von  $\varphi$  auf Grund des Strömungswiderstandes. Der Druckabfall  $d\Delta$  in einem Rohrelement  $dl$  ist ganz allgemein:

$$d\Delta = \beta \gamma w^2 \frac{dl}{\delta} = \beta (w\gamma)^2 \frac{dl}{\gamma \delta} \dots \dots \dots 27)$$

Dabei ist  $\beta$  ein Koeffizient, den wir als konstant betrachten werden. Wenn wir setzen:

$$w\gamma = \frac{BL}{3600 F}; \quad \text{und} \quad \gamma = \frac{\gamma_0}{1 + \frac{T}{273}}$$

erhalten wir nach der Integration über die ganze Rohrlänge:

$$\Delta = \frac{\beta l}{\gamma_0 \delta} \left( \frac{BL}{3600 F} \right)^2 \left( 1 + \frac{T_m}{273} \right) \dots \dots \dots 28)$$

Hier ist:

$$T_m = \frac{1}{l} \int_0^l T dl$$

die mittlere Gastemperatur im Rohre. Für die Heizrohre erhalten wir aus der Gl. 9) die bekannte Beziehung:

$$T_m = t_k + \frac{T_{2s} - T_{3s}}{\ln \frac{T_{2s} - t_k}{T_{3s} - t_k}} \dots \dots \dots 29)$$

$T_{2s}$  und  $T_{3s}$  bedeuten die Gastemperaturen beider Rohrwände, gegenüber den Heizrohren. Diese Temperaturen unterscheiden sich etwas von  $T_{2R}$  und  $T_{3R}$  die gegenüber den Rauchrohren gemessen sind. Mit der entsprechenden Änderung der Indizes wäre die Gl. 29) auch für den unbesetzten Teil

der Rauchrohre gültig. Mit Rücksicht auf die kurze Länge genügt aber in diesem Fall vollkommen die einfachere Beziehung:

$$T_m' = \frac{T_{2R} + T_E}{2} \dots \dots \dots 30)$$

$T_E$  bezeichnet die Gastemperatur am Anfang der Überhitzererelemente (Schnitt a—a in der Abb. 3). Den Ausdruck für die mittlere Temperatur in den besetzten Teilen der Rauchrohre  $T_m''$  erhalten wir später Gl. 53).

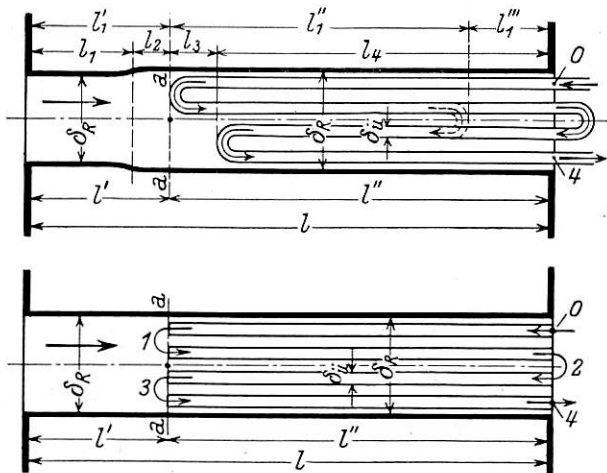


Abb. 3. Schema des normalen Schmidtschen Großrohr-Überhitzers.

Für die Heizrohre nimmt die Gl. 28) die spezielle Form an:

$$\Delta_s = \frac{\beta 1}{\gamma_0 \delta_s} \left[ \frac{(1-\varphi) BL}{3600 F_s} \right]^2 \left( 1 + \frac{T_m}{273} \right) \dots \dots \dots 31)$$

für die unbesetzten Teile der Rauchrohre:

$$\Delta_{R'} = \frac{\beta 1'}{\gamma_0 \delta_{R'}} \left[ \frac{\varphi BL}{3600 F_{R'}} \right]^2 \left( 1 + \frac{T_m'}{273} \right) \dots \dots \dots 32)$$

und für die besetzten Teile:

$$\Delta_{R''} = \frac{\beta}{\gamma_0} \frac{H_{R''} + H_{\ddot{u}}}{4 F_{R''}} \left[ \frac{\varphi BL}{3600 F_{R''}} \right]^2 \left( 1 + \frac{T_m''}{273} \right) \dots \dots 33)$$

Hier haben wir einen unregelmäßigen (nicht kreisförmigen) Querschnitt, für welchen anstatt:

$$\frac{1}{\delta} = \frac{H}{4F}$$

zu setzen ist:

$$\frac{H_{R''} + H_{\ddot{u}}}{4 F_{R''}}$$

Dabei ist  $H_{R''}$  die Heizfläche der besetzten Teile der Rauchrohre und  $H_{\ddot{u}}$  die Überhitzerheizfläche, beide an der Gasseite gemessen.

Ist der Druckunterschied zwischen Heizrohrenden gleich demjenigen zwischen den Rauchrohrenden, so gilt:

$$\Delta_s = \Delta_{R'} + \Delta_{R''} \dots \dots \dots 34)$$

Infolge verschiedener Einflüsse (Blasrohrstellung, Feuergewölbe, Strömungswiderstand in der Rauchkammer usw.) wird die obige Beziehung nicht immer streng erfüllt. Bis jetzt aber besitzen wir noch keine Grundlagen, die uns den möglichen Unterschied zwischen  $\Delta_s$  und  $\Delta_{R'} + \Delta_{R''}$  abzuschätzen erlauben. Deshalb bleibt nichts anderes übrig, als mit der Gl. 34) zu rechnen. Es sei noch bemerkt, daß hier keine Rücksicht auf den Druckunterschied zur Erzeugung der Strömungsgeschwindigkeit genommen wurde. Dieser Druckunterschied ist klein gegenüber dem durch den Strömungswiderstand verursachten. Außerdem sind die Geschwindigkeiten in den Heizrohren und im besetzten Teil der Rauchrohre fast gleich. Falls wir in die Gl. 31) bis 33) noch besondere, dem Druckunterschied für die Erzeugung der Geschwindigkeit Rechnung tragende Glieder einführen, würden diese

Glieder in der Gl. 34) fast genau aufgehoben. Aus denselben Gründen (keine merkliche Geschwindigkeit- und Temperaturunterschiede im Rauch- und Heizrohre) haben wir auch  $\beta$  als konstant angenommen (siehe oben).

Aus der Gl. 31) bis 34) erhalten wir:

$$\varphi = \frac{\sqrt{\xi(273 + T_m)}}{\sqrt{\xi(273 + T_m) + \xi'(273 + T_m') + \xi''(273 + T_m'')}} \dots \dots 35)$$

Dabei bezeichnet:

$$\xi = \frac{1}{\delta_s} \frac{1}{F_s^2}; \quad \xi' = \frac{1'}{\delta_{R'}} \frac{1}{F_{R'}^2}; \quad \xi'' = \frac{H_{R''} + H_{\ddot{u}}}{4 F_{R''}} \cdot \frac{1}{F_{R''}} \dots \dots 36)$$

Die Werte  $\xi$  sind nur von den Kesselabmessungen abhängig.

Nach der Bestimmung von  $\varphi$  können wir die der Gl. 25) entsprechenden Gleichungen für die Heißdampflokomotive schreiben.

Für die Heizrohre:

$$\ln \frac{T_{3s} - t_k}{T_{2s} - t_k} = - \frac{k_s H_s}{(1-\varphi) BL c_s} \dots \dots \dots 37)$$

Für die unbesetzten Teile der Rauchrohre:

$$\ln \frac{T_E - t_k}{T_{2R} - t_k} = - \frac{k_{R'} H_{R'}}{\varphi BL c_R} \dots \dots \dots 38)$$

Dabei ist  $k_{R'}$  die Wärmeübergangszahl im unbesetzten Teil,  $H_{R'}$  die entsprechende Heizfläche ( $m^2$ , Gasseite) und  $c_R$  die durchschnittliche spezifische Wärme nach Gl. 10), die wegen abweichender Temperaturen nicht mit  $c_s$  identisch ist.

IV.

Die Verhältnisse im besetzten Teil der Rauchrohre sind außerordentlich verwickelt. Deshalb hat man immer eine Reihe von Annahmen gemacht, die die Erforschung ermöglichen. Fast alle Autoren (Brückmann, Syromjatnikoff, Barske) nehmen z. B. an, daß der arithmetische Mittelwert der Dampftemperaturen in vier Überhitzerrohren (wir betrachten weiter einen normalen Schmidtüberhitzer) auf der gesamten Rohrlänge konstant bleibt:

$$\frac{t_I + t_{II} + t_{III} + t_{IV}}{4} = \text{konst.} = \frac{t_k + t_{\ddot{u}}}{2} \dots \dots 39)$$

Dabei ist  $t_k$  die Naßdampf Temperatur und  $t_{\ddot{u}}$  die Endtemperatur des überhitzten Dampfes ( $^{\circ}C$ ). Mit dieser Hypothese könnte man den ganzen Überhitzer als Körper von konstanter Temperatur betrachten. Diese ziemlich willkürliche Hypothese werden wir nicht benützen.

Abb. 3 zeigt schematisch ein Rauchrohr mit normalem Schmidtüberhitzer. Zur Vereinfachung ersetzen wir das obere Schema durch das untere, nur aus zwei Teilen bestehende, ( $l'$  und  $l''$  unbesetzter und besetzter). Auf die Elemententeile in der Rauchkammer nehmen wir keine Rücksicht. Infolge geringerer Temperaturunterschiede und Gasgeschwindigkeit sind diese Teile sehr wenig wirksam. Ihre Wirkung wird durch die Verlängerung des III. und IV. Überhitzerrohres gemäß dem unteren Schema vollkommen ausgeglichen.

Zuerst wollen wir annehmen, daß der in den Überhitzer einströmende Dampf (Punkt 0 in der Abb. 3) gerade trocken gesättigt ist. Den Temperaturverlauf ersehen wir aus der Abb. 4, welche auf einen bestimmten Fall sich bezieht und maßstäblich gezeichnet ist. Wir betrachten ein Längenelement  $dz$ , das in der Entfernung  $z$  von der vorderen Rohrwand liegt.  $z$  messen wir nicht in  $m$ , sondern in den Teilen der gesamten besetzten Länge gemäß:

$$z = \frac{l_z}{l'}$$

Die ganze auf dem Element  $dz$  von den Rauchgasen abgegebene Wärmemenge ist gleich:

$$dQ = \varphi BL c_R dT \dots \dots \dots 40)$$



Davon erhält das Kesselwasser durch die Rauchrohrwände:

$$d Q_R = k_R'' H_R'' (T - t_k) dz \dots \dots \dots 41)$$

und der in den Elementen strömende Dampf:

$$\left. \begin{aligned} \text{Im I. Rohrstrang: } d Q_I &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4} (T - t_I) dz = W c_{\bar{u}} dt_I \\ \text{II. „ } d Q_{II} &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4} (T - t_{II}) dz = -W c_{\bar{u}} dt_{II} \\ \text{III. „ } d Q_{III} &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4} (T - t_{III}) dz = W c_{\bar{u}} dt_{III} \\ \text{IV. „ } d Q_{IV} &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4} (T - t_{IV}) dz = -W c_{\bar{u}} dt_{IV} \end{aligned} \right\} \dots 42)$$

Dabei ist  $W \frac{kg}{h}$  die Dampfmenge,  $k_{\bar{u}}$  die Wärmeübergangszahl im Überhitzer,  $k_R''$  die Wärmeübergangszahl in den besetzten Teilen der Rauchrohre (beide in  $\frac{k cal}{m^2 h^{\circ} c}$ ). Nach dem vorher Gesagten betrachten wir diese Koeffizienten von der Temperatur als unabhängig) und  $c_{\bar{u}}$  die spezifische Wärme des Dampfes, welche wir als konstant und gleich der mittleren spezifischen Wärme zwischen  $t_k$  und  $t_{\bar{u}}$  annehmen. Zeichen + entspricht dem Gegenstrome (I. und III. Rohr), weil in diesem Fall  $t$  mit  $z$  steigt. Beim Gleichstrom (II. und IV. Rohr) entspricht steigendem  $z$  fallendes  $t$  und wir haben Minus. Es ist selbstverständlich:

$$d Q = d Q_R + d Q_I + d Q_{II} + d Q_{III} + d Q_{IV}$$

oder:

$$\varphi B L c_R d T = k_R'' H_R'' (T - t_k) dz + \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4} [(T - t_I) + (T - t_{II}) + (T - t_{III}) + (T - t_{IV})] dz \dots 43)$$

In die Gl. 42) und 43) wird gesetzt:

$$\begin{aligned} T - t_I &= (T - t_k) - (t_I - t_k) \\ T - t_{II} &= (T - t_k) - (t_{II} - t_k) \end{aligned}$$

Dann ersetzen wir  $d T$ ,  $d t_I$ ,  $d t_{II}$ ,  $\dots$  durch  $d (T - t_k)$ ,

$$\left. \begin{aligned} \frac{d (T - t_k)}{dz} &= s (T - t_k) - b (t_I - t_k) - b (t_{II} - t_k) - b (t_{III} - t_k) - b (t_{IV} - t_k) \\ \frac{d (t_I - t_k)}{dz} &= a (T - t_k) - a (t_I - t_k) \\ \frac{d (t_{II} - t_k)}{dz} &= -a (T - t_k) + a (t_{II} - t_k) \\ \frac{d (t_{III} - t_k)}{dz} &= a (T - t_k) - a (t_{III} - t_k) \\ \frac{d (t_{IV} - t_k)}{dz} &= -a (T - t_k) + a (t_{IV} - t_k) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 45)$$

Auf die Lösung dieses Systems kann hier nicht eingegangen werden. Das allgemeine Integral lautet:

$$\left. \begin{aligned} T - t_k &= C_1 e^{\varrho_1 z} + C_2 e^{\varrho_2 z} + C_3 e^{\varrho_3 z} \\ t_I - t_k &= \frac{a C_1}{a + \varrho_1} e^{\varrho_1 z} + \frac{a C_2}{a + \varrho_2} e^{\varrho_2 z} + \frac{a C_3}{a + \varrho_3} e^{\varrho_3 z} - C_4 e^{-a z} \\ t_{II} - t_k &= \frac{a C_1}{a - \varrho_1} e^{\varrho_1 z} + \frac{a C_2}{a - \varrho_2} e^{\varrho_2 z} + \frac{a C_3}{a - \varrho_3} e^{\varrho_3 z} - C_5 e^{-a z} \\ t_{III} - t_k &= \frac{a C_1}{a + \varrho_1} e^{\varrho_1 z} + \frac{a C_2}{a + \varrho_2} e^{\varrho_2 z} + \frac{a C_3}{a + \varrho_3} e^{\varrho_3 z} + C_4 e^{-a z} \\ t_{IV} - t_k &= \frac{a C_1}{a - \varrho_1} e^{\varrho_1 z} + \frac{a C_2}{a - \varrho_2} e^{\varrho_2 z} + \frac{a C_3}{a - \varrho_3} e^{\varrho_3 z} + C_5 e^{-a z} \end{aligned} \right\} \dots 46)$$

$\varrho_1$ ,  $\varrho_2$  und  $\varrho_3$  sind die Wurzeln der charakteristischen Gleichung:

$$\varrho^3 - s \varrho^2 - a^2 \varrho + a^2 (s - 4 b) = 0 \dots \dots 47)$$

welche am besten probeweise zu suchen sind. Mit erster Annäherung:

$d (t_I - t_k)$ ,  $d (t_{II} - t_k)$ ,  $\dots$  ( $t_k$  ist konstant) und bezeichnen zur Kürzung:

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4 W c_{\bar{u}}}; & b &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4 \varphi B L c_R}; \\ s &= \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}} + k_R'' H_R''}{\varphi B L c_R} = 4 b (1 + \psi) \\ \psi &= \frac{k_R'' H_R''}{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}} \end{aligned} \right\} \dots 44)$$

wo

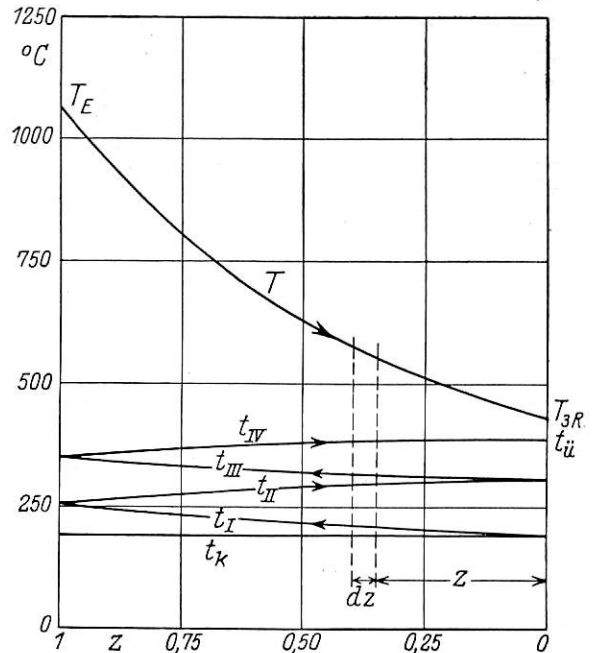


Abb. 4. Temperaturverlauf in dem besetzten Teile des Rauchrohres.

So erhalten wir fünf Differentialgleichungen, die ein sogenanntes D'Alembertsches System bilden:

$$\left. \begin{aligned} \varrho_1 &= s + \frac{4 a^2 b}{s^2} \\ \varrho_2 &= -a \sqrt{1 - \frac{4 b}{s} - \frac{2 a^2 b}{s^2}} \\ \varrho_3 &= a \sqrt{1 - \frac{4 b}{s} - \frac{2 a^2 b}{s^2}} \end{aligned} \right\}$$

Die so gewonnenen Werte sind in vielen Fällen schon genügend genau. Andernfalls muß man mit Hilfe der „Regula falsi“ weiter schreiten. Nach gewisser Übung läßt sich die Rechnung schneller durchführen, als unter Benutzung der trigonometrischen Methode.

$C_1$  bis  $C_5$  sind fünf Integrationskonstante, für deren Bestimmung fünf Grenzbedingungen notwendig sind.

Bei der vorderen Rohrwand ( $z = 0$ ) soll sein:

$$t_I = t_k, \quad t_{II} = t_{III}$$

und bei dem hinteren Ende des Elementes (Schnitt a-a in der Abb. 3) bei  $z = 1$ :

$$T = T_E, \quad t_I = t_{II}, \quad t_{III} = t_{IV}.$$

Mit diesen Grenzbedingungen werden aus der Gl. 46) C<sub>1</sub> bis C<sub>5</sub> eliminiert. Nach gewissen mathematischen Umformungen erhalten wir die Ausdrücke für T-t<sub>k</sub>, t<sub>I</sub>-t<sub>k</sub>, . . . . usw. in der Abhängigkeit von T<sub>E</sub>-t<sub>k</sub>, a, b, ψ. Praktisch wird

man aber besser anstatt mit diesen Temperaturunterschieden mit ihren Verhältnissen zu T<sub>E</sub>-t<sub>k</sub> rechnen. Diese „Temperaturfunktionen“ bezeichnen wir durch Θ mit gleichen Indizes wie T und t. So erhalten wir:

$$\left. \begin{aligned} \Theta &= \frac{T-t_k}{T_E-t_k} = \frac{\Gamma_1(a^2-\rho_1^2)e^{e_1z} + \Gamma_2(a^2-\rho_2^2)e^{e_2z} + \Gamma_3(a^2-\rho_3^2)e^{e_3z}}{\Gamma_1(a^2-\rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2-\rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2-\rho_3^2)e^{e_3}} \\ \Theta_I &= \frac{t_I-t_k}{T_E-t_k} = a \frac{\Gamma_1(a-\rho_1)(e^{e_1z}-e^{-az}) + \Gamma_2(a-\rho_2)(e^{e_2z}-e^{-az}) + \Gamma_3(a-\rho_3)(e^{e_3z}-e^{-az})}{\Gamma_1(a^2-\rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2-\rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2-\rho_3^2)e^{e_3}} \\ \Theta_{II} &= \frac{t_{II}-t_k}{T_E-t_k} = a \frac{\Gamma_1[(a+\rho_1)e^{e_1z}-(a-\rho_1)e^{az-2a}] + \Gamma_2[(a+\rho_2)e^{e_2z}-(a-\rho_2)e^{az-2a}] + \Gamma_3[(a+\rho_3)e^{e_3z}-(a-\rho_3)e^{az-2a}]}{\Gamma_1(a^2-\rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2-\rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2-\rho_3^2)e^{e_3}} \\ \Theta_{III} &= \frac{t_{III}-t_k}{T_E-t_k} = a \frac{\Gamma_1(a-\rho_1)(e^{e_1z}+e^{-az}) + \Gamma_2(a-\rho_2)(e^{e_2z}+e^{-az}) + \Gamma_3(a-\rho_3)(e^{e_3z}+e^{-az})}{\Gamma_1(a^2-\rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2-\rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2-\rho_3^2)e^{e_3}} \\ \Theta_{IV} &= \frac{t_{IV}-t_k}{T_E-t_k} = a \frac{\Gamma_1[(a+\rho_1)e^{e_1z}+(a-\rho_1)e^{az-2a}] + \Gamma_2[(a+\rho_2)e^{e_2z}+(a-\rho_2)e^{az-2a}] + \Gamma_3[(a+\rho_3)e^{e_3z}+(a-\rho_3)e^{az-2a}]}{\Gamma_1(a^2-\rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2-\rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2-\rho_3^2)e^{e_3}} \end{aligned} \right\} \dots 48)$$

Hier bedeutet zur Kürzung:

$$\left. \begin{aligned} \Gamma_1 &= [3 \rho_2 - a - e^{-2a} (a - \rho_2)] \rho_3 e^{e_3} - [3 \rho_3 - a - e^{-2a} (a - \rho_3)] \rho_2 e^{e_2} \\ \Gamma_2 &= [3 \rho_3 - a - e^{-2a} (a - \rho_3)] \rho_1 e^{e_1} - [3 \rho_1 - a - e^{-2a} (a - \rho_1)] \rho_3 e^{e_3} \\ \Gamma_3 &= [3 \rho_1 - a - e^{-2a} (a - \rho_1)] \rho_2 e^{e_2} - [3 \rho_2 - a - e^{-2a} (a - \rho_2)] \rho_1 e^{e_1} \end{aligned} \right\} \dots 49)$$

Mit Hilfe der Gl. 48) kann man die Gastemperatur und alle vier Dampftemperaturen bei jedem z, d. h. in jeder beliebigen Entfernung von der Rohrwand berechnen. Damit ist dann zum ersten Male eine genaue ohne Hypothese (39) durchgeführte Lösung der Aufgabe gelungen.

Für praktische Zwecke am wichtigsten sind die Abgastemperatur T<sub>3R</sub> und die Endtemperatur des überhitzten Dampfes t<sub>ü</sub>. Beide erhalten wir aus der ersten und fünften Gleichung des Systems 48), indem wir z = 0 setzen.

$$\Theta_{3R} = \frac{T_{3R} - t_k}{T_E - t_k} = \frac{\Gamma_1(a^2 - \rho_1^2) + \Gamma_2(a^2 - \rho_2^2) + \Gamma_3(a^2 - \rho_3^2)}{\Gamma_1(a^2 - \rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2 - \rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2 - \rho_3^2)e^{e_3}} \dots 50)$$

$$\Theta_{\ddot{u}} = \frac{t_{\ddot{u}} - t_k}{T_E - t_k} = 4a \frac{\Gamma_1 \rho_1 + \Gamma_2 \rho_2 + \Gamma_3 \rho_3}{\Gamma_1(a^2 - \rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2 - \rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2 - \rho_3^2)e^{e_3}} \dots 51)$$

Außerdem müssen wir noch die mittlere Gastemperatur in den besetzten Rohrteilen nach der Beziehung

$$T_m'' = \int_0^1 T dz \dots 52)$$

ermitteln, da wir sie für die Berechnung des „Gasverteilungsfaktor“ φ nach der Gl. 35) brauchen. Aus der ersten Gl. 48) und Gl. 52) erhalten wir:

$$\Theta_m'' = \frac{T_m'' - t_k}{T_E - t_k} = \frac{\Gamma_1(a^2 - \rho_1^2) \frac{e^{e_1} - 1}{e_1} + \Gamma_2(a^2 - \rho_2^2) \frac{e^{e_2} - 1}{e_2} + \Gamma_3(a^2 - \rho_3^2) \frac{e^{e_3} - 1}{e_3}}{\Gamma_1(a^2 - \rho_1^2)e^{e_1} + \Gamma_2(a^2 - \rho_2^2)e^{e_2} + \Gamma_3(a^2 - \rho_3^2)e^{e_3}} \dots 53)$$

Damit ist unsere Aufgabe, für den Fall, daß der Dampf in den Überhitzer trocken eintritt gelöst.

großer Zahl der Integrationskonstanten, deren Lösung ganz außerordentliche Schwierigkeiten bereitet.

V.

Diese vorstehende Bedingung ist aber im tatsächlichen Lokomotivbetrieb nicht erfüllt. Jedem Lokomotivfachmann ist das „Spucken“ der Lokomotive bekannt. Nach Messungen, die Prof. Lomonosoff mit mehr als 15 verschiedenen Lokomotivtypen vorgenommen hat, beträgt die Dampftrockenheit im Dom gewöhnlich zwischen x<sub>k</sub> = 0,9 und 0,95. Unter solchen Umständen hat der Überhitzer nicht nur die Aufgabe, Dampf zu überhitzen, sondern er muß vorher noch den Wassergehalt verdampfen. Infolgedessen wird die tatsächlich dem Überhitzer entzogene Wärme erheblich größer, als es für die Überhitzung allein erforderlich ist. Z. B. bei x<sub>k</sub> = 0,9 und t<sub>ü</sub> = 300°C werden von der gesamten im Überhitzer verbrauchten Wärme etwa 44% für das Dampftrocknen und nur 56% für die eigentliche Überhitzung verwendet. Deshalb ist es bei genauer Untersuchung unbedingt notwendig, auf die Dampfnässe beim Eintritt Rücksicht zu nehmen.

Deshalb wählen wir den umgekehrten Weg. Anstatt einer Reihe vorgeschriebener Werte x<sub>k</sub> wählen wir eine Reihe bestimmter Punkte im Überhitzer, an welchen die Überhitzung beginnt. Es ist naheliegend, für diese Punkte die Enden der einzelnen Überhitzerrohre zu wählen, d. h. die Punkte 1, 2, 3 und 4 in der Abb. 3. Falls wir durch i die Anzahl der Überhitzerrohre, in welchen die Dampftrocknung bei konstanter Dampftemperatur erfolgt, bezeichnen, erhalten wir in diesen vier Fällen i = 1, 2, 3 und 4, und beim trockenen Dampfe (voriger Abschnitt) i = 0. Durch die Wahl dieser Punkte ist die anfängliche Dampfnässe für jeden Fall genau bestimmt. Zu ihrer Berechnung müssen besondere Gleichungen aufgestellt werden, ebenso wie für Θ<sub>3R</sub>, Θ<sub>ü</sub> usw.

Falls wir für alle Temperaturen neue Gleichungen aufstellen wollten, die für jede beliebige Dampfnässe gültig wären, müßte man zuerst im Überhitzer denjenigen Punkt bestimmen, wo die Verdampfung der Feuchtigkeit gerade beendet ist und die eigentliche Überhitzung beginnt. Dabei ergaben sich aber ungewöhnlich verwickelte Gleichungen mit

Wir beginnen mit dem Fall i = 1. Das D'Alembertsche Gleichungssystem 45) nimmt dabei die Form an:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d(T-t_k)}{dz} &= s(T-t_k) - b(t_{II}-t_k) - b(t_{III}-t_k) - b(t_{IV}-t_k) \\ \frac{d(t_{II}-t_k)}{dz} &= -a(T-t_k) + a(t_{II}-t_k) \\ \frac{d(t_{III}-t_k)}{dz} &= a(T-t_k) \quad -a(t_{III}-t_k) \\ \frac{d(t_{IV}-t_k)}{dz} &= -a(T-t_k) \quad \quad \quad +a(t_{IV}-t_k) \end{aligned} \right\} \dots 54)$$



Die Gleichungszahl ist auf vier vermindert, da die zweite Gleichung weggefallen ist. Das allgemeine Integral des Gleichungssystems 54) ist:

$$\left. \begin{aligned} T - t_k &= C_{11} e^{\varrho_{11}z} + C_{12} e^{\varrho_{12}z} + C_{13} e^{\varrho_{13}z} \\ t_{II} - t_k &= \frac{a C_{11}}{a - \varrho_{11}} e^{\varrho_{11}z} + \frac{a C_{12}}{a - \varrho_{12}} e^{\varrho_{12}z} + \frac{a C_{13}}{a - \varrho_{13}} e^{\varrho_{13}z} - C_{14} e^{az} \\ t_{III} - t_k &= \frac{a C_{11}}{a + \varrho_{11}} e^{\varrho_{11}z} + \frac{a C_{12}}{a + \varrho_{12}} e^{\varrho_{12}z} + \frac{a C_{13}}{a + \varrho_{13}} e^{\varrho_{13}z} \\ t_{IV} - t_k &= \frac{a C_{11}}{a - \varrho_{11}} e^{\varrho_{11}z} + \frac{a C_{12}}{a - \varrho_{12}} e^{\varrho_{12}z} + \frac{a C_{13}}{a - \varrho_{13}} e^{\varrho_{13}z} + C_{14} e^{az} \end{aligned} \right\} \dots 55)$$

Dabei sind  $\varrho_{11}$ ,  $\varrho_{12}$  und  $\varrho_{13}$  die Wurzeln der charakteristischen Gleichung:

$$\varrho^3 - s \varrho^2 - a(a+b)\varrho + a^2(s-3b) = 0 \dots 56)$$

Mit erster Annäherung, obwohl weniger genau als im vorigen Abschnitt für  $\varrho_1, \varrho_2, \varrho_3$ , ist:

$$\Theta_{3R} = \frac{T_{3R} - t_k}{T_E - t_k} = \frac{\Gamma_{11}(a^2 - \varrho_{11}^2) + \Gamma_{12}(a^2 - \varrho_{12}^2) + \Gamma_{13}(a^2 - \varrho_{13}^2)}{\Gamma_{11}(a^2 - \varrho_{11}^2) e^{\varrho_{11}} + \Gamma_{12}(a^2 - \varrho_{12}^2) e^{\varrho_{12}} + \Gamma_{13}(a^2 - \varrho_{13}^2) e^{\varrho_{13}}} \dots 57)$$

$$\Theta_{\bar{u}} = \frac{t_{\bar{u}} - t_k}{T_E - t_k} = a \frac{\Gamma_{11}(a + 3\varrho_{11}) + \Gamma_{12}(a + 3\varrho_{12}) + \Gamma_{13}(a + 3\varrho_{13})}{\Gamma_{11}(a^2 - \varrho_{11}^2) e^{\varrho_{11}} + \Gamma_{12}(a^2 - \varrho_{12}^2) e^{\varrho_{12}} + \Gamma_{13}(a^2 - \varrho_{13}^2) e^{\varrho_{13}}} \dots 58)$$

$$\Theta_m'' = \frac{T_m'' - t_k}{T_E - t_k} = \frac{\Gamma_{11}(a^2 - \varrho_{11}^2) \frac{e^{\varrho_{11}} - 1}{\varrho_{11}} + \Gamma_{12}(a^2 - \varrho_{12}^2) \frac{e^{\varrho_{12}} - 1}{\varrho_{12}} + \Gamma_{13}(a^2 - \varrho_{13}^2) \frac{e^{\varrho_{13}} - 1}{\varrho_{13}}}{\Gamma_{11}(a^2 - \varrho_{11}^2) e^{\varrho_{11}} + \Gamma_{12}(a^2 - \varrho_{12}^2) e^{\varrho_{12}} + \Gamma_{13}(a^2 - \varrho_{13}^2) e^{\varrho_{13}}} \dots 59)$$

Hier bedeuten:

$$\left. \begin{aligned} \Gamma_{11} &= \varrho_{12}(e^{\varrho_{12}} + e^a)(a + 3\varrho_{13})e^{\varrho_{13}} - \varrho_{13}(e^{\varrho_{13}} + e^a)(a + 3\varrho_{12})e^{\varrho_{12}} \\ \Gamma_{12} &= \varrho_{13}(e^{\varrho_{13}} + e^a)(a + 3\varrho_{11})e^{\varrho_{11}} - \varrho_{11}(e^{\varrho_{11}} + e^a)(a + 3\varrho_{13})e^{\varrho_{13}} \\ \Gamma_{13} &= \varrho_{11}(e^{\varrho_{11}} + e^a)(a + 3\varrho_{12})e^{\varrho_{12}} - \varrho_{12}(e^{\varrho_{12}} + e^a)(a + 3\varrho_{11})e^{\varrho_{11}} \end{aligned} \right\} \dots 60)$$

In gleicher Weise gehen wir vor, wenn die Dampftrocknung in den Punkten 2, 3 und 4 beendet ist, d. h. für  $i=2, 3$  und 4. Obschon es in der Praxis kaum vorkommt, daß die Dampftrocknung im zweiten Überhitzerstrang noch nicht beendet ist, muß diese Untersuchung bis zu Ende durchgeführt werden, um einen festen Grund für die Interpolation zu gewinnen.

Es bleibt noch übrig, die entsprechende Dampfmasse, welche der Überhitzer bis zum gewählten Punkte 1, 2, 3, 4 geradezu verdampfen vermag, zu bestimmen. Die elementare, für das Dampftrocknen verbrauchte Wärmemenge  $dQ_x$  ist gleich:

$$dQ_x = \frac{i}{4} k_{\bar{u}} H_{\bar{u}} (T - t_k) dz \dots 61)$$

Dabei ist  $i$  wie früher die Anzahl der Überhitzerstränge, in welchen die Dampftrocknung erfolgt. Bei unserer Wahl der Punkte 1, 2, 3 und 4 ist  $i$  immer eine ganze Zahl. Für die ganze Länge der besetzten Teile gilt:

$$Q_x = \frac{i}{4} k_{\bar{u}} H_{\bar{u}} \int_0^1 (T - t_k) dz = \frac{i}{4} k_{\bar{u}} H_{\bar{u}} (T_m'' - t_k) \dots 62)$$

Dieselbe Wärmemenge ist auch anders gegeben:

$$Q_x = W(1 - x_k) r \dots 63)$$

Dabei ist  $r$  die Verdampfungswärme. Aus der Gl. 62) und 63) erhalten wir:

$$1 - x_k = i \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4 W r} (T_m'' - t_k) \dots 64)$$

Wenn wir erinnern, daß nach unserer Bezeichnung:

$$a = \frac{k_{\bar{u}} H_{\bar{u}}}{4 W c_{\bar{u}}}$$

kann man schreiben:

$$1 - x_k = i a \frac{c_{\bar{u}}}{r} (T_m'' - t_k) \dots 65)$$

Als Analogie der Temperaturfunktion  $\Theta$  führen wir die „Feuchtigkeitsfunktion“  $\chi$  ein gemäß:

$$\chi = (1 - x_k) \frac{1000}{T_E - t_k} \dots 66)$$

$$\varrho_{11} = s + \frac{a b}{s} \left(1 + \frac{3 a}{s}\right)$$

$$\varrho_{12} = -a \sqrt{1 - \frac{3 b}{s}} - \frac{a b}{2 s} \left(1 + \frac{3 a}{s}\right)$$

$$\varrho_{13} = a \sqrt{1 - \frac{3 b}{s}} - \frac{a b}{2 s} \left(1 + \frac{3 a}{s}\right)$$

Zur Bestimmung der vier Integrationskonstanten  $C_{11}$  bis  $C_{14}$  haben wir vier Grenzbedingungen:

$$\begin{aligned} \text{für } z = 0 \text{ ist:} & \quad t_{II} = t_{III} \\ \text{„ } z = 1 \text{ ist: } & \quad T = T_E, \quad t_{II} = t_k, \quad t_{III} = t_{IV}. \end{aligned}$$

Wir erhalten die Ausdrücke für  $\Theta, \Theta_{II}, \Theta_{III}$  und  $\Theta_{IV}$  in gleicher Weise wie in vorigem Abschnitt. Wir beschränken uns hier auf die Angabe der für uns wichtigsten Werte:

welche bei  $T_E - t_k = 1000^\circ \text{C}$  mit der wirklichen Dampf- feuchtigkeitsfunktion  $1 - x_k$  identisch wird. So erhalten wir:

$$\chi = i a \frac{1000}{\left(\frac{r}{c_{\bar{u}}}\right)} \Theta_m'' \dots 67)$$

Das Verhältnis  $\frac{r}{c_{\bar{u}}}$  ist bei Dampfdrücken von 13 bis 15 at und Temperaturen 280 bis 380<sup>o</sup> C in den Grenzen von 800 bis 880 veränderlich. Falls wir den Mittelwert 840 nehmen, was mit Rücksicht auf die Genauigkeit der Feststellung von  $x_k$  zulässig erscheint (die Ergebnisse von Lomonossoffs Messungen enthalten die Werte  $x_k$  nur in ganzen Prozent), kommen wir zur Beziehung:

$$\chi = \frac{i a}{0,84} \Theta_m'' \dots 68)$$

Bei anderen Drücken und Temperaturen kann das Verhältnis  $\frac{r}{c_{\bar{u}}}$  von dem Mittelwert 840 mehr abweichen. Dann berichtigen wir die Gl. 66) wie folgt:

$$\chi = (1 - x_k) \frac{1000}{T_E - t_k} \frac{\left(\frac{r}{c_{\bar{u}}}\right)}{840} = \frac{1 - x_k}{0,84} \frac{\left(\frac{r}{c_{\bar{u}}}\right)}{T_E - t_k} \dots 69)$$

Die Gl. 68) behält dabei, selbstverständlich, ihre Gültigkeit.

## VI.

Wir sind nun imstande, alle uns interessierenden Temperaturen zu bestimmen, nicht nur in dem Falle, daß der in den Überhitzer einströmende Dampf trocken ist ( $i=0$ ), sondern auch für weitere Fälle, in denen die Dampftrocknung in einem der Punkte 1, 2, 3, 4 beendet ist. Jedem dieser Fälle entspricht aber eine ganz bestimmte anfängliche Feuchtigkeitsfunktion  $1 - x_k$ , deren Berechnung auf die Bestimmung der „Feuchtigkeitsfunktion“  $\chi$ , welche mit  $1 - x_k$  durch die Beziehung 66) oder 69) verbunden ist, zurückführt. Die Funktion  $\chi$  kann aus der Gl. 68) in Verbindung mit der Gl. 59) oder einer entsprechenden Gleichung für andere  $i$  berechnet werden.

Zu diesem Zweck tragen wir für eine bestimmte Wertegruppe  $a, b, \varphi$ , die Werte  $\chi$  für  $i=0, 1, 2, 3, 4$  als Abszissen und als Ordinaten die entsprechenden Werte  $\Theta_{3R}$  oder  $\Theta_{\bar{u}}$  auf. So erhalten wir je fünf Punkte für die Abhängigkeiten

$\Theta_{3R}$  von  $\chi$  und  $\Theta_{\bar{u}}$  von  $\chi$ . Die erhaltenen Punkte verbinden wir durch Kurven, welche den ganzen Verlauf beider Funktionen angeben. Diese Kurven erlauben jetzt  $\Theta_{3R}$  und  $\Theta_{\bar{u}}$  bei jeder anfänglichen Dampf Feuchtigkeit zu bestimmen.

Die graphischen Konstruktionen sind in Abb. 5 und 6 durchgeführt. In Abb. 5 sind die Werte  $\Theta_{3R}$  für  $b=0,3$ ,  $\psi=0,2$  und verschiedene  $a$  aufgetragen. Die Punkte mit gleichem  $i$  sind durch die Kurven  $i=\text{konstant}$  verbunden, welche aus demselben Punkte an der  $\Theta_{3R}$  - Achse austreten. Diesen Punkten sollte theoretisch  $a=0$  d. h.  $W=\infty$  entsprechen. Die Kurve  $i=0$  fällt mit der  $\Theta_{3R}$ -Achse zusammen, weil in diesem Falle (trockener Dampf) immer  $\chi=0$  ist. Die Kurve  $i=4$  ist eine waagrechte Gerade, weil in diesem Falle  $\Theta_{3R}$  unabhängig von  $a$ , d. h. unabhängig vom  $W$  ist. Der

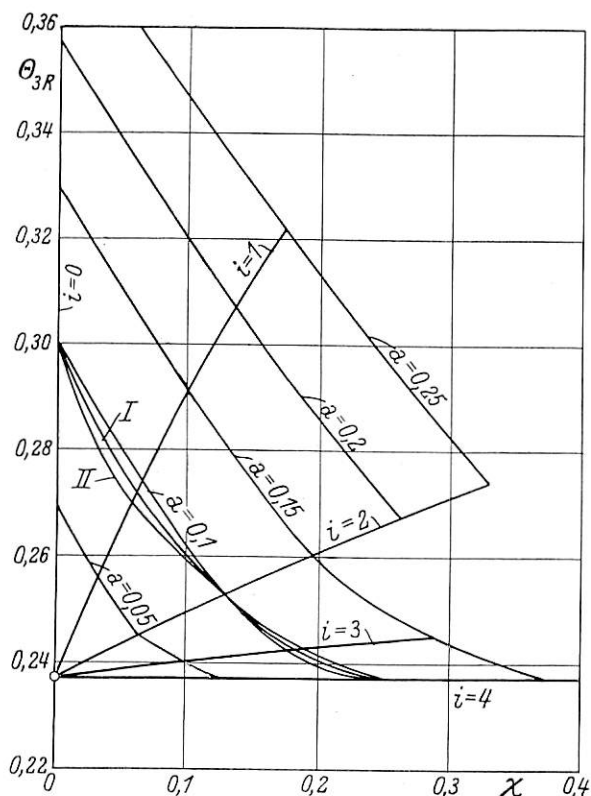


Abb. 5. Die Abhängigkeit  $\Theta_{3R}$  von  $\chi$  bei  $b=0,3$  und  $\psi=0,2$ .

ganze Überhitzer arbeitet nur als Dampftrockner und es ist gleichgültig ob er eine größere Dampfmenge mit geringerer Feuchtigkeit oder kleinere Dampfmenge mit größerer Feuchtigkeit trocknet.

Eine merkwürdige Form zeigen die Kurven  $a=\text{konst.}$  (richtiger  $a=\text{konst.}$ ,  $b=\text{konst.}$ ,  $\psi=\text{konst.}$ ), welche den Verlauf der Funktion  $\Theta_{3R}$  in Anhängigkeit von  $\chi$  allein darstellen. Diese Kurven zeigen bei der Kreuzung mit der Kurve  $i=2$  einen Knick und zwar so, daß ihre Enden gehoben erscheinen. Man sollte einen stetigeren Verlauf etwa nach I erwarten.

Dieser Umstand erfordert eine Erklärung. Es ist eine bekannte Tatsache, daß die Gegenstromheizflächen wirksamer als die Gleichstromflächen sind. Der normale Schmidtüberhitzer besteht aus vier Strängen, von welchen zwei (I und III) im Gegenstrom, und zwei (II und IV) im Gleichstrom liegen. Beim Dampftrocknen bleibt die Temperatur konstant und wir haben einen „neutralen“ Fall, ebenso wie beim Wärmeübergang an das Kesselwasser. Bei  $i=0$  haben wir also zwei Rohre im Gleichstrom und zwei im Gegenstrom. Bei  $i=2$  eines im Gleichstrom eines im Gegenstrom und zwei „neutrale“. Bei  $i=4$  sind alle vier neutral. Wir haben also im Falle  $i=0$  2 und 4 die durch die stetige Kurve I verbunden sind, immer

den Gleich- und Gegenstrom ausgeglichen. Wenn wir aber die Fälle  $i=1$  und 3 betrachten, kommen wir zu einem anderen Ergebnis: Bei  $i=1$  haben wir zwei Rohre in Gleichstrom, eines in Gegenstrom und ein „neutrales“. Bei  $i=3$  eines in Gegenstrom und drei neutrale. In diesen Fällen überwiegt der Gleichstrom. Die Heizfläche ist demzufolge weniger wirksam, was durch höhere Abgastemperatur sich äußert. Die wirkliche Kurve  $a=\text{konst.}$ , die bei  $i=0, 2$  und 4 durch die gleichen Punkte wie I geht, erscheint deshalb an anderen Stellen gegenüber I etwas gehoben. Dieser Unterschied ist gerade bei  $i=1$  und 3 am größten.

In Abb. 6 sind in derselben Weise die Werte  $\Theta_{\bar{u}}$  in Abhängigkeit von  $\chi$ , für  $a=0,15$ ,  $b=0,3$  und eine Reihe von  $\psi$  aufgetragen. Der Verlauf der Kurven  $i=\text{konst.}$  ist ähnlich wie in Abb. 5. Der Unterschied besteht nur darin, daß die Kurve  $i=4$  mit der Abszissenachse zusammenfällt, weil in diesem Falle der Überhitzer nur als Dampftrockner dient. Die Kurven  $\psi=\text{konst.}$  (richtiger  $a=\text{konst.}$ ,  $b=\text{konst.}$ ,

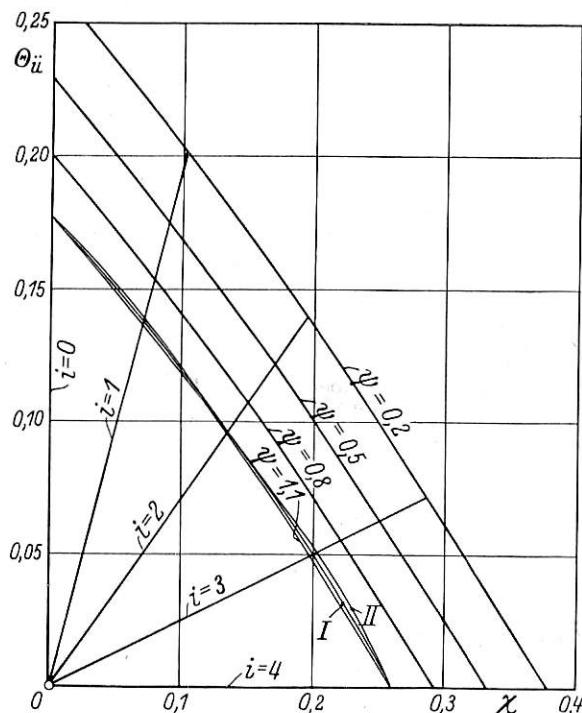


Abb. 6. Die Abhängigkeit  $\Theta_{\bar{u}}$  von  $\chi$  bei  $a=0,15$  und  $b=0,3$ .

$\psi=\text{konst.}$ ) haben ebenfalls an ihren Schnittstellen mit  $i=2$  aus denselben Gründen wie oben einen Knick. Allerdings ist das hier nicht so auffallend wie in Abb. 5. Einen gleichmäßigen Verlauf durch die Punkte  $i=0, 2$  und 4 hat die Kurve I. Wie ersichtlich ist die Kurve nach unten gebogen, weil infolge Überwiegen des Gleichstromes eine Verminderung der Überhizertemperaturen eintreten muß.

Falls wir den Überhitzer nicht von der Rauchkammerseite, wie allgemein üblich, sondern von der Feuerbüchseseite einsetzen, erhalten die Kurven  $\Theta_{3R}$  und  $\Theta_{\bar{u}}$  eine Krümmung in anderer Richtung wie die Kurven II in der Abb. 5 und 6 zeigen. In diesem Falle würde bei  $i=1$  und 3 der Gegenstrom überwiegen, was durch die Erniedrigung von  $\Theta_{3R}$  und Erhöhung von  $\Theta_{\bar{u}}$  zur Geltung käme.

Durch das beschriebene Verfahren wird die Untersuchung der Verhältnisse im besetzten Teile der Rauchröhren für jede beliebige Dampfmasse ermöglicht. Ein ähnliches Verfahren könnte man auch für andere Überhitzerbauarten anwenden, z. B. Kleinrohr- oder Tschussoff-Überhitzer.

Es kann nicht bestritten werden, daß alle für die Berechnung von  $\Theta_{3R}$ ,  $\Theta_{\bar{u}}$  und  $\chi$  dienenden Formeln sehr verwickelt sind. Diese Komplikation entspricht aber vollkommen



der Komplikation der gestellten Aufgabe. Die bis jetzt üblichen Annäherungsmethoden scheinen zwar viel einfacher zu sein. Es muß aber darauf hingewiesen werden, daß diese Einfachheit oft nur eine scheinbare ist. Einfache Formel bedeutet noch nicht einfache Berechnung. Oft ist es notwendig probeweise vorzugehen, d. h. noch vor der Berechnung den gesuchten Wert abschätzen und in die Formel einsetzen. Falls die Rechnung zu einem anderen Werte führt, muß die Schätzung abgeändert und die Rechnung so oft wiederholt werden bis man auf einen Wert kommt, der von dem geschätzten nur wenig abweicht. Z. B. müssen bei der Berechnung nach Brückmann zuerst  $T_{3R}$  und  $t_{ü}$ , d. h. die gesuchten Werte abgeschätzt werden.

Die hier entwickelten Formeln lassen dagegen die gesuchten Größen  $\Theta_{3R}$  und  $\Theta_{ü}$  scharf bestimmen. Die Berechnung erfolgt schrittweise, ohne Probieren. Nur die Werte  $\varphi$ ,  $c_R$  und  $c_{ü}$ , die sich aber in engen Grenzen bewegen, müssen abgeschätzt werden (einer Veränderung von  $T_{3R}$  um  $100^\circ C$  entspricht die Veränderung von  $c_R$  nur um 1%). Dann werden  $a$ ,  $b$ ,  $s$  berechnet ( $k_R''$ ,  $k_{ü}$  und  $W$  betrachten wir als gegeben)

die Wurzeln der „charakteristischen“ Gleichung gesucht, die Werte  $I$  und schließlich  $\Theta_{3R}$ ,  $\Theta_{ü}$  und  $\chi$  berechnen. Es sei noch bemerkt, daß die Berechnung nach Barske nicht viel einfacher ist. Sie ist aber auf der Hypothese 39) begründet und nur für trockenen Dampf entwickelt.

Bei beliebiger Dampfnaße, z. B. 5% wird es notwendig  $\Theta_{3R}$ ,  $\Theta_{ü}$  und  $\chi$  für zwei oder drei Annahmen ( $i=0$ ,  $i=1$  unter Umständen auch  $i=2$ ) durchzurechnen und mittels einer graphischen Konstruktion die gesuchten Werte  $\Theta_{3R}$  und  $\Theta_{ü}$  für gegebene  $x_K$  zu bestimmen.

Zweckmäßig wäre es, die Werte  $\Theta_{3R}$ ,  $\Theta_{ü}$  und  $\chi$  allgemein für eine Reihe von Wertzeichen  $a$ ,  $b$ ,  $\psi$  zu berechnen. Damit können Diagramme entworfen werden, welche eine schnelle Bestimmung der gesuchten Werte  $\Theta_{3R}$  und  $\Theta_{ü}$  für jeden Fall ermöglichen. Bei der Lösung der umgekehrten Aufgabe, d. h. Bestimmung der Wärmeübergangszahlen  $k_{ü}$  und  $k_R''$  auf Grund der Temperaturmessungen, ist ein graphisches Verfahren das einzig mögliche. Die Beschreibung dieser graphischen Methoden und die Angabe von Zahlenbeispielen soll aber einen Gegenstand für weitere Abhandlungen bilden.

## Rundscha u.

### Lokomotiven und Wagen.

#### 1 D 2 (h 2)-Lokomotive der New York, Chicago und St. Louis-Bahn.

Im Jahre 1925 ist auf den nordamerikanischen Bahnen die erste 1 D 2-Lokomotive in Dienst gestellt worden. Die Maschine war für die Boston und Albany-Bahn bestimmt und von den Lima-Werken gebaut\*). Inzwischen sind einschließlich der neuesten Lokomotiven, über die nachstehend berichtet wird, insgesamt 298 solcher 1 D 2-Lokomotiven in den Vereinigten Staaten gebaut worden. Den größten Teil dieser Lokomotiven haben ebenfalls die Lima-Werke geliefert, die diese Bauart für den Dienst vor beschleunigten Güterzügen besonders entwickelt und gefördert haben. Die Entwicklung zeigt sich neben den sonstigen baulichen Verbesserungen vor allem in der Zunahme des Dienstgewichtes der Lokomotiven, das von 176 auf 209 t angewachsen ist. Den größeren Geschwindigkeiten entsprechend, die neuerdings auch von Güterzuglokomotiven immer mehr verlangt werden, ist auch der Treibraddurchmesser von 1600 mm bei der ersten Lokomotive bis auf 1778 mm gewachsen.

Die neueste Lokomotive der New York, Chicago und St. Louis-Bahn — auch Nickel Plate-Bahn genannt — ist in 15 Stück von der Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaut worden. Sie erreicht zwar nicht die oben erwähnten Größt-Abmessungen ihrer Bauart, ist aber trotzdem bemerkenswert wegen ihres außerordentlich groß gewählten Kolbenhubs von 864 mm bei einem Treibraddurchmesser von 1753 mm. Dazu besitzt sie als das wesentliche Merkmal ihrer Bauart den außerordentlich leistungsfähigen Kessel, der auch für höhere Geschwindigkeiten ausreicht. Der Kessel wird mit einem Überdruck von 17,2 at betrieben; um aber die Leistungsfähigkeit der Maschine bei Bedarf noch weiter steigern zu können, hat man ihn für einen höchstzulässigen Betriebsdruck von 17,6 at entworfen. Ebenso ist Vorsorge getroffen, daß der Durchmesser der Zylinder von 635 auf 660 mm vergrößert werden kann. Im übrigen entspricht der Kessel mit Kleinrohrüberhitzer der üblichen amerikanischen Bauart.

Der Rahmen ist mit besonderen Seitenwangen aufgebaut — also nicht aus einem Stück gegossen —. Auch die Zylinder sind besonders gegossen. Die Baker-Steuerung gibt einen Schieberhub von 203 mm. Die vordere Laufachse und das hintere Schleppegestell der Delta Bauart laufen in Außenlagern. Die Rohrleitungen sind soweit möglich, unter der Verkleidung verlegt; dadurch sowie durch den sehr geräumigen Sandkasten hat die Lokomotive ein für amerikanische Verhältnisse ungewohntes Aussehen erhalten.

Der Tender ist sechsachsiger. In den Wasserbehälter ist das Gehäuse für die Rostbeschickeranlage eingeschweißt, um die Unter-

haltung zu erleichtern. Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind im folgenden zusammengestellt:

Kesselüberdruck . . . . .	17,2 (17,6) at
Zylinderdurchmesser . . . . .	635 (660) mm
Kolbenhub . . . . .	864 „
Kesseldurchmesser, außen, größter . . . . .	2489 „
Feuerbüchse, Länge $\times$ Weite . . . . .	3431 $\times$ 2445 „
Heizrohre, Anzahl/Durchm. . . . .	77/57 „
Rauchrohre, Anzahl/Durchm. . . . .	202/89 „
Rohrlänge . . . . .	5791 „
Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .	43 m <sup>2</sup>
„ „ Rohre . . . . .	405 „
„ „ des Überhitzers . . . . .	185 „
Heizfläche — im Ganzen — H . . . . .	633 „
Rostfläche R . . . . .	8,4 „
Durchmesser der Treibräder . . . . .	1753 mm
„ „ Laufräder, vorn . . . . .	838 „
„ „ „ hinten . . . . .	914/1092 „
Fester Achsstand (Kuppelachsen) . . . . .	5563 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	12802 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschließlich Tender . . . . .	26740 „
Reibungsgewicht $G_i$ . . . . .	115,5 t
Dienstgewicht der Lokomotive $G$ . . . . .	189,0 „
Dienstgewicht des Tenders . . . . .	162,5 „
Vorrat an Wasser . . . . .	83 m <sup>3</sup>
„ „ Brennstoff . . . . .	20 t
Zugkraft $Z$ . . . . .	29100 kg
H:R . . . . .	75,5
H:G . . . . .	3,4 m <sup>2</sup> /t
H:Gi . . . . .	5,5 „
Metergewicht . . . . .	—t/m

(Rly. Age 1934, 2. Halbj., Nr. 20.)

R. D.

#### Kombinierte Rohrwalzen.

Beim Einwalzen von Rohren mittels der gewöhnlichen Haftsitzwalze entstehen die in Abb. 1 dargestellten Werkstoffverdrängungen.

Die Rohrbrust, mit der eine Entlastung der Haftsitzfläche gegen den Horizontalschub des Rohres und eine zusätzliche linsenförmige Dichtung beabsichtigt ist, liegt nicht mehr an der Rohrwand an. Die Abdrängungen der Rohrbrust beim Walzen in Richtung 2 betragen bis zu 1,5 mm. Hierbei besteht auch kein Unterschied, ob die Rohre zuerst in der Rauchkammer- oder Feuerbüchsenrohrwand gewalzt werden. Die Dichtung der Rohre übernimmt daher allein der Haftdruck. Bisher kam man mit

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1926, S. 48.

dieser Haftdruckdichtung allein auch aus; man durfte nur nicht erwarten, daß auch die noch so kräftig angeschlagene Rohrbrust nach dem Walzen an der Rohrwand anläge.

Bei den neueren schnellfahrenden Lokbauarten mit Rohren bis 170 mm Durchmesser, 4 mm Wandstärke und rund 7 m Länge genügt die einfache Haftdruckdichtung nicht mehr. Es muß vielmehr die ursprünglich beabsichtigte zusätzliche linsenförmige

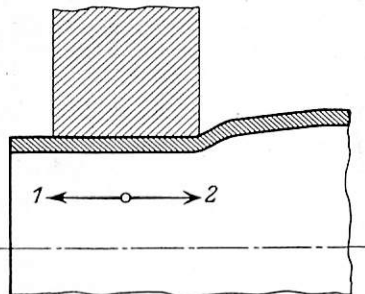


Abb. 1. Haftsitzwalze.

Der Werkstoff wird von der Mitte der Sitzringfläche aus nach beiden Seiten verdrängt. Die Rohrbrust liegt nicht an.

Abdichtung durch die Rohrbrust hergestellt werden. Man versuchte bereits früher das Anliegen der Rohrbrust durch nachträgliches Walzen mittels besonderer Walzen mit kugelförmigen oder konischen Rollen zu erreichen. Das Verfahren führte aber nicht zum Ziel, da beim Walzen des zylindrischen Teils und der Rohrbrust in zwei Arbeitsgängen, die Haftdruckdichtung durch die nachfolgende Brustdichtung verringert oder ganz unwirksam wurde. Dabei bestand auch die Gefahr, daß die

Wandstärke der Rohre in der Brust geschwächt wurde. Auch Walzen mit zusätzlichen konischen Rollen zum Anwalzen der Rohrbrust schließen diese Gefahr nicht aus.

Im RAW Braunschweig wurde Anfang 1934 vom Verfasser eine kombinierte Haftsitz-Brustwalze entwickelt, deren Brustwalzrollen den von den Haftsitzrollen in Richtung 2 der Abb. 1 verdrängten Werkstoff im gleichen Augenblick seiner Wanderung

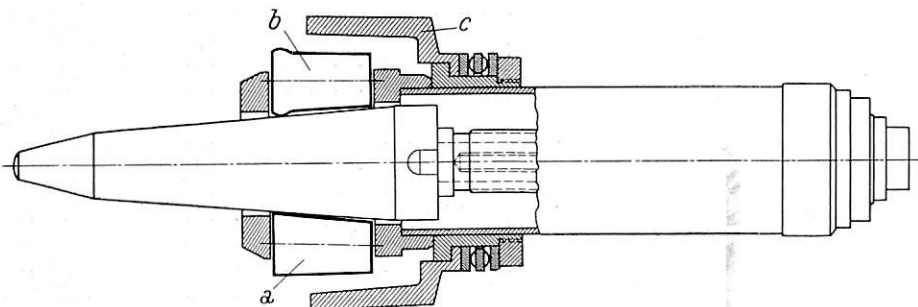


Abb. 2. Haftsitz-Brustwalze.

a = Haftsitzrollen, b = Brustwalzrollen, c = Gegenhalter einstellbar.

stetig an die Rohrwand andrücken. Die Brustwalzrollen sind dabei so ausgebildet, daß eine Verringerung der Wandstärke nicht eintritt.

Die Walze besteht aus drei oder fünf Haftsitzrollen a, vor oder neben denen die zwei oder drei Brustrollen b angeordnet sind. Beide Rollen werden vom gleichen Walzdorn betätigt. Der Dorndruck ist einstellbar. Ebenso ist die Walze auf jede Rohrwandstärke einstellbar, so daß sie auch bei alten ausgegaltzen Wänden verwendet werden kann.

Die Walzen wurden von der Fa. Albert Otto, Berlin-Buchholz hergestellt; sie sind für sämtliche Walzbereiche lieferbar. Voltz.

### Hohe Fahrgeschwindigkeiten mit Dampflokomotiven.

Gegenüber den hohen Geschwindigkeitsleistungen der Triebwagen ist die Dampflokomotive durchaus zu Unrecht als schnelle Zugkraft in den Hintergrund getreten. Besonders zu Unrecht auch deswegen, weil ihre Beförderungsleistungen meist sehr viel größer sind als die der Triebwagen, die immer nur Einzelgänger sind, während die Lokomotive immer einen Zug befördert, der meist ein Vielfaches des Fassungsvermögens des Triebwagens hat. In

England, dem klassischen Land des Schnellfahrens mit Dampflokomotiven, sind aus den letzten Wochen einige ganz besonders kennzeichnende Beispiele außerordentlich schneller Dampfzüge mit gewöhnlichen Dampflokomotiven zu nennen: der „Cheltenham-Flieger“ der Großen West-Eisenbahngesellschaft, der seine Vollständigkeit dem Streben der Eisenbahn verdankt, diesen Zug in seinem Fahrplan ständig so zu halten, daß er als der schnellste dampfbetriebene Eisenbahnzug der Erde bezeichnet werden kann. Mit einem Zuge von acht D-Zugwagen, darunter einem Speisewagen, im Gesamtzuggewicht von 265 t einschließlich Reisenden und Gepäck, bei einem Fassungsvermögen von 332 Reisenden, wurde auf der Strecke Swindon—Paddington mit einer 2 C-Vierzylinderlokomotive eine Reisegeschwindigkeit von 133 km/h über eine Entfernung von über 100 km und eine Höchstgeschwindigkeit von 139 km/h erreicht. Trotzdem der Zug weit schwerer als gewöhnlich war, ließen sich die planmäßigen Fahrzeiten leicht um einige Minuten unterschreiten. Mit einem schwereren Zuge aus zehn Drehgestellwagen und einem dreiteiligen Speisewagen von 440 t Gesamtgewicht erreichte auf der Strecke Darlington—York der London und Nordost Eisenbahn eine Super-Pacific-Lokomotive leicht eine Fahrzeit von 41 Minuten, 4 Minuten unter Plan, für die 71 km lange Strecke, entsprechend einer Reisegeschwindigkeit von 104 km/h. Das Fassungsvermögen dieses Zuges, 322 Plätze 3. Klasse und 81 Plätze 1. Klasse, ferner in dem Speisewagen 36 Plätze 1. und 42 Plätze 3. Klasse, dabei einer der neuesten Wagen 1. Klasse mit besonders reichen Platzverhältnissen und nur 24 Sitzen, stellt rund das Vierfache des „Fliegenden Hamburgers“ dar, wie die englische Quelle feststellt. Andere Versuche auf der London und Nordost Eisenbahn mit der neuen Schnellzuglokomotive 1 D 1 „Cock o' the North“ vor einem Neunzehn-Wagenzug mit Meßwagen von 649 t Leergewicht ergaben auch recht beachtliche Werte: Auf einer längeren Steigung 1:200 beförderte die Maschine

diesen schweren Zug mit 30 v. H. Füllung mit fast 95 km/h Geschwindigkeit bei einer Zughaakenleistung von 1700 bis auf 2090 PS steigend. In der Ebene wurden bei 20 v. H. Füllung Zughaakenleistungen von 1600 bis 1700 PS erzielt bei Geschwindigkeiten von um 100 km/h. Auch auf längeren Gefällen 1:200 wurde diese Geschwindigkeit nicht überschritten und der Dampf abgesperrt. Auf der 123 km langen Strecke Kings Cross—Peterborough wurde so eine Reisegeschwindigkeit von 91 km/h erreicht, für diesen ungewöhnlich schweren Zug ohne Vorspann gewiß eine sehr beachtliche Leistung. Besonders zu vermerken ist aber, daß es sich hierbei um gewöhnliche Lokomotiven und Wagen handelte, die keinerlei widerstands-

vermindernde Verkleidungen oder Formgebung besitzen. Diese Ergebnisse zeigen, daß auch die Dampflokomotive schon in ihrer jetzigen Form durchaus geeignet ist, einen Schnellbetrieb mit schweren, besondere Reiseannehmlichkeiten bietenden Zügen mit Reisegeschwindigkeiten zu führen, die denen der Schnelltriebwagen durchaus gleichkommen; sie aber, was die Leistung anbetrifft, gemessen an Platzzahl, Zuggewicht und dargebotenen Reiseannehmlichkeiten übertreffen. Das eisenbahnbegeisterte England — hier hat noch jede Lokomotive ihren Namen, und unsere englische Quelle gibt für jede dieser Fahrten den Namen des Lokomotivführers und seiner Heimatdienststelle an — hat diese Fahrten mit großem Anteil verfolgt.

Hierzu sei bemerkt, daß auch auf deutschen Bahnen die Dampflokomotiven erheblich größere Geschwindigkeiten erreicht haben wie früher und daß die Dampflokomotive, wenn sie gelegentlich für den „Fliegenden Hamburger“ eingesetzt wurde, durchaus in der Lage war, dessen Fahrzeiten einzuhalten. Bei Probefahrten mit der neuen Stromlinienlokomotive 05 sind ferner Geschwindigkeiten von 191,7 km/h mit einem Zuggewicht von 197 t erreicht worden. Günther-Gleiwitz.

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

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