

Fachheft:

# Die Lokomotive der Gegenwart.

(II. Teil: Berechnungs-Grundlagen.)

## Theorie der Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage.

Von Professor H. Nordmann, Reichsbahnoberrat, Mitglied des Reichsbahn-Zentralamts in Berlin.

I. 1. Einleitung . . . . .	Seite 225
II. Der Lokomotivkessel . . . . .	226
A. Die Verbrennung in der Lokomotive und der Kesselwirkungsgrad . . . . .	226
2. Allgemeines. 3. Der Wirkungsgrad der Verbrennung. 4. Der Wirkungsgrad der Heizfläche. 5. Der Gesamt- kesselwirkungsgrad.	
B. Die Zugerzeugung im Lokomotivkessel	234
6. Der Unterdruck in Rauchkammer, Feuerbüchse und Aschkasten. 7. Der Blasrohrdruck. 8. Blasrohrquer- schnitt und Schornstein.	
III. Der Dampf . . . . .	239
9. Einfluß des Kesseldrucks. 10. Das Verhalten der Heißdampf-temperatur. 11. Die günstigste Heißdampf- temperatur.	
IV. Die Lokomotivmaschine . . . . .	243
12. Die Ermittlung des Dampfverbrauchs. 13. Die indizierte Leistung und der Wirkungsgrad. 14. Der Einfluß der Füllung auf den Wärmeverbrauch. 15. Der Dampf- und Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit. 16. Zwillings- und Verbundlokomotive. 17. Zwei- und Dreizylinderlokomotiven mit einfacher Dehnung.	
V. Die Lokomotive als Ganzes . . . . .	261
18. Der Kohlenverbrauch. 19. Der thermische Gesamt- wirkungsgrad. 20. Die Leistungscharakteristik $N=f(V)$ .	
VI. Schlußwort . . . . .	270

### I.

#### 1. Einleitung.

Die Theorie einer Maschine hat sehr nahe Verwandtschaft mit einer physikalischen Theorie, insofern es bei beiden nicht nur darauf ankommt, die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Erscheinungen an sich zu erforschen, sondern auch zahlenmäßig zu erfassen. Beide Theorien können außerdem der Feststellung gewisser grundlegender Konstanten auf dem Versuchswege nicht entraten, und umgekehrt kann eine Theorie nicht für richtig erachtet werden, wenn sie in ihren Ergebnissen dem Versuch widerspricht. Ein gewisser Unterschied besteht wohl insofern, als eine physikalische Theorie in die letzten Zusammenhänge noch tiefer einzudringen sucht, während sich die Theorie einer Maschine mit der Zurückführung auf grundlegende mechanische oder thermodynamische Gesetze zufrieden geben wird. Dafür ist andererseits der Drang, zu einer zahlenmäßigen Festlegung der Zusammenhänge zu kommen, selbst auf die Gefahr hin, daß die Theorie noch nicht voll befriedigt, deshalb bei der Betrachtung von Maschinen größer, weil hier nicht nur die Einsicht das Ziel ist, sondern der Wille, auf Grund dieser Theorie Maschinen zu erbauen, die bestimmten Ansprüchen genügen.

Wenn für diese Abhandlung die Überschrift „Theorie der Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage“ gewählt wurde, so ist vorerst noch eine Einschränkung zu machen. Unter der Theorie soll in diesem Zusammenhänge nur die Untersuchung derjenigen Erscheinungen verstanden werden, die mit der Energieausnutzung und der verfügbaren

Leistung der Lokomotive im Betriebe zusammenhängen. Es sollen also andere mögliche Betrachtungsweisen der Lokomotive theoretischer Art, wie etwa die Untersuchung der störenden Bewegungen oder des Laufes im Gleis ausgeschlossen werden.

Theorien der Lokomotive hat es, mit deutlich erkennbarem Streben nach immer größerer Vervollkommnung, schon seit Jahrzehnten gegeben. Diese Theorien haben naturgemäß auch kaum jemals völlig auf einen Aufbau auf einzelnen, versuchsmäßig festgestellten Grundwerten verzichtet. Sie enthielten aber manche spekulativen Elemente und wurden bisher zum großen Teil einer versuchsmäßigen Nachprüfung ihrer Endergebnisse nicht unterzogen. In welchem Maße von Annahmen Gebrauch gemacht war, trat im Laufe der umfangreichen und systematischen Versuche immer mehr hervor, die nicht nur einzelne Grundzahlen als verbesserungsbedürftig feststellten, sondern auch gewisse, für allgemeingültig gehaltene Funktionen als zu stark von der Lokomotivgattung abhängig erscheinen ließen, um sie noch mit einer einheitlichen (empirischen) Formel beherrschen zu können. Auch die Versuche selbst sind in den letzten Jahren, wie ich mehrfach in der Literatur ausgeführt habe, wesentlich systematischer geworden. Es kann ihnen heute eine Güte der Durchführung nachgesagt werden, die sich in bezug auf den Beharrungszustand, der immer die Grundlage einer Theorie bilden wird, kaum übertreffen läßt. Ich meine hier die Untersuchung der Lokomotiven unter Belastung durch eine Bremslokomotive, vermöge deren sich, zumal auf gleichmäßig verlaufender Strecke, Geschwindigkeit und Zugkraft und damit auch die Leistung über längere Zeit praktisch genau konstant halten lassen.

Nachdem bisher bei der Deutschen Reichsbahn nach dieser Methode bereits 17 meist ganz neuzeitliche Heißdampf-lokomotiven der verschiedensten Gattungen der Regelbauart\*) untersucht worden sind, also Ergebnisse auf völlig vergleichbarer Grundlage vorliegen, soll die folgende Abhandlung alle wichtigen Beziehungen zwischen den für die Wärmewirtschaft und Leistung der Lokomotiven maßgebenden Größen behandeln, um danach erkennen zu können, ob und wieweit gewisse grundsätzliche Beziehungen bestehen, wieweit sie mit den vorhandenen, von spekulativen Elementen — wie gesagt — niemals völlig freien Theorien übereinstimmen und ob man etwa nicht doch in mancher Beziehung bei einer individuellen Behandlung der Lokomotivgattungen verbleiben muß. Dabei ist überall einzig und allein von den Versuchsergebnissen ausgegangen. Die so gewonnenen Feststellungen müssen vorhandene Theorien, die nicht wenigstens annähernd zum gleichen Ergebnis kommen, natürlich zerstören. Man mag das unter Umständen bedauern, wird aber zugeben müssen, daß eine Theorie, die von der Wirklichkeit in unzulässigem

\*) Zusammenstellung der Lokomotivgattungen mit ihren Hauptabmessungen am Schluß, Seite 268/69.

Maße abweicht, nicht mehr verdient, als Theorie aufrecht erhalten zu werden. Andererseits soll die Beschränkung dieser Abhandlung auf Versuchsergebnisse nicht besagen, daß es in allen Fällen unmöglich wäre, mathematische Formeln zu finden, die dem tatsächlichen Zusammenhang mit erträglichen Fehlergrenzen Genüge leisten. Das mag jedoch anderen Arbeiten vorbehalten bleiben. Vielleicht bietet sich hier für die Studierstube der Hochschulprofessoren ein geeignetes und dankbares Feld. Nach meiner Ansicht gilt es vor allen Dingen, nachdem nunmehr so außergewöhnlich erschöpfendes Versuchsmaterial bei der Reichsbahn vorliegt, einmal die wirklichen Zusammenhänge aufzuzeigen.

Die Unterlage der nachfolgenden Untersuchungen bilden die umfassenden Versuchsberichte der Lokomotivversuchsabteilung Berlin-Grünwald über die einzelnen Lokomotiven, die auf der sorgfältig kritischen Beobachtung aller in Betracht kommenden Größen aufgebaut sind. Ohne diese umfassenden

den in der Kohle für den Fall vollständiger Verbrennung enthaltenen dar. Er berücksichtigt also sowohl die Verluste durch Unverbranntes, also durch Kohlenstoffteilchen, die in der Lösch, der Schlacke und den Aschkastenrückständen verblieben sind, insoweit sie nur z. T. oder gar nicht in den Vergasungs- und Verbrennungsprozeß eingetreten und also noch wärmehaltig sind. Weiterhin sind hier die Verluste infolge des Umstandes zu berücksichtigen, daß nicht sämtliche brennbaren Bestandteile, die ohne Rückstände verbrannt sind, in das Endprodukt der Verbrennung, also überwiegend in  $CO_2$  überführt wurden, Verluste, die also durch das Auftreten von Kohlenoxyd und Wasserstoff gekennzeichnet sind. Der Wirkungsgrad der Heizfläche andererseits ist bekanntlich dadurch gekennzeichnet, daß die wirkliche, auf dem Rost entwickelte Wärmemenge nicht restlos dem Kesselwasser und dem Dampf im Überhitzer zugeführt wird, sondern daß namentlich die den Schornstein verlassenden Rauchgase infolge ihrer

hohen Temperatur einen beträchtlichen Wärmeverlust darstellen, demgegenüber der Verlust durch Strahlungswärme des Kessels nach außen und des Rostes in den Aschkasten, sowie das meist noch verbleibende Restglied in den Hintergrund treten.

Für die Wärmewirtschaft der Lokomotive kommt allerdings letzten Endes nur der gesamte Kesselwirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der im Dampf dem Kessel (ohne den Vorwärmer) entnommenen Wärme zu der in Gestalt des Brennstoffs zur Verfügung gestellten in Betracht. Trotzdem wird es immer reizen, die beiden Teilwirkungsgrade und ihre Komponenten je für sich kennen zu lernen, nicht nur um sich Rechenschaft über den Verbleib der Wärme ablegen, sondern gegebenenfalls auch die Wege zur Verbesserung erkennen zu können.

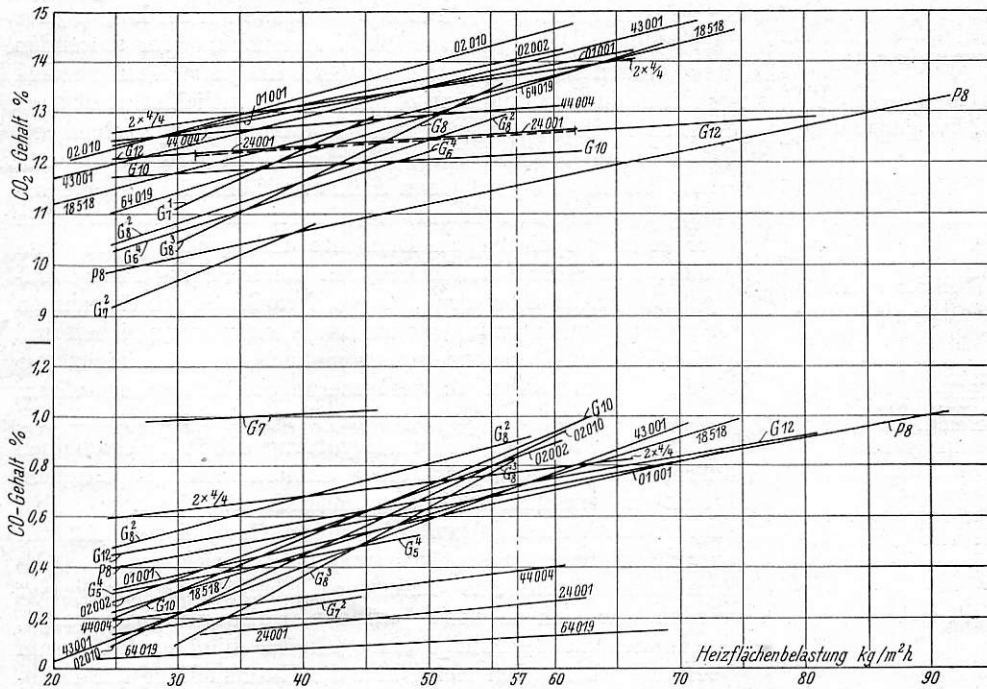


Abb. 1. Rauchgasanalysen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

Arbeiten, wie sie in den letzten Jahren von der Lokomotivversuchsabteilung unter ihrem Leiter, Reichsbahnrat Günther, und unter verständnisvoller Mitwirkung der beteiligten Herren geleistet sind, wäre ein so hoher Sicherheitsgrad der nachfolgenden Ergebnisse nicht denkbar. Die Zusammenfassung aller dieser Versuche unter einheitlichen Gesichtspunkten erfordert naturgemäß noch viel rechnerische und zeichnerische Arbeit. Für die Ausführung dieser Arbeiten nach den von mir angegebenen Gesichtspunkten bin ich besonders den Reichsbahnbauführern, Dipl.-Ing. Weber, Pfefferkorn und Meyer verpflichtet; ihnen auch an dieser Stelle für ihre Mitarbeit zu danken, ist mir eine angenehme Pflicht.

## II. Der Lokomotivkessel.

### A. Die Verbrennung in der Lokomotive und der Kesselwirkungsgrad.

#### 2. Allgemeines.

Die Zerlegung des Kesselwirkungsgrades in den Wirkungsgrad der Verbrennung ( $\eta_V$ ) und den Wirkungsgrad der Heizfläche ( $\eta_H$ ) findet sich begrifflich schon in Heusingers Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik 1875. ( $\eta = \eta_V \cdot \eta_H$ ). Der Wirkungsgrad der Verbrennung stellt das Verhältnis der bei der wirklichen Verbrennung entstandenen Kalorien zu

### 3. Der Wirkungsgrad der Verbrennung.

Die Feststellung des Wirkungsgrades der Verbrennung bietet — wenigstens für eine umfassende Statistik — insofern kaum überwindliche Schwierigkeiten, als das Unverbrannte der Schlacke, des Aschkastenrückstandes und der Lösch nur durch mühsame und zeitraubende chemische Untersuchung der Rückstände ermittelt werden könnte und deshalb in der Regel nicht ermittelt wird. Nur bei einigen besonderen Kesselversuchen ist das durchgeführt. Die statistische Sicherheit ist also nicht ganz die gleiche, wie bei den sonstigen, leicht gewinnbaren und deshalb immer festgestellten Versuchsdaten; immerhin sind diese besonderen Kesselversuche umfangreich genug, um die Größenordnung der Verluste durch das Unverbrannte richtig wiederzugeben. Durch Massezahlen läßt sich nur an Hand der Rauchgasanalyse ermitteln, mit welchem „chemischen“ Wirkungsgrad, der in den Verbrennungsprozeß eingetretene Kohlenstoff als Hauptgewichtsanteil der verfeuerten Kohle verbrennt, und wieviel Wasserstoff nicht verbrannt ist. Die s. Z. im Jubiläumshft von Glasers Annalen 1927 auf Seite 16 gegebenen Kurven für den Kohlensäure- und Kohlenoxydgehalt der Rauchgase als Funktion der Heizflächenbelastung sind in Abb. 1 wiederholt und in Abb. 2 noch durch weitere Versuche ergänzt. Hierdurch hat sich die Schar der hochliegenden, also einen hohen Kohlensäuregehalt darstellenden (oberen) Einzelkurven noch verdichtet. Das



Ergebnis des ganzen Kurvenbündels ist aber gleicher Art geblieben, so daß mit noch erhöhter Sicherheit gegen den Stand der Versuche vor zwei Jahren der Satz ausgesprochen werden kann: Der Kohlensäuregehalt der Rauchgase steigt mit zunehmender Kesselanstrengung und unterschreitet für mittlere und größere Kesselanstrengungen bei den neueren Lokomotiven 12% nicht. An der üblichen sog. Kesselgrenze von 57 kg Dampf/m<sup>2</sup> Heizfläche und Stunde erreicht er 14% ganz oder nahezu, ja bei etwas überbeanspruchtem Kessel sogar bei der überwiegenden Anzahl von Lokomotivgattungen.

Man könnte deshalb im ersten Augenblick, wenn man das Augenmerk den Kohlensäurekurven allein zuwendet, auf den Gedanken kommen, daß der Wirkungsgrad der Verbrennung mit zunehmender Kesselanstrengung steigt. Das ist nun allerdings nicht der Fall, weil man mindestens zunächst für den Hauptanteil des Brennstoffs, nämlich eben den Kohlenstoff, den Kohlenoxydgehalt der Rauchgase nicht außer Betracht lassen darf. Er ist wiederum als Funktion der Heizflächenbelastung in dem unteren Teil der Abb. 1 und 2 wiedergegeben und zeigt gleichfalls steigende Tendenz. Die einzige Ausnahme der P10-Lokomotive ist als unwahrscheinlich deshalb nur punktiert. An der Kesselgrenze im üblichen Sinne liegt der Kohlenoxydgehalt bei den meisten untersuchten Lokomotiven zwischen 0,7 und 0,9%, um bei mittleren Anstrengungen unter 0,5% zu fallen. Vereinigt man nun für den Kohlenstoff allein, und zwar für denjenigen Kohlenstoff, der in die Verbrennung eingetreten ist, den Kohlensäure- und Kohlenoxydgehalt aus der Orsat-Analyse vermöge der Formel, die in Glasers Annalen (Jubiläumsheft 1927) für den Wirkungsgrad der Verbrennung des Kohlenstoffs abgeleitet wurde

$$\eta_{V \max} = \frac{8125 + 2370 (\text{CO} : \text{CO}_2)}{8125 + 8050 (\text{CO} : \text{CO}_2)}$$

so ergibt sich Abb. 3, in der man das Maximum des Verbrennungswirkungsgrades erblicken darf, weil er nur ohne Rückstände und Wasserstoffrest wirklich auftreten würde.

Die Abb. 3 ist also die Vervollständigung der Abb. 4 auf Seite 16 jenes Jubiläumsheftes. Sie bringt zum Ausdruck, daß jedenfalls der Verbrennungswirkungsgrad des Kohlenstoffs, abgesehen von denjenigen Teilchen, die in keiner Weise in den Verbrennungsprozeß eingetreten sind, ein sehr guter ist und gerade für die neueren Lokomotiven auch an der Kesselgrenze nicht unter 96% liegt, ja bei geringerer Kesselbeanspruchung noch nennenswert darüber bleibt. Vereinzelt Kurven mit über 99% müssen allerdings bereits als etwas zweifelhaft erscheinen und werden ihre Ursache in den möglichen kleinen Fehlern der Rauchgasanalyse haben.

Wie oben bereits erwähnt sind nun in einer Reihe von Fällen Lokomotivkessel in Standversuchen bei verschiedenen Belastungen derart untersucht worden, daß nicht nur die Menge und der Heizwert der verfeuerten Kohle bestimmt und die Rauchgase analysiert wurden, sondern daß auch noch die Rückstände (Schlacken, Aschkastenrückstände und

Rauchkammerlösche) nach ihrer Menge und ihrem Gehalt an Unverbranntem, also ihrem restlichen Heizwert festgestellt worden sind. Wie bei Standversuchen üblich, waren die Schieber herausgenommen; der Kesseldampf entweicht dann dem Blasrohr gedrosselt und stetig, ohne die Einschaltung

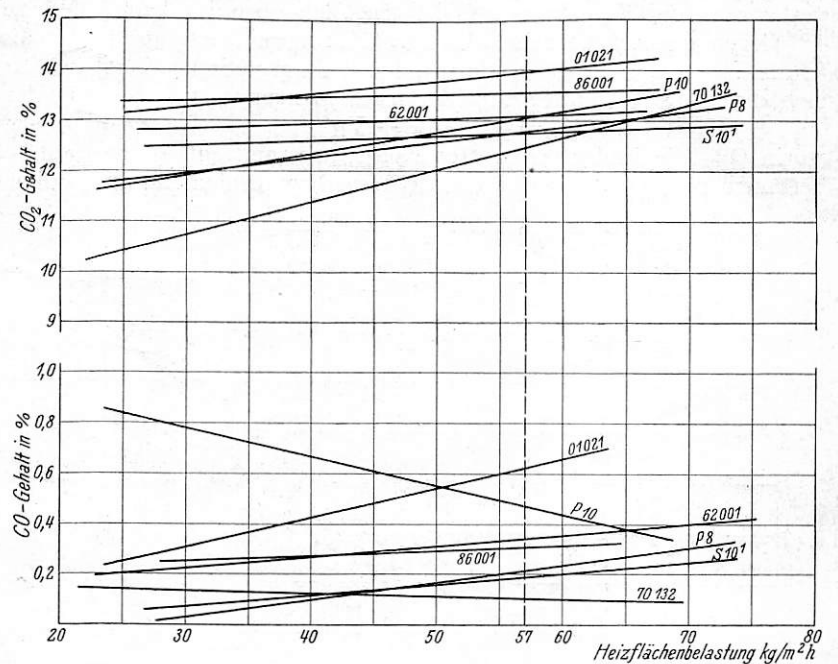


Abb. 2. Rauchgasanalysen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung (neuere Versuche).

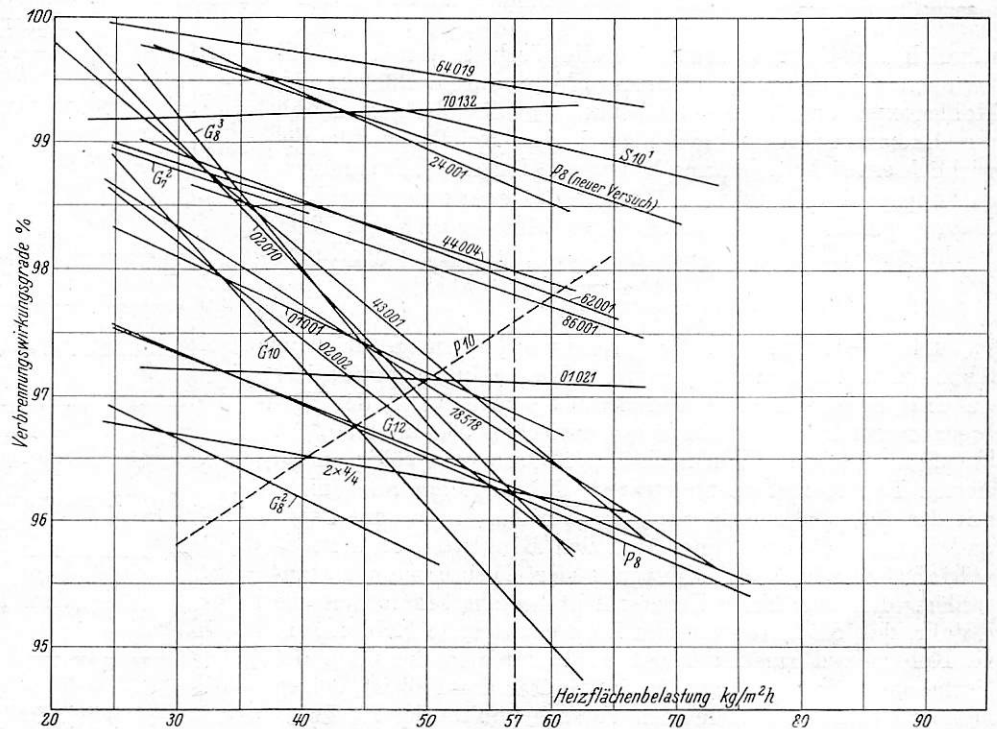


Abb. 3. Wirkungsgrad der Verbrennung  $\left( \frac{8125 + 2370 \left( \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2} \right)}{8125 + 8050 \left( \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2} \right)} \right) = \eta_{V'}$

von Auspuffschlägen. Auch fehlen dabei die kleinen Rüttelstöße, die der Kessel bei der Fahrt durch das nicht vollkommene Rollen erhält. Es wäre daher zu prüfen, ob die Ergebnisse der Standversuche nicht auch für die eigentliche Verbrennung etwas von den Fahrversuchen abweichen.

Die Zahl der hier in Abb. 4 vorgeführten Kurven ist, wie

ein Vergleich mit den Abb. 1 und 2 sofort zeigt, weit weniger umfassend, so daß ein gleich sicheres Durchschnittsurteil wie dort sich noch nicht fällen läßt. Immerhin beweisen diese Kurven bereits, daß die Rückstände hinsichtlich ihres unausgenutzten Heizwertes so groß sind, daß die Verbrennungsverluste an der Kesselgrenze meist erheblich über den kaum 4% liegen, die, auf den reinen Kohlenstoff bezogen, festgestellt wurden. Die Kesselbilanz, sie in Abb. 4 dargestellt ist, läßt sich durch die Gleichung zum Ausdruck bringen

$$Q_{ges} = Q_n + V_V + V_H$$

worin  $Q_{ges}$  die in der verfeuerten Kohle insgesamt enthaltene Wärmemenge,  $Q_n$  die in das Kesselwasser bzw. in den Dampf

Der Verlauf der ausgezogenen, sich über ein weites Gebiet erstreckenden Verlustkurven enthält noch kleine Unklarheiten, die wahrscheinlich aus der Unmöglichkeit völlig genauer Analysen herrühren. Denn man möchte annehmen, daß Schnitte der Verlustkurven unter verhältnismäßig großem Winkel nur Zufallsergebnisse sind, z. B. der Schnitt der Kurven für die 2C1-Lokomotiven 01001 und 02002, bei denen es sich um Kessel von völlig gleicher Bauart handelt. Bei Belastungen in der Nähe der Kesselgrenze tritt allerdings die mindestens zu erwartende parallele Lage in geringem Abstände tatsächlich auf. Schwächer steigt die Kurve des Langrohrkessels der Lokomotive 02010 (Rohrlänge 6800 mm), der also von allen Kesseln mit Regelfeuerung die beste Verbrennung aufweist.

Recht günstige Lage zeigen die beiden Kessel mit Wasserkammern (P 8 und G 12) im Gebiet hoher Belastungen aber ohne rechte Erklärbarkeit, weshalb gerade die Verbrennung durch die Feuerbüchseinbauten besser sein sollte, während eine Verbesserung des Heizflächenwirkungsgrades der Erklärung ohne weiteres zugänglich wäre, insofern es sich um eine zwar der Größe nach bescheidene, zusätzliche Heizfläche, aber von besonders aufnahmefähiger Lage handelt.

Es wäre sehr zu begrüßen, wenn sich in die allerdings hoch beanspruchte Versuchstätigkeit noch einige Reihen von Kesselversuchen mit erschöpfender Analyse einschalten ließen, die den Verlauf der Kurven der Verbrennungsverluste mit statistischer Sicherheit zu erfassen gestatteten.

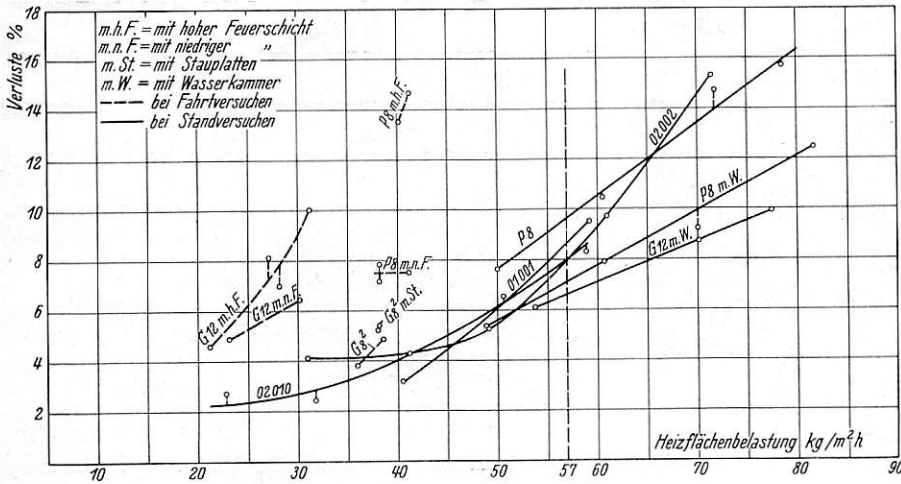


Abb. 4. Verbrennungsverluste in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

nützlich überführte Wärme,  $V_V$  die Verluste durch unvollkommene Verbrennung (Wärmeverluste durch Rückstände, Kohlenoxyd und Wasserstoff) und  $V_H$  die Verluste durch unvollkommene Aufnahmefähigkeit der Heizfläche für die wirklich entwickelte Wärme bedeuten. Da der Verbrennungswirkungsgrad sich naturgemäß auf die gesamte, zur Verfügung gestellte Kohle bezieht, so läßt er sich bei einer erschöpfenden Kesselbilanz aus der Gleichung entnehmen

$$\eta_V = \frac{Q_{ges} - V_V}{Q_{ges}}$$

Die Verluste der Verbrennung nehmen, wie aus Abb. 4 ersichtlich, mit steigender Kesselbeanspruchung zu und bewegen sich zwischen 6,6 und 9,7%, der Verbrennungswirkungsgrad liegt also zwischen 93,4 und 90,3%.

Punktiert sind dann noch einige Werte von völlig analysierten Fahrversuchen eingetragen, die allerdings noch nicht mit der Bremslokomotive, sondern vor Zügen gewonnen sind und Versuchen entstammen, um den Einfluß der Feuerschichthöhe auf den Gütegrad der Verbrennung festzustellen. Bei sehr hoher Feuerschicht besteht bekanntlich die Gefahr, daß die in der unteren Zone entwickelte Kohlenäure zu Kohlenoxyd zurückgebildet wird und also die Güte der Verbrennung leidet. Daß dies in der Tat der Fall ist, zeigen namentlich die entsprechenden Versuchspunkte der P8-Lokomotive. Ganz bestimmte Regeln lassen sich hier allerdings nicht angeben, da die Ruhr- und schlesischen Kohlen sich nicht völlig gleichartig verhalten, sondern die Ruhrkohle eine etwas höhere Feuerschicht unter sonst gleichen Umständen verlangt. Auch ist eine sehr niedrige Feuerschicht bei hoch beanspruchter Fahrt nicht durchführbar. Endlich scheinen manche Lokomotiven eine nicht ganz gleichmäßige Feuerschichthöhe über dem Rost zu erfordern. Andererseits sind die hier gewonnenen Versuchspunkte bereits ein sicherer Beweis dafür, daß übermäßig hohe Feuerschichten in der Tat für die Güte der Verbrennung nachteilig sind.

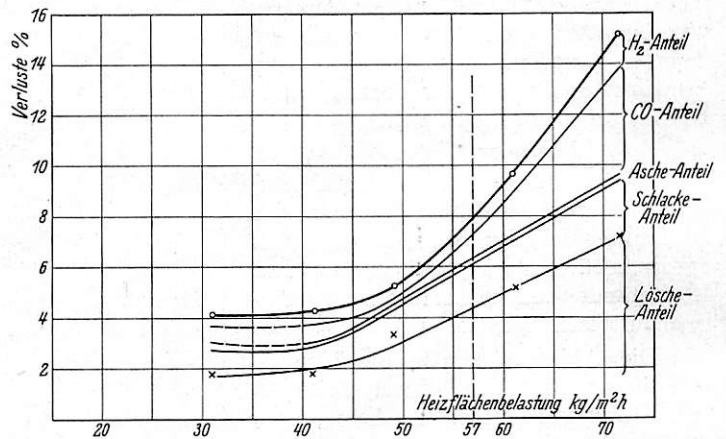


Abb. 5 a. Zusammensetzung der Verbrennungsverluste bei der Lokomotive 02002.

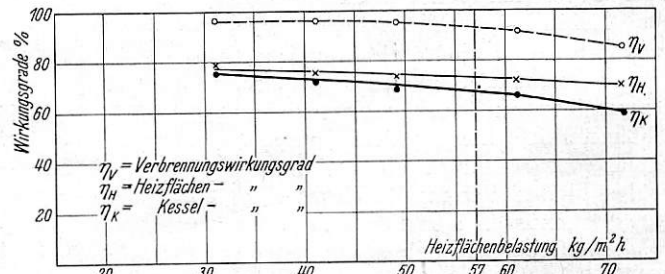


Abb. 5 b. Wirkungsgrade bei der Lokomotive 02002.

Abb. 5 a und b. Verbrennungsverluste und Wirkungsgrade der Lokomotive 02002 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus Standversuchen ermittelt.

In Abb. 5 sind für den Kessel der Einheitsschnellzuglokomotive 02002 (Verbundlokomotive, 5800 mm Rohrlänge), für welche die umfassendsten Kesselstandversuche vorliegen,



die einzelnen Verlustanteile als Funktion der Heizflächenbelastung aufgetragen. Wir finden auch hierbei wieder bestätigt, daß der Verlust durch Kohlenoxyd, der in Abb. 3 allein zum Ausdruck kommt, keineswegs den Hauptanteil der Verbrennungsverluste ausmacht. Selbst wenn man den Wasserstoffanteil noch hinzufügt, bleiben als Hauptverlustträger doch die Rückstände, namentlich die Lösche, übrig. Die Zahlenwerte der einzelnen Verlustanteile gelten natürlich zunächst nur für diesen bestimmten Lokomotivkessel. Es darf aber danach schon gesagt werden, daß die von Brückmann auf Seite 636 (der „Eisenbahntechnik der Gegenwart“, Lokomotivband) genannten Zahlen ( $V_1 + V_4$ ) zu groß sind, da sie selbst im kleinsten Fall 9%, im größten sogar 16% betragen, während sie bei mittleren Kesselbeanspruchungen, jedenfalls bei dem Kessel der Einheits-Schnellzuglokomotive, unterhalb 5% liegen.

Der Luftüberschuß schwankt übrigens in ziemlich weiten Grenzen, am häufigsten etwa 20 und 50%, doch mit so starker Streuung (bis zu 70% und darüber) bei Bezug auf die Kesselanstrengung, daß sich nichts Grundsätzliches darüber aussagen läßt.

#### 4. Der Wirkungsgrad der Heizfläche.

Nachdem aus der Kesselbilanz sowohl der gesamte Wirkungsgrad, als auch nach dem vorigen der Verbrennungswirkungsgrad bekannt ist, läßt sich nunmehr der Wirkungsgrad der Heizfläche aus der Beziehung

$$\eta_H = \eta : \eta_V$$

leicht bestimmen. Das ist im unteren Teil der Abb. 5 geschehen und in den Abb. 6 bis 8 für weitere Kessel ausgeführt. Der Heizflächenwirkungsgrad ist naturgemäß hauptsächlich durch den Schornsteinverlust bedingt. Er überschreitet beim Standversuch nur in einem dieser Beispiele 80% und verläuft im übrigen wie der Gesamtwirkungsgrad und Verbrennungswirkungsgrad auch schwach abfallend mit steigender Kesselbeanspruchung. An der üblichen Kesselgrenze liegt er bei den hier wiedergegebenen Beispielen zwischen 73 und 79,5%.

Die Abb. 6 bezieht sich dabei auf den P 8-Kessel, der nur in der Nähe der Kesselgrenze und bei noch höheren Belastungen untersucht worden ist. Eingezeichnet ist noch in strichpunktierter Form der aus neueren Fahrversuchen gewonnene Kesselwirkungsgrad zum Vergleich mit dem bei Standversuchen gewonnenen. Von diesem gegenseitigen Verhalten wird noch weiter die Rede sein. In Abb. 7 ist das Gleiche ausgeführt für den oben bereits behandelten Kessel der Einheits-Schnellzuglokomotive mit 5,8 m Rohrlänge, wobei den fünf Versuchspunkten des Kessels der Verbundlokomotive noch zwei der Zwillinglokomotive hinzugefügt sind, die sich gut in den Kurvenlauf einordnen, wie es bei Übereinstimmung der Kessel auch zu erwarten war. Auch hier ist die aus den Fahrversuchen mit der Zwillinglokomotive gewonnene Kurve in die Abbildung einbezogen. Abb. 8 endlich zeigt die entsprechenden Werte für den Langrohrkessel der Einheits-Schnellzuglokomotive, der im Gebiet der üblichen Heizflächenbelastungen in seinem Verbrennungswirkungsgrade mit dem bisherigen Regelkessel nahezu übereinstimmt, im Wirkungsgrad der Heizfläche aber entschieden besser ist, und also im Gesamtwirkungsgrade höher liegt. Dies Verhalten findet seine natürliche Erklärung darin, daß mit dem zugefügten Meter Rohrlänge 9 m<sup>2</sup> wärmeaufnehmender Fläche hinzugekommen sind. Auch hier ist der Wirkungsgrad während der Fahrt eingezeichnet.

In den Abb. 9 bis 11 ist der Versuch gemacht worden, die Heizflächenverluste zu zerlegen in ihren Hauptanteil, den Schornsteinverlust, und die dann noch verbleibenden Verluste durch Abstrahlung des Kessels an die Außenluft und der Feuerschicht auf dem Rost in den Aschenkasten, sowie das hier in der Regel untergebrachte Restglied oder also eigentlich Ungenauig-

keitsglied der gesamten Kesselbilanz. Der Schornsteinverlust ist hierbei nach der Siegertschen Annäherungsformel\*)

$$V_{sch} = 0,65 \frac{t_e - t_a}{CO_2} \%$$

mit  $t_e$  als Temperatur der Rauchkammer,  $t_a$  der Außenluft und  $CO_2$  als Raumprozenten der Kohlensäure in den Rauchgasen bestimmt, die sich durch Vergleiche mit ent-

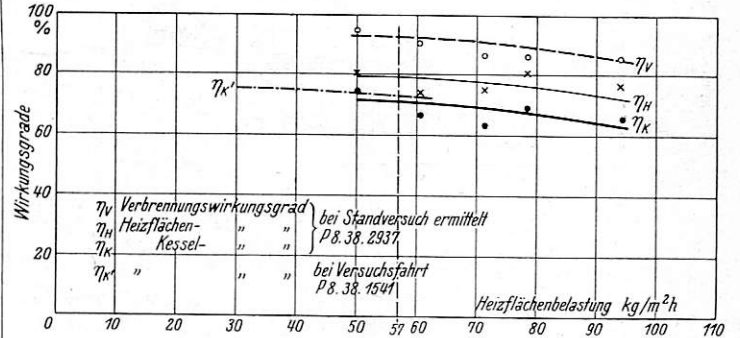


Abb. 6. Kesselwirkungsgrade der P 8-Lokomotive bei Fahrt- und Standversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

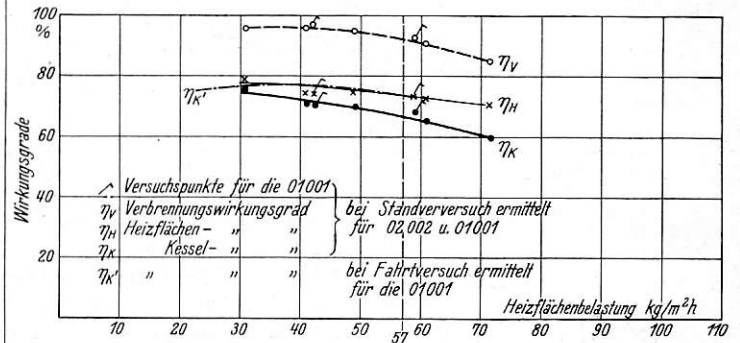


Abb. 7. Kesselwirkungsgrade der Reihe 01 und 02 (238 m<sup>2</sup> Heizfläche) bei Stand- und Fahrtversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

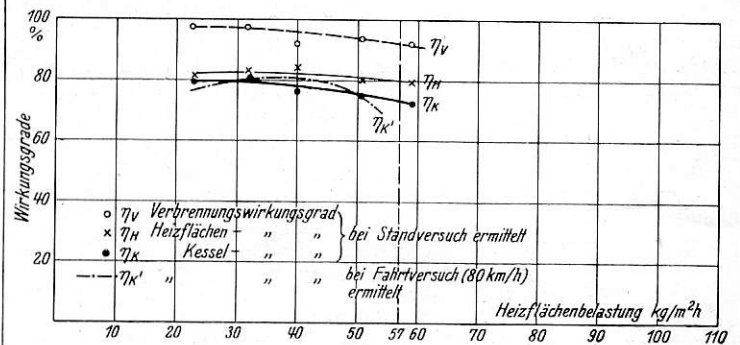


Abb. 8. Kesselwirkungsgrade der Lokomotive 02010 (247 m<sup>2</sup> Heizfläche) bei Fahrt- und Standversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

sprechenden Werten der Kesselbilanz als recht befriedigend erwiesen hat, nun aber die Möglichkeit bot, aus den zahlreichen Kohlenäure- und Temperaturpunkten der normalen Fahrversuche die Kurve des Schornsteinverlustes mit erhöhter Sicherheit aufzustellen. Diese einzelnen Punkte sind in den Abbildungen als dünnere Punkte zur Darstellung gebracht; die Siegertschen Punkte der Standversuche fügen sich so gut in die Schornsteinverlustkurve der Fahrten ein, daß man annehmen darf, daß Unterschiede zwischen den beiden Versuchsarten für den Schornsteinverlust kaum vorhanden sind. Der Unterschied zwischen der Schornsteinverlustkurve für die

\*) Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, II. Bd., S. 7.

Abgase und den gesamten Heizflächenverlusten beträgt bei Abb. 9 und 11 übereinstimmend etwa  $2\frac{1}{2}\%$ , in Abb. 10 jedoch hier übrigens mit den Brückmannschen Angaben überein, während der Schornsteinverlust bei Brückmann (a. a. O. S. 636) mit 19 bis 30% zu hoch angegeben ist. Nach bei den hier vorgelegten Kurven überschreitet der Schornsteinverlust auch an der Kesselgrenze  $19,2\%$  nicht und liegt bei mittleren Anstrengungen zwischen 14 und  $17\%$ . Infolgedessen ist denn auch der Gesamtwirkungsgrad des Kessels, auf den wir gleich zu sprechen kommen, bei Brückmann zu ungünstig angegeben und seine Theorie mindestens in ihren Konstanten bei allem Scharfsinn nicht zutreffend.

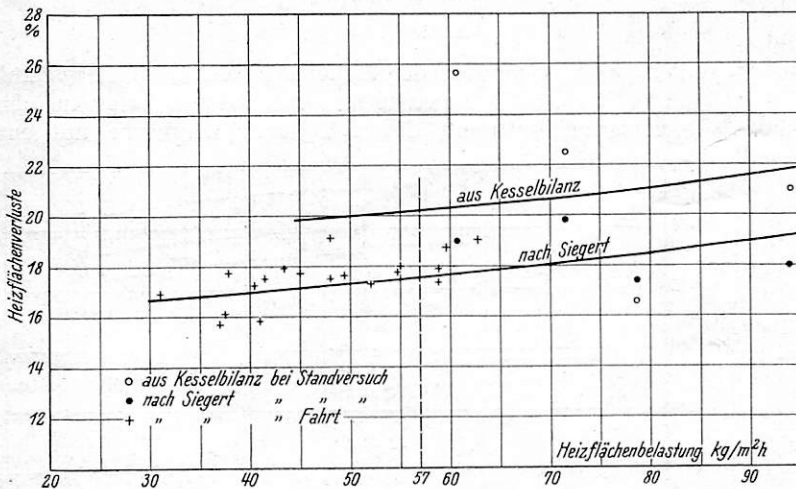


Abb. 9. Verluste der Heizfläche bei der P 8-Lokomotive in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus der Kesselbilanz und Schornsteinverlust nach Siegert.

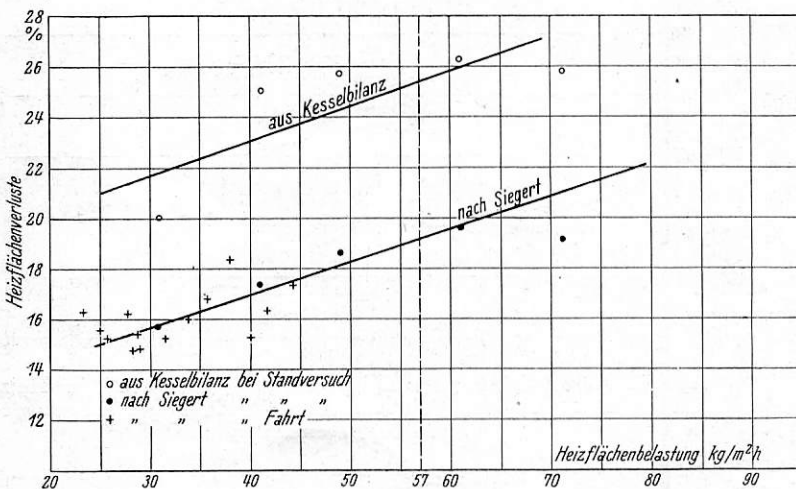


Abb. 10. Verluste der Heizfläche bei der Lokomotive 02002 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus der Kesselbilanz und Schornsteinverlust nach Siegert.

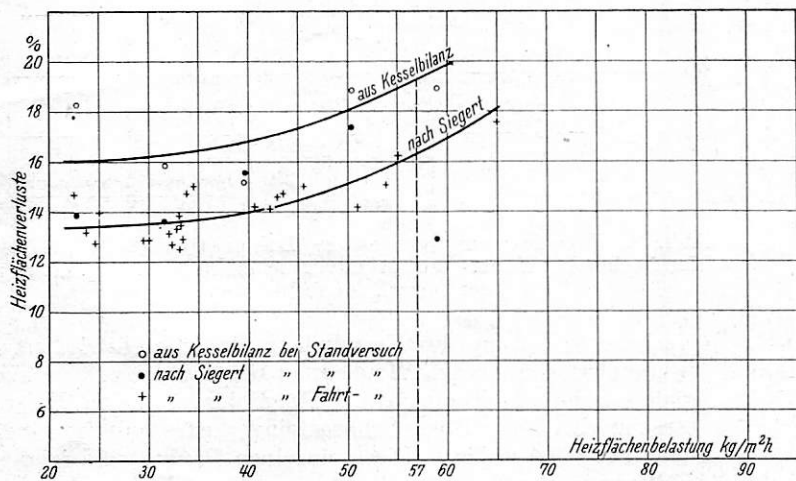


Abb. 11. Verluste der Heizfläche bei der Lokomotive 02010 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus der Kesselbilanz und Schornsteinverlust nach Siegert.

6%. Für diese große Abweichung fehlt zunächst die Erklärung, zumal der Unterschied zwischen den beiden 2 C 1-Kesseln doch nicht derart erheblich ist. Auch hier muß also weiteres Material Aufklärung bringen. Der Verlust von  $2\frac{1}{2}\%$  stimmt

in den Kessel, aber die zugehörige Wärme stammt doch aus dem Kesseldampf und also auch aus der Kohle, während der Vorwärmer mit einem Teil des Abdampfes der Maschine beheizt wird.

Für die Bestimmung des Schornsteinverlustes stand sehr umfassendes Material zur Verfügung, da die Grunewalder Versuchsberichte für jede Fahrt die Rauchgasanalysen, sowie die Rauchkammer- und Lufttemperaturen enthalten. Die Rauchkammertemperatur wird sogar an drei Stellen gemessen: vor den Rauchrohren, den Heizrohren und in der Rauchkammermitte. Zum Einsetzen in die Siegertsche Formel wurde hier in Übereinstimmung mit den Standversuchen die Temperatur in der Mitte gewählt. In kurvenmäßiger Wiedergabe sind in Abb. 12 und 13 die bei einer größeren Anzahl von Lokomotivgattungen festgestellten Temperaturen enthalten. Aus diesem Verlauf der Rauchgastemperaturen ist zu entnehmen: Die Rauchgastemperatur steigt bei allen Lokomotiven mit der Kesselbeanspruchung, überschreitet aber an der üblichen Kesselgrenze ( $57 \text{ kg/m}^2/\text{h}$ )  $400^\circ$  niemals und liegt in der Mehrzahl der Fälle bei dieser Anstrengung in dem Gebiet von etwa  $350$  bis  $380^\circ$ . Brückmann erhält in Übereinstimmung mit seinen hohen Schornsteinverlusten auch fälschlich zu hohe Rauchkammertemperaturen. In der Abbildung ist noch unterschieden zwischen den Temperaturen oben an der vorderen Rohrwand, also vor den Rauchrohren und unten vor den Heizrohren; für die Siegertsche Formel wurde bei der Schwierigkeit, diese Werte richtig zu mitteln, wie gesagt, die gleichfalls gemessene Temperatur in der Rauchkammermitte unmittelbar eingesetzt.

### 5. Der Gesamtkesselwirkungsgrad.

Der Gesamtkesselwirkungsgrad ist naturgemäß das eigentlich Ausschlaggebende. Er ist zu definieren als das Verhältnis der dem Dampf im Kessel zugeführten Wärme zur Gesamtwärme der verfeuerten Kohlen nach Gewicht und Heizwert. Es ist absichtlich nicht einfach gesagt, das Verhältnis der Dampfwärme zur Verbrennungswärme der Kohlen, weil bei dieser Erklärung der Umstand vernachlässigt wäre, daß bei der allgemeinen Verwendung von Vorwärmern nicht nur in Deutschland, sondern auch vielfach im Auslande (sowie in kleinerem Umfang von Abdampfstrahlpumpen) das Speisewasser dem Kessel bereits mit Temperaturen von  $85$  bis  $100^\circ$  zufließt, ohne daß die Flüssigkeitswärme für diese Temperatur der Kohle entstammte. Die Dampfwärme ist in den üblichen Dampfmaschinen stets bezogen auf die Wärme von  $0^\circ$  ab, und deshalb wäre die einfachere Definition selbst dann nicht genau richtig, wenn ohne Vorwärmer mit ihr, ohne Berücksichtigung der über  $0^\circ$  liegenden Tenderwassertemperatur gerechnet würde. Die gewöhnliche Abdampfstrahlpumpe speist zwar auch mit etwa  $60^\circ$



Der Gesamtkesselwirkungsgrad läßt sich nun deshalb in einfacherer Art und daher wiederum bei allen Fahrversuchen von genügender Dauer im Beharrungszustand mitbestimmen, weil man dazu nur die verdampfte Wassermenge nach ihrem Dampfzustand und andererseits die verfeuerte Kohle mit ihrem Heizwert zu messen braucht und auch mißt. Das Fehlerglied der Kohlenmessung besteht darin, daß man die Feuerschicht auf dem Rost zu Beginn und Ende des Versuchs gegeneinander abschätzen muß. Dieser Fehler ist naturgemäß relativ desto größer, je kürzer die Versuchsdauer ist. Diese Versuchsdauer geht auf der 90 km langen Meßstrecke Potsdam—Burg bei 80 km/h Geschwindigkeit auf 1 Stunde 8 Minuten herunter, doch liegen selbst die bei 80 km/h gewonnenen Punkte bei der großen Erfahrung der Grunewalder Beobachter so, daß sie sich

wirkungsgrad erhalten wird, sind noch zwei Umstände von Belang. Einmal ist nämlich der Heizwert der Kohle ein Zahlenwert, der in der Regel nur mit einer gewissen Fehlergrenze festgestellt werden kann. Bei den Grunewalder Lokomotivversuchen wurden die Kohlenproben, um das Recht zu einer Freizügigkeit hinsichtlich der Untersuchungsstelle ohne Störung der Versuchskontinuität festzustellen, eine Zeitlang an zwei anerkannte Reichsbahnlaboratorien und ein angesehenes Privatlaboratorium zugleich eingesandt. Hierbei zeigten die drei Heizwerte meist Unterschiede von mehreren Prozenten, ohne daß die Abweichungen der drei untersuchenden Stellen eine bestimmte Tendenz erkennen ließen. Mögen nun diese Abweichungen beruhen auf unvermeidlichen Genauigkeitsgrenzen der Untersuchungs-

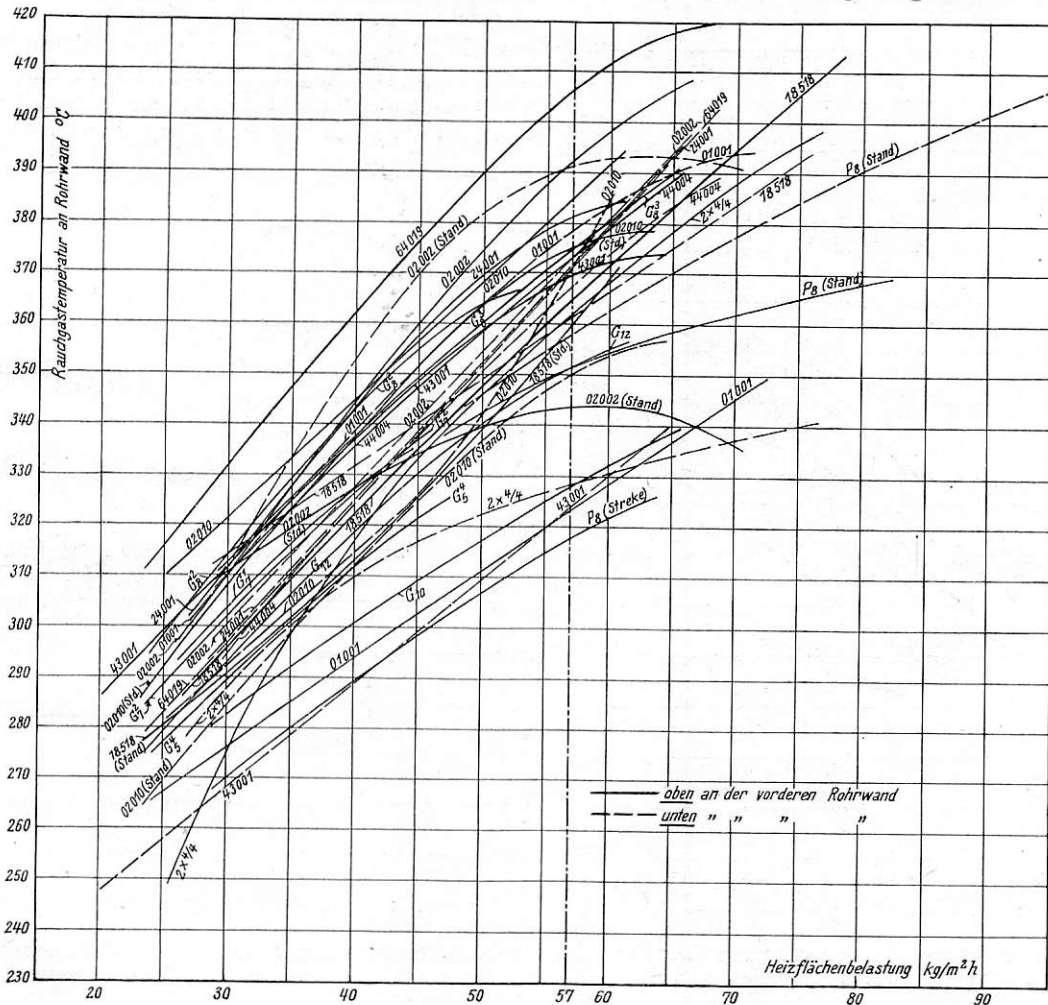


Abb. 12. Rauchgastemperaturen an der vorderen Rohrwand in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

noch durchaus zur Bildung einer Durchschnittskurve im Verein mit den wesentlich sicherer liegenden Punkten für kleinere Geschwindigkeit, also längere Versuchsdauer benutzen lassen. Abb. 14 zeigt die nach der Geschwindigkeit unterschiedenen Punkte für den Gesamt-Kohlenverbrauch der P 8-Lokomotive als Funktion der Heizflächenbeanspruchung. Der Kurvenzug durch diese einzelnen Meßpunkte hat, wie man sieht, eine angesichts der Fehlermöglichkeit durchaus erträgliche Streuung. Aus ihm ist dann die eigentliche Kurve für den Wirkungsgrad — Abb. 15 — gebildet.

Man kann natürlich auch die einzelnen Wirkungsgradpunkte unmittelbar bilden und hierdurch die Mittelkurve legen; so geschah es bis vor kurzem. Ein Beispiel ist die im „Organ“ 1927 gebrachte Kurve für den Kesselwirkungsgrad der bayerischen Gt 2 × 4/4.

Hinsichtlich der Genauigkeit, mit welcher der Kessel-

methoden oder Fehlern bei der Entnahme der Proben vom Tender und beim Mischen der Proben oder endlich auch auf Ungleichmäßigkeit der untersuchten Kohle oder auf mehreren dieser Umstände zugleich, jedenfalls ist der Heizwert nach unseren Erfahrungen ein Zahlenwert, für dessen absolute Genauigkeit man schwer eintreten kann. Gewisse Ungeklärtheiten des Verlaufs des Kesselwirkungsgrades sind sicherlich auf diesen Umstand zurückzuführen. Freilich bedeutet nach der anderen Seite auch die Vielzahl der Punkte die Wahrscheinlichkeit eines Ausgleichs der Fehler. Bei ortfesten Kesseln, wo es sich in der Regel um ganz wenige Versuche handelt und nicht eine Menge Beobachtungsmaterial anfällt, tritt diese Unsicherheit naturgemäß nicht hervor; der womöglich auf mehrere Dezimalen angegebene Kesselwirkungsgrad macht hier den Eindruck genauester Feststellungsmöglichkeit. Erst eine Massenstatistik, wie sie hier vorliegt, läßt erkennen, daß die

Fehlergrenze beim Kesselwirkungsgrad nicht übersehen werden darf und daß man jedenfalls Schlüsse aus geringfügigen Abweichungen nicht ziehen kann.

Der andere Umstand betrifft die Beeinflussbarkeit der Versuchsdauer bei der Feststellung des Kesselwirkungsgrades der Lokomotive. Selbst bei einem ortfesten Prüfstand oder bei der Möglichkeit einer beliebig langen, gleichmäßigen Fahrstrecke (Beharrungszustand) läßt sich tatsächlich ein Kesselversuch nicht beliebig lang durchführen, weil die spezifische Rostflächenbelastung der Lokomotive im Gegensatz zum ortfesten Kessel so groß ist, daß bei manchen Kohlsorten längst vor Ablauf der 8 Stunden, mit denen man ortfeste Kesselversuche gewöhnlich durchführt, eine hinderliche Verschlackung des Rostes wenigstens bei großer Kesselanstrengung eingetreten ist.

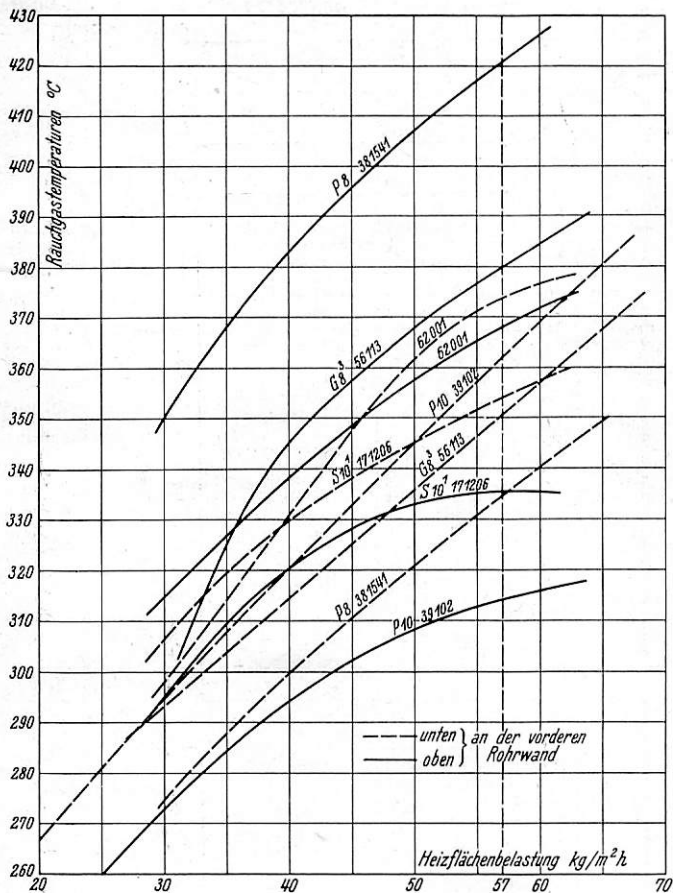


Abb. 13. Rauchgastemperaturen an der vorderen Rohrwand in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

der Turbinenlokomotive auf, der allerdings nur des Interesses halber mit aufgenommen worden ist, da es sich bei ihm um die Feueranfachung durch einen Saugzugventilator und nicht, wie bei allen anderen (Regel-)Kesseln durch das Blasrohr handelt. Der Wirkungsgrad ist hier rein kesseltechnisch gemeint, während er in der Gesamtwirtschaftlichkeit eine Einbuße durch den Betriebsdampf der Feuerungsturbine erfordert, der bei den anderen Lokomotiven nicht notwendig ist.

Auffällig an dem Verlauf der Kurven ist der Umstand, daß einige einen ausgesprochenen Scheitel zeigen, andere fast ohne erkennbare Krümmung verlaufen. Der Kesselwirkungsgrad der P 10-Lokomotive bildet scheinbar eine Ausnahme von der sonstigen Regel, mit zunehmender Belastung schwach zu fallen; er steigt sogar schwach mit der Kesselanstrengung. Daß die Kesselwirkungsgrade aller Wahrscheinlichkeit nach einen Scheitel haben müssen, wenn man bis zur kleinsten Kesselbelastung heruntergeht, habe ich in Glasers Annalen 1927 bereits ausgesprochen. Einen solchen Scheitel zeigt auch die in Grambergs „Maschinenuntersuchungen“ (2. Aufl. S. 106)

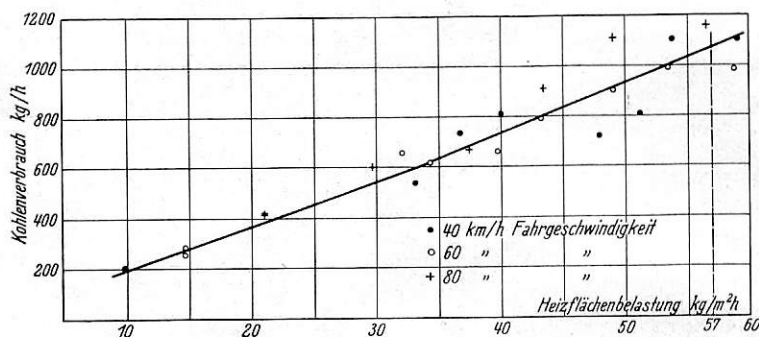


Abb. 14. Kohlenverbrauch für 1 St. ( $H_{11} = 7000$  kcal/kg) in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

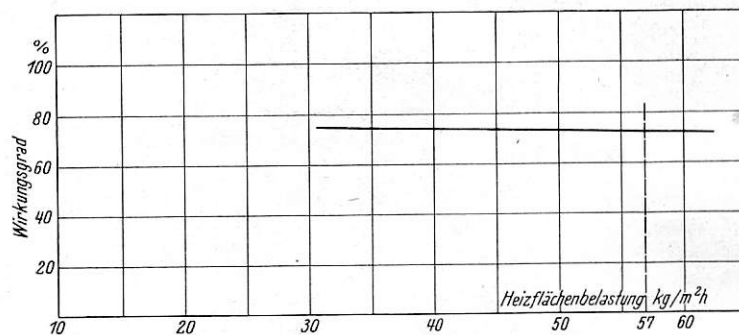


Abb. 15. Kesselwirkungsgrad der P 8-Lokomotive in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

Die verhältnismäßig gute Lage der einzelnen Beobachtungspunkte zu ihrer mittleren Kurve ist angesichts der eben geschilderten Schwierigkeiten also zweifellos durch die große Versuchserfahrung und -genauigkeit gegeben. Die Kesselwirkungsgrade selbst sind in den Abb. 16 und 17 für eine große Zahl von Lokomotiven wiedergegeben und zwar in Abb. 17 ohne jede Verschiebung der Abszissenachse. Auf diese Weise tritt die Tatsache gut hervor, daß die Kesselwirkungsgrade der verschiedenen Lokomotiven doch in einem verhältnismäßig recht schmalen Bündel zusammengefaßt sind, dessen Mittellinie bei kleinerer Anstrengung über 75% liegt und erst bei größerer Anstrengung auf 72% absinken würde. Bei mäßiger Kesselanstrengung werden selbst Werte von etwas über 80% erreicht. Die höchsten Einzelwerte weist die große Personenzug-Tenderlokomotive, Reihe 62, auf. Von den großen Kesseln liegt sonst der Langrohrkessel am günstigsten. Einen sehr gleichmäßigen Verlauf des Wirkungsgrades, selbst bei der größten Anstrengung nur auf 79% fallend, weist der Kessel

dargestellte Kurve, die ihr Optimum etwa bei 18 kg/m²h erreicht und dann außerordentlich flach wieder fällt. Ob bei den erwähnten Fehlermöglichkeiten der Wirkungsgradkurven die Scheitel in Abb. 16 in ihrer Lage richtig wiedergegeben sind, steht dahin. Daß Fehler um einige Prozent unterlaufen können, beweist das gegenseitige Verhalten der Kessel der Lokomotivreihen 24 und 64; in diesem Falle handelt es sich um völlig übereinstimmende Kessel mit völlig gleicher Dampfmaschine; nur dadurch unterscheiden sich die beiden Gattungen, daß die eine eine Tendermaschine, die andere eine Lokomotive mit besonderem Tender ist. Die Wirkungsgradkurven müßten also eigentlich identisch sein oder doch in geringem Abstand voneinander gleichartig verlaufen. Es hat den Anschein, daß die Kurve der Reihe 24 mit der größeren Ungenauigkeit behaftet ist, da sie unbegründbar viel höher liegt und die Kurve der Lokomotivreihe 64 deshalb die wahrscheinlichere ist, weil die kleineren Kessel im Wirkungsgrade eher etwas unter dem großen Kessel liegen werden (wie der kleine Kessel der Lokomo-



tivreihe 70). Zum Kesselwirkungsgrad der neueren Reichsbahnlokomotive ist also zu bemerken, daß er mit etwa 75% im Mittel erheblich günstiger liegt als bisher vielfach angenommen wurde und auch als jene Zahlenwerte, welche die Auswirkung der Brückmannschen Theorie darstellen; dort ist z. B. für einen Kessel, der dem der P 8 etwa entspricht, je nachdem 40 oder 60% der Heizgase durch die Rauchrohre gehen, von etwa 68 auf 61% fallend angegeben — letzteres allerdings für ungewöhnlich hohe Kesselbeanspruchung — während er nach den hier verwerteten Messungen auch bei 60 kg Beanspruchung noch wesentlich höher liegt. Eine wichtige Feststellung gestattet die Zusammenstellung der Kesselwirkungsgrade noch. Sieht man nämlich von dem infolge seiner kurzen Rohrlänge ungünstigen G<sup>83</sup>-Kessel ab (er hat aus diesem Grunde auch hohe Rauchkammertemperaturen), so liegen die Kessel mit den schmalen Feuerbüchsen (P 8 und S 10<sub>1</sub>) mit am tiefsten. Im Gegensatz zu der von Garbe vertretenen Meinung eines günstigen Einflusses langer schmaler Feuerbüchsen erweisen sich nach den hier behandelten, eingehenden Versuchen die Kessel mit breitem Rost als solche besseren Wirkungsgrades.

Einige Bemerkungen mögen am Schluß dieses Abschnittes noch der gegenseitigen Lage des Kesselwirkungsgrades beim Standversuch und bei der Fahrt gelten. Es sei hier nochmals auf die Abb. 6 bis 8 hingewiesen, wo beide Wirkungsgrade eingetragen sind. Die ausgezogenen Kurven sind dabei den Standversuchen entnommen; die strichpunktieren sind die Kurven für die Fahrt. In allen drei Fällen zeigt sich hier nun, daß entweder durchgängig oder mindestens über einem weiten Bereich, und zwar gerade im meist gebrauchten Gebiet der Kesselanstrengung, der Kesselwirkungsgrad der fahrenden Lokomotive höher liegt als der entsprechende beim Standversuch. Die Erklärung muß darin gesucht werden, daß entweder der Wärmeübergang an den Heizflächen dadurch etwas besser ist, daß die Dampfblasen durch die kleinen Rüttelbewegungen der Fahrt sich leichter loslösen und die Wärmeübertragung der Heizfläche damit besser wird, oder daß die Verbrennung dadurch in ihrer Güte zunimmt, daß durch die stoßweise Feueranfischung und die Erschütterungen auch der Feuerschicht die Sauerstoffmoleküle besser an den Kohlenstoff herangeführt werden als bei dem gleichmäßigen Saugzug (Blasversuch) oder endlich durch beide Umstände zugleich. Nachdem an Hand der Abb. 9 bis 11 gezeigt war, daß der Schornsteinverlust sich bei Fahr- und Standversuchen kaum nennenswert unterscheidet und der zu ihm zu addierende durch Abstrahlen in den Aschkasten und in die äußere Atmosphäre, sich gegenüber dem Standversuche wegen der letzteren Strahlung sogar geringfügig vergrößert, könnte es den Anschein gewinnen, daß der Heizflächenwirkungsgrad sich eher ein wenig verschlechtert. Danach müßte man annehmen, daß der bessere Kesselwirkungsgrad der Fahrt hauptsächlich auf die bessere Verbrennung zurückzuführen ist. Eine völlige Erklärung könnten auch hier nur Fahrver-

suche mit genauer Analyse der Rückstände bringen, denn die Strahlungsverluste, die nach dem vorigen eine zahlenmäßig kleine, aber entscheidende Rolle in der vorliegenden Frage spielen, sind während der Fahrt zweifellos größer, als beim Standversuch. Allerdings ist der Abstrahlungsbetrag beim Standversuch, der bei einer Heizflächenbelastung von 50 kg/m<sup>2</sup>h beim Abkühlen eines G 12-Kessels nur zu etwa 1/2% gefunden wurde, so klein, daß man sich vorerst hüten

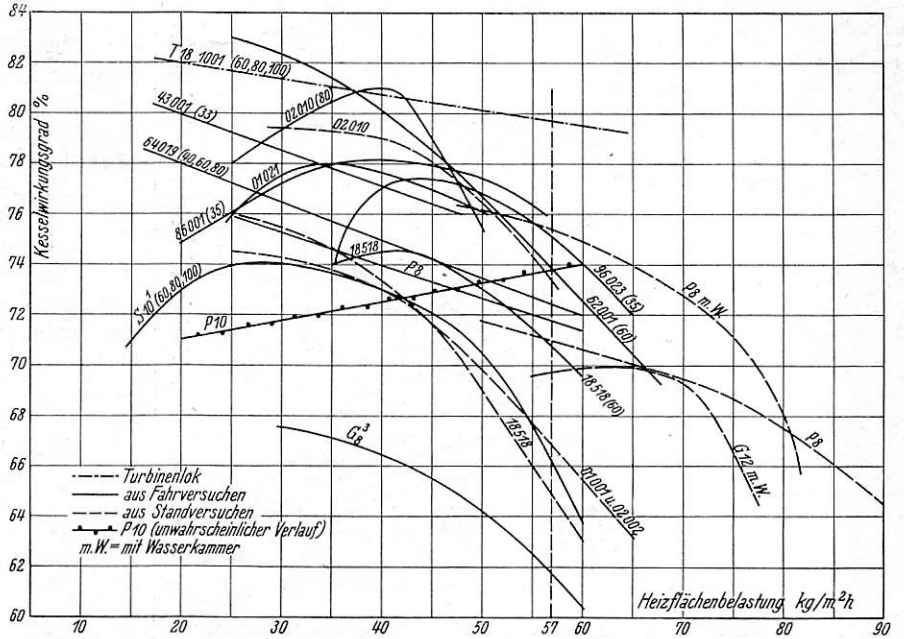


Abb. 16. Kesselwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung (aus Stand- und Fahrversuchen ermittelt).

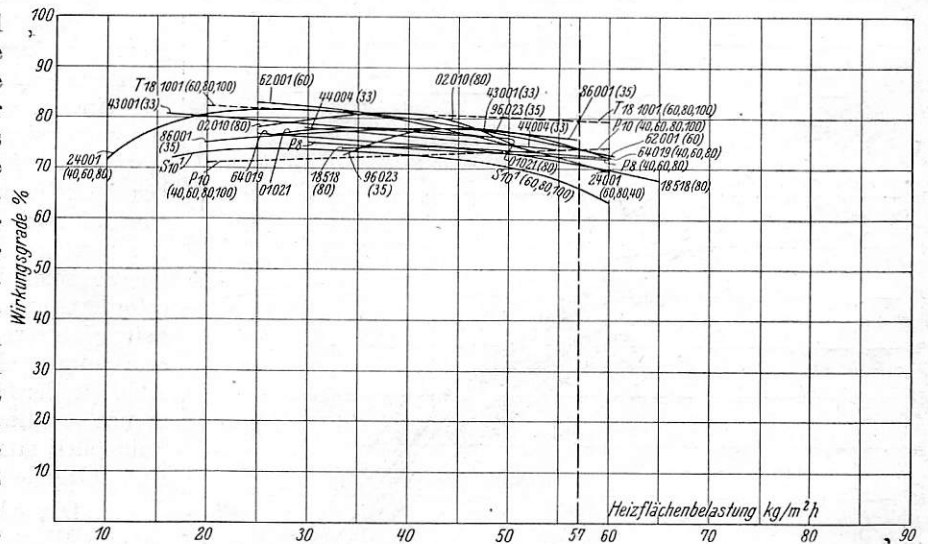


Abb. 17. Kesselwirkungsgrade bei Fahrtversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

möchte, selbst bei einem Verlust von 1 bis 1,5% in der Fahrt, die zweifellos innerhalb der Fehlergrenze liegen, als schlüssigen Gegenbeweis gegen den Einfluß des bequemeren Loslösen der Dampfblasen zu betrachten; ein Einfluß, der den Heizflächenwirkungsgrad wohl eher um ein geringes nach der entgegengesetzten Seite verschieben würde. Jedenfalls ist aber in den Abbildungen der Unterschied der Stand- und Fahrtwirkungsgrade erheblich genug, namentlich bei dem Kessel der 02002, daß man sagen kann: Der Kesselwirkungsgrad der fahrenden Lokomotive liegt bei den meist gebrauchten Kesselbelastungen etwas über demjenigen der Standversuche.

### B. Die Zugerzeugung im Lokomotivkessel.

Die hohe spezifische Verdampfung des Lokomotivkessels ist bekanntlich durch das Blasrohr gegeben, dessen vorzüglichste Eigenschaft darin besteht, die Dampfzerzeugung dem

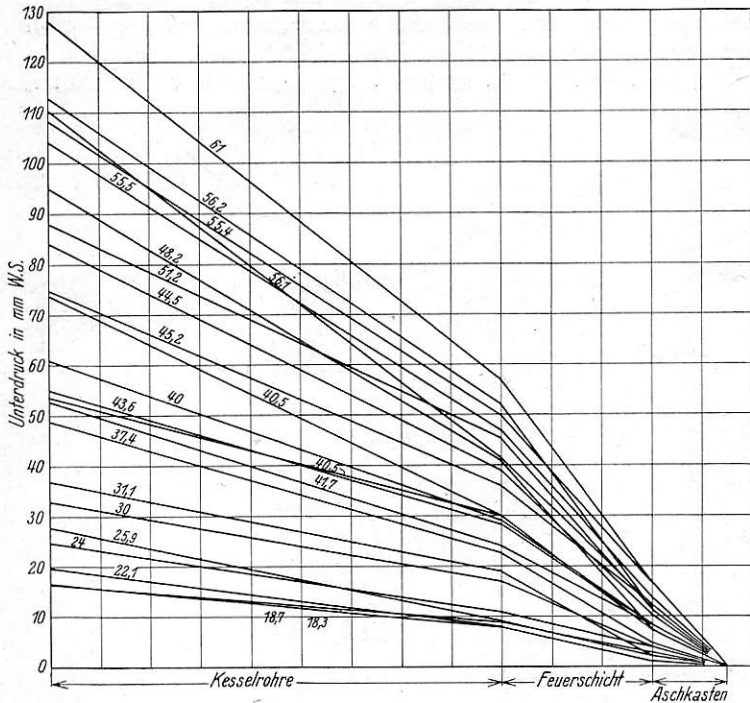


Abb. 18. Widerstände der Luft- und Rauchgase der Lokomotive 43001 in Abhängigkeit von dem durchströmten Wege.

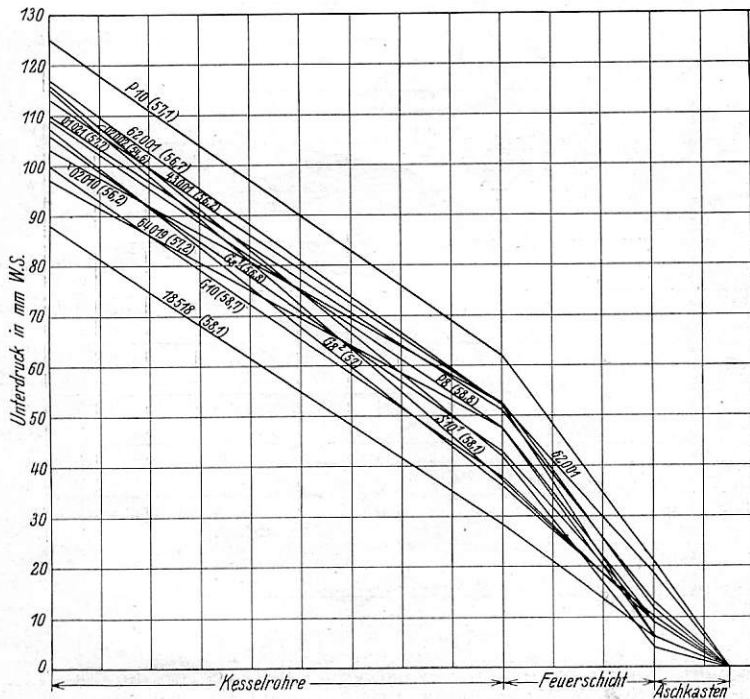


Abb. 19. Widerstände der Luft- und Rauchgase verschiedener Lokomotiven an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von den Längen der durchströmten Wege.

Dampfbedarf dadurch ohne weiteres anzupassen, daß der aus der Maschine ausströmende Dampf selbst die Lebhaftigkeit der Verbrennung bestimmt. Erfordert eine größere Lokomotivanstrengung einen Mehrverbrauch an Dampf, so ist auch eine größere Lebhaftigkeit der Verbrennung dadurch gegeben, daß diese größere Dampfmenge jetzt im Blasrohr zur Verfügung steht. Unmittelbar beruht die Wirkung des Blasrohrs in der

Erzeugung einer ausreichenden Luftleere in der Rauchkammer, welche die Außenluft befähigt, in der erforderlichen Menge einzudringen, den Rost und die Kohlschicht zu durchströmen, dabei durch die Umbildung in Rauchgase einen Massenzuwachs zu erfahren und dann das Rohrsystem des Kessels zu durchströmen. In der Rauchkammer findet das Mitreißen durch den Dampfstrahl statt, mit dem vereinigt die Rauchgase schließlich durch die Schornsteinmündung austreten. Bei dieser ausschlaggebenden Rolle der Zugerzeugung kann naturgemäß eine theoretische Betrachtung des Kessels einiger Angaben darüber nicht entraten, welche Höhe der Unterdruck an den ausschlaggebenden Stellen (Aschkasten, Feuerbüchse und Rauchkammer) hat, mit welchem Druck der ausströmende Dampf dem Blasrohr zur Verfügung zu stellen ist und welche Blasrohrquerschnitte erforderlich sind, um diese Zugwirkung zu erzeugen. Im Gegensatz zu bestehenden Blasrohrtheorien, die wesentlich auf der Grundlage der Strömungsgesetze aufgebaut sind, ohne selbstverständlich dabei einer Reihe Koeffizienten entbehren zu können, soll hier der Weg eingeschlagen werden, die Meßergebnisse allein als zunächst ausschlaggebend zu betrachten und es weiteren Arbeiten zu überlassen, die vorhandenen Theorien auf die Meßergebnisse abzustimmen.

### 6. Der Unterdruck in Rauchkammer, Feuerbüchse und Aschkasten.

Der Unterdruck an den drei maßgebenden Kesselstellen wird mit den bekannten U-förmig gebogenen Glasröhren, die durch Zuleitungsrohre, nötigenfalls unter Einschaltung eines Beruhigungswiderstandes, mit den eigentlichen Meßstellen verbunden sind, beobachtet.

Trägt man nach Abb. 18 für eine bestimmte Lokomotive diese Meßstellen als eine Art Abszisse auf, so daß der Abstand der Beobachtungsstellen etwa dem Strömungsweg der Luft bzw. der Rauchgase entspricht, so erhält man jeweils einen zweifach gebrochenen Linienzug, wobei jeder einzelne Linienzug einer bestimmten Kesselanstrengung zugehört. Wie zu erwarten, sind die einzelnen Unterdrücke um so größer, je stärker der Kessel angestrengt ist, so daß die Heizflächenbeanspruchung als Parameter dieser Linien gelten kann. Geringfügige Umkehrungen, derart, daß bei verhältnismäßig eng benachbarten Kesselanstrengungen gelegentlich die etwas höhere scheinbar etwas geringere Beträge des Unterdruckes erfordert, erklärt sich aus der möglichen Versuchungenauigkeit, wie sie z. B. durch das Pendeln der Wassersäulen gegeben sein kann. Die Ausdehnung dieser Darstellungsart bildet Abb. 19, die für gleiche Kesselanstrengung — hier die Kesselgrenze — die Höhe des Unterdruckes von verschiedenen Lokomotivgattungen wiedergibt. Aus diesen Abbildungen sind folgende Tatsachen abzuleiten:

1. Die absoluten Größen der Druckunterschiede in mm Wassersäule sind am größten für das Durchströmen des Rohrsystems, darauf folgt der Druckunterschied zwischen Feuerbüchse und Aschkasten, und endlich der Druckunterschied zwischen Aschkasten und Außenluft. Der letztere kann sogar, wie die folgende Abbildung zeigt, bei schwächeren Kesselanstrengungen negativ ausfallen, wenn man das Vakuum als Regel hier als positiv bezeichnet. Es sind das die Fälle, in denen der sog. „Fahrwind“ durch die vorderen Aschkastenklappen so lebhaft eindringt, daß ein geringfügiger Überdruck im Aschkasten entsteht; doch sind das immerhin Ausnahmen.

2. Das spezifische Druckgefälle, je m Strömungsweg, ist für den Weg vom Aschkasten durch Rost und Feuerschicht in die Feuerbüchse am größten. Nur bei ungewöhnlich großen Rostflächen verschwindet diese Erscheinung nahezu.



In Abb. 20 sind die einzelnen Unterdruckwerte nunmehr als Funktion der Kesselanstrengung dargestellt, wobei das Vakuum die Ordinate, die Kesselanstrengung die Abszisse bildet. Ein bestimmtes Gesetz hat sich zunächst aus den Kurven nicht ableiten lassen. Die Kurven stehen zu dem einzelnen, in Betracht kommenden Kessel in zu enger Beziehung und streuen zu sehr, um eine schlüssige Regel daraus ablesen zu können. Nur eins läßt sich aus dem Verhalten der bayerischen S 3/6-Lokomotive mit der verhältnismäßig sehr großen Rostfläche entnehmen, daß eine große Rostfläche die Strömung erleichtert und insofern vorteilhaft wirkt; dieser Einfluß ist so erheblich, daß er sich in einer beträchtlich herabgeminderten Luftleere in der Rauchkammer äußert. Auch insofern wirken sehr große Roste vorteilhaft, als sie den Fahrbereich der Lokomotive erhöhen, da die etwa eintretende Verschlackung von der Größe der je m<sup>2</sup> Rostfläche verbrannten Kohle abhängt, die bei großem Rost, aber

nicht statt, wohl auch infolge der Versuchsungenauigkeit; doch liegen die größeren Kessel im allgemeinen höher, und die Erklärung wäre bei gleichem Rohrwiderstand in den etwas längeren Strömungswegen in Aschkasten und Feuerbüchse zu suchen. Zahlenmäßig ist zu sagen:

Für die höchste Daueranstrengung des Kessels kommt man bei guter Rohrabstimmung mit einer Rauchkammerluftleere von höchstens 120 mm Wassersäule aus; bei kleineren Kesseln genügen selbst 100 mm.

### 7. Der Blasrohrdruck (Gegendruck vor dem Blasrohr).

Aus meßtechnischen Gründen ist es kaum möglich, den Dampfdruck in der Blasrohrmündung selbst zuverlässig festzustellen. Bei der immer mehr oder weniger kegelförmigen Gestalt des eigentlichen Blasrohres ist der Dampfdruck in der Mündungsebene auf jeden Fall kleiner als der Druck im Zuleitungsrohr. Die Druckdifferenz ist es ja eben, die in der Blasrohrdüse

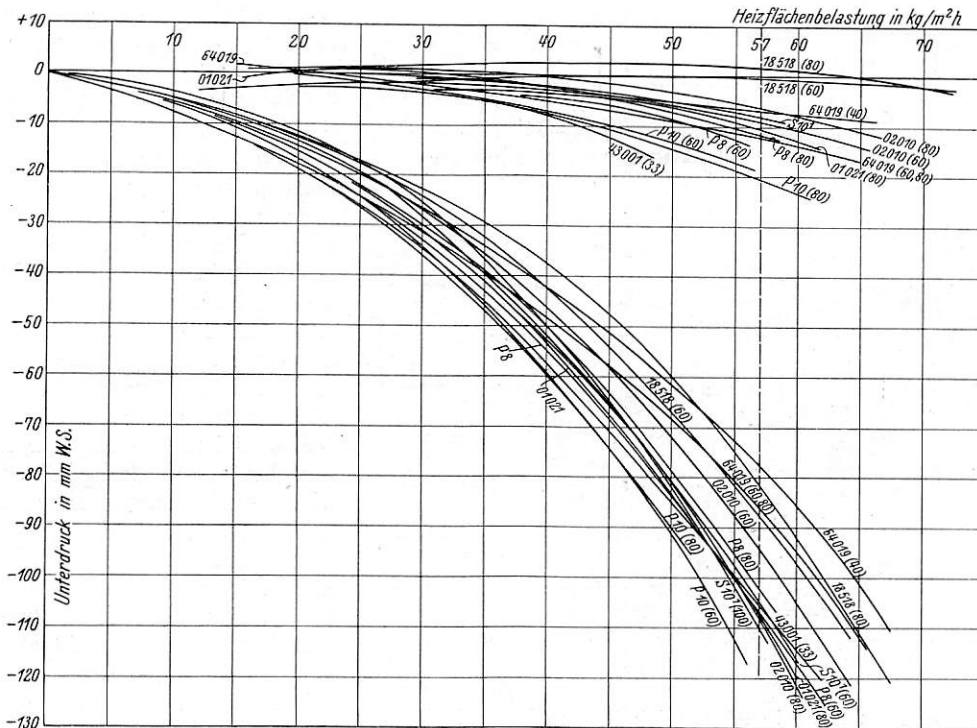


Abb. 20. Rauchkammer- und Aschkastendruck in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

gleicher Leistung kleiner sein kann. Die Kehrseite ist aber der größere Abbrand von Kohlen bei Ruhe im Feuer jeder Art (also auch bei Talfahrten ohne Dampf).

Den absoluten Zahlenwerten der Luftleere in der Rauchkammer als dem Ausgangspunkt der ganzen Heizgasströmung möge noch eine Bemerkung gelten. Bei ihrer starken Veränderlichkeit mit der Belastung sollen diejenigen für die übliche Kesselgrenze von 57 kg Dampf/m<sup>2</sup>h gewählt werden. Hier zeigt nun Abb. 20, daß bei den üblichen Verhältnissen Rostfläche : Heizfläche, in der Spanne von 1 : 50 bis 1 : 56 (die S 3/6-Lokomotive hat 1 : 44,7) die großen Kessel eine etwas größere Luftleere in der Rauchkammer erfordern. Am höchsten liegt die P 10, die allerdings noch nicht die Abstimmung des Verhältnisses freier Querschnitt : Wandreibungsfäche für das ganze Rohrsystem auf etwa 1 : 400 aufweist, sondern mit ihren etwas engeren Rauchrohren einen größeren Strömungswiderstand — übrigens damit auch eine wesentlich kleinere Überhitzung — zeigt. Die Einheitslokomotiven, die diese Abstimmung besitzen, liegen tiefer, ebenso einige ältere Gattungen mit ihren ausgeglicheneren Rohrverhältnissen. Eine genaue Reihenfolge der Unterdruckgröße entsprechend der Kesselgröße findet auch bei den Einheitslokomotiven

in eine erhöhte Geschwindigkeit umgesetzt wird. Für die eigentliche Lokomotivmaschine ist dagegen der Druck im Zuleitungsrohr oder Standrohr des Blasrohres insofern sogar der ausschlaggebende, als er, abgesehen von dem geringfügigen Strömungswiderstand, den Gegendruck auf den Kolben darstellt. Dieser Druck ist es also, der in dem dem Blasrohr vorgeschalteten zylindrischen Teil der Auspuffleitung durch Anschluß eines feinfühligem Blasrohrmanometers gemessen wird.

Bei den Schwankungen, die der Druck namentlich durch die Auspuffschläge der Vorausströmung erfährt, pendelt zuweilen auch der Zeiger auf dem großen Zifferblatt des feingeteilten Blasrohrmanometers ziemlich erheblich, so daß die Ablesungen mit gewissen Fehlern behaftet sein können. Soweit man den Dampfzustand bei der Ausströmung vor dem Blasrohr zur wärmewirtschaftlichen Rechnung benötigt, wären Meßfehler des Blasrohrdruckes in ihrer Auswirkung übrigens sehr unerheblich, da in dem Druckgebiet von wenigen at der Wärmeinhalt des Dampfes, wie ein Blick auf das I-S-Diagramm lehrt, vom Druck so gut wie unabhängig, vielmehr fast ausschließlich von der Temperatur beeinflusst ist. Die Temperatur des ausströmenden Dampfes wird an sich im

sogenannten Ausströmkasten der Dampfzylinder gemessen, und da dem Auspuffdampf wegen der geschützten Lage der Rohre, z. T. in der Rauchkammer, Wärme nicht entzogen wird, so wird sich die Temperatur im Blasrohr noch mit dieser Temperatur decken.

Man könnte nun daran denken, eine Gleichung der Strömungsenergie derart aufzustellen, daß man das Arbeitsvermögen des Dampfes aus seinem Zustand unmittelbar vor dem Blasrohr und der Düsenform desselben ermittelt und zu der Bewegungsenergie des Dampf-Rauchgas-Gemisches in der Schornsteinmündung in Beziehung setzt. Hierbei würde indes ein Koeffizient zur Berücksichtigung der Widerstände einzuführen sein, wie sie durch die Reibung des Dampfstrahls im Blasrohr, der Rauchgase an den Schornsteinwandungen, sowie durch Wirbelungen gegeben sind, und außerdem müßte die Austrittsgeschwindigkeit der Rauchgase aus den Rohren bekannt sein. Diese Widerstände sind aber unmittelbar gar

Bündel angehörende Blasrohrunterdruckkurve der gleichen Lokomotive für 40 km/h darauf hin, daß man dieser Kurve eine ausschlaggebende Bedeutung nicht beimessen kann. Die so weit auseinanderliegenden Kurven der gleichen Maschine bei verschiedenen Geschwindigkeiten sind zweifellos mit die Folge der angedeuteten Fehlermöglichkeit.

Die abseitige Lage der Vierzylinder-Verbund Schnellzuglokomotive 02010 findet eine ausreichende Erklärung dadurch, daß bei dieser Lokomotivgattung die Ausströmröhre den Zylinderblock wagrecht in ziemlich beträchtlicher Höhenlage verlassen und das — tiefliegende — Blasrohr deshalb in scharfem Knick abgebogen ist, wobei noch zum besseren Ausinandertreiben des Dampfstrahls sich ein Steg in der Blasrohrmündung befindet. Für die bis auf die Kessellänge völlig gleiche Lokomotive 02002, an deren Blasrohr versuchsweise mehrfach kleine Änderungen vorgenommen wurden, sind die durch Punkte angedeuteten Einzelwerte gewonnen. Infolge ihrer Lage rechts und links der ausgezogenen Kurve bestätigen sie deren Charakter als Mittelkurve und daher auch den druckerhöhenden Einfluß eines scharf umgebogenen Auspuffdampfstrahls.

Das mittlere, lediglich zusammenbleibende Kurvenbündel bezieht sich auf Lokomotiven mit einigermaßen schlanker Führung der Ausströmröhre. Wie wenig es indes die Aufstellung einer Durchschnittsregel ermöglicht, erkennt man, wenn man diejenigen Punkte auf den einzelnen Kurven miteinander verbindet, die sich auf die gleiche Kesselanstrengung beziehen. Das ist in Abb. 21 geschehen und zwar einmal für die Kesselgrenze ( $57 \text{ kg/m}^2\text{h}$ ) und dann für die kleinere, etwa  $\frac{2}{3}$  der Volleistung entsprechende Heizflächenbeanspruchung von  $40 \text{ kg/m}^2\text{h}$ . Von diesen beiden Niveaulinien zeigt namentlich die erste einen so stark gezackten Verlauf, daß man sich nicht ermutigt fühlen kann, lediglich sichere Durchschnittswerte daraus abzuleiten. Die einzelnen Lokomotivgattungen sind eben auch in dieser Beziehung stark individuell. Eine Erkenntnis läßt sich indes aus der Kurvenschar ableiten, daß es nämlich selbst bei der höchsten Dauerbelastung des Kessels bei

schlanker Rohrührung möglich ist, mit Blasrohrdrücken von etwa 0,2 at auszukommen; bei mittleren Leistungen sinkt der Druck vor dem Blasrohr sogar auf 0,1 at und selbst darunter. Der niedrige Gegen- druck ist natürlich für die Maschine sehr vorteilhaft; daß er nicht in allen Ländern vorhanden ist, bewies uns vor einigen Jahren die Unmöglichkeit, das englische Modell des Abdampf- injektors mit unseren niedrigen Blasrohrdrücken zu betreiben.

### 8. Blasrohrquerschnitt und Schornstein.

Der Querschnitt des Blasrohrs kann als unmittelbare Maschinenabmessung leicht zu allen möglichen anderen Größen in Beziehung gesetzt werden und ist außerdem eine maßgebende Größe für die Bildung der Dampfgeschwindigkeit, die andererseits durch Menge und Zustand des Dampfes bedingt ist. Beim Blasrohr mit Steg ist als Blasrohrquerschnitt derjenige nach Abzug des Steges verstanden. Da ein Blasrohr mit Steg die Kreiseigenschaft allseitiger Symmetrie einbüßt, so sollte man in der Regel nur Blasrohre ohne Steg anwenden; in solchen Fällen jedoch, wo der Dampfstrahl aus Gründen der Rohrührung zur Blasrohrmündung in scharfem Knick umgelenkt werden muß, kann ein Steg das Ausinandertreiben des Dampfstrahls und genügende Ausfüllen des Schornsteins vorteilhaft unterstützen, ja notwendig sein.

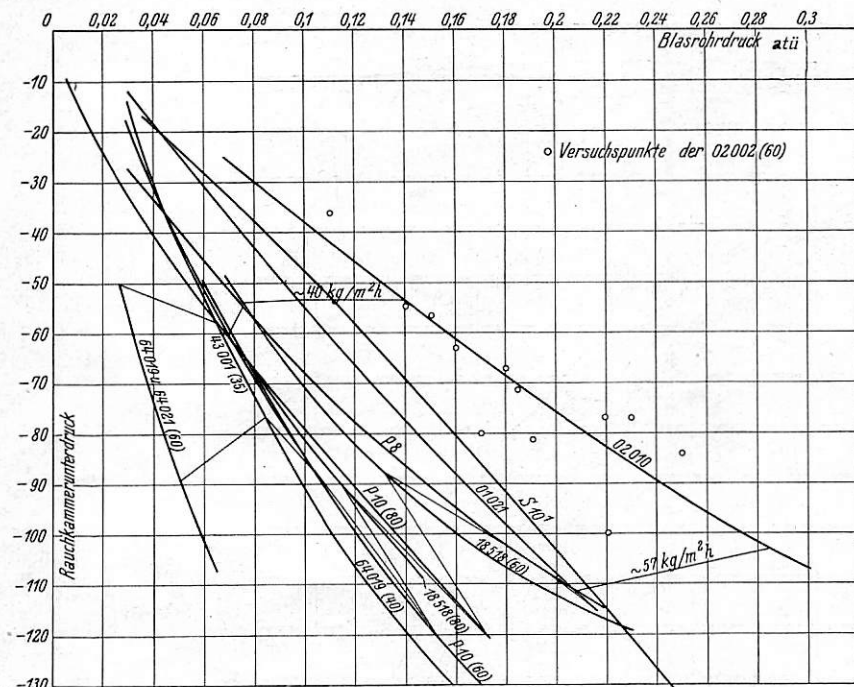


Abb. 21. Rauchkammerunterdruck in Abhängigkeit vom Blasrohrdruck.

nicht meßbar, sondern sie müßten erst aus den zu beobachtenden Größen durch Zwischenrechnung erschlossen werden. Da die vorstehende Abhandlung es sich gerade zum Ziel setzt, die Vorgänge in der Lokomotive sicher auf unmittelbaren Versuchsergebnissen aufzubauen, so verbietet sich der angedeutete Weg mindestens als der ursprüngliche.

In Abb. 21 sind deshalb nur die beobachteten Blasrohrdrücke rein statistisch in Beziehung zu der damit erreichten Luftleere in der Rauchkammer wiedergegeben. Die Kurven für die einzelnen Lokomotiven sind möglichst Beharrungsfahrten bei gleicher Geschwindigkeit entnommen und zwar als Mittel der zunächst streuenden Einzelpunkte. Das Ergebnis dieser Ermittlung geht, wie in manchen anderen Fällen dahin, daß die Kurven der einzelnen Lokomotiven zu sehr streuen, um sie zu einer allgemein gültigen Annäherungsregel zusammenfassen zu können. Während die Kurven mancher Lokomotiven verhältnismäßig nahe nebeneinander verlaufen, liegt die Kurve der Vierzylinder-Verbund Schnellzuglokomotive besonders weit von dem mittleren Kurvenbündel ab und zwar in der Art, daß hier zur Erreichung einer bestimmten Luftleere in der Rauchkammer verhältnismäßig große Blasrohrdrücke erforderlich sind. Die 1 C 1-Tenderlokomotive liegt andererseits für 60 km/h Geschwindigkeit ungewöhnlich weit nach der günstigen Seite hin, doch deutet die dem dichteren



Nun ist es mit engen Blasrohren und engen Schornsteinen fast immer möglich, große Dampfmen- gen in der Zeiteinheit zu erzeugen. Dabei ist dann aber der Gegendruck im Zylinder groß und die Maschine weniger wirtschaftlich. Aus diesem Grunde strebte die Reichsbahn nach Blasrohren, die so weit sind, wie es die Rücksicht auf die Dampferzeugung gestattet, und von diesen ist im folgenden hauptsächlich die Rede.

der Versuche als am zweckmäßigsten herausgestellt hat; also unter Umständen abweichend von dem Zustande der ersten Anlieferung.

Die in der „Hütte“ angegebene Beziehung ist in Abb. 23 dargestellt durch den spitzen Keil in ausgezogenen Linien, deren jede als Gerade durch den Nullpunkt geht. Nur zwei Lokomotiven gehören indes diesem Keil tatsächlich an, alle

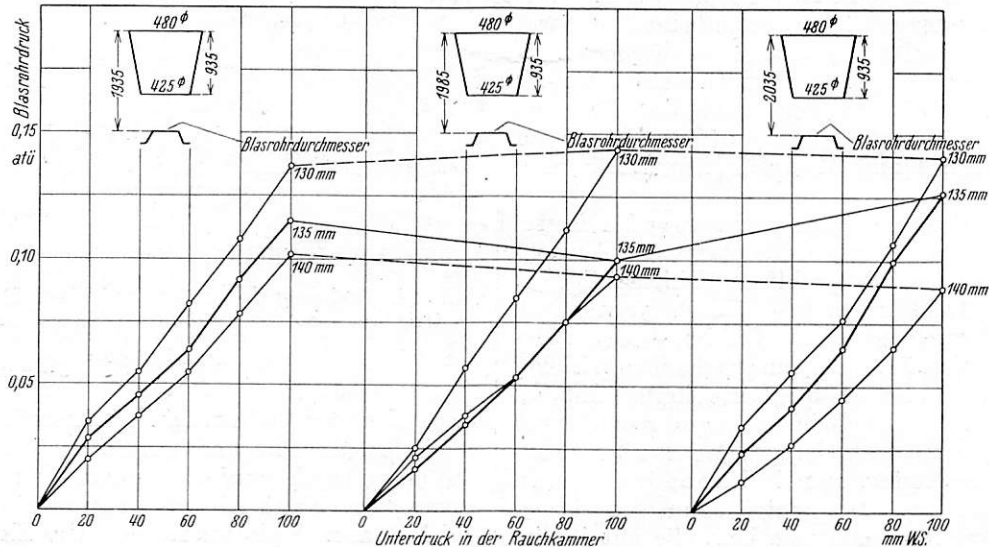


Abb. 22. Blasrohrdruck in Abhängigkeit vom Rauchkammerunterdruck bei verschiedenen Blasrohren.

Wie auf dem Versuchswege die günstigsten Blasrohrverhältnisse gefunden werden, zeigt Abb. 22 an dem Beispiel der G 10-Lokomotive. Dabei ist der Schornstein unverändert geblieben — für in größerer Zahl vorhandene Lokomotiven die zunächst einleuchtende Forderung — und nur Blasrohrdurchmesser und Höhenlage der Mündung sind verändert. Für jede Höhenlage sind hier drei Blasrohrdurchmesser daraufhin untersucht, wie sich das Verhältnis Rauchkammerunterdruck:Blasrohrüberdruck, also gleichsam der Wirkungsgrad des Blasrohrs verhält. Der Unterdruck bildet die Abszisse, der Blasrohrüberdruck die Ordinate. Für die drei Blasrohre mit den drei Höhenstellungen ergeben sich dann je drei Kurven, von denen die tieflegendsten die günstigsten sind, weil dabei ein bestimmter Unterdruck mit dem kleinsten Blasrohrdruck erreicht ist. In diesem Beispiel ist es jedesmal das weiteste Blasrohr mit 140 mm Durchmesser; von der Höhenlage ist die mittlere die günstigste. Handelt es sich um eine ganz neue Lokomotivgattung, von der erst wenige Exemplare gebaut sind, so kann man auch noch den Schornstein variieren (etwa mit Behelfsschornsteinen aus Blech), um für die weiteren Lieferungen nun die denkbar günstigste Saugzuganlage überhaupt zu ermitteln; die oben beschriebene Art ergab nur das günstigste Blasrohr für den vorhandenen Schornstein. Sind dabei die Verhältnisse noch ungünstig, so kann selbst eine allmähliche Auswechslung der Schornsteine lohnend sein.

anderen liegen außerhalb desselben. Für die Lage zu dem Keil besteht aber offensichtlich eine gewisse Gesetzmäßigkeit insofern, als die Blasrohrquerschnitte der Lokomotiven mit besonders großen Kesseln ( $H = > 200 \text{ m}^2$ ) darunter liegen,

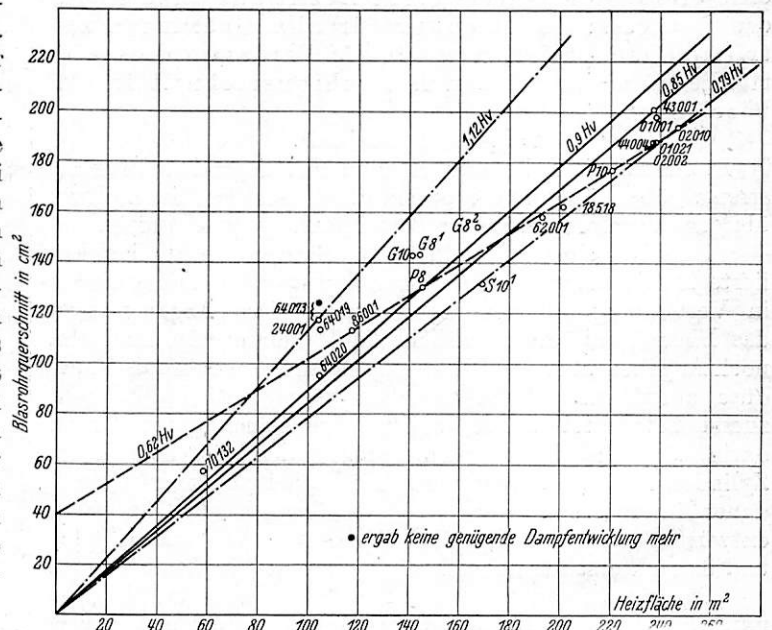


Abb. 23. Blasrohrquerschnitt in Abhängigkeit von der Heizfläche.

Für den Querschnitt tiefliegender Blasrohre ist nun in der neuesten Auflage der „Hütte“ (3. Band, Seite 875) als Faustformel angegeben, daß der freie Blasrohrquerschnitt in  $\text{cm}^2$  etwa das 0,85 bis 0,90fache der Verdampfungsheizfläche in  $\text{m}^2$  betragen solle, wobei der kleinere Wert sich auf geringwertige Brennstoffe beziehen soll. In Abb. 23 sind demgegenüber die Blasrohrquerschnitte der untersuchten Lokomotiven in Abhängigkeit von der Verdampfungsheizfläche aufgetragen. Jede Lokomotive hat naturgemäß nur einen Punkt, da es sich hier nicht um Funktionen, sondern um einzelne Quotienten handelt. Dabei ist der Blasrohrquerschnitt an der Mündung so angegeben, wie er sich im Laufe

also engere Blasrohre besitzen als nach jener Regel erwartet werden müßte. Hier geht das Verhältnis, „Mündungsquerschnitt zur Heizfläche“, auf 0,79 herunter. Lokomotiven mit kleinen oder mittelgroßen Kesseln ( $H = 57$  bis  $167 \text{ m}^2$ ) liegen umgekehrt über dem schmalen Keil und haben also weitere Blasrohre mit einer zahlenmäßigen Größe des Quotienten bis zu 1,12. Im übrigen braucht daraus ein höherer Blasrohrdruck der großen Lokomotiven nicht ohne weiteres zu folgen, denn die Düsenreibung ist bei den absolut größeren

Blasrohren großer Maschinen natürlich günstiger, kleiner. In Abb. 21 liegen auch die Blasrohrdrücke großer Kessel für gleiches Vakuum mit denen kleinerer Kessel teilweise untermischt.

Mit verhältnismäßig sehr geringfügiger Streuung lassen sich nun in die Punkte, die tiefliegende Blasrohre betreffen, zu einer Geraden zusammenfassen, um so mehr, als kleine Schwankungen des in Rede stehenden Quotienten die Lebhaftigkeit der Dampferzeugung kaum beeinflussen. So war anfänglich bei der Lokomotive 01001 der Blasrohrquerschnitt durch kleine Änderungen während der Versuche etwas heraufgesetzt (von 188,6 auf 195,7 cm<sup>2</sup>), während die später gefahrene Lokomotive gleicher Gattung 01021 mit ihrem kleineren Wert bei der Anlieferung (188 cm<sup>2</sup>) die Versuchsfahrten befriedigend erledigte.

Die fast genau gleiche Heizflächen aufweisenden Kessel der Reihen 01, 02, 43 und 44 zeigen insgesamt fünf benachbarte Blasrohrabmessungen, die praktisch befriedigt haben. Bei der Lokomotive 64.073 ließ sich — ausgehend von dem Wunsche geringen Überreißens feiner Lösche — der Blasrohrdurchmesser von 120 auf 122 mm ohne nachteilige Wirkung erhöhen, der Querschnitt also um 3,5% erweitern. Anfangs hatte der Durchmesser bei der Reihe 64 sogar nur 110 mm betragen; 125 mm erwiesen sich dagegen bei starker Beanspruchung schon als nachteilig, zumal gleichzeitig für einen etwas besseren Abfluß des Dampfanteils zum Vorwärmer gesorgt war. Auch für diese Gattung bzw. die mit ihr im Kessel identische Reihe 24 liegen also drei verschiedene, brauchbare Punkte (davon ein Doppelpunkt) vor. Nach alledem bietet also der Blasrohrquerschnitt einen gewissen Spielraum für praktisch gleiche Wirkung. Die Lokomotiven mit tiefliegendem Blasrohr gewähren nun, wie oben schon angedeutet, die nicht häufige Möglichkeit, eine einfache mathematische Beziehung anzugeben, die mit geringer Streuung für alle Gattungen zutrifft. Danach ist, wenn H die Verdampfungsheizfläche in m<sup>2</sup> und f den Blasrohrquerschnitt in cm<sup>2</sup> bezeichnet

$$f = [40 + 0,62 H] \text{ cm}^2.$$

Nicht einmal die Lokomotiven mit höher liegendem Blasrohr streuen übermäßig stark gegen diese Gerade; sie besitzen übrigens durchweg etwas größere Mündungsquerschnitte.

Nun ist selbstverständlich das Blasrohr nicht eine isolierte Einrichtung, sondern als Saugzuganlage nur wirksam in Verbindung mit dem Schornstein. Den Angaben über das Blasrohr als die eigentliche Ausströmungsdüse sind also noch Angaben über die Bemessung des Schornsteins als Fangdüse anzufügen. Wenn trotzdem das eigentliche Blasrohr zuerst betrachtet wurde, so hat das seinen guten Grund darin, daß die Blasrohrabmessungen den Gegendruck im Zylinder und die Ausströmgeschwindigkeit bestimmen, und daher im Interesse eines mäßigen Gegendruckes bei Neuentwürfen zunächst über das Blasrohr selbst zu befinden und danach erst der Schornstein als zweites zu bemessen ist.

Für die Zuordnung des Schornsteins zum Blasrohr sind nun in Abb. 24 die für zweckmäßig befundenen Werte zeichnerisch so zusammengestellt, daß der freie Blasrohrquerschnitt f die Abszisse, die größtmögliche Neigung des Dampfstrahls

$$\left( \frac{d}{h_n} = \frac{D-d}{h} \right)$$

als Ordinate gewählt ist. Streng genommen ist die Ordinate  $2 \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2}$ .

Es wird also der Öffnungswinkel eines Kegels festgelegt, der unten von dem Blasrohrumfang, oben von dem Umfang der Schornsteinmündung — stets unter Berücksichtigung des etwa

vorhandenen Aufsatzes — gebildet wird (Abb. 25). Damit soll natürlich keine Bestimmung darüber getroffen sein, ob der Dampfstrahl unter Mischung mit den Rauchgasen den Schornstein wirklich an seiner Mündung ganz ausfüllt. Der Dampf wird aller Wahrscheinlichkeit nach wesentlich den

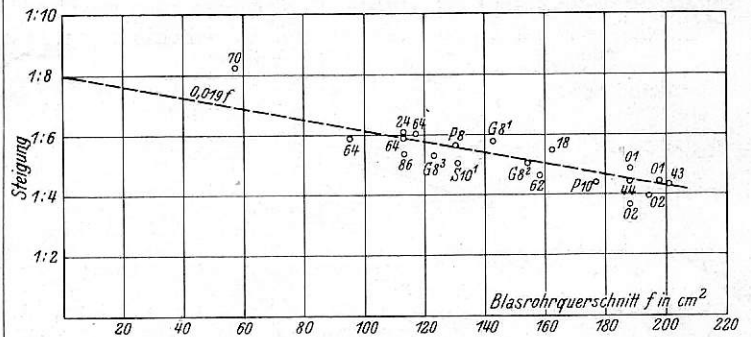


Abb. 24. Steigung des größtmöglichen Dampfkegels (Blasrohr-austritt bis Schornsteinmündung) in Abhängigkeit vom Blasrohrquerschnitt,  $\text{St.} = \frac{1}{8 - 0,019 f}$

Kern des den Schornstein verlassenden Dampf-Rauchgasgemisches bilden und in den äußeren Schichten des Strömungskegels zweifellos mindestens den geringeren Teil ausmachen. Nach Abb. 24 ordnen sich nun für die verschiedenen Lokomotiven die Kegelnigungen in dem erwähnten Sinne mit verhältnismäßig geringer Streuung zu einer Geraden, die dem Gesetz

$$\frac{D-d}{h} = \frac{1}{8 - 0,019 f}$$

gehört.

Die Kegelnigung kann an sich natürlich je nach der Höhenlage der Mündung über dem Blasrohr noch einen engen

und einen weiten Schornstein bedeuten, so daß noch ein zweites Bestimmungsstück anzugeben ist. Dieses Bestimmungsstück ist das Verhältnis des Schornsteindurchmessers zum Blasrohrdurchmesser. Dieses ist für die untersuchten Lokomotiven in Abb. 26 angegeben; die Streuung der Punkte ist noch so erheblich, daß man lieber als Grenzgebiet einen Keil, in dem sie ganz oder in überwiegender Mehrzahl liegen, angibt als nur eine einzige Kurve. Der Keil, in dem hier nur die mit verhältnismäßig sehr engem Schornstein versehene S 3/6 (Reihe 18) ( $D:d = 3,26$ ) nicht mit einbezogen ist, wird durch die Geraden  $D:d = 3,4$  und  $D:d = 4,1$  gebildet. Die Einheitslokomotiven mit tiefem Blasrohr und einfacher Dehnung liegen mit leidlicher Fehlergrenze auf der Geraden  $D:d = 4,55$  ( $d = 25$ ). Die

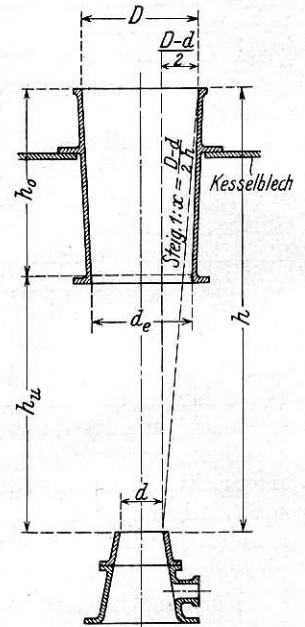


Abb. 25. Schornstein und Blasrohr.

Geschwindigkeit in der Schornsteinmündung (unter Annahme gleichmäßiger Verteilung über den gesamten Querschnitt) hat, wie einige Überschlagsrechnungen auf Grund des Dampf- und Kohlenverbrauchs sowie des Luftüberschusses zeigen, an der Kesselgrenze die Größenordnung von 50 bis 80 m/sk.

Die ganzen letzten Betrachtungen, die natürlich nicht den Anspruch erheben können, eine dynamische Blasrohrtheorie zu sein, sondern zunächst nur das versuchsmäßig



Erreichbare darstellen, zeigen jedenfalls, daß die Saugzuganlage Blasrohr-Schornstein ein ziemlich elastisches Gebilde ist und man sich vor einem Mißerfolge wohl bewahren kann. Etwaige Berichtigungen für den besten Wert müssen Versuche bringen.

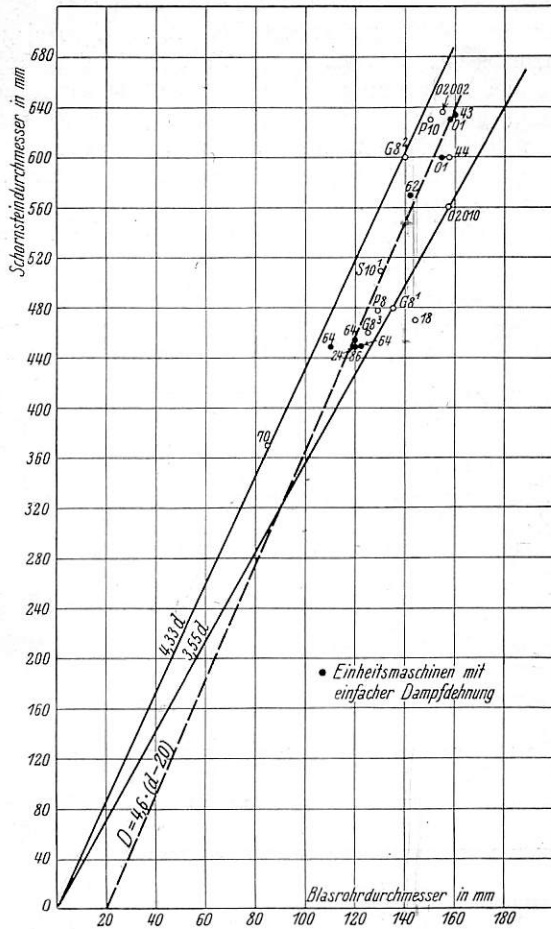


Abb. 26. Schornsteindurchmesser in Abhängigkeit vom Blasrohrdurchmesser.

### III. Der Dampf.

Der Dampf als der Arbeitsträger steht sowohl mit dem Kessel, in dem er erzeugt, als mit der Maschine, in der sein Wärmehalt zum Teil in mechanische Arbeit umgesetzt wird, in engster und in der Reihenfolge der Darstellung also in vermittelnder Beziehung. Für eine experimentelle Theorie der Lokomotive erheben sich hier Fragen einmal hinsichtlich der mehr oder weniger willkürlichen Wahl seiner thermodynamischen Bestimmungsgrößen, dann nach seinem naturgesetzlichen Verhalten d. h. der Änderung der Überhitzung mit der Belastung bei einem gegebenen Kessel.

#### 9. Einfluß des Kesseldruckes.

Völlig frei ist der Konstrukteur an sich in der Wahl des Kesseldruckes. Zu der Zeit, als der Heißdampf in großem Stil den Naßdampf ablöste, besaßen die Naßdampflokomotiven mit einfacher Dehnung Kesseldrücke von 12 bis 13, seltener 14 at; die Verbundmaschinen mindestens 14, in der Regel 15 bis 16 at, diese Drücke wurden bei Heißdampf beibehalten; die preussisch-hessischen Staatsbahnen beschafften ihre Heißdampfkessel zunächst bei ausschließlich einfacher Dampfdehnung mit 12 at, die 2 C-Vierling-Schnellzuglokomotive (S 10) und die zweite

Auflage der D-Güterzuglokomotive (G 8<sup>1</sup>) erhielten dann 14 at, die Verbund-Schnellzuglokomotive (S 10<sup>1</sup>) 15 at. Wenn von den beiden thermodynamischen Bestimmungsgrößen Druck und Temperatur in der Einführungszeit des Heißdampfes die Temperatur stellenweise im Überschwang als das nahezu allein Entscheidende betrachtet wurde und Garbe wenigstens niedrige Schieberkastendrücke empfahl, so ist es doch zu einer Herabsetzung des Kesseldrucks in Wirklichkeit wohl nirgends gekommen. Allenfalls wurden süddeutsche Heißdampf-Vierzylinderverbundlokomotiven mit 15 at gebaut, nachdem man beim Naßdampf schon auf 16 at gegangen war. Andererseits ging man über 16 at überhaupt kaum einmal hinaus, und zwar weil man doch hier oder nur wenig höher die Grenze für die Ausführbarkeit der Stehbolzenfeuerbüchse erblickte. Kürzlich hat der Kessel der Maffei-Turbinenlokomotive allerdings bewiesen, daß man bei den üblichen Kesselbaustoffen die Regelbauart mit 22 at noch eben auszuführen vermag.

Die Lokomotiven einfacher Dehnung mit 14 at bewährten sich so gut, d. h. es erwies sich als durchaus möglich, den Heißdampf dieses Druckes in einem Zylinder genügend zu entspannen, daß die Einheitslokomotiven der Reichsbahn für 14 at entworfen wurden; die Vierzylinder-Verbundlokomotive erhielt 16 at. Eine Untersuchung der wärmewirtschaftlichen Überlegenheit der 14 at über nur 12 at mag sich deshalb hier auf die Erwähnung beschränken, daß sie 1923/24 durch Grunewalder Versuche an zwei G 8<sub>2</sub>-Lokomotiven, von denen die eine absichtlich nur mit 12 at betrieben wurde, einen tatsächlichen Nachweis erfuhr. Dagegen wurde bei den Versuchsfahrten mit den Einheits Schnellzuglokomotiven im Jahre 1926 die Zwillingslokomotive nicht nur mit 14, sondern auch mit 16 at gefahren, und zwar um das gegenseitige Verhalten der beiden Dampfspannungen festzustellen. Der Betrieb des Kessels mit 16 at war deshalb ohne weiteres zulässig, weil er aus Gründen des Austauschbaues völlig mit dem Kessel der Vierzylinder-Verbundlokomotive übereinstimmt, die von Haus aus für 16 at gebaut ist.

Das Vergleichsergebnis ist in Abb. 27 für den Dampfverbrauch am Zughaken nach Abzug des Pumpendampfes wiedergegeben. Es handelt sich um Fahrten über den Erfurt-Eisenacher-Sattel, wobei von jeder Seite etwa 30 km mit einer maßgebenden Steigung von 1:200 befahren werden mußten. Zwar bestand angesichts der verhältnismäßig kurzen Strecke und der noch nicht möglichen Verwendung der Bremsloko-

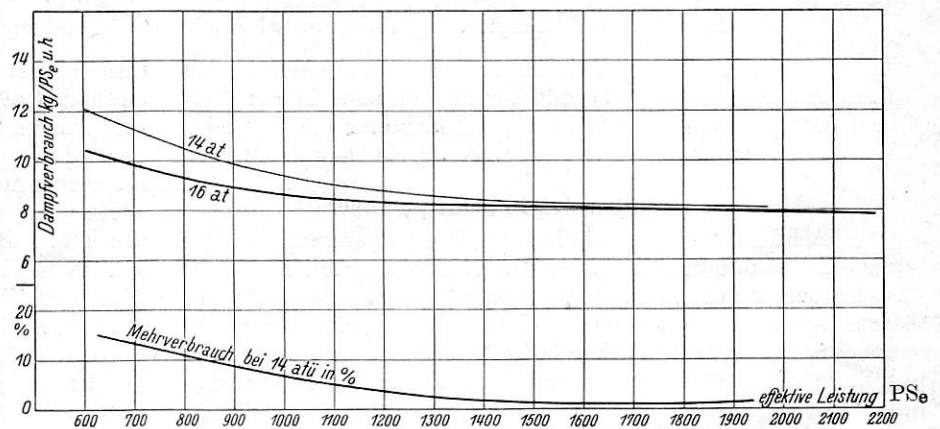


Abb. 27. Dampfverbrauch — nach Abzug des Pumpendampfes — für 1 PS<sub>e</sub> und h der Lokomotive 01001 bei 14 at<sub>i</sub> und 16 at<sub>i</sub> in Abhängigkeit von der effektiven Leistung bei V = 60 km/h Geschwindigkeit.

omotive der Beharrungszustand in einem unseren heutigen Ansprüchen genügenden Maße nicht; aber die Fahrzeiten waren die gleichen und die Dampftemperaturen stimmten genügend überein, um das gegenseitige Verhalten ziemlich sicher wieder-

zugeben. Unten in der Abbildung ist noch die Kurve für den Mehrverbrauch an Dampf bei 14 at aufgetragen; wir erkennen, daß es sich hier nicht etwa um eine Ersparnis von überall gleicher Höhe handelt, sondern daß die Überlegenheit des höheren Kesseldruckes vor allem bei kleineren und mittleren Leistungen auftritt. Bei 600 PS<sub>e</sub> erreicht sie den hohen Betrag von 15%, um bei der Höchstleistung auf 3% abzufallen. Da es sich um ein und dieselbe Lokomotive handelt, ist naturgemäß das gegenseitige Verhalten des indizierten Dampfverbrauchs wegen des identischen mechanischen Wirkungsgrades genau das gleiche, und die Strahlsche Faustregel, daß für jede weitere Atmosphäre 3% an Dampf erspart würden, trifft daher nicht allgemein zu. Die Vergleichsfahrten mit schweren D-Zügen (600 t) auf der Strecke Berlin—Halle bestätigten die wirtschaftliche Überlegenheit der 16 at in noch höherem Grade für den gesamten Dampfverbrauch. Es handelt sich hier zunächst um die Feststellung an einer Lokomotivgattung; man wird auf Grund dessen aber sagen können, daß große

Tendenz dieser Temperaturkurven sind die Ergebnisse der bisher gebräuchlichen Kesseltheorie gegenüberzustellen, wie sie von Brückmann in der „Eisenbahntechnik der Gegenwart“ entwickelt ist. Die Vorausberechnung der Heißdampftemperaturen ist dort in zwei Beispielen vorgenommen, die beide nahezu dem Kessel der P 8-Lokomotive entsprechen und wobei einmal 40%, das andere Mal 60% der Heizgase den Überhitzer bestreichen. In beiden Fällen gelangt Brückmann zu einer sich sehr wenig mit der Kesselbelastung ändernden Heißdampf Temperatur. Er spricht nicht aus, daß die praktische Konstanz der Heißdampf Temperatur ein Gesetz sein sollte; aber eine Durchrechnung eines abweichenden Kessels nach Brückmann gelegentlich einer Prüfungsarbeit führte wiederum auf eine wenig veränderliche Dampf Temperatur. Demgegenüber stellte also schon die Abb. 28 ein geradezu erdrückendes Material für die Unrichtigkeit eines solchen Ergebnisses dar. Dabei schadet es nichts und verstärkt eigentlich noch die Erkenntnis vom Verhalten der Heißdampf Tempe-

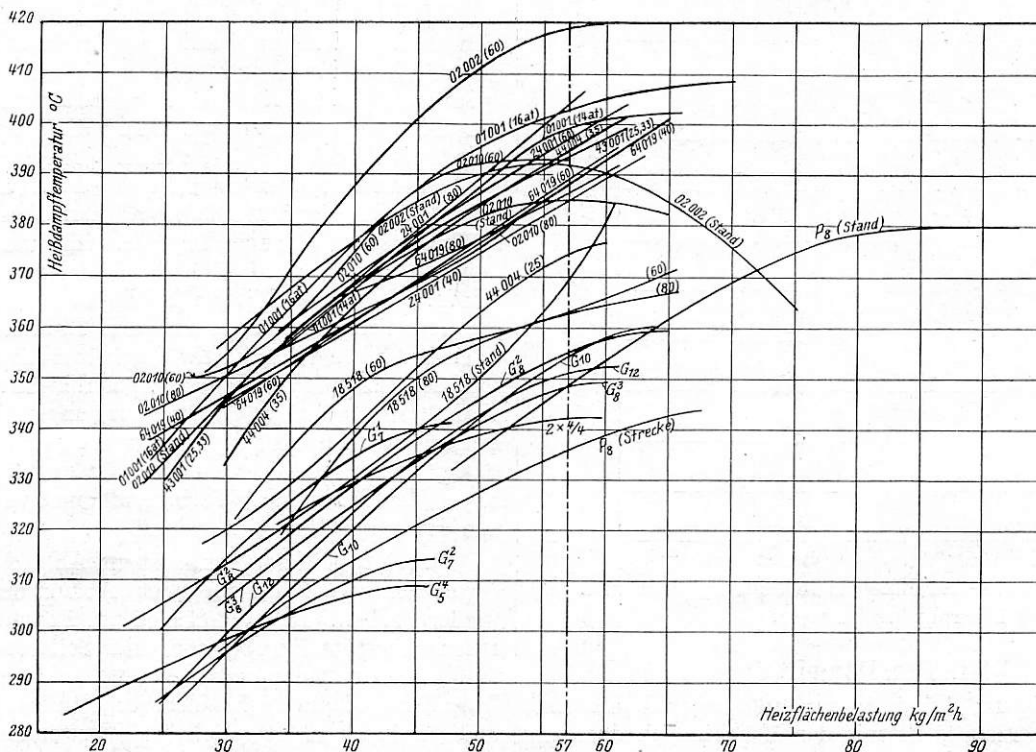


Abb. 28. Heißdampftemperaturen im Schieberkasten in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

Lokomotiven mit hoher Überhitzung und kleinen schädlichen Räumen bei einfacher Dampfdehnung durchaus in der Lage sind, Dampf von 16 at, namentlich bei kleineren und mittleren Leistungen, wirtschaftlicher zu verarbeiten als Dampf von 14 at.

**10. Das Verhalten der Heißdampf Temperatur.**

Nachdem eben der Einfluß der Dampfspannung als einer dem Konstrukteur in gewissen Grenzen willkürlich zu Gebote stehenden Bestimmungsgröße erörtert wurde, liegt der Gedanke nahe, zu untersuchen, ob nicht auch eine bestimmte Überhitzung von vornherein in Aussicht genommen werden soll. In dieser einfachen Gestalt ließe sich die Frage allerdings nur beantworten, wenn die Dampf Temperatur für alle Beanspruchungsgrade des Kessels die gleiche bliebe oder sich nur wenig veränderte. Tut sie das nicht, so muß noch ein weiterer Begleitumstand angegeben werden, nämlich diejenige Kesselanstrengung, bei der die gewünschte Heißdampf Temperatur auftreten soll. Die Abb. 28 gibt nun das Bild des Verlaufes der Heißdampf Temperaturen als Funktion der Kesselanstrengung, wie sie zunächst bis etwa Mitte 1928 an einer großen Zahl von Lokomotiven festgestellt worden sind. Der lebhaft steigenden

raten, wenn auch einige Fahrten nach der älteren Versuchsmethode, also mehr summarischer Art, mit aufgenommen sind, deren Versuchskurven ebenfalls zeigen: Die Heißdampf Temperatur wächst sehr stark mit zunehmender Kesselanstrengung; bei manchen Lokomotiven von kleineren Belastungen bis zur sog. Kesselgrenze um 60°. Bei vielen Lokomotiven ist ein ausgesprochenes Maximum dieser ansteigenden Kurven noch gar nicht erreicht. Eine eigentliche Umkehr ist nur bei einem Standversuch mit ungewöhnlich hohen Kesselbeanspruchungen beobachtet worden.

Interessant ist an dem Kurvenblatt weiter, daß die neuen Einheitslokomotiven ein Kurvenbündel bilden, das wesentlich über dem Kurvenbündel der älteren Lokomotivgattungen liegt. Die Trennungsgrenze wird etwa durch die neue bayrische S 3/6-Lokomotive gebildet.

Das vor etwa Jahresfrist aufgestellte Kurvenblatt (Abb. 28) findet eine Ergänzung durch Abb. 29 für seitdem weiter nach der genaueren Meßmethode mit der Bremslokomotive untersuchte Maschinen. Auch dieses Kurvenbündel bestätigt das mit wachsender Kesselanstrengung starke Ansteigen der



Dampftemperatur. Eine eigenartige Bekräftigung erfährt das Ansteigen noch durch die in die Abbildung aufgenommenen Temperaturkurven der Turbinenlokomotive, also eines Kessels mit „Fremderregung“ durch die besonders vom Heizer zu bedienende Ventilator-turbine, im Gegensatz zu der selbsttätigen Regelung durch das Blasrohr. Auch hier stellt sich, wenn auch bei der Willkürlichkeit der Handhabung nicht in stetiger Form, eine Zunahme der Dampftemperatur immer ein, wenn der Heizer, um den nötigen Dampf für die stärkere Belastung der Hauptturbine zu schaffen, die Saugzug-turbine schneller laufen lassen muß.

### 11. Die günstigste Heißdampftemperatur.

Bei der mit der Belastung wachsenden Größe der Überhitzung ist es also klar, daß der Konstrukteur Temperaturen bestimmter Höhe immer nur für eine bestimmte Kesselanstrengung, etwa diejenige an der Kesselgrenze, erstreben kann. Verhältnismäßig hohe Temperaturen sind bei den Einheitslokomotiven von Haus aus angestrebt worden, denn eine Steigerung der Heißdampftemperatur versprach nicht nur Erfolge nach dem J S-Diagramm, sondern auch nach der viel im Umlauf befindlichen Strahlschen Faustregel, daß für jede Erhöhung der Dampftemperatur um 5% eine Kohlenersparnis von 1% erzielt würde. Hohe Dampftemperaturen wurden denn auch, wie die Abb. 28 und 29 zeigten, bei den Einheitslokomotiven durchweg erreicht. Künftig würde die Erreichbarkeit gewünschter Temperaturen vielleicht noch sicherer möglich sein durch Anlehnung an bekannte Kessel und durch gegenseitige Abstimmung der Rauch- und Heizrohre nach dem Verhältnis: Freier Durchgangsquerschnitt zur Wandreibungsfläche in der von Reichsbahnoberrat Wagner angegebenen Art\*). Über die Zweckmäßigkeit sehr hoher Temperaturen (bis 400°) traten jedoch Zweifel auf, nachdem die Versuche, mindestens bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung, bei hoher Beanspruchung auch hohe Auspufftemperaturen ergaben, bei denen noch eine wesentliche Überhitzung des Auspuffdampfes vorhanden war. Als Beispiel zeigt Abb. 30 die Schieberkasten- und Auspufftemperaturen einiger Lokomotiven bei verschiedenen Leistungen. Bei Ausströmungsdrücken von kaum 0,3 at werden Temperaturen bis zu 180° erreicht, und bei der fischbauchartigen Gestalt der beiden zusammengehörigen Temperaturkurven findet also bei hohen Leistungen ein Abnehmen des Temperaturgefälles statt. Gefühlsmäßig müßte es daher so scheinen, als ob auch die Güte der Wärmeausnutzung bei sehr hohen Schieberkastentemperaturen (und großen Leistungen) durch das kleiner werdende Temperaturgefälle wieder abnimmt, nachdem von kleinen zu mittleren Leistungen hin zweifellos eine Zunahme des Temperaturgefälles festzustellen war. Die Temperaturen hätten dann um so mehr das wirtschaftliche Maß überschritten, als die Schmierung und Haltbarkeit der Dichtungsringe bei so hohen Temperaturen schwieriger werden muß. Demgegenüber könnte man aus der Abb. 18 in Garbes „Die Dampflokomotive der Gegenwart“ (2. Aufl. Seite 36), worin für eine kleine ortfeste

Anlage ein Fallen der Wärmeverbrauchskurve bis zu einem Scheitel bei 156° Auspufftemperatur gezeigt war, die Wirtschaftlichkeit hoher Eintrittstemperaturen, selbst auf die Gefahr wesentlich überhitzten Auspuffens hin, folgern. Bei der Fragwürdigkeit, ob die einzelne zugrundeliegende Schmidtsche Untersuchung verallgemeinert und auf die

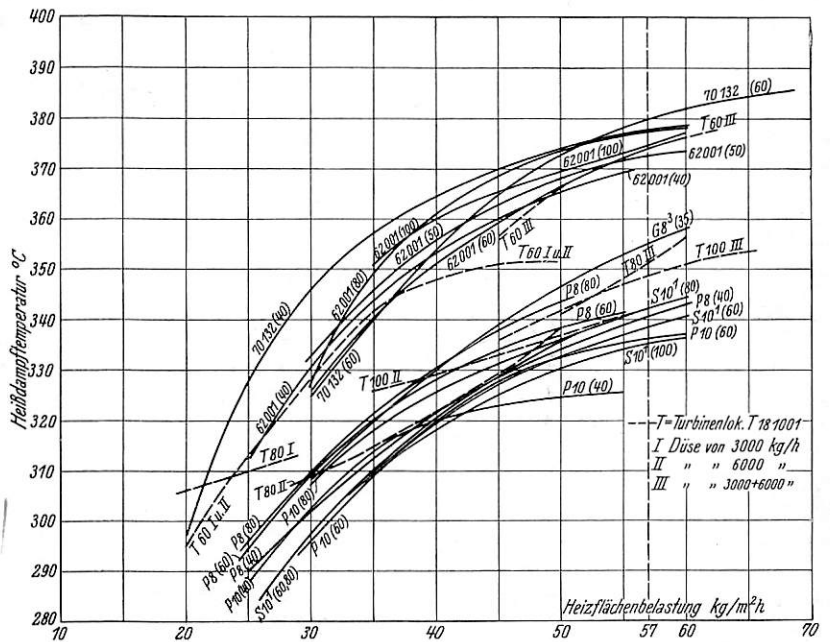


Abb. 29. Heißdampftemperaturen im Schieberkasten in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

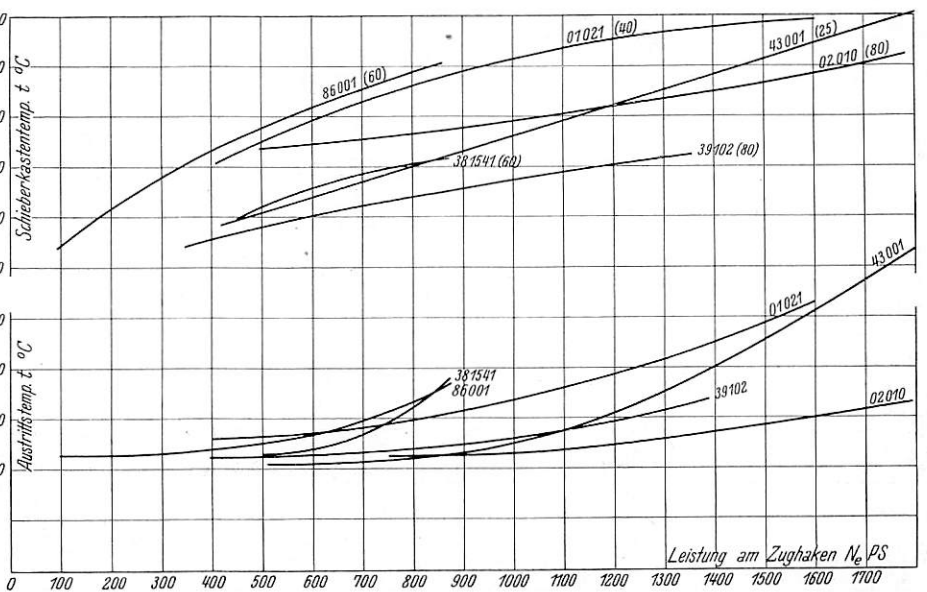


Abb. 30. Dampfein- und Austrittsttemperaturen in Abhängigkeit von der Zughakenleistung.

Lokomotive ausgedehnt werden dürfe, habe ich die Wärmeverbrauchskurven einer Anzahl genauer untersuchter Lokomotiven, wie sie, zunächst auf die PS<sub>ch</sub> bezogen, den Grunewalder Versuchsberichten entnommen werden konnten, durch Einbeziehung des Wirkungsgrades auf den Wärmeverbrauch pro PS<sub>ih</sub> umrechnen und als Funktion der jeweiligen Schieberkastentemperatur aufzeichnen lassen, und so die Abb. 31 und 32 erhalten. Dabei sind noch im unteren Teil der Bildfläche jeweils die Auspufftemperaturen eingetragen. Das Ergebnis dieser Kurven geht nun dahin, daß in der Tat eine ganze Reihe von Lokomotiven durch hohe Auspufftemperaturen

Lokomotive ausgedehnt werden dürfe, habe ich die Wärmeverbrauchskurven einer Anzahl genauer untersuchter Lokomotiven, wie sie, zunächst auf die PS<sub>ch</sub> bezogen, den Grunewalder Versuchsberichten entnommen werden konnten, durch Einbeziehung des Wirkungsgrades auf den Wärmeverbrauch pro PS<sub>ih</sub> umrechnen und als Funktion der jeweiligen Schieberkastentemperatur aufzeichnen lassen, und so die Abb. 31 und 32 erhalten. Dabei sind noch im unteren Teil der Bildfläche jeweils die Auspufftemperaturen eingetragen. Das Ergebnis dieser Kurven geht nun dahin, daß in der Tat eine ganze Reihe von Lokomotiven durch hohe Auspufftemperaturen

\*) Z. V. D. J. 1929, Heft 35.

nicht in ihrer Wärmewirtschaft gestört werden, daß aber das Maß der Unempfindlichkeit gegen hohe Auspufftemperaturen ein verschiedenes ist. Die verschiedenen Scheitel der Wärmeverbrauchskurve liegen dabei in sehr verschiedener Höhe. Nimmt man sie als Kriterium der Wärmewirtschaft, so ist folgendes festzustellen:

1. Die verschiedenen Lokomotivgattungen verhalten sich unter sonst vergleichbaren Umständen verschieden.

2. Auch ein und dieselbe Lokomotive zeigt verschiedene Scheitellagen und etwas verschiedene günstigste Dampftemperaturen im Schieberkasten je nach der Fahrgeschwindigkeit. Im allgemeinen kann man den Kurven

hervorgehoben. Die Ersparnisse dieser Einheitslokomotive auf Grund des höheren Dampfdruckes, der wesentlich höheren Dampftemperaturen und wohl auch der kleineren schädlichen Räume betragen bis zu 19,8 %.

4. Soweit die hier wiedergegebenen Kurven Schlüsse zulassen, vertragen schnellfahrende Lokomotiven eher hohe Schieberkasten- und Auspufftemperaturen (bis etwa 150°) als langsamfahrende Rampenlokomotiven mit verhältnismäßig großen Füllungen, Reihen 43 und 96 (etwa 120°).

Eine einheitliche günstigste Schieberkastentemperatur (etwa an der Kesselgrenze) läßt sich jedenfalls schwerlich angeben. Wohl aber sind die

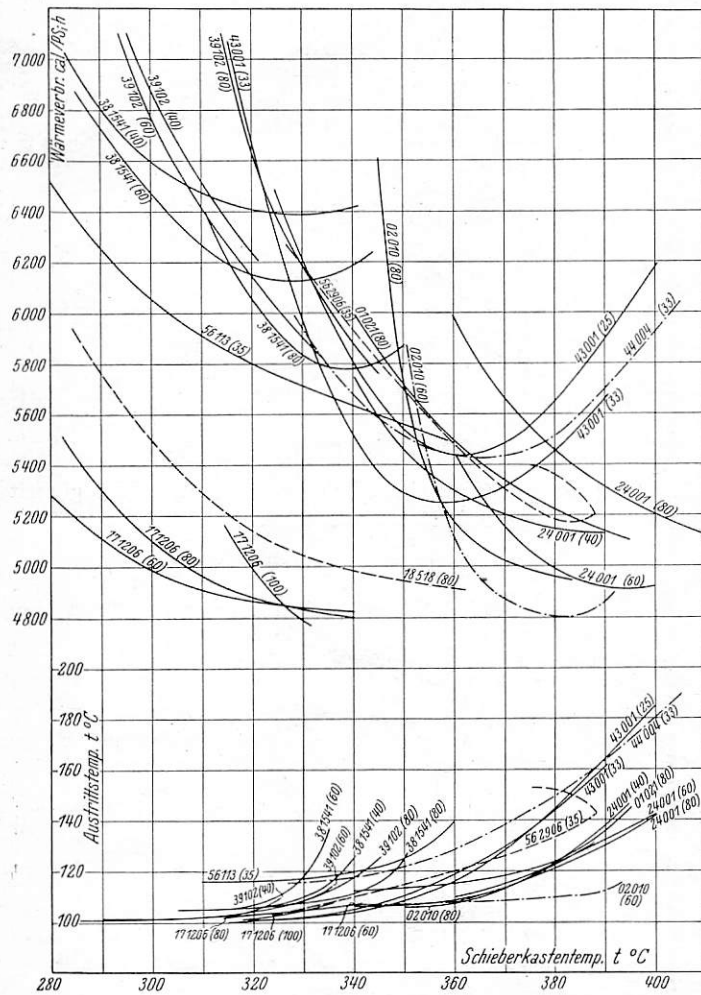


Abb. 31. Spez. und Wärmeverbrauch ab 0° C und Austrittstemp. in Abhängigkeit von der Schieberkastentemperatur.

entnehmen, daß die Scheitel ein und derselben Lokomotive um so tiefer liegen, je größer die Fahrgeschwindigkeit ist (vgl. namentlich die Kurve der Lokomotive 38). Dabei ist noch zu bemerken, daß die Wärmeverbrauchskurven für hohe Geschwindigkeiten wegen des im folgenden noch ausführlich behandelten Indikatorfehlers etwas zu hoch liegen werden und der günstige Einfluß der Fahrgeschwindigkeit tatsächlich noch etwas stärker sein wird.

3. Die unteren Scheitelpunkte, also Wärmeverbrauchswerte, vergleichbarer Kurven, z. B. für übereinstimmende Geschwindigkeiten bei gleichem Verwendungszweck der Lokomotiven, liegen in der Regel um so tiefer, also günstiger, je höher die Schieberkastentemperatur ist. Als Beispiel besonders großer Differenzen der Scheitellagen bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung seien die Kurven für die P 8-Lokomotive und der Einheitsbaureihe 24 bei übereinstimmender Geschwindig-

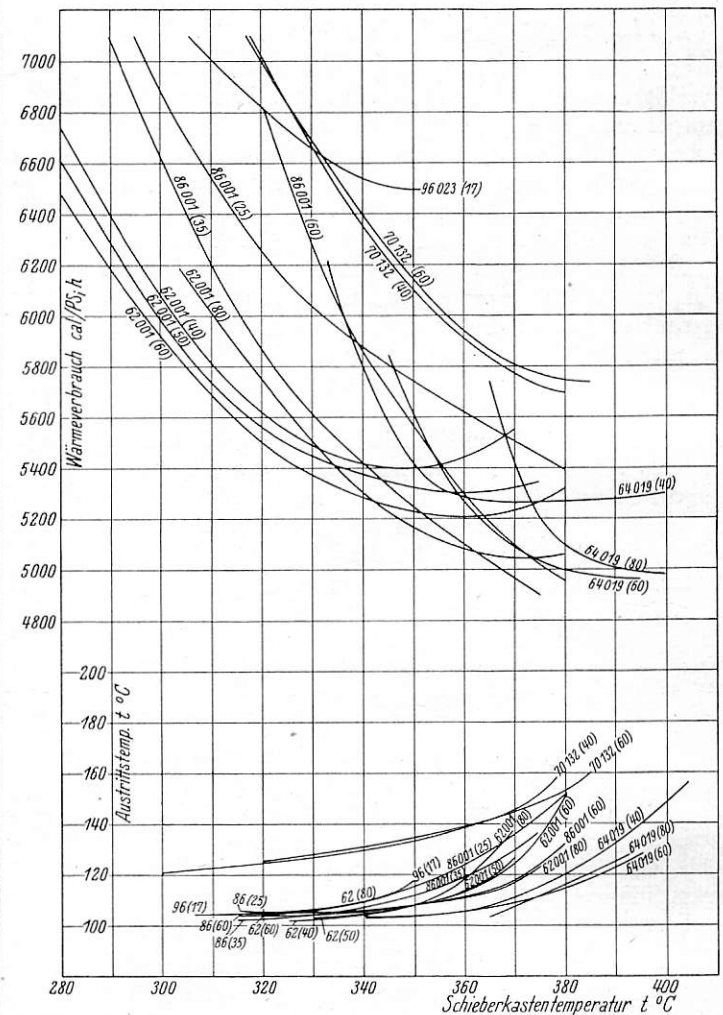


Abb. 32. Spez. und Wärmeverbrauch ab 0° C und Austrittstemp. in Abhängigkeit von der Schieberkastentemperatur.

bisherigen Ergebnisse schon geeignet, Bedenken gegen die hohen Schieberkastentemperaturen in vielen Fällen zu zerstreuen, zumal die Lokomotiven häufig mit mittleren Anstrengungen, also niedrigeren Temperaturen, fahren.

5. Diese unteren Scheitelpunkte unter vergleichsfähigen Verhältnissen sind es, die man mit der viel in Gebrauch befindlichen Strahlschen Faustregel, daß je 5° höhere Dampf-temperatur 1% Kohlenersparnis bringe, in Beziehung setzen muß. In den Abbildungen ist allerdings nur der Wärmeverbrauch im Dampf angegeben, doch kann man ihn bei der geringen Veränderlichkeit des Kesselwirkungsgrades, die oben behandelt wurde, auch als Maßstab des Kohlenverbrauchs ansehen. Es zeigt sich, daß die Strahlsche Faustregel bisweilen ungefähr zutrifft, in anderen Fällen aber wieder keinen richtigen Maßstab bildet. Auch hier ist also die in der



Faustregel enthaltene Verallgemeinerung nicht statthaft.

Durch die neuere Dampfforschung ist das eigenartige Verhalten noch zunehmender Wärmeausnutzung trotz wieder abnehmenden Temperaturgefälles auch physikalisch erklärbar. Die spezifische Wärme des Dampfes für gleichen Druck ( $c_p$ ) steigt nämlich stets mit dem Druck und fällt im allgemeinen mit der Temperatur, doch so, daß für größere Drücke (12 bis 16 at) auch bei hoher Überhitzung das  $c_p$  immer größer ist als das  $c_p$  bei kleinem Druck (Auspuff). So ist für 16 at und  $380^{\circ}$  das  $c_p$  nach den Knoblauch'schen Dampf tafeln (Zusammenstellung I) = 0,52, für 1 at und  $180^{\circ}$  ist dagegen  $c_p$  nur 0,475. Dabei findet noch bei kleinen Drücken (1 oder 2 at) sogar ein Sinken des  $c_p$  mit zunehmender Temperatur von  $100^{\circ}$  (bzw.  $120^{\circ}$ ) ab bis zu  $180^{\circ}$  (bzw.  $200^{\circ}$ ) statt, so daß in diesem Zustandsgebiet die kleinsten  $c_p$ -Werte gerade jenseits der Sättigung vorliegen. Durch Multiplikation der Werte der oberen Temperaturkurve mit großen  $c_p$ , derjenigen der unteren Kurve mit kleinen  $c_p$ -Werten wird also beim Übergang zum Wärmeinhalt die Fischbauchform am rechten Ende auseinandergebogen.

Es ist demnach das Fehlen der Proportionalität zwischen Wärme und Temperatur, welche die gegenseitige Lage der Temperaturkurven zunächst als zu ungünstig erscheinen ließ.

Eine sehr günstige Stellung in wärmewirtschaftlicher Beziehung bei niedrigeren Dampftemperaturen ( $\leq 340^{\circ}$ ) im Schieberkasten nimmt als Ausnahme die jüngst noch nach der neuen Methode untersuchte S 10<sup>1</sup>-Lokomotive, eine Vierzylinder-Verbundmaschine mit 15 at ein. Mit ihren sehr niedrigen Auspufftemperaturen ist ihr bester (theoretischer) adiabatischer Wirkungsgrad  $\Delta i : i$  mit rund 0,15 fast ebenso gut wie derjenige der Einheits-Schnellzuglokomotive mit 16 at und Schieberkastentemperaturen von  $380^{\circ}$ ; der eigentliche Wärmeverbrauch pro PS<sub>h</sub> sogar noch kleiner. Der Grund liegt offenbar in den günstigen Strömungsverhältnissen, wie sie infolge der kleineren Zylinder möglich sind, und der etwas weiter getriebenen Dehnung. Für den Kohlenverbrauch wird diese so gute Lage der Dampfseite durch den schlechteren Kesselwirkungsgrad wieder verdorben; ob eine Übertragung der günstigen Verhältnisse der Dampfmaschine auf wesentlich leistungsfähigere Lokomotiven mit größeren Zylindern innerhalb des Profils möglich ist, müßte geprüft werden.

#### IV. Die Lokomotivmaschine.

##### 12. Die Ermittlung des Dampfverbrauchs.

Der spezifische Dampfverbrauch einer Lokomotive wird zunächst stets als gewichtsmäßiger Verbrauch für die PS<sub>h</sub> am Zughaken, und zwar auf die Ebene bezogen, gewonnen. In meiner Abhandlung über die neuen Versuchsmethoden der Reichsbahn in Glasers Annalen 1928, Nr. 1235 habe ich ausgeführt, daß wir den spezifischen Verbrauch jetzt derart ermitteln, daß wir zunächst für jede einzelne Fahrt im Beharrungszustand den gesamten Dampfverbrauch (als Wasser) messen und als Funktion der PS<sub>h</sub> am Zughaken auftragen, wobei die Lage der Kurve des Gesamtverbrauchs im Gebiet der kleineren Leistungen noch durch den „Fluchtpunkt“ der leerfahrenden Lokomotive besonders sicher gestellt wird. Der spezifische Verbrauch wird dann jeweils durch Teilung des Gesamtverbrauchs mit der zugehörigen Leistung gewonnen. Bei je einer ganzen Fahrtreihe wird immer die Geschwindigkeit konstant gehalten und nur die Zugkraft und also Leistung verändert. Man erhält demnach nicht nur eine Kurve des spezifischen Dampfverbrauchs, sondern für jede Geschwindigkeit eine besondere, wenn auch selbstverständlich die Versuche nur für gestaffelte Geschwindigkeiten von nicht zu geringem Abstand

ausgeführt werden, um den gesamten Versuchsumfang nicht über Gebühr zu vergrößern.

Die hier behandelten Fahrten sind zum überwiegenden Teil auf der ebenen Strecke Potsdam—Burg ausgeführt. Soweit Steigungen vorkommen, findet eine Bezugnahme auf die Ebene dadurch statt, daß die Schwerkraftkomponente von Lokomotive und Tender rechnermäßig hinten an den Zughaken verlegt wird.

Um die Versuche möglichst genau auszuführen, gehen wir — auch mit Rücksicht auf Strecken, die mit nennenswerten Neigungswechseln verlaufen — eigentlich von einer konstanten indizierten Leistung insofern aus, als die Steuerung während der ganzen Fahrt auf demselben Füllungsgrad liegen bleibt. Ist die Strecke vollständig eben und das Wetter windstill, so bleibt damit auch die effektive Leistung bis auf den kleinen Fehler durch die allmähliche Abnahme der Vorräte, die aber auch im Betrieb vor dem Zuge auftritt, konstant. Für die Gleichhaltung der Geschwindigkeit sorgt dabei der Führer der Bremslokomotive. Eine Regelung auf konstante Zugkraft würde auf nicht völlig wagerechten Strecken eine Änderung der indizierten Zugkraft bedeuten, während umgekehrt die auf solchen Strecken sich ändernde Zugkraft am Haken durch Berücksichtigung der Schwerkraftkomponente praktisch gleichfalls zu einer Konstanten gemacht wird. Dabei wird noch zur Erhöhung der Versuchsgenauigkeit von dem Beobachter auf der Lokomotive bei kleinen Schwankungen des Kesseldrucks durch entsprechende Handhabung des Reglers für einen konstanten Schieberkastendruck gesorgt, der bei größeren Leistungen etwa 1 at unter dem normalen Kesseldruck liegt. Die ideale Fahrt ist naturgemäß eine solche bei ruhiger Luft. Da die indizierte Leistung konstant gehalten wird, würden bei einem Luftwiderstand, der durch den Einfluß des Windes wesentlich verschieden ausfällt, die effektive Zugkraft und Leistung verschieden ausfallen. Das Ideal der Verbrauchszahlen auch für die Zughakenleistung ist also ein Luftwiderstand, der nur von der Eigenbewegung des Zuges und nicht auch von zusätzlichen Winden herrührt. Für die Belastungstabellen der Lokomotiven würde man den Einfluß des Windes lieber in Gestalt eines Zuschlages berücksichtigen; soweit sich schon erkennen läßt, werden aber solche Zuschläge mindestens für mäßige Windstärken selbsttätig durch die Strahlsche Widerstandsformel geleistet, insofern als sie etwas zu große Werte gibt, und dieser Überschuß als Sicherheitszuschlag für den Wind gelten kann. Ein Beweis dafür, daß nennenswerte Störungen der Versuchsgenauigkeit durch Wind sich auf seltene Fälle beschränken, zeigt die geringe Streuung der Versuchspunkte, wobei der vorwiegend ost-westliche Verlauf der Versuchsstrecke uns gewiß mit zustatten kommt. Auch das ist übrigens ein Vorteil der Versuche mit der Bremslokomotive, daß im Gegensatz zu einem längeren Zuge die wenigen Fahrzeuge des normalen Versuchszuges hinter dem Zughaken (Meßwagen, Bremslokomotive) weit weniger Angriffsflächen für den störenden Teil des Luftwiderstandes (durch den Wind) darbieten.

Die Wahl der PS<sub>h</sub> als Bezugseinheit hat übrigens zwei gute Gründe. Einmal ist die Meßgenauigkeit der Wasserdrukmeßdose für die Zugkraft eine gute und jedenfalls bei großen Geschwindigkeiten erheblich besser als die Genauigkeit der Indikatoren. Die Fehlergrenze der Meßdose beträgt in dem meistgebrauchten Gebiet kaum 1%. Der andere Umstand besteht darin, daß die eigentliche Nutzleistung der Lokomotive sich am Tenderzughaken vollzieht und die praktische Wirtschaftlichkeit der Lokomotive an dieser Stelle zum Ausdruck kommt. Die späteren Abb. 40 und 41 zeigen als Beispiel die gewonnenen spezifischen Dampfverbrauchskurven für verschiedene Geschwindigkeiten bei der 2 C 2-Tenderlokomotive (Reihe 62).

Der Dampfverbrauch ist, wie sich nach dem Vorhergesagten von selbst versteht, zunächst der gewichtsmäßige in kg/PS<sub>h</sub>. Nachdem unsere Lokomotiven indes das frühere engbegrenzte Druck- und Temperaturgebiet, namentlich das letztere, verlassen haben, entsprach es einem Gebot der Genauigkeit, von dem mehrdeutigen Dampfgewicht zu einer eindeutigen Grundlage überzugehen, d. h. also zu den kcal pro PS<sub>h</sub>. Das erfordert auch schon der Umstand, daß die Urenergie für diese kcal als Wärme aus der Verbrennung der Kohle zur Verfügung gestellt wird. Der gewichtsmäßige Dampfverbrauch wird also je auf Grund des vorhandenen Druckes und der herrschenden Dampftemperatur nach den Knoblauchschen Dampftabellen in die kcal-Kurve umgerechnet. Dazu dienen die bei jeder Fahrtreihe ermittelten und aufgetragenen Druck- und Temperaturkurven über der Leistung. Zahlenmäßige Erörterungen sollen an dieser Stelle noch unterbleiben.

### 13. Die indizierte Leistung und der Wirkungsgrad. (Der Indikatorfehler).

Wir stellten eben fest, daß an sich die Zughakenleistung der Lokomotive, die mit großer Genauigkeit zu ermitteln ist, die Wirtschaftlichkeit der Zugförderung richtig kennzeichnet. Trotzdem darf die Feststellung der indizierten Leistung und der auf sie bezogenen spezifischen Verbrauchszahlen nicht fortfallen. Denn für die Güte des thermischen Prozesses im Dampfzylinder ist nicht der „effektive“, sondern der „indizierte“ Verbrauch maßgebend. Auch für einen Vergleich der Lokomotivdampfmaschine mit ortfesten Maschinen ist allein der indizierte Verbrauch von Wert, weil der mechanische Wirkungsgrad der Lokomotive anders definiert ist als bei der ortfesten Maschine.

Weiter ermöglicht es nur der Vergleich der indizierten und der effektiven Leistung, über die Eigenverluste der Maschine Klarheit zu gewinnen, somit auch festzustellen, daß die Reibungsverluste in den zu fordernden Grenzen geblieben sind. Hier ist nun der Begriff des Wirkungsgrades in der Tat ein anderer, als bei der ortfesten Kolbenmaschine. Bei dieser sind nämlich zwischen die indizierte Leistung am Kolben und die Nutzleistung an der Schwungradwelle nur die Reibungsverluste der eigentlichen Maschine eingeschaltet. Bei der Lokomotive kommt dagegen von der indizierten Kolbenleistung am Zughaken nur ein Betrag zum Vorschein, bei dem außer der eigentlichen Maschinenreibung noch der Luftwiderstand von Lokomotive und Tender, der Widerstand sämtlicher Laufachsen und derjenige der Kuppelachsen und Kuppelstangen in Abzug gebracht sind. Namentlich bei schnellfahrenden Lokomotiven liegt deshalb der Wirkungsgrad wesentlich unter dem der ortfesten Maschinen. Wenn man daher die Wirkungsgradkurven von Lokomotiven aufzeichnet, so darf das, wie oben für den effektiven Dampfverbrauch geschildert, nur für die jeweils konstanten Geschwindigkeiten geschehen, und auch die Wirkungsgrade verschiedener Lokomotiven sind dann nur unter gewissen Bedingungen miteinander zu vergleichen, etwa für die Höchstleistung an der Kesselgrenze oder für die mittlere, spezifisch gleiche Anstrengung. Will man endlich die eigentlichen Reibungsverluste ohne nennenswerte Störung durch den Luftwiderstand feststellen, so muß man die Wirkungsgradkurven benutzen, die bei möglichst kleiner Geschwindigkeit aufgenommen worden sind. Diese Kurven beschränken sich dann im wesentlichen auf den Reibungsverlust der Maschine und der Laufachsen.

Von wesentlicher Bedeutung für die richtige Beurteilung aller „indizierten“ Verhältnisse ist nun zuvor eine Untersuchung, mit welchen Genauigkeitsfehlern die Indikator-  
diagramme behaftet sind. Solange eine verhältnismäßig geringe Anzahl von Versuchen vorlag, die zudem meist

nicht im Beharrungszustand stattgefunden hatten, wurden die Indikator-  
diagramme in jedem Falle für zutreffend gehalten. Auch in der Literatur über ortfeste Maschinen, wo die Möglichkeit kritischer Vergleiche fehlt, und deshalb die Indikator-  
diagramme als nahezu fehlerlos gelten, ist das der Fall; in dem bekannten Gramberg'schen Werk fehlt in dem sonst ausführlichen Abschnitt über den Indikator die Erwähnung der im folgenden behandelten Fehlerquellen.

Bei unseren zahlreichen Lokomotivversuchen machte sich nun aber bei großen Geschwindigkeiten, also höheren Drehzahlen, zunächst der Umstand bemerkbar, daß die Grundlinien der Diagramme gegenüber geringen Drehzahlen zunahmten; diese Zunahme, vorwiegend durch Längung der Schnüre veranlaßt, ist keineswegs unbeträchtlich. Die Schnurlängung wurde später bei der üblichen Indikatorschnur bei  $n = 150$  zu 0,6 mm, bei  $n = 200$  zu 1,5 mm, bei  $n = 250$  zu 3,5 mm, bei  $n = 270$  zu 5,0 mm je m Schnur festgestellt. Es ist offenbar dieselbe Beobachtung, die in Amerika nach einer Bemerkung in Lomonosoffs „Lokomotivversuchen in Rußland“ (Seite 86) von Goß gemacht worden ist. Es blieb jedoch offen, ob diese Längung auch einen Fehler für den mittleren Dampfdruck im Indikator-  
diagramm bedeutet. Hier waren nun namentlich die Versuche mit der bayerischen S 3/6-Lokomotive aufschlußreich, als der Wirkungsgrad und die indizierte Leistung an der Kesselgrenze festgestellt werden sollten; übrigens erforderte gerade diese Lokomotive besonders lange Schnüre. Nicht nur war der Wirkungsgrad unwahrscheinlich hoch, sowohl im Vergleich zu anderen Maschinen, als auch in Ansehung des bei 80 und 100 km/h schon sehr erheblichen Luftwiderstandes, sondern es zeigte sich auch ein Fallen der indizierten Leistung bereits von 60 km/h ab, was gleichfalls für sehr unwahrscheinlich gelten mußte. Bei der näheren Nachprüfung der  $Z_e$ - und  $Z_i$ -Werte fand sich als Begleiterscheinung dieses unwahrscheinlichen Verhaltens ein konvergierender Verlauf der  $Z_e$ - zu den  $Z_i$ -Linien. Wie sich aus dem allen ergab, ist also ein Indikatorfehler offensichtlich vorhanden, und er tritt vor allem bei langen Schnüren und Zuleitungen, sowie großen Geschwindigkeiten und großen Leistungen hervor, denn es ist unwahrscheinlich, daß trotz stark zunehmender Zughakenleistung der Lokomotive der Leistungsverbrauch für ihre Eigenbeförderung ( $Z_i - Z_e$ ) noch abnimmt. Natürlich kann auch schon das ( $Z_{i0}$ ) beim Leerlauf durch den störenden Einfluß der Geschwindigkeit zu klein ausfallen.

Die üblichen Indikatorschnüre sind bei unseren Grunewalder Versuchen in allerjüngster Zeit durch Stahldrahtseile ersetzt worden, die sich nur ein fünfteil so stark längen, auch sind bereits vereinzelte Versuche mit preßluftgesteuerten Indikatorhähnen gemacht worden, wobei also die nur kurzen Zuleitungen die möglichen Schwingungen der Dampfsäule und die etwaigen Druckverluste bis zum Indikator-  
kolben herabmindern. Weiter sind die Schnurrollen durch Herstellung aus Aluminium erleichtert; und die Hamburger Indikator-  
firma Maihak hat auf Grunewalder Anregung schon ein Modell herausgebracht, bei dem die schwingenden Massen des Indikators wesentlich verkleinert sind.

Die Erscheinung des zu klein angezeigten mittleren Drucks ist, wenn man sie erst einmal in größerem Maße festgestellt hat, insofern erklärbar, als die Schnurlänge und Massenträgheit gerade zu Beginn des Kolbenlaufes auftritt, so daß zunächst der Diagrammteil mit den höchsten Dampfdrücken verkürzt gezeichnet und dadurch der mittlere Dampfdruck zu niedrig wiedergegeben wird. Dazu tritt gegebenenfalls als Fehler der langen Rohrleitungen ein Zurückbleiben des Indikator-  
kolbens bei wachsender Kolbengeschwindigkeit und möglicherweise Fehler am Indikator selbst (schwerer Gang bei sehr hohen Temperaturen).



Die Indikator diagramme für langsame Fahrt, die von den störenden Erscheinungen weniger betroffen werden, daneben die neuesten, schon unter teilweiser Verwendung der erwähnten Vorsichtsmaßregeln gewonnenen, sind deshalb die genaueren, gegenüber einer Zahl von Diagrammen, deren Verwendung als annähernde Unterlage zwar noch unbedenklich erschien, aber auf Grund deren man doch keine scharfen Vergleiche ziehen darf.

Diesen Indikatorfehler muß man bei der Erörterung der Wirkungsgradkurven im Auge behalten.

Die Wirkungsgradkurven an sich werden jetzt derart gewonnen, daß man in einem Koordinatensystem die Hakenzugkraft für wagrechte Bahn  $1:\infty$  sowohl als Abszisse, wie in etwas anderem Maßstabe als Ordinate aufträgt.  $Z_e$  ist dann nach Abb. 37 eine Gerade durch den Nullpunkt; die  $Z_i$ -Werte werden durch Ausplanimetrierung der Indikator diagramme gewonnen, die zu dem jeweiligen  $Z_e$  gehören. Dabei wird der Verlauf der  $Z_i$ -Kurve noch dadurch möglichst sichergestellt, daß man auch die leerfahrende Lokomotive indiziert und so den Fluchtpunkt auf der Koordinatenachse gewinnt. Selbstverständlich ist dieses Verfahren jeweils bei einer konstanten Geschwindigkeit durchzuführen. Diese Durchführung hat nun stets ergeben, daß auch die  $Z_i$ -Kurve praktisch eine Gerade (und zwar durch den Fluchtpunkt) ist. Vorerst, wo wir nur die Wirkungsgrade selbst betrachten wollen, ist diese Eigenart noch entbehrlich; es ist ohne weiteres zu erkennen, daß die Bildung des Wirkungsgrades im erörterten Sinne als

$$\eta = \frac{Z_e}{Z_i}$$

natürlich bei jeder Gestalt der  $Z_i$ -Kurve möglich ist.

Die Wirkungsgrade der untersuchten Lokomotiven, soweit sie wirklich vergleichsfähig sind, d. h. also nur solche eines dauernden oder wenigstens auf kurze Zeit vorliegenden Beharrungszustandes, sind in den folgenden vier Abbildungen zur Darstellung gebracht. Das Allgemeinbild der Wirkungsgradkurve ist das eines mehr oder weniger abgerundeten Knies. Oberhalb des Knies steigt die Wirkungsgradkurve namentlich bei kleinen Geschwindigkeiten wesentlich schwächer an; eine Gestalt, die in ihrer Erscheinung lebhaft an die Magnetisierungskurve des Eisens erinnert.

Abb. 33 zeigt zunächst den mechanischen Wirkungsgrad einiger Lokomotiven bei so niedrigen Geschwindigkeiten (um 30 km/h), daß der Luftwiderstand noch als unerheblich angesehen werden kann, so daß also im wesentlichen nur die Triebwerksreibung und die der Laufachsen zum Vorschein kommt. In diesem Bilde ist die hohe Lage des  $\eta$  der mittleren und größeren Lokomotiven bis zu fast 95% herauf auffallend, während die leichtere Tendergüterzuglokomotive (86) bei etwa 0,87 im Mittel liegt. Daß der Luftwiderstand auch bei dieser Geschwindigkeit noch nicht ganz vernachlässigt werden kann, zeigt die etwas höhere Lage der Wirkungsgradkurve bei den kleineren Geschwindigkeiten. Ein Reibungsverlust von wenig über 5% bei den großen Lokomotiven erscheint angesichts des schweren Triebwerks doch schon etwas zweifelhaft. Immerhin ist der Wert nicht so unmöglich, wie man im ersten Augenblick geneigt sein möchte zu glauben. Die großen Einheits-Güterzuglokomotiven haben z. B. bei

25 km/h Geschwindigkeit und 1650 PS<sub>e</sub> eine Hakenzugkraft von 17500 kg. Dividiert man diese Zugkraft durch 0,95, so ergibt sich für die Eigenförderung der Lokomotive eine Zugkraft von 900 kg, was einen Laufwiderstand von 5 kg je t für das Gesamtgewicht nebst Tender und von etwa 7 kg/t für die angetriebenen Achsen entsprechen würde. Diese Zahlen erscheinen zwar auch etwas klein, aber doch in ihrer Größenordnung noch leidlich annehmbar, wenn auch ein um etwa 2% geringerer Wirkungsgrad wahrscheinlich ist. Wenn man eine ähnliche Überschlagsrechnung für die Baureihe 86 ausführt, so erscheint dagegen deren spezifischer Laufwiderstand etwas zu hoch. Den Ursprung dieses Mißverhältnisses wird man in einer Verschiedenheit des Indikatorfehlers zu

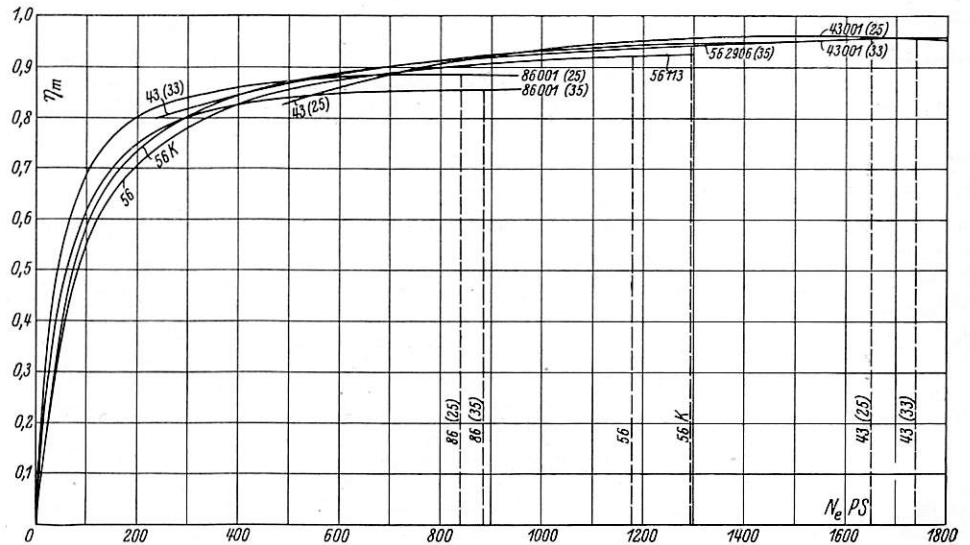


Abb. 33. Mechanischer Wirkungsgrad bei  $V = 30$  km/h.

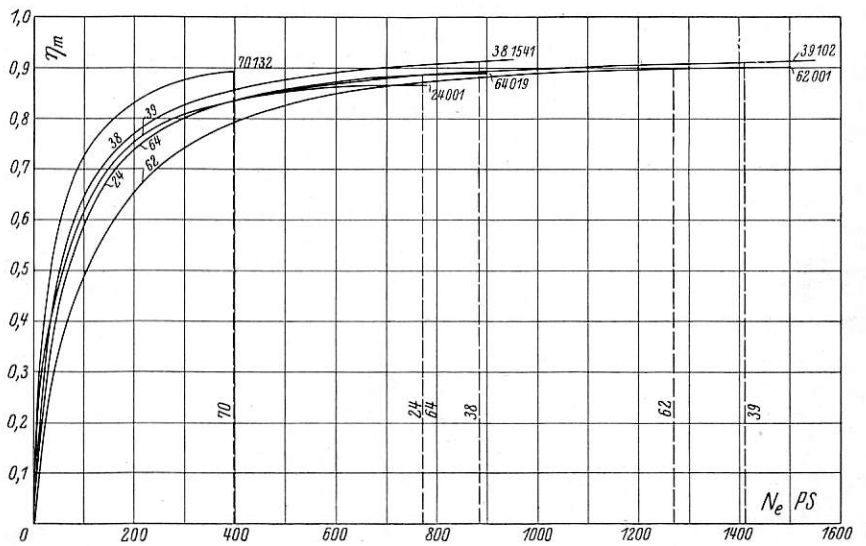


Abb. 34. Mechanischer Wirkungsgrad bei  $V = 40$  km/h.

suchen haben. Immerhin ist der Indikatorfehler, soweit er durch Massenkräfte gegeben ist, bei den hier vorliegenden Umdrehungszahlen noch sehr klein und man kann deshalb sagen, daß der mechanische Wirkungsgrad langsamfahrender Lokomotiven an der Kesselgrenze im allgemeinen mit 90% nicht überschätzt ist, ja bei großen Lokomotiven noch etwas darüber liegt. Es mag hier nochmals daran erinnert werden, daß es sich hier um den Wirkungsgrad auf  $1:\infty$  handelt. Bei der Fahrt in der Steigung ist die Zugkraft, die tatsächlich an Zughaken auftritt, um die Schwerkraftkomponente der Lokomotive (mit

Tender) kleiner und damit auch der Wirkungsgrad geringer. Der hier behandelte Wirkungsgrad ist also nicht so zu verstehen, daß beim Befahren einer beträchtlichen Steigung noch 90% der Zylinderzugkraft tatsächlich am Zughaken zum Vorschein kommen; dennoch ist die Betrachtungsart berechtigt, weil an dem Steigungsanteil der Lokomotive die Triebwerksreibung unschuldig ist, und der Wirkungsgrad doch auch hier wesentlich die Reibungsverhältnisse der Lokomotivmaschine beleuchten soll.

Abb. 34 zeigt den Wirkungsgrad bei 40 km/h. Auch hier sind manche auffallende Unterschiede nur durch Meßfehler erklärlich. Die Tenderlokomotive der Bauartreihe 64 liegt richtig etwas höher als die sonst gleiche Lokomotive mit besonderem Tender (Baureihe 24), dagegen erscheint es an sich nicht berechtigt, daß die P 8-Lokomotive (Baureihe 38) mit ihrem verhältnismäßig großen Tender über der leichteren und kaum viel weniger leistungsfähigen Tenderlokomotive (Baureihe 64) liegt. Ähnlich ist das Verhältnis zwischen der schweren Personenzugtenderlokomotive der Reihe 62 und der P 10-Lokomotive (Reihe 39), welche letztere, trotzdem sie eine Kuppelachse und zwei Laufachsen mehr hat, im Wirkungsgrad scheinbar um 1% höher liegt. Insgesamt besagen

Die letzte Abbildung dieser Reihe (Abb. 36) bezieht sich auf die Geschwindigkeit von 80 km/h; sowie in einigen Fällen auf 100 km/h. Hier gilt für den Einfluß des Luftwiderstandes in noch höherem Maße, was eben für 60 km/h gesagt wurde. Ein Hinweis verlohnt sich wohl darauf, daß auch jetzt noch die schweren und leichteren Lokomotiven in den Höchstwerten des Wirkungsgrades wenig auseinanderliegen; das gegenseitige Verhältnis zwischen Tenderlokomotiven und solchen mit besonderem Tender, das einen kleinen Vorsprung der ersteren zeigt, ist aber richtig vorhanden. Aus dem Rahmen fällt eigentlich nur die bisher in ihrer Leistung überschätzte P 8-Lokomotive (Reihe 38), die bei 80 km/h Geschwindigkeit den Wirkungsgrad von 70% kaum noch überschreitet. Da in den hier wiedergegebenen Kurven bereits einige mit verbesserter Indizierung gewonnene sind, so darf man annehmen, daß der Indikatorfehler nicht übermäßig groß ausgefallen ist und man kann daher, indem man einige wenige Prozent als möglich oder wahrscheinlich in Ansatz bringt, sagen: „Der Wirkungsgrad großer neuzeitlicher Heißdampflokomotiven nähert sich für 80 km/h Geschwindigkeit und große Leistungen einem oberen Grenzwert von 80%“.

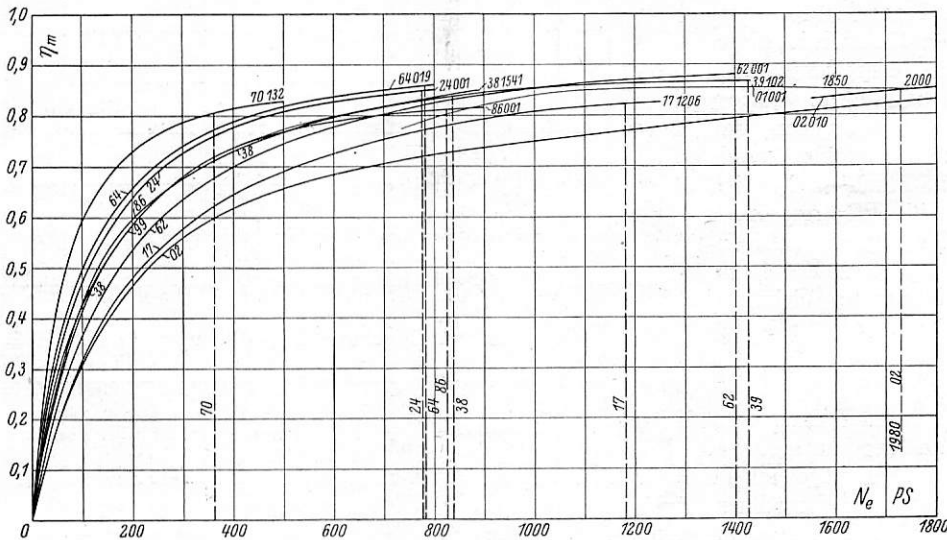


Abb. 35. Mechanischer Wirkungsgrad bei V=60 km/h.

diese Kurven, daß größere Lokomotiven auch bei 40 km/h Geschwindigkeit noch einen Wirkungsgrad von 0,9 zu erreichen vermögen.

Die Geschwindigkeit von 60 km/h, die in Abb. 35 behandelt ist, ist schon zu groß, um mit ihrem vergrößerten Luftwiderstand so hohe Beträge des Wirkungsgrades noch zu ermöglichen. Im übrigen liegt jetzt, wie zu erwarten, die Tenderlokomotive der Reihe 62 etwas über der P 10 (Reihe 39). Die Einheitsvierzylinder-Verbandschnellzuglokomotive, deren Kurve noch nicht längeren Beharrungsfahrten entstammt, liegt bei kleineren und mittleren Leistungen hier scheinbar sehr tief gegenüber der sonst gleichartigen Zwillingslokomotive. Widerstandsunterschiede von 10% erscheinen doch recht unwahrscheinlich. Bei großen Leistungen erreichen beide Lokomotiven 85%. Alle sonst auf diesem Bild befindlichen Lokomotiven mit Ausnahme der Reihe 86 liegen noch geringfügig darüber. Die Lage der Reihe 86 bei 81,5% steht zweifellos in einem Mißverhältnis zu den für 25 und 35 km/h Geschwindigkeit gefundenen Werten. Absolut genommen sind bei 60 km/h Geschwindigkeit mit dieser Ausnahme Wirkungsgrade von 86% bei der Höchstleistung erreicht oder etwas überschritten, so daß man mit Rücksicht auf den Indikatorfehler wird sagen dürfen: „Für 60 km/h Geschwindigkeit ist die obere Grenze des mechanischen Wirkungsgrades 85%“.

Für 100 km/h liegen z. Z. erst drei Wirkungsgradkurven vor, für die Lokomotiven der Reihe 17 (S10<sup>1</sup>), 39 und 62. Sie sind in Abb. 36 mit aufgenommen. Das Knie verschwindet hier schon zugunsten eines flachen Bogens; an der Kesselgrenze werden in zwei Fällen noch rund 70% erreicht. Die (ältere) S10<sub>1</sub>-Lokomotive liegt darunter; der Grund ist — außer in dem vierzylinderigen Triebwerk vor allem wohl in dem kleineren Verhältnis PS: Gesamtgewicht zu erblicken; die Lokomotive hat bei wesentlich kleinerem Kessel den gleichen Tender wie die P 10 und wiegt selbst nur 27 t weniger.

Von Interesse sind nun aber nicht nur die oberen erreichten Grenzwerte, sondern auch die Werte bei beliebigen Leistungen; und das Ziel, das auch für die Lokomotiven bereits mehrfach erstrebt wurde und das im ortfesten Maschinenbau seit langem geläufig ist, bestände darin, einen zusätzlichen Widerstand für die leerlaufende Lokomotive derart zu ermitteln, daß man für jede Zughakenleistung aus der indizierten Zugkraft für die Lokomotive allein die Zugkraft für die unter Last fahrende Lokomotive ermitteln kann. Selbstverständlich liegt gegenüber der ortfesten Maschine die Erschwerung vor, daß es sich nicht nur um eine (normale) Geschwindigkeit, sondern um einen größeren Geschwindigkeitsbereich handelt, und man deshalb unter Umständen einen gestaffelten



Koeffizienten für den zusätzlichen Lokomotivwiderstand errechnen muß. Ich komme bei dieser Gelegenheit auf die Abb. 37, worin nunmehr der oben schon erwähnte geradlinige Charakter der  $Z_1$ -Kurve allerdings eine wesentliche Rolle spielt. Man könnte nämlich unter dieser Bedingung, wenn  $Z_{i0}$  die indizierte Zugkraft der leerfahrenden Lokomotive,  $Z_e$  und  $Z_i$  die Zugkraft der unter Last fahrenden Lokomotive bezeichnen — alles auf  $1:\infty$  bezogen — die Gleichung für den Eigenwiderstand der Lokomotive aufstellen:

$$Z_{\text{lok}} = Z_i - Z_e = Z_{i0} + iZ_e.$$

Hierin bedeutet noch  $i = \text{tg } \delta$  (vgl. Abb. 37) den Koeffizienten der zusätzlichen Reibung unter Dampf. Führt man nun aber für die verschiedenen Lokomotiven auf Grund der Grunewalder Versuchsergebnisse diese Rechnungen durch, so ergibt sich Abb. 37, worin zur besseren Unterscheidung die Lokomotiven in zwei Gruppen zusammengefaßt sind (Tenderlokomotiven und Lokomotiven mit besonderem Tender). Die Werte, die hier für  $i = \text{tg } \delta$  auftreten, sind außerordentlich verschieden. Sie zeigen nicht einmal eine gewisse Regelmäßigkeit, insofern etwa für ein und dieselbe Lokomotive die Winkeltangente mit der Geschwindigkeit wächst oder fällt. Für die Reihe 86 liegt  $\text{tg } \delta$  bei kleiner Geschwindigkeit am höchsten,

im Augenblick nur sagen: „Zuverlässige Widerstandsformeln für die Lokomotiven werden sich erst finden lassen, wenn es gelungen ist, den Indikatorfehler noch zu verkleinern“.

Zunächst wird man jedenfalls besser daran tun, sich bei einschlägigen Berechnungen an die bereits festgestellten Wirkungsgradkurven ähnlicher Lokomotiven anzulehnen.

#### 14. Der Einfluß der Füllung auf den Wärmeverbrauch.

Der Einfluß der Füllung auf den Dampfverbrauch ist in den bisherigen theoretischen Untersuchungen mehrfach eingehend behandelt worden (z. B. Brückmann, Strahl), dabei ist indes nicht zum Ausdruck gekommen, daß der kilogrammäßige Dampfverbrauch bei verschiedenen Leistungen keineswegs ohne weiteres vergleichsfähig ist. Mit zunehmender Leistung und also zunehmender Kesselanstrengung steigt die Heißdampf Temperatur, wie wir in Abschnitt 10 sahen, z. T. sehr erheblich, und 1 kg Dampf bei hoch angestrenzter Maschine stellt deshalb einen höheren Wärmewert dar, als 1 kg Dampf bei geringerer Leistung. Die Aufgabe, den Dampfverbrauch einer Lokomotive (oder also eigentlich den Wärmeverbrauch) in seiner Abhängigkeit von Schieberkastendruck, Füllung, Heiß-

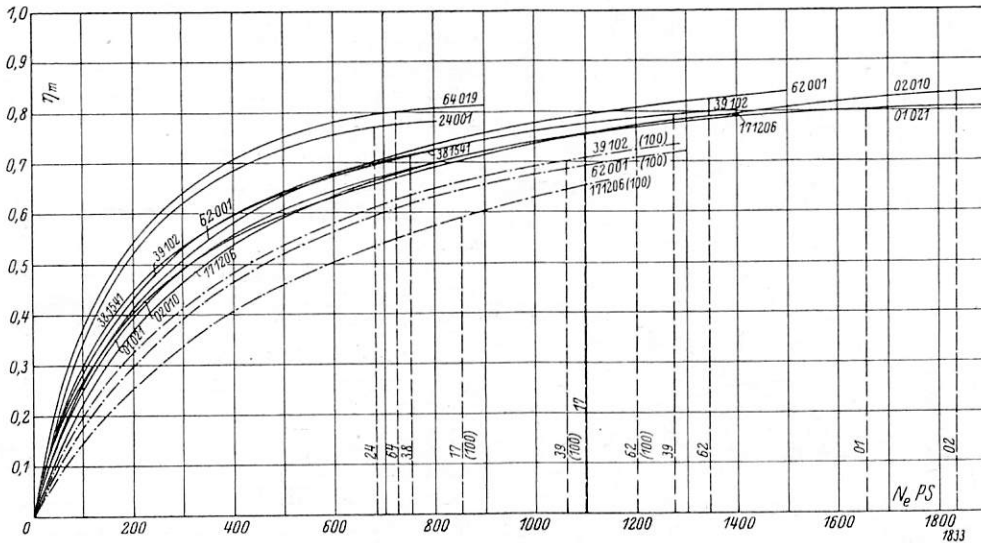


Abb. 36. Mechanischer Wirkungsgrad bei  $V = 80 \text{ km/h}$ .

ja, mit den übrigen Lokomotiven verglichen, fast unwahrscheinlich hoch; ganz in Übereinstimmung mit dem oben bezüglich des Wirkungsgrades dieser Lokomotive Gesagten. Ganz ungewöhnlich — und unwahrscheinlich — erscheinen negative Winkeltangenten, die in Abb. 37, oben bei der Baureihe 62, unten bei der bayerischen S 3/6 auftreten. Dieser Fall, der also eine Konvergenz der  $Z_e$ - und  $Z_i$ -Linien statt der Divergenz bedeutet, wurde oben bereits gestreift.

Dieses Zahlenmaterial ist insofern zunächst betrüblich, als es die außerordentliche Schwierigkeit beweist, durch Messung zu gesetzmäßigen Werten zu gelangen. Hierdurch wird die bei anderer Gelegenheit schon von mir erwähnte Tatsache weiter erhärtet, daß es bisher nicht möglich gewesen ist, zu sicheren Widerstandsformeln für die Lokomotiven zu gelangen. Man kann auch selbstverständlich nicht annehmen, daß früher etwa besser indiziert worden sei, und wird deshalb skeptisch gegen die Zuschläge für die indizierte Reibung, die sich in der Literatur vereinzelt bereits vorfinden. So hat Strahl in seinem Nachlaßwerk einen Wert von 4% (von  $Z_1$ ) für die zusätzliche Reibung angegeben, ohne allerdings die Herkunft dieser Zahl aufzuklären. Dieser Betrag ist an sich, wie die Zahlen der Abb. 37 lehren, durchaus möglich, aber schwerlich — von seiner Unsicherheit noch ganz abgesehen — ein universeller. Jedenfalls kann man auf Grund der hier angestellten Untersuchungen

dampf Temperatur und Geschwindigkeit bzw. Drehzahl zu ermitteln, ist überhaupt hinsichtlich der partiellen Abhängigkeit nicht möglich, weil mindestens Füllung, Heißdampf Temperatur und Geschwindigkeit durch Nebenbedingungen miteinander verkettet sind. Nur zwei Variable können bei einer bestimmten Lokomotive, also bestimmtem Schieberkastendruck, als unabhängige betrachtet werden, nämlich die Füllung und die Geschwindigkeit, und der Wärmeverbrauch ist die abhängige und also gesuchte Variable. Dieser Wärmeverbrauch muß, wie sich hier von selbst versteht, derjenige für die indizierte PSh sein, denn es handelt sich hier allein um den Ablauf des Wärmeprozesses im Dampfzylinder, unabhängig davon, welchen Wirkungsgrad bis zum Tenderzughaken die betreffende Lokomotive besitzt. Im übrigen kann man die Beziehungen zwischen den drei Variablen, die bei der üblichen Darstellung eine krumme Fläche bilden würden, dadurch in die ebene Darstellung überführen, daß man je für eine konstante Geschwindigkeit nur die Beziehung zwischen Wärmeverbrauch und Füllung aufstellt und also für jede Lokomotive für verschiedene Geschwindigkeiten mehrere ebene Kurven aufzeichnet, deren Parameter die Geschwindigkeit ist.

In dieser Art sind also die beiden nächsten Abbildungen aufgestellt. Ihre Voraussetzung ist die übliche Anwendung der Heusinger-Schwingensteuerung. Abb. 38 enthält die für

größere Geschwindigkeiten bestimmten Lokomotiven, Abb. 39 die für kleinere Geschwindigkeiten. Das Hauptergebnis ist, daß die Wärmeverbrauchskurven (namentlich bei dem sehr groß gewählten Ordinatenmaßstab) in der Regel sehr deutliche Scheitelbildung oder mindestens das Hinstreben nach einem Scheitel aufweisen, und daß die Abszisse dieses Scheitels wohl durchweg etwas höher liegt, als man bisher annahm. Der günstigste Wärmeverbrauch zeigt sich nämlich bei fast allen Lokomotiven mit Ausnahme der Verbundmaschinen bei einer Skalenfüllung von 30% und etwas darüber. Nur wenige Lokomotiven zeigen den Scheitel kurz vor 30%. Bei den Lokomotiven mit geringer Überhitzung sind die Scheitel

geführt worden sind. Eine Umzeichnung auf gleiche Umdrehungszahlen hätte daher nicht nur eine einfache Umrechnung, sondern auch Interpolationen erfordert.

Eins bringt die Kurvenschar nun deutlich zum Ausdruck: nämlich daß bei gleicher Skalenfüllung für ein und dieselbe Lokomotive die Wärmeverbrauchsanzahl in der Regel um so tiefer liegt, je höher die Geschwindigkeit ist. Die Geschwindigkeit wirkt günstig, insofern sie bei gleicher Füllung die Leistung erhöht und damit die Heißdampf Temperatur hinaufschiebt; ungünstig allerdings wieder insofern, als die Drosselung mit zunehmender Geschwindigkeit wächst. Mit zunehmender Drosselung und abnehmenden Druckunterschieden vor und hinter dem Kolben nehmen dafür wieder die Undichtigkeitsverluste ab. Wie diese drei Umstände sich im einzelnen verhalten, läßt sich aus den Kurven nicht ohne weiteres erkennen, das aber läßt sich zweifellos aussagen, daß sich die günstigen Einflüsse bei zunehmender Geschwindigkeit überwiegend bemerkbar machen.

Einzelne Lokomotiven verhalten sich allerdings insofern etwas abweichend, als sich bei höchster Geschwindigkeit wieder ein Ansteigen des Wärmeverbrauchs zeigt; z. B. liegt bei den Lokomotiven der Baureihe 24 der Wärmeverbrauch bei 60 km/h-Geschwindigkeit zwar tiefer als bei 40 km/h, der für 80 km/h aber zwischen den beiden; doch scheint es sich nur um geringfügige Ausnahmen zu handeln. Vorzüglich kommt dagegen der günstige Einfluß der Geschwindigkeit bei den Lokomotiven der Gattungen 62 und 86 zum Ausdruck.

Die scheinbar abweichende Lage der Verbundmaschine wurde schon gestreift. Die günstigsten Füllungen, die sich aber hier nur auf den Niederdruckzylinder beziehen und hinsichtlich der Gesamtdehnung mit dem Zylinderraumverhältnis zu multiplizieren sind, liegen bei der einzigen, bei zwei Geschwindigkeiten mit mäßigem Indikatorfehler gefahrenen Lokomotive der Baureihe 02010 zwischen 54 und etwa 65%. Berücksichtigt man das Zylinderraumverhältnis, so kommt man hier zur Gesamtfüllung im Sinne des rankinisierten Diagramms von etwa 25%.

Natürlich unterliegen hinsichtlich ihrer Genauigkeit die hier vorgebrachten Ergebnisse dem Indikatorfehler. Die Erscheinung, daß die Verbrauchszahlen für höhere Geschwindigkeiten vielfach unter denen kleinerer Geschwindigkeiten liegen, müßte aber bei Berücksichtigung des Indikatorfehlers nur noch stärker hervortreten. Der absolute Dampfverbrauch, der mit erheblicher Sicherheit gegeben ist, müßte bei zu kleinen Indikator diagrammen in zu hohen indizierten Verbrauchszahlen sich auswirken. Infolge des Indikatorfehlers müssen also die Kurven für die verschiedenen Geschwindigkeiten noch etwas stärker in dem Sinne auseinandergezogen werden, daß die Verbrauchszahlen für schnellere Fahrt noch sinken. Hiermit ließe sich freilich wohl nur zum Teil die oben angeführte Tatsache erklären, daß der Wärmeverbrauch der Gattung 24 bei 80 km/h sich wieder über den bei 60 km/h hinaufschiebt. Zum anderen Teil ist zweifellos der Umstand zur Erklärung heranzuziehen, daß die günstigste Geschwindigkeit der Reihe 64, wie weiter hinten bei der Leistungscharakteristik erörtert, nur etwas über 60 km/h beträgt. Die bessere Lage der Reihe 62 erklärt sich z. T. dadurch, daß die Lokomotive bereits mit Stahldrahtseilen indiziert ist und daher der Indikatorfehler geringer blieb, aber auch aus der wesentlich höheren Lage der günstigsten Geschwindigkeit in der Leistungscharakteristik. Bei 100 km/h ergab sich, wie oben in anderem Zusammenhang erwähnt, noch immer ein etwas zu hoher mechanischer Wirkungsgrad, so daß der indizierte Wärmeverbrauch für 100 km/h in Abb. 38 noch etwas sinken müßte. Befriedigende Übereinstimmung von Skalenfüllung und wirklicher Füllung vorausgesetzt, kann man nach den Abb. 38 und 39 den Satz aussprechen, daß die

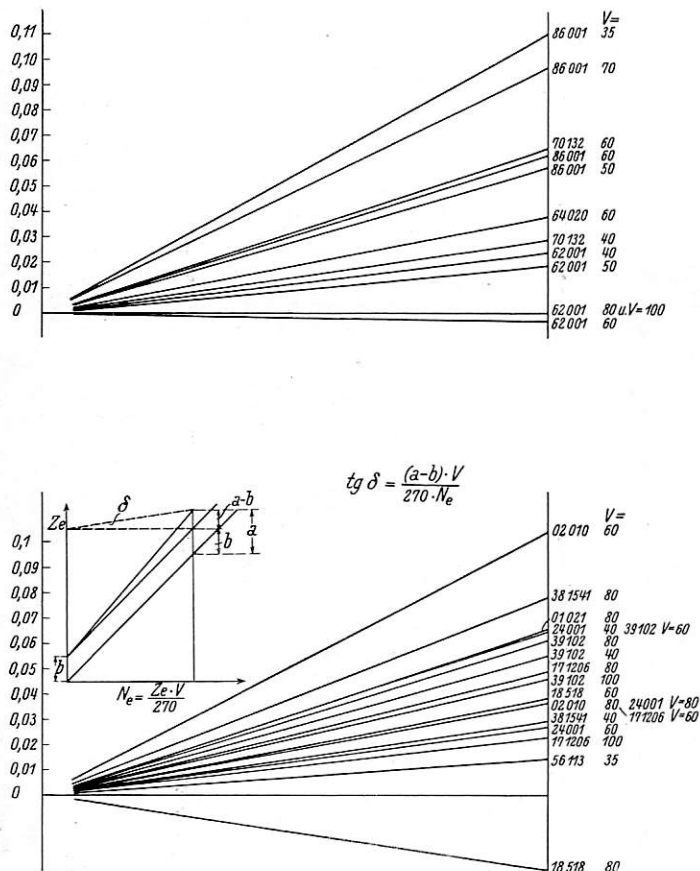


Abb. 37. Zunahme der Lokomotivwiderstände bei steigender Zugkraft.

bei 30% noch keineswegs erreicht, sondern liegen bisweilen, wenigstens scheinbar noch, über 40% hinaus, wie bei der P 10-Lokomotive bei 40 km/h Geschwindigkeit. Dies ist indes wohl durch einen etwas zu hohen rechten Endpunkt der ursprünglichen Verbrauchskurven veranlaßt, da man nicht wohl annehmen kann, daß die günstigste Füllung über 40% liegt, zumal ja doch die Dehnungslinie bei geringer Überhitzung schwächer fällt. Auch ist es natürlich denkbar, daß die Skalenfüllung und die wirkliche Füllung gelegentlich Abweichungen aufweisen.

Die Kurven für gleiche Fahrgeschwindigkeiten sind übrigens dann nicht völlig vergleichsfähig, wenn die Lokomotiven verschiedene Treibraddurchmesser haben. Insofern müßte als Parameter der Kurven eigentlich die Umdrehungszahl statt der Fahrgeschwindigkeit dienen. Andererseits ist es aber Zweck der Lokomotiven, Züge mit bestimmten Geschwindigkeiten zu befördern, und der Betriebsmann wird deshalb lieber wissen wollen, wie die Verbrauchszahlen der Lokomotiven bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten liegen. Aus diesem Grunde ist die Geschwindigkeit beibehalten worden, um so mehr, als auch die einzelnen Versuchsfahrten im Beharrungszustande mit bestimmten Geschwindigkeiten aus-



günstigsten Füllungen bei Maschinen mit einfacher Dampfdehnung etwa bei 30% liegen.

Im übrigen streuen die Wärmeverbrauchsahlen, auch für den Leistungsscheitel bei den verschiedenen Geschwindigkeiten und Lokomotivgattungen noch erheblich genug, um von der Nennung einer einheitlichen günstigsten Wärmeverbrauchsahl Abstand nehmen zu müssen. Das Gebiet

des mit dem Regler gedrosselten Kesseldruckes überleiten, da man im Interesse ruhigen Ganges die Füllung nicht gern nennenswert unter 20% wählt, um keine zu hohen Kompressionen zu erhalten. Daß man bei kleineren Zylindern bei großen Zugkräften und Leistungen unter Umständen bis etwa zu 50% gebraucht, tut der Wirtschaftlichkeit wenig Abbruch, wenn man dabei im Auge behält, daß der Ordinatenmaßstab

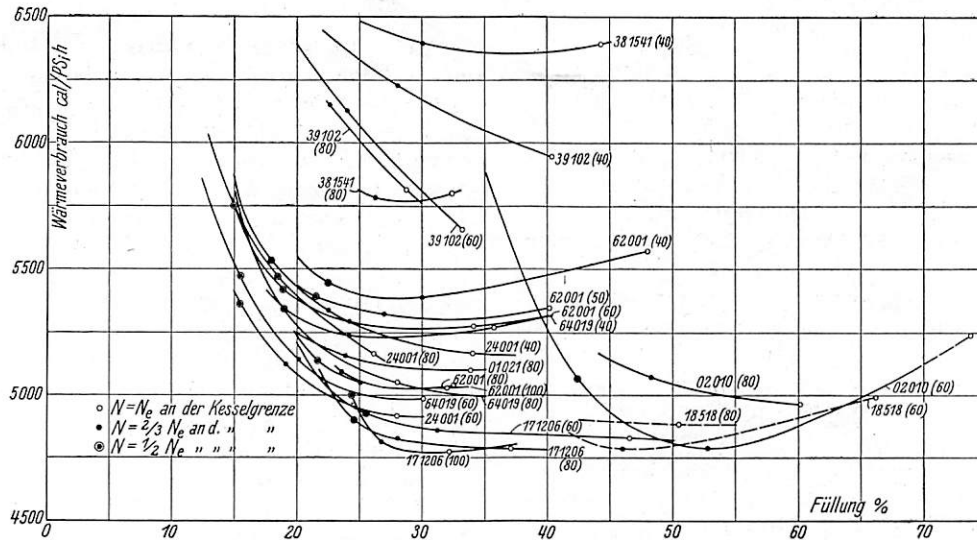


Abb. 38. Spez. Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Füllung.

in dem die Wärmeverbrauchsahlen vorbehaltlich der Meßgenauigkeit bei den neueren Maschinen mit einfacher Dampfdehnung liegen, bewegt sich etwa zwischen 4800 und 5400 kcal, also in einem Intervall von mehr als 10%, und selbst auf gleiche Geschwindigkeit bezogen, betragen die Schwankungen noch reichlich 8%.

Zu einigen Bemerkungen gibt diese Untersuchung der Füllung noch Anlaß: Einmal bringen auch diese Kurven wieder deutlich zum Ausdruck, einen wie großen Fortschritt durch ihre höhere Überhitzung die neuen Einheitslokomotiven z. T. gegen die älteren Lokomotiven ergeben. Die P 8-Lokomotive hat z. B. bei 30% Füllung mit ihrem Wärmeverbrauch bei 5800 kcal, die 01021 bei der dem Verwendungszweck nach damit in Parallele zu stellenden Geschwindigkeit von 80 km/h bei 5100 kcal, ihren günstigsten Wert. Die Wärmersparnis im Dampf (noch ohne den etwas besseren Kesselwirkungsgrad) beträgt z. B. damit 12%. Merkwürdigerweise liegen die Personenzugenderlokomotiven, trotzdem sie nur 14 statt der 16 at der Schnellzuglokomotiven haben, noch etwas tiefer. Es wird noch der Aufklärung bedürfen, wodurch dieses besonders günstige Verhalten gegeben ist. Die Güte der Indizierung ist bei Versuchen, soweit sie also das Indikatordrahtseil betrifft, bei den Lokomotiven der Gattungen 01, 38, 39 und 62 an sich die gleiche; bei drei dieser Lokomotiven auch der Treibraddurchmesser.

Die andere Frage, die mit der Füllung zusammenhängt, ist die nach der zweckmäßigsten Zylindergröße; das Verhältnis zwischen Verbund- und Zwillingsmaschinen wird später besonders behandelt. Da die Lokomotive nur bisweilen mit ihrer Höchstleistung, viel häufiger mit darunterliegenden, mittleren Leistungen fährt, so darf man die günstigste Füllung natürlich nicht mit der Höchstleistung der Maschine in Verbindung bringen; man erhält sonst zu große Zylinder. Diese würden dann bei kleinen Leistungen bestimmt in das Gebiet

in den Abbildungen ein sehr großer ist und die Verbrauchskurven nur scheinbar so stark gewölbt sind. So würde bei der in Abb. 38 verhältnismäßig stark steigenden Kurve der 62001 beim Übergang von 30 auf 45% Füllung nur eine Zu-

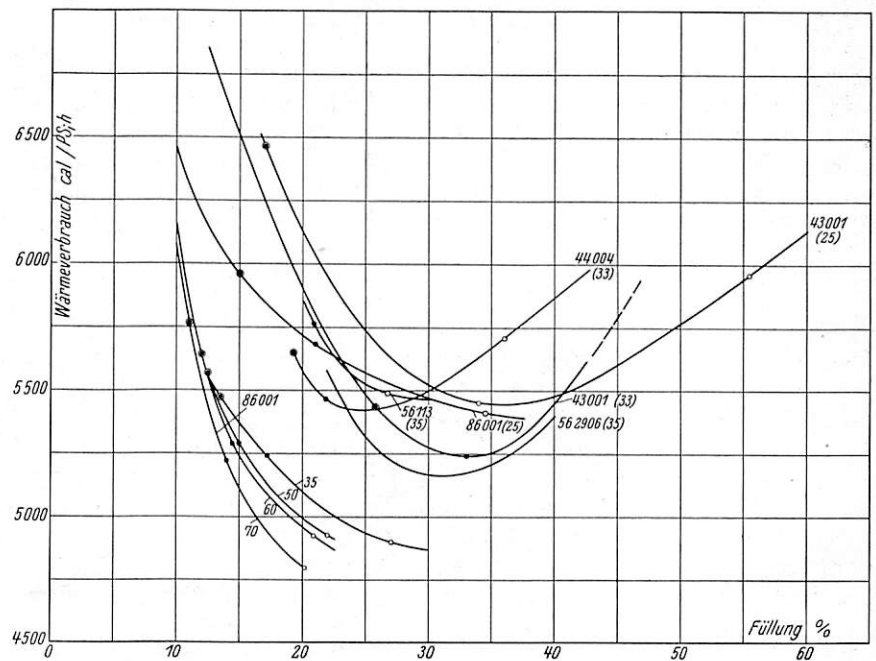


Abb. 39. Spez. Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Füllung.

nahme des spezifischen Wärmeverbrauchs auf 5390 bis 5540 kcal, also um 2,8% erfolgen.

Von Wichtigkeit ist es noch, hervorzuheben, daß die Kurven der beiden Abbildungen am linken Ende nur so weit ausgezogen sind, als mit ungedrosseltem Dampf gefahren wurde; eine Untersuchung darüber, ob es bei kleinen Leistungen nicht vielleicht zweckmäßiger ist, statt mit sehr kleinen Füllungen und ganz offenem Regler, mit Füllungen in der Nähe der günstigsten und mit gedrosseltem Regler zu

fahren, wird noch besonders nachzuholen sein. Durch einen kleinen, nahe dem rechten Ende gelegenen Kreis ist die Füllung an der Kesselgrenze zum Ausdruck gebracht. Durch einen vollen schwarzen Kreis ist weiterhin die Füllung bei einer Zughakenleistung  $= \frac{2}{3}$  derjenigen an der Kesselgrenze und endlich durch einen schwarzen Kreis mit Ring derjenige Punkt zum Ausdruck gebracht worden, bei dem die Lokomotive am Zughaken noch die Hälfte der Leistung an der Kesselgrenze entwickelt.

Die Lage des Verbrauchsscheitels zu diesen Punkten ist nun ein gutes Kriterium für das zweckmäßigste Zylindervolumen, allerdings wie wir weiterhin noch sehen werden, nicht das einzige. Betrachten wir beispielsweise die fünf Geschwindigkeitskurven der Reihe 62, so sehen wir, daß der günstigste Verbrauch in der Regel zwischen der Höchstleistung und  $\frac{2}{3}$  der Höchstleistung liegt. Die halbe Leistung ist gleichfalls in fast allen Fällen mit Füllungen um 20% herum, also derjenigen, die für die üblichen Schwingensteuerung stets noch gut anwendbar ist, erreicht worden. Die Zylinder können also in einem solchen Falle als durchaus zweckmäßig bemessen erachtet werden. Dagegen liegt bei der P 10-Lokomotive, sowohl bei 40 wie auch bei 60 und 80 km/h der Punkt für die dauernde Höchstleistung des Kessels stets noch auf dem nach rechts fallenden Zweig, vor dem Kurvenscheitel, also ohne daß der niedrigste Wärmeverbrauch je erreicht worden wäre. In solchen Fällen sind die Zylinder zu groß bemessen, weil der Dampf selbst bis zur größten Leistung hin noch keine Gelegenheit gehabt hat, die für den Wärmeverbrauch günstigste Dehnung zu erreichen. Auch die an sich übrigens vorzüglich sparsamen Lokomotiven der Baureihen 64 und 24 erreichen zwar in einigen Fällen den unteren Verbrauchsscheitel, in anderen Fällen liegt jedoch die Höchstleistung vor Erreichung des niedrigsten Wärmeverbrauchs. Auch hier dürfte deshalb von diesem Gesichtspunkt aus die zweckmäßigste Zylindergröße schon etwas überschritten sein. Die Schnellzuglokomotiven sind noch nicht in ihrem ganzen Geschwindigkeitsgebiet eingehend durchgefahren; die Kurven der Einheitslokomotive 02010 und der bayerischen S 3/6 (18518) für 60 km/h sind noch nicht mit der Bremslokomotive, also nach der genaueren Meßmethode gewonnen. Das Kriterium, daß für die zweckmäßigste Zylindergröße der untere Wärmescheitel links von dem Höchstleistungspunkt liegen muß, ist bei den Verbundlokomotiven der Baureihe 02 stellenweise erfüllt, bei der Zwillingslokomotive der Baureihe 01 liegt der Höchstleistungspunkt gerade im unteren Scheitel. Ob hier eine zweckmäßigere Bemessung der Zylinder möglich ist, müssen die genaueren Versuche, auch bei den höheren Geschwindigkeiten, noch zeigen.

Die P 8-Lokomotive (Reihe 38) ist ein Beispiel dafür, daß die eben besprochene Zylindercharakteristik allein nicht ausreicht. Die Wärmeverbrauchskurven als Funktion der Füllung sind nämlich an sich beide so beschaffen, daß der Scheitel unterhalb der Höchstleistung liegt. Unter diesem Gesichtspunkt erscheinen also die Zylinder noch als zweckentsprechend bemessen. Wir werden aber später bei der Leistungscharakteristik noch sehen, daß die günstigste Geschwindigkeit in dem Sinne, daß bei ihr die höchste Zughakenleistung entwickelt wird, noch unter 40 km/h liegt, also bei einer Geschwindigkeit, die für eine Personenzuglokomotive zu niedrig ist; eine höhere günstigste Geschwindigkeit kann man für einen vorhandenen Kessel nur durch Verkleinerung der Zylinder ermöglichen.

Es spielt natürlich auch eine Rolle, ob die Wärmeverbrauchskurve als Funktion der Leistung in der Nähe des Optimums möglichst flach verläuft. Wir kommen auf diese Kurven noch zurück, sie sind in ihrer Krümmung wesentlich weiter auseinandergezogen, als die hier gezeigten in Funktion der Füllung.

Endlich sei ein weiteres Kriterium für zweckmäßige

Zylinderbemessung noch angeführt; es besteht darin, daß die Zylinder für die Anfahrt und bei Fahrten an der Reibungsgrenze im Stande sein müssen, die Reibungszugkraft der gekuppelten Achsen noch voll auszunutzen, und zwar am besten mit einem Betrage, der sich an nicht zu niedrige Reibungsziffern knüpft. Hierfür wäre die Gleichung maßgebend:

$$Z_{i\max} = \frac{d^2 h \cdot \alpha \cdot p_k}{D} = \mu_i \cdot G_r,$$

worin  $Z$  die Zugkraft,  $p_k$  die Kesselspannung,  $d$  den Zylinderdurchmesser,  $h$  den Kolbenhub,  $D$  den Treibraddurchmesser,  $G_r$  das Reibungsgewicht und  $\mu_i$  die indizierte Reibungsziffer bezeichnen ( $\mu_i \approx 1,05 \mu$  am Radumfang), sowie endlich  $\alpha$  derjenige Faktor für den Kesseldruck ist, der auf Grund von Diagrammen bei ausgelegter Steuerung und langsamer Fahrt mit Sicherheit noch zu verwirklichen ist. Dabei ist  $\mu$  dann am besten nicht mit demjenigen Betrage zu wählen, mit dem man es bei dem s-V-Diagramm zur Fahrplanbildung einführt, sondern mit den größeren Werten, die sich bei gutem Reibungszustand zwischen Rad und Schiene noch verwirklichen lassen, mindestens 0,25 für die indizierte Zugkraft; womit auch dem Umstände Rechnung getragen ist, daß eine genügend große Zugkraft auch bei nicht vollem Kesseldruck noch ausgeübt werden kann.

Die Einheits-Güterzuglokomotiven als langsamfahrende Lokomotiven erfüllen jene erste Bedingung für die beste Zylindergröße wieder gut, insofern der günstigste Wärmeverbrauch unterhalb der Höchstleistung liegt, ohne daß andererseits der spezifische Mehrverbrauch an Wärme bis zur Höchstleistung besonders große Beträge annimmt. Dagegen hat die leichte Tendergüterzuglokomotive der Baureihe 86 wieder reichlich große Zylinder, mit denen der tiefste Punkt der Verbrauchskurve bei der höchsten Dauerleistung noch gar nicht erreicht ist.

Hervorzuheben ist noch, daß selbst eine etwa nicht befriedigende Übereinstimmung zwischen wirklicher Füllung und Skalenfüllung auf die eben durchgeführten Untersuchungen ohne Einfluß wäre, insofern durch eine weiter von der Mitte ausgelegte Steuerungsmutter eine größere Füllung immer gegeben ist. Endlich mag noch daran erinnert werden, daß bei der Wahl der Zylinderdurchmesser auch der Wunsch eine Rolle spielt, für den Austauschbau mit möglichst wenigen Zylindermodellen auszukommen, insofern man benachbarte Zylinderdurchmesser zu einem mittleren zusammenlegt und diesen dann für mehrere Lokomotivgattungen bestimmt.

## 15. Der Dampf- und Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit.

Nachdem oben der Wärmeverbrauch als Funktion der Füllung betrachtet worden ist, sollen im folgenden eine Reihe von Kurven für den gewichtsmäßigen Dampfverbrauch gegeben werden, der bei den Versuchen mindestens für die  $PS_e h$  als nahezu unmittelbar gemessener Wert anfällt. Wenn auch der gewichtsmäßige Dampfverbrauch, wie schon erörtert, insofern nichts Eindeutiges darstellt, als er mit verschiedenen Dampftemperaturen verbunden sein kann, so sind die gewichtsmäßigen Dampfverbrauchszahlen doch für den Entwurf von Lokomotiven insofern von wesentlicher Bedeutung, als man aus der Teilung der gesamten stündlichen Dampfmenge in kg mit dem spezifischen Dampfverbrauch die verfügbare Leistung erhält, ohne den Umweg über den Wärmeverbrauch zu benötigen.

Abb. 40 zeigt die Kurven des Dampfverbrauchs für die Zughakenleistung für die 2 C 2-Einheitslokomotive (Reihe 62) bei 5 verschiedenen Geschwindigkeiten. Der Dampfverbrauch steigt, wie deutlich zu erkennen, sowohl mit abnehmender Leistung, als auch mit zunehmender Geschwindigkeit; in beiden Fällen schon deshalb, weil die für die Be-



förderung der Lokomotive selbst erforderliche Leistung einen um so größeren Anteil der verfügbaren Gesamtleistung ausmacht.

Abb. 41 zeigt den Übergang zur indizierten Leistung, die in diesem Falle über der zugehörigen effektiven Leistung aufgetragen ist. Hier findet nun, wie in der Regel, eine Umkehrung des Geschwindigkeitseinflusses statt, der, wie auch oben schon gelegentlich erörtert, ein günstiger für den indizierten Verbrauch ist. Lag bei dem effektiven Dampfverbrauch die Kurve für die höchste Geschwindigkeit oben, so liegt sie hier zu unterst; nur die Kurven für 50 und 60 km/h Geschwindigkeit, wo die Verbrauchswerte sich fast völlig decken, sind sozusagen indifferent.

Zeigten nun schon die Kurven des effektiven Dampfverbrauchs in dem Gebiet der größeren Leistungen, etwa von 700 bis 1400 PS<sub>e</sub>, mindestens bei den kleineren und mittleren Geschwindigkeiten kein sehr starkes Gefälle, so zeigen die Kurven für den indizierten Dampfverbrauch von etwa der mittleren bis zur höchsten Leistung praktisch überhaupt kein Gefälle mehr. Dieses Ergebnis, das sich in gleicher Weise, wie die späteren Kurvenblätter zeigen, bei fast allen neueren Lokomotiven wiederholt, ist insofern ein sehr günstiges, als ein guter thermischer Wirkungsgrad nicht ängstlich an die Bedingung möglichst hoher Leistungen geknüpft ist, sondern erst bei kleinerer Leistung schlechter zu werden beginnt. In der Praxis arbeiten ja die Lokomotiven sehr häufig mit mittleren Leistungen; so lassen sich z. B. die Schnellzuglokomotiven, deren Volleistung nur bei schweren, schnellfahrenden Zügen oder in der Steigung voll in Anspruch genommen wird, dienstplanmäßig nur dann sehr gut, also mit sehr vielen monatlichen Laufkilometern ausnützen, wenn sie gelegentlich auch Eil- und Personenzüge zu übernehmen haben, die geringere Ansprüche an die Leistung stellen.

Die Reihe der folgenden Abbildung gibt nun die Dampfverbrauchskurven verschiedener Lokomotiven, aber jeweils bei gleichen oder nahezu übereinstimmenden Geschwindigkeiten wieder. So zeigt Abb. 42 die Dampfverbrauchszahlen für kleinere Geschwindigkeiten, vorwiegend 35 km/h. Allerdings sind einige dieser Lokomotiven noch nicht

Kurven in die Tafel schon bedenklich erschien. Der niedrigste Verbrauchswert der Güterzuglokomotiven liegt (abgesehen von der einpunktierten Kohlenstaublokomotive 56.2906) für die

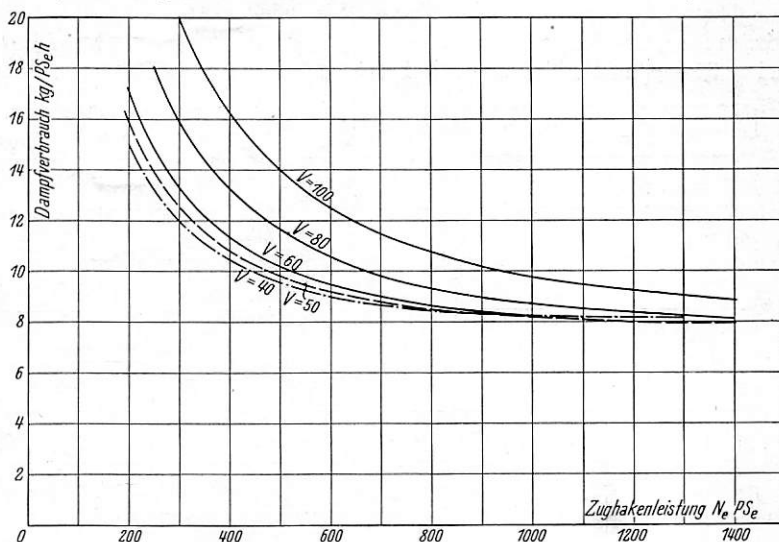


Abb. 40. Spez. effekt. Dampfverbrauch der Lokomotive 62 001 bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

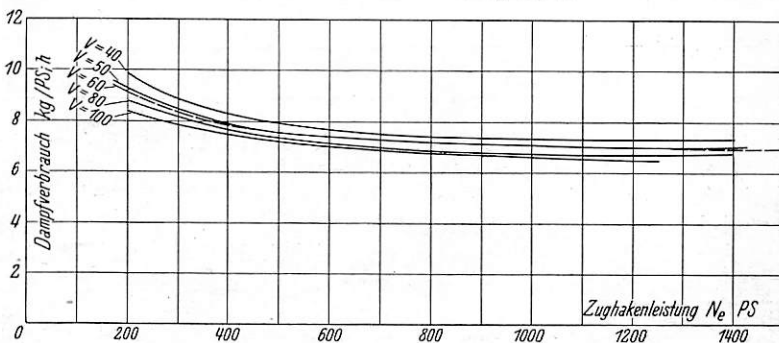


Abb. 41. Spez. indiz. Dampfverbrauch der Lokomotive 62 001 bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Reihe 43 bei etwa 1050 PS<sub>e</sub> mit 7,4 kg/PS<sub>e</sub>h vor. Im übrigen streuen die Werte hier über ein ziemlich breites Band, entsprechend 1,4 kg/PS<sub>e</sub>h, so daß es hier noch gewagt erscheint

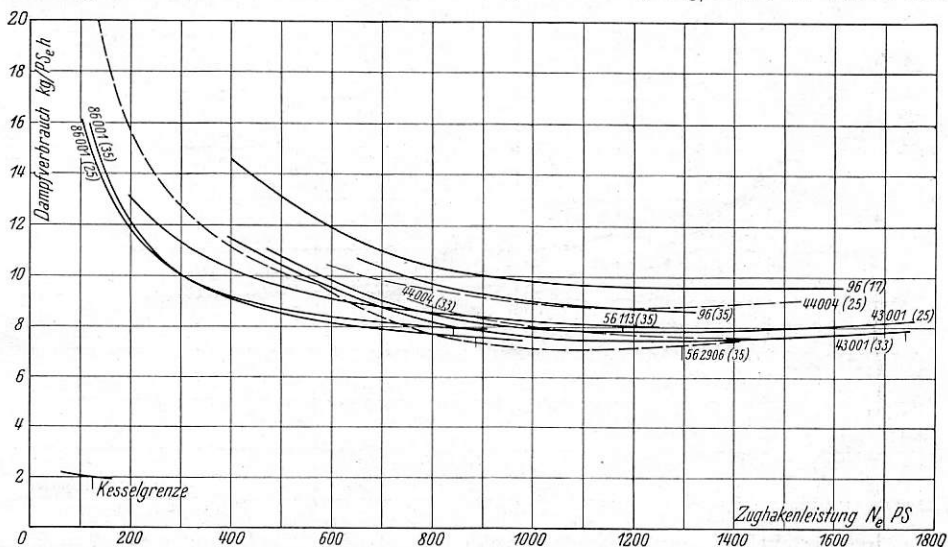


Abb. 42. Spez. effekt. Dampfverbrauch bei V = 25 — 35 km/h.

mit der heutigen Versuchsgenauigkeit gefahren; aber andererseits wichen die betreffenden Versuchsbedingungen von ihr nicht so wesentlich ab, daß die Aufnahme der zugehörigen

eine bestimmte Zahl für einen Neuentwurf vorauszusagen. Beschränkt man sich auf die Kurven für etwa 35 km/h, die oben von der (rostgefeuerten) G<sub>8</sub>-Lokomotive (Reihe 56)

abgeschlossen werden, so verringert sich freilich die Streuung für die Scheitelwerte auf etwa 0,6 kg/PS<sub>e</sub>h. Da auch der günstigste Scheitelwert der Reihe 43 einer gewölbten Kurve angehört, die nach der Kesselgrenze hin wieder ansteigt, so wird man für den Entwurf von Güterzuglokomotiven mit 35 km/h Geschwindigkeit für die größten

deren günstigste Verbrauchszahlen verhältnismäßig wenig von 8,0 kg/PS<sub>e</sub>h abweichen. Sie streuen nur in den ziemlich engen Grenzen zwischen 7,7 und 8,3, ja selbst nur 8,15 kg/PS<sub>e</sub>h, wenn man die kleine Sondermaschine für den Lokalverkehr (Baureihe 70) ausläßt. Im Gegensatz dazu zeigen die etwas älteren Maschinen, so die sonst wegen ihrer Einfachheit geschätzte P 8-Lokomotive, höhere Verbrauchszahlen, nämlich die P 8 (38) mit 8,45 und die P 10 (39) mit 9 kg/PS<sub>e</sub>h im Scheitelpunkt.

Abb. 44 zeigt die Verbrauchszahlen bei 60 km/h, wobei die Schnellzuglokomotiven Baureihen 02 und 18 allerdings noch nicht mit Bremslokomotiven gefahren sind. Die Trennung der Scheitelwerte ist auch hier wieder gegenüber den älteren Lokomotivreihen 38 und 39 deutlich erkennbar. Im übrigen ist der Abstand verhältnismäßig nicht mehr so groß bei den kleineren Geschwindigkeiten. Die Schnellzuglokomotiven einschließlich der Baureihe 62 streuen nur wenig um 8 kg/PS<sub>e</sub>h herum. Die Lokomotiven der Reihen 24 und 64 liegen wieder, fast sich deckend, sogar nur bei 7,6 kg, und selbst die leichte Lokomotive der Baureihe 70 liegt im Verhältnis zu ihren kleinen Abmessungen mit einem kleinsten Wert von 9,6 kg noch ziemlich günstig.

Abb. 45 zeigt die Verbrauchszahlen für 80 km/h und dabei die Erscheinung, daß die großen schnellfahrenden Lokomotiven immer dichter zusammenrücken; dabei handelt es sich hier durchweg um Versuche unter Verwendung der Riggenbachbremse. Die Einheitslokomotiven sind dicker ausgezogen, den Verbrauchszahlen der neuen Schnellzuglokomotiven reiht sich die S 10<sup>1</sup>-Lokomotive wieder recht gut an. Bei kleineren Leistungen liegt sie sogar unter den Einheitslokomotiven. Die Gattungen P 8 und P 10 (Reihe 38 und 39) liegen wieder beträchtlich höher; von den leichten Gattungen 24 und 64 (bei denen sich nunmehr bei 80 km/h Geschwindigkeit das Gewicht der Lokomotive mit Tender auch praktisch bemerkbar

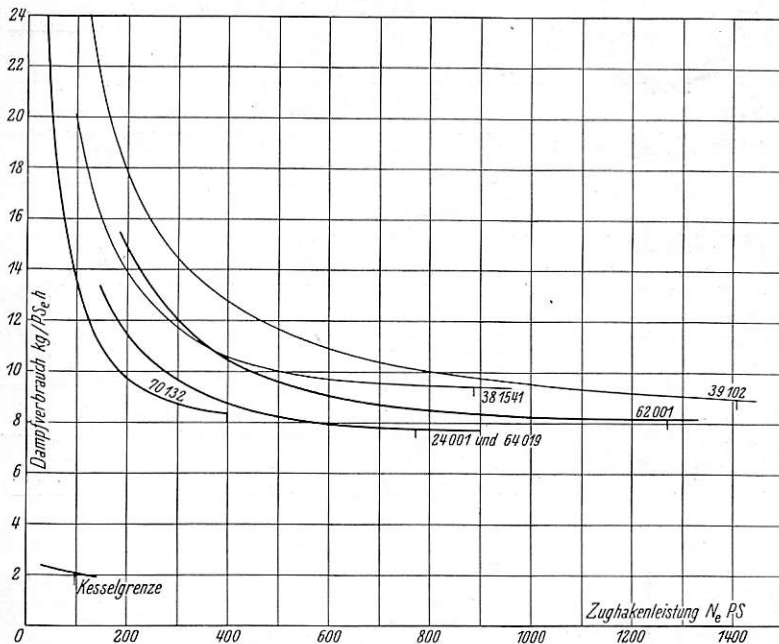


Abb. 43. Spez. effekt. Dampfverbrauch für verschiedene Lokomotivgattungen bei V = 40 km/h.

Leistungen einen Verbrauch von 8,0 kg/PS<sub>e</sub>h vorsichtshalber ansetzen müssen.

Abb. 43 gibt für 40 km/h Geschwindigkeit die Verbrauchskurven von sechs Lokomotivgattungen wieder, wobei sich die Reihen 24 und 64 mit identischem Kessel und identischer Maschine hier noch decken, da der Einfluß des besonderen

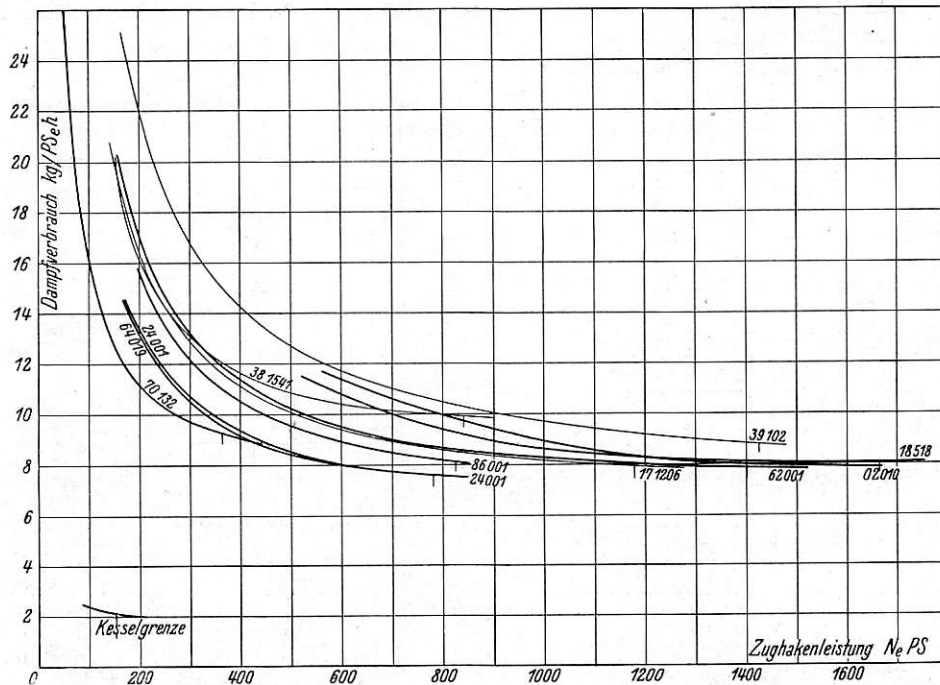


Abb. 44. Spez. effekt. Dampfverbrauch verschiedener Lokomotivgattungen bei V = 60 km/h.

Tenders mit zwei Achsen mehr bei der verhältnismäßig kleinen Geschwindigkeit sich praktisch noch nicht bemerkbar macht. Hier tritt schon eine gewisse Gleichmäßigkeit der neuen Einheitslokomotiven mit hoher Überhitzung hervor,

insofern ihre Verbrauchskurve höher liegt), zeigt die 64 etwa gleiche Scheitelhöhe mit den Schnellzuglokomotiven. Die Einheits-Schnellzuglokomotiven einschließlich der Reihe 62 und der neuen bayerischen S 3/6 zeigen ihre kleinsten Werte



in den Grenzen von 7,8 bis 8,25 kg/PS<sub>e</sub>h: die leichten Lokomotiven (Reihe 24 und 64) weisen 8,15 und 8,5 kg auf. Wesentlich höher, nämlich bei 9,7 kg liegt die P 10-Lokomotive und gar bei 10,85 kg die P 8-Lokomotive. Für neu zu entwerfende größere Lokomotiven mit guter Überhitzung wird man für den Entwurf etwa mit

noch selten auf. Bei den neueren Versuchen dagegen wurden 6,5 kg/PS<sub>i</sub>h mehrfach erreicht, auch ein gewisser Beweis dafür, daß die niedrigsten Verbrauchszahlen immer in länger durchgeführtem Beharrungszustand erzielt werden. Bei 80 km/h z. B. liegen die neueren Schnellzuglokomotiven, wiederum untermengt mit der großen Personenzugtender-

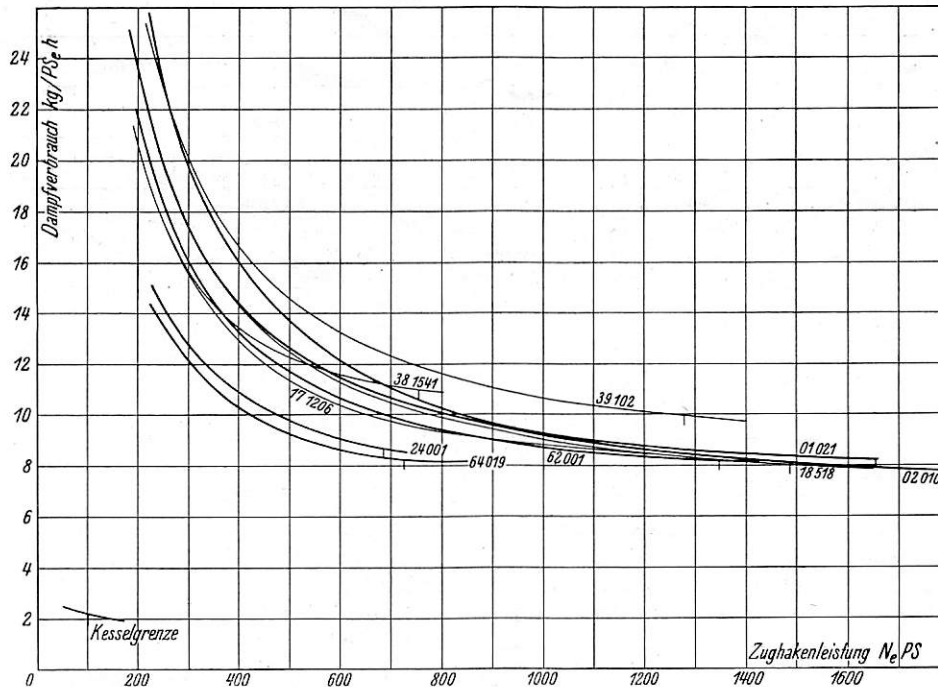


Abb. 45. Spez. effekt. Dampfverbrauch bei V = 80 km/h.

8,2 kg/PS<sub>e</sub>h bei 80 km/h an der Kesselgrenze rechnen dürfen.

An Kurven für 100 km/h liegen leider erst wenige vor; gerade für die neueren Lokomotiven wurde erst im November 1929 die erste Versuchsreihe für diese Geschwindigkeit mit der Gattung 01 durchgeführt. Abb. 46 zeigt die erwartete hohe Lage des effektiven Dampfverbrauchs, mit steilem Abfall der Kurven. Selbst die beste Lokomotive (Reihe 62) erreicht eben nur noch 9,0 kg/PS<sub>e</sub>h.

Die nächsten Abb. (47 bis 50) geben den Dampfverbrauch für die indizierte Leistung über der zugehörigen effektiven Leistung wieder. Sie bedürfen nach dem vorigen nur weniger Worte; so sei nochmals auf die sehr geringe Veränderlichkeit des indizierten Dampfverbrauchs bei mittleren und großen Leistungen hingewiesen, also auf den fast horizontalen Verlauf der Kurven, und gleichzeitig auf das noch engere Zusammendrücken gleichartiger Lokomotiven, wie denn auch schon in Abb. 41 das Kurvenbündel der indizierten Leistung hier viel schmäler und viel weniger divergent nach links war, als in Abb. 40 das Kurvenbündel des effektiven Dampfverbrauchs. Bei 80 km/h z. B. sind wie Abb. 50 zeigt, die Kurven etwa bei 1000 PS<sub>e</sub> praktisch kaum auseinanderzuhalten. Im übrigen zeigt sich die höhere Lage der P 8 und der P 10 auch in diesen Abbildungen wieder. Hervorzuheben ist noch, daß für den indizierten Verbrauch die 7 kg/PS<sub>i</sub>h häufig unterschritten werden. In meinem Aufsatz ähnlichen Inhalts im Jubiläumshft von Glasers Annalen 1927 trat die Unterschreitung der 7 kg/PS<sub>i</sub>h bei der damals noch nicht guten Durchführung des Beharrungszustandes und der geringeren Zahl neuzeitlicher Lokomotiven

lokomotive, Reihe 62, in dem engen Gebiet von 6,5 bis 6,75 kg/PS<sub>i</sub>h. Gleichfalls bei 6,6 kg liegt die kleinere Lokomotive der Baureihe 64. Für die Vorausberechnung von Lokomotiven für größere Geschwindigkeiten

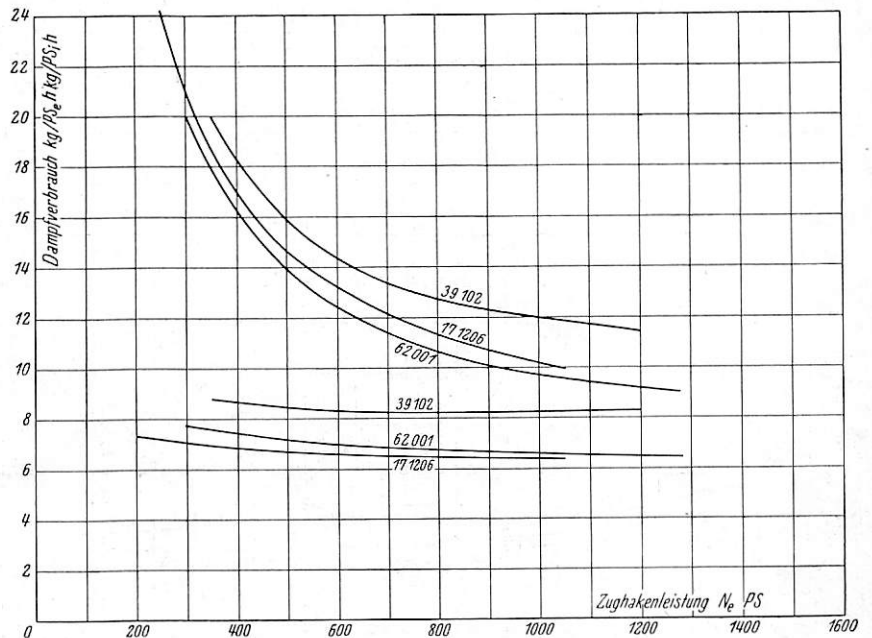


Abb. 46. Spez. effekt. und indiz. Dampfverbrauch bei V = 100 km/h.

wird man deshalb, soweit der Kesselentwurf die Erreichung ausreichend hoher Heißdampftemperaturen mit Sicherheit verspricht und die schädlichen Räume nicht zu groß gewählt werden, mit rund 6,7 kg/PS<sub>i</sub>h für die Scheitelleistung unbedenklich rechnen dürfen. Man wird das um so mehr, als

die Kurven für den indizierten Dampfverbrauch bei 100 km/h, die in Abb. 46 mit aufgenommen sind, auf 6,5 kg/PS<sub>h</sub> bei der Reihe 62 und auf 6,4 kg/PS<sub>h</sub> bei der S 10<sup>1</sup>- Lokomotive absinken. Im übrigen tragen auch diese Kurven, von dem wieder fühlbaren günstigen Einfluß der Geschwindigkeit noch abgesehen, das Merkmal des flachen, bei höheren Leistungen fast horizontalen Verlaufs an sich.

eine Auswahl gebracht, da hier hauptsächlich solche Zahlen angegeben werden sollten, die dem Konstrukteur beim Entwurf der Lokomotive von Nutzen sind. In diesem Zusammenhang spielt aber der Wärmeverbrauch eine geringere Rolle, da beim Ausgang von einem höchsten stündlichen Dampfgewicht (57 kg/m<sup>2</sup>h) namentlich der spezifische Dampfverbrauch in kg den Entwerfenden interessiert. Trotzdem

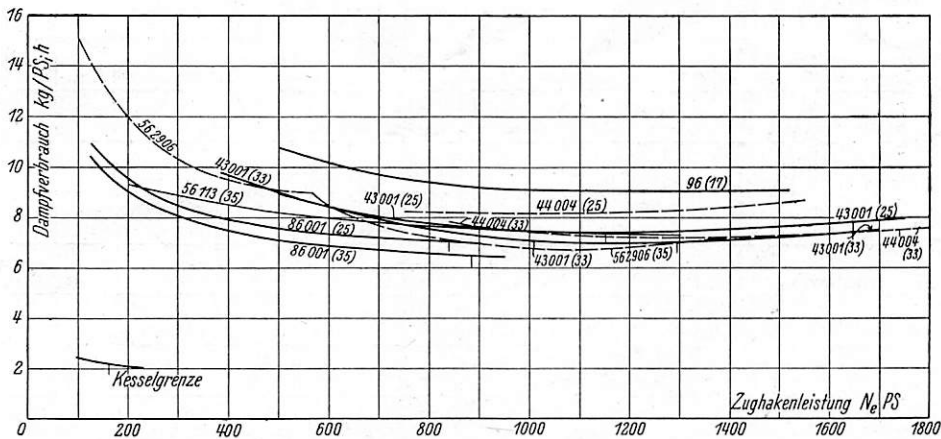


Abb. 47. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 25—35 km/h.

Die folgenden Abbildungen zeigen in Ergänzung des gewichtsmäßigen Dampfverbrauchs den Wärmeverbrauch im Dampf. An dieser Stelle ist von den Wärmeverbrauchskurven, deren Bedeutung bereits in der Unter-

suchung über die günstigsten Dampftemperaturen und über den Einfluß der Füllung eingehend gewürdigt worden ist, nur

solte auch hier an den Wärmeverbrauchskurven, und zwar zununmehr als Funktion der Leistung, nicht vorübergegangen werden. Zunächst zeigt Abb. 51 den effektiven Wärmeverbrauch bei 60 km/h und ab 0<sup>0</sup>, also das, was die Dampfzylinder der eigentlichen Lokomotivmaschine jeweils benötigen. Aus der Abbildung geht hervor, daß auch der Wärmeverbrauch an der Kesselgrenze für die neueren Lokomotiven einschließlich der guten älteren S 10<sup>1</sup>- Lokomotive wieder in ziemlich engen Grenzen liegt. Der Verlauf der Kurven ist flacher als beim gewichtsmäßigen Verbrauch nach Abb. 44, weil die gewichtsmäßig größeren Verbrauchszahlen bei den kleineren Leistungen mit niedrigeren Temperaturen verknüpft sind. Diese Feststellung ist betriebswirtschaftlich naturgemäß wieder um so angenehmer, als die Lokomotiven ja häufig nur mit Teilleistungen arbeiten. Die Zahlen der guten Lokomotiven selbst gruppieren sich mit verhältnismäßig schwacher Streuung um den Mittelwert von 6000 kcal/PS<sub>0</sub>h, wobei außer der S 10<sup>1</sup>- Lokomotive auch die besonders gut gelungenen Typen 24 und 64 etwas darunter liegen. Die P 10- Lokomotive (Reihe 39) erreicht an der Kesselgrenze wenigstens 6500 kcal, während die P 8- Lokomotive (Reihe 38) mit 7400 kcal/PS<sub>0</sub>h die ungünstigste der hier aufgeführten Maschinen ist.

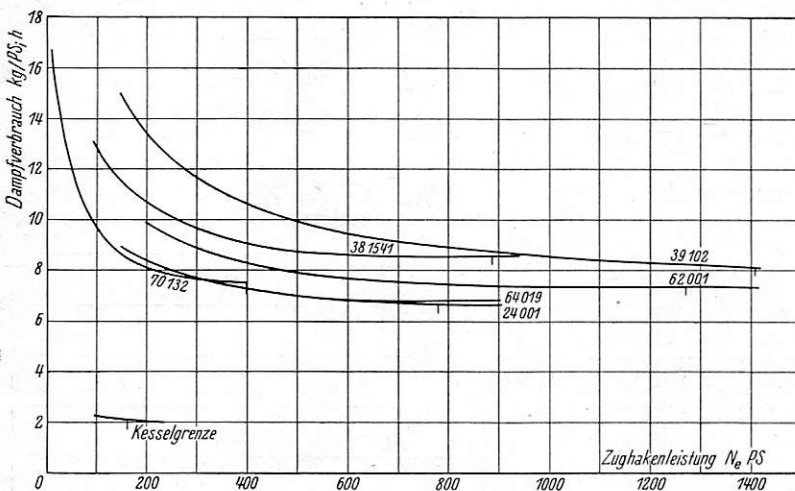


Abb. 48. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 40 km/h.

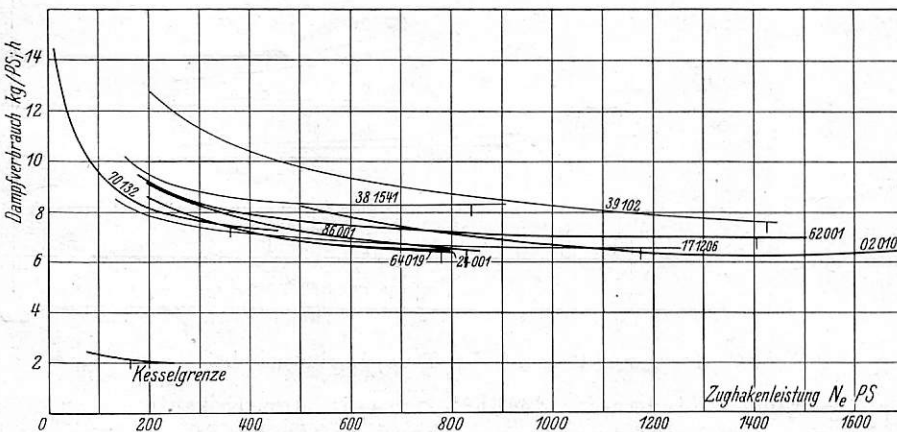


Abb. 49. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 60 km/h.

Die Abb. 52 zeigt den Wärmeverbrauch für 80 km/h, wieder ab 0<sup>0</sup>. Die Kurven sind wegen des höheren Eigenverbrauchs der Lokomotive etwas steiler und liegen meist auch etwas höher. Auch die Reihen 64 und 24 sind jetzt über 6000 kcal/PS<sub>0</sub>h heraufgerückt und Tenderlokomotive und Lokomotive mit Tender schärfer unterschieden; die 6000 kcal werden nur noch von den beiden großen Schnellzug- Verbundlokomotiven erreicht oder etwas unterschritten (Reihe 02 und 18).

Abb. 53 bringt, wiederum für den effektiven Wärmeverbrauch, den Einfluß des Vorwärmers zum Ausdruck; sie gibt also die Verbrauchszahlen, die mit dem Kesselwirkungs-

grad in Beziehung zu setzen sein würden. Unter dem günstigen Einfluß des — vollkommen betriebstüchtigen, allorts gut



abgedichteten — Vorwärmers sinkt jetzt auch die P 10 an der Kesselgrenze mit 5600 kcal/PS<sub>h</sub> unter die 6000 kcal; die neueren und besseren Lokomotiven gehen bei ziemlich schmalem Spielraum auf 5300 bis 5100 kcal herab. Auch bei 80 km/h (Abb. 54) werden die 5550 kcal noch von fast allen guten Lokomotiven unterschritten, nur die 24 nähert sich den 6000, über welche die P 10 jetzt schon wieder merklich emporgestiegen ist.

Der stark verflachend wirkende Übergang zur indizierten Leistung tritt auch in den Wärmeverbrauchskurven wieder hervor. Auf die Wärmeausnutzung im Lokomotivzylinder selbst bezogen und ab 0° gerechnet, werden nunmehr bei

60 km/h und erreichen bei der S 10<sup>1</sup>-Lokomotive ein Minimum mit rund 4200 kcal/PS<sub>h</sub>. Unverhältnismäßig günstig wirkt sich der Vorwärmer bei der Reihe 39 bei 60 km/h aus; eine solche Verschiebung ist bei einer Lokomotive mit geringer Überhitzung wohl z. T. erklärlich, da bei ihr die im Vorwärmer zur Geltung kommende Verdampfungswärme für den Atmosphärendruck einen merklich größeren Anteil der gesamten Dampfwärme ausmacht, als bei Lokomotiven mit hoher Überhitzung.

### 16. Zwilling- und Verbundlokomotive.

In den achtziger und neunziger Jahren des vorigen Jahrhunderts war die Entwicklung der Verbundlokomotive bei

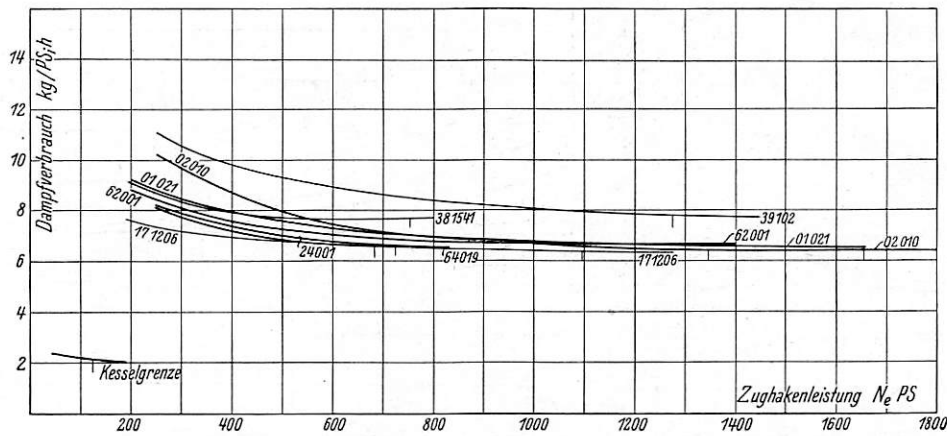


Abb. 50. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 80 km/h.

60 km/h (Abb. 55) 5000 kcal/PS<sub>h</sub> für mehrere Lokomotiven unterschritten; ein sehr günstiges Verhalten, das aber bei der S 10<sub>1</sub> (Reihe 17) wegen des schlechteren Kessels keine

den Preußischen Staatsbahnen vor allem durch v. Borries gefördert worden. Die Versuche, ihre Überlegenheit über die Zwillinglokomotive zahlenmäßig festzustellen, wurden

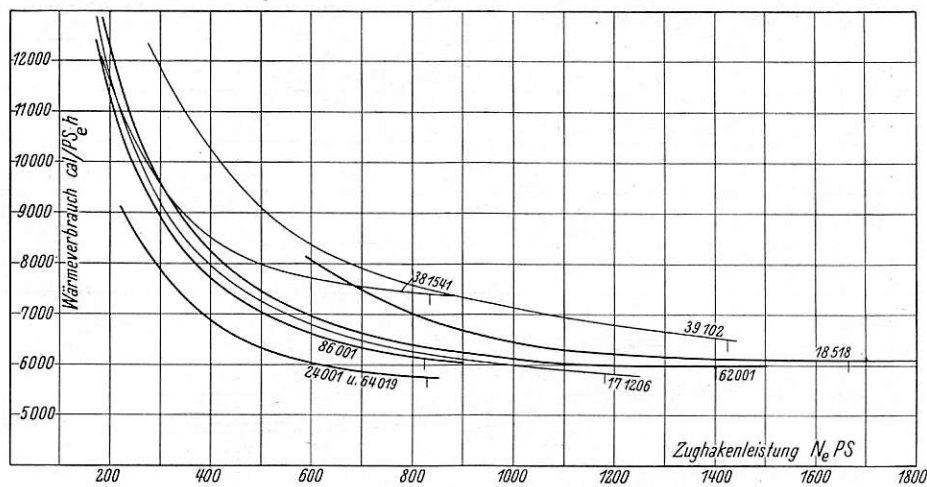


Abb. 51. Spez. effekt. Wärmeverbrauch im Dampf bei V = 60 km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab 0° C.

Parallele in dem letztthin ausschlaggebenden Kohlenverbrauch findet. Für 80 km/h ist nach Abb. 56 die Lage der neueren Lokomotiven gleichmäßig für die größeren Leistungen auf das schmale Gebiet von 5000 bis 5150 kcal/PS<sub>h</sub> beschränkt; die S 10<sup>1</sup>-Lokomotive liegt auch hier wieder mit 4800 noch darunter, während die älteren Lokomotiven mit 5850 kcal/PS<sub>h</sub> um 13,6 bis 17% ungünstiger liegen als die Einheitslokomotiven.

Die Einbeziehung des Vorwärmers bringt, ähnlich wie oben, eine erhebliche Senkung der Kurven mit sich. Sowohl bei 60 km/h (Abb. 57), wie auch bei 80 km/h (Abb. 58) liegt keine der guten Lokomotiven mehr über 4500 kcal/PS<sub>h</sub>. Die Werte für 80 km/h liegen, dank dem meist günstigen Einfluß der Geschwindigkeit, noch etwas unter denen für

häufig mit sonst nicht völlig vergleichsfähigen Lokomotiven unternommen und sind daher kaum in allen Fällen ganz schlüssig gewesen. Mit Lokomotiven, die bis auf die eigentliche Dampfmaschine völlig übereinstimmten, sich also auch im Gewicht nur verhältnismäßig unerheblich voneinander unterschieden, hat erst die Eisenbahndirektion Erfurt (Lochner) im Jahre 1893 vergleichende Versuchsfahrten veranstaltet, deren Ergebnisse sich auch in der „Eisenbahntechnik der Gegenwart“, 1. Aufl. 1897, aufgeführt finden.

Hinsichtlich ihrer absoluten Größe (kg/PS<sub>h</sub>) sind diese Verbrauchszahlen zu klein, da die Zugwiderstände nach der sog. Erfurter Formel berechnet, also schon damals zu hoch in Ansatz gebracht wurden. Da indes dieser Fehler bei beiden Lokomotivgattungen auftrat, so waren die Verbrauchszahlen

in ihrem Verhältnis zueinander kaum mit Fehlern behaftet. Die Ersparnisse der Verbundlokomotive wuchsen mit der Geschwindigkeit; sie lagen beim Dampf im Bereich von 15 bis 18%, bei der Kohle von 14 bis 23%. Die Ansicht, daß die Verbundlokomotive in allen gebräuchlichen Arbeitslagen der Zwillingslokomotive wirtschaftlich überlegen ist, mußte sich daher zur Naßdampfzeit als eine allgemein unbezweifelte herausbilden.

Ersparnisfrage. Umgekehrt unterließ es aber auch Garbe, obgleich in Preußen die Verbundlokomotive der Naßdampfzeit verlassen und durch die Heißdampfzwillingslokomotive ersetzt wurde, seine dogmatische Ansicht, daß das Verbundprinzip beim Heißdampf nicht mehr lohnend sei, durch Versuche zu beweisen. Erst Strahl behandelte, aber z. T. von theoretischen Voraussetzungen ausgehend, in seiner Abhandlung „über den Dampfverbrauch und die zweckmäßigste

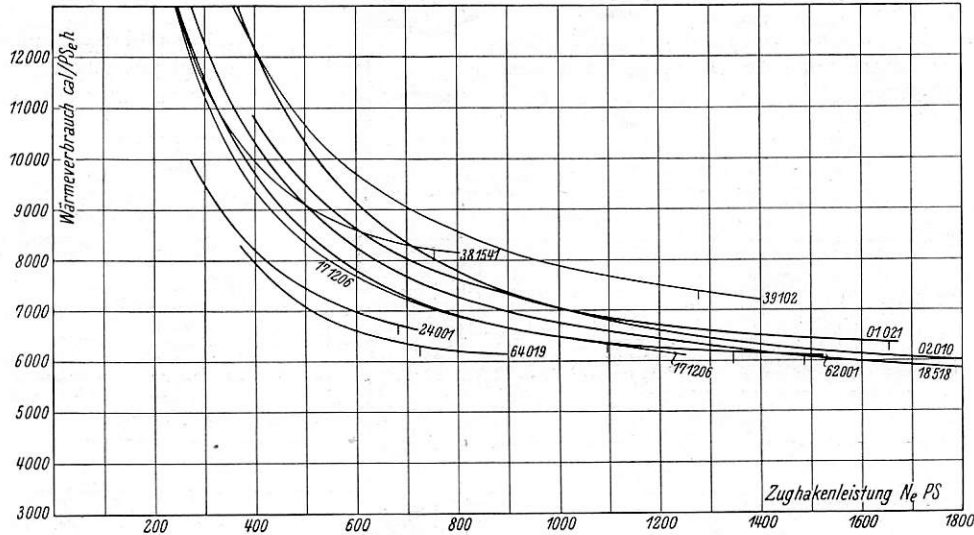


Abb. 52. Spez. effekt. Wärmeverbrauch in Dampf ab 0° C bei  $V = 80$  km/h.

Da die wirtschaftliche Überlegenheit der Verbundlokomotive, nicht sowohl auf Seiten einer idealen Maschine liegt, die von der Frage Zwillings- oder Verbundanordnung gar nicht beeinflußt werden würde, als vielmehr auf den kleineren Verlusten der wirklichen Dampfmaschine in

Zylindergröße der Heißdampflokomotive“ 1916 die Frage der Ersparnis durch die Verbundwirkung. Er erwartet so große Ersparnisse wie bei Naßdampf nicht, und auch in seinem nachgelassenen Werk über die Steuerung der Heißdampflokomotiven (1923) zweifelt er an der Erreichbarkeit höherer

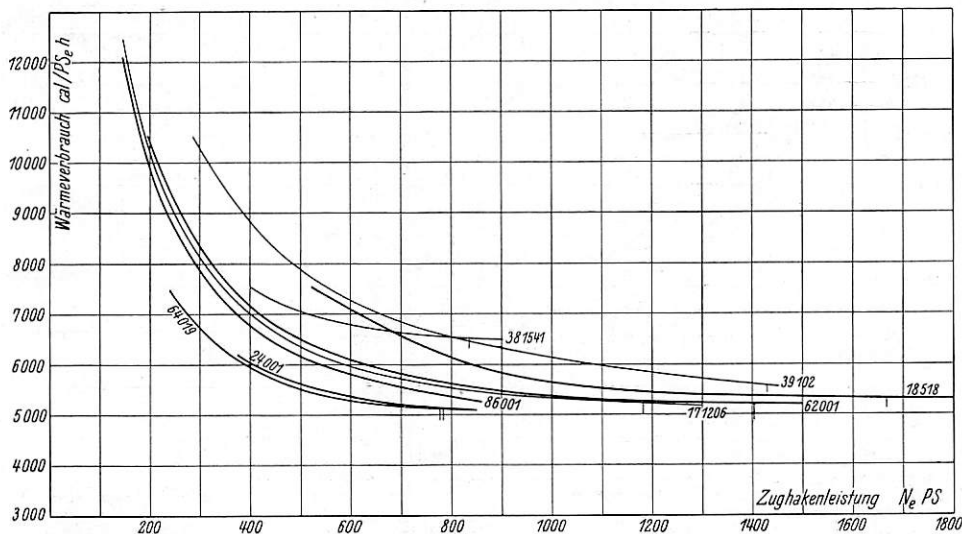


Abb. 53. Spez. effekt. Wärmeverbrauch in Dampf bei  $V = 60$  km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab Vorwärmertemperatur.

Verbundanordnung beruht, so waren beim Heißdampf mit seiner geringeren Neigung zu Verlusten von der Verbundwirkung auch nur geringere Vorteile zu erwarten. Garbe wollte von der Verbundwirkung beim Heißdampf überhaupt nichts wissen, und die Anwendung der Vierzylinderverbundbauart bei den süddeutschen Heißdampflokomotiven galt andererseits offenbar vielmehr der Beibehaltung dieser beliebten Bauform, als der Überzeugung gleich großer wirtschaftlicher Vorteile der Verbundwirkung auch bei Heißdampf.

Die süddeutschen Bahnen, machten bei dieser Stetigkeit ihrer Lokomotiventwicklung keine Versuche zur Klärung der

Ersparnisse als 7%. Leistungserhöhungen oder umgekehrt Dampfersparnisse durch die Verbundwirkung erwartet Strahl allerdings nach der zuerst genannten Abhandlung in jedem Falle. Bei kleinerer Geschwindigkeit sollen sie unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner sein als bei großen Geschwindigkeiten, andererseits sollen große Kesselanstrengungen erhöhend auf die Ersparnis wirken.

Einen Versuch, auf experimentellem Wege die noch immer offenstehende Frage der Überlegenheit der Verbundmaschine bei Heißdampf zu klären, stellte die vergleichende Kohlenverbrauchsstatistik der P 10-Lokomotive (mit einfacher



Dampfdehnung) gegenüber der sächsischen XX H.V.-Vierzylinder-Verbundlokomotive dar, die von drei Heimatstationen aus je in gleichem Dienstplan vorwiegend schwere Schnellzüge zu befördern hatten (1923/24). Da diese Lokomotivgattungen

der Verbundlokomotive handelt, sondern daß bei kleineren Leistungen die Zwillinglokomotive die wirtschaftlichere ist (Abb. 59). Der Trennungspunkt zwischen der Überlegenheit der Verbund- und Zwilling-

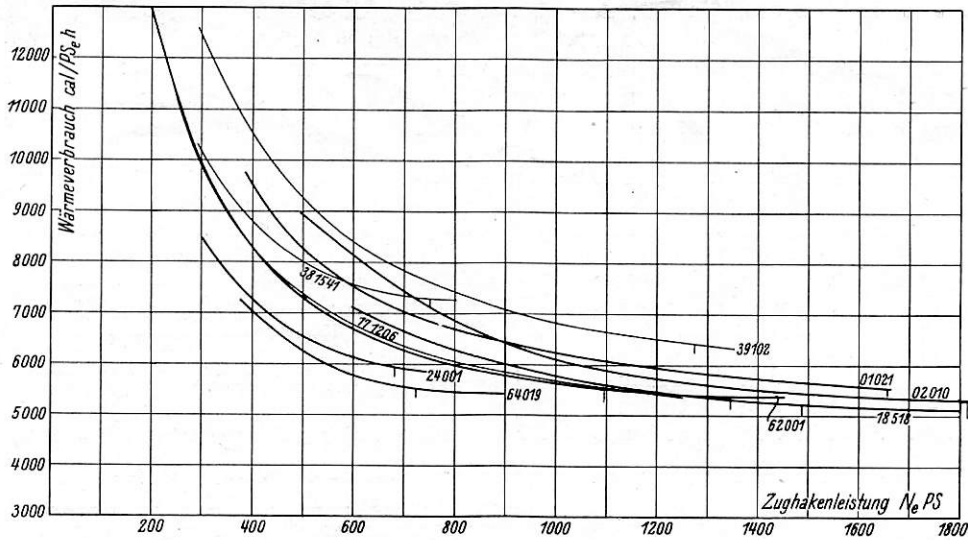


Abb. 54. Spez. effekt. Wärmeverbrauch im Dampf bei  $V = 80$  km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab Vorwärmertemperatur.

immerhin nennenswerte Abweichungen in ihren Abmessungen aufweisen und das gegenseitige Verhalten bei den drei Standorten verschieden war, so kamen auch hier eindeutige Ergebnisse nicht zustande.

Versuchsfahrten mit wirklich vergleichsfähigen Zwilling- und Verbundlokomotiven fanden bei der Reichsbahn zuerst 1926 mit den beiden Spielarten der neuen 2 C 1-Einheitslokomotive statt. Diese stimmen bis auf das Zwei- bzw. Vierzylindertriebwerk und das durch letzteres gegebene, um etwa 2 t größere Gewicht völlig überein; und auch der Kesseldruck der Zwillinglokomotive war von den ursprünglichen 14 auf 16 at heraufgesetzt worden, wie unter 9. bereits besprochen ist. Die ersten Vergleichsfahrten fanden auf der Strecke Erfurt—Eisenach noch vor Anwendung der Riggenbachlokomotiven statt. Wenn demnach auch der Beharrungszustand durch die Kürze der Strecke unseren heutigen Ansprüchen nicht genügte, so waren doch andererseits bei dem gleichen Fahrplan die erhaltenen Werte mindestens relativ vergleichbar. Damals wurde noch der Dampfverbrauch nur gewichtsmäßig festgestellt; die erzielten hohen Heißdampftemperaturen von rd.  $400^{\circ}$  bei großen Leistungen wurden der Anlaß, zur schärferen Betrachtung der Wärmewirtschaft künftig den gewichtsmäßigen Dampfverbrauch stets noch in kcal/PS.h umzurechnen.

Der gewichtsmäßige Dampfverbrauch der beiden Maschinen gab aber insofern bereits ein zutreffendes Bild, als die Schieberkastentemperaturen, auf gleiche Zughakenleistungen bezogen, nicht übermäßig weit auseinander lagen. Bei etwa 1100 PS<sub>e</sub> waren die Schieberkastentemperaturen sogar praktisch gleich, sonst lag bei kleineren und größeren Leistungen die Verbundlokomotive bis zu  $10^{\circ}$  höher. Die Unterschiede im Wärmehalt des Dampfes erreichen deshalb äußerstenfalls 1%, so daß ein annähernder Vergleich sehr wohl als zulässig erscheint.

Das überraschende Ergebnis war, daß es sich beim Heißdampf überhaupt nicht mehr um eine durchweg vorhandene Überlegenheit

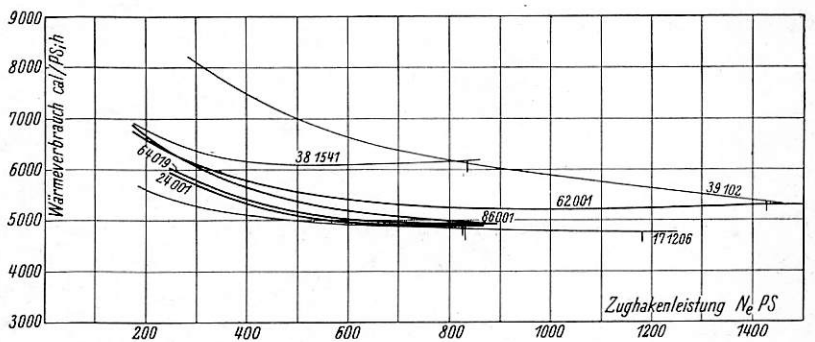


Abb. 55. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf bei  $V = 60$  km/h und ab  $0^{\circ}$  C.

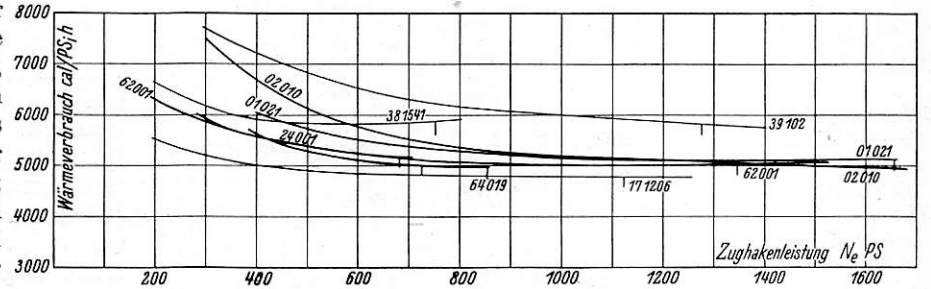


Abb. 56. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf bei  $V = 80$  km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab  $0^{\circ}$  C.

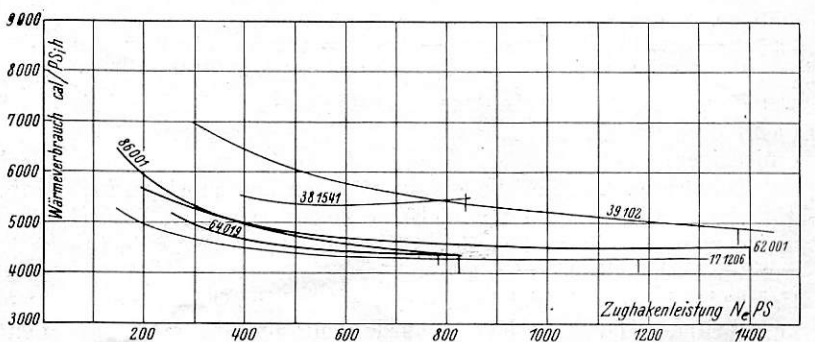


Abb. 57. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf bei  $V = 60$  km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab Vorwärmertemperatur.

lokomotive zeigt sich hier bei 1025 PS<sub>e</sub>, also bei mehr als der halben höchsten Zughakenleistung der Maschine; er liegt deshalb recht sicher, weil zwischen 1000 und 1200 PS<sub>e</sub> die Schieberkastendrücke und Wärmeinhalte des Dampfes sich fast genau decken. Auch in der günstigsten Arbeitslage der Verbundlokomotive bei etwa 1500 PS<sub>e</sub> betrug ihre Überlegenheit im Dampfverbrauch nur 5 1/2, % und diese Zahl würde sich thermisch unter Berücksichtigung der ein

gewiesen, wo sowohl im Dampf- wie im Kohlenverbrauch, die Zwillingslokomotive bei Geschwindigkeiten unter 90 km/h die sparsamere blieb.

Nachdem es seit dem Spätherbst 1927 möglich geworden war, wirkliche Beharrungsfahrten unter Verwendung einer Schnellzuglokomotive mit Gegendruckbremse auch für hohe Geschwindigkeiten durchzuführen, wurden 1927/28 eine 2 C 1-Einheits-Verbundlokomotive, allerdings mit dem Lang-

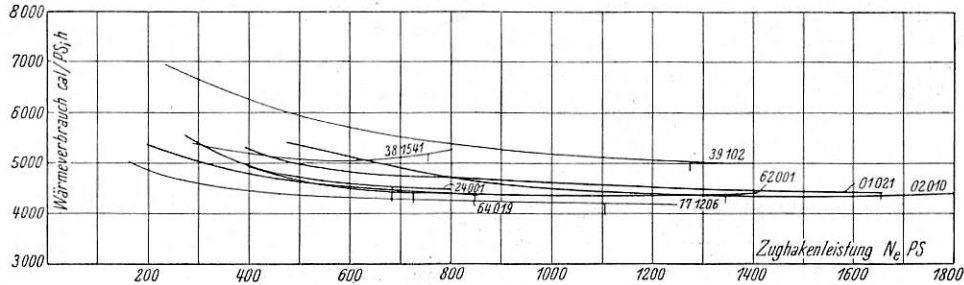


Abb. 58. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf ab Vorwärmertemperatur bei V = 80 km/h.

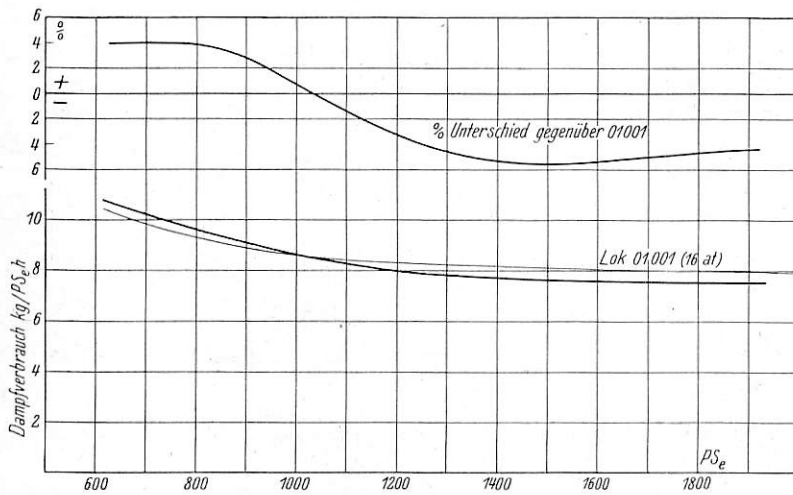


Abb. 59. Spez. eff. Dampfverbrauch der Lokomotive 02 002 (Verbund) im Vergleich zum Verbrauch der Lokomotive 01 001 (Zwilling).

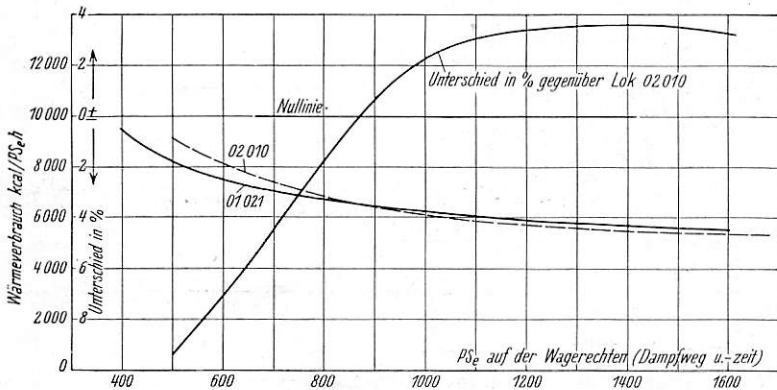


Abb. 60. Wärmeverbrauch (im Dampf) ab Vorwärmertemperatur für 1 PS<sub>e</sub>h — einschl. Wasserpumpe — bei V = 80 km/h für Vierzylinder-Verbundlokomotive (02 010) und Zwillingslokomotive (01 021).

wenig größeren Dampfwärme der Verbundlokomotive bei dieser Leistung beim Übergang zu kcal noch um etwa 1 % erniedrigen.

Da nun im Betriebe die leistungsfähigen Lokomotiven auf günstigen Strecken und vor nicht besonders schweren Zügen meist nur mit einem Teil ihrer Höchstleistung beansprucht werden, so hat die Verbundlokomotive häufig gar keine Möglichkeit, in dem Gebiet ihrer wirtschaftlichen Überlegenheit zu arbeiten. Dieses Verhalten wurde denn auch bei weiteren vergleichenden Fahrten mit schweren Versuchs-Schnellzügen von etwa 600 t Zuglast auf der Strecke Berlin—Halle nach-

rohrkessel von 9 m<sup>2</sup> (= 4 %) größerer Heizfläche und im Frühjahr 1928 eine Einheits-Zwillingslokomotive auf der Strecke Berlin—Magdeburg mit 80 km/h erneuten Versuchen unterzogen. Nur bei den großen Leistungen mußten außer der Bremslokomotive noch D-Zugwagen in den Versuchszug eingestellt werden.

Die Ergebnisse dieser Fahrten wurden also nunmehr in kcal/PS<sub>e</sub>h umgerechnet (Abb. 60). Wie die Abbildung zeigt, ist unterhalb 875 PS<sub>e</sub> am Zughaken in der Wagerechten die Zwillingslokomotive sparsamer, und zwar erreicht ihre wirtschaftliche Überlegenheit bei 500 PS<sub>e</sub> 9 %; über 875 PS<sub>e</sub> (etwa halbe Höchstleistung) ist die Verbundlokomotive sparsamer. Ihre Ersparniscurve für die höheren Leistungen bildet einen langen flachen Scheitel mit 3,6 % höchster Ersparnis. Die beiden Kessel liefern zwar hinsichtlich der Temperatur etwas verschiedenen Dampf, indem die Überhitzung beim Langrohrkessel etwas tiefer liegt, jedoch ist dieser Umstand von keiner wesentlichen Bedeutung, da hier eine Umrechnung auf den Wärmeinhalt des Dampfes bereits stattgefunden hat. Zieht man die Kohlen statt des Dampfes in Betracht, so verschiebt sich bei diesen Versuchen die Ersparniscurve dadurch, daß der Langrohrkessel der Verbundlokomotive einen besseren Wirkungsgrad hat. Die Überlegenheit der Verbundlokomotive beginnt dann schon bei 770 PS<sub>e</sub> und steigt im stärker gewölbten Scheitel auf 7 %; die „Unterlegenheit“ fällt andererseits auf 9 % erst bei etwa 220 PS<sub>e</sub>. Dieser Wert von 7 % ist aber nicht vergleichsfähig, da er eben mit einem abweichenden Kessel erreicht wurde.

Auch der genauere Vergleich ergibt also die Tatsache, daß die Verbundlokomotive erst im Gebiet der höheren Leistungen wärmewirtschaftlich überlegen, bei kleinen Leistungen aber unterlegen ist und daß daher die Eigenschaft der Verbundwirkung, bei Naßdampf immer, wenn auch in verschiedenem Grade überlegen zu sein, beim Heißdampf nicht einmal grundsätzlich mehr zutrifft.

Wenn man versucht, sich dieses eigenartige Verhalten der Verbundlokomotive klarzumachen, so greift man zweckmäßig auf das I-S-Diagramm zurück. Abb. 61 zeigt das I-S-Diagramm der Zwillingslokomotive für verschiedene Leistungen bei 80 km/h. Das bei kleiner Leistung hat ein nutzbares Wärmegefälle von rd. 100 kcal. Mit zunehmender Leistung steigt der Wärmewert des Dampfes im Schieberkasten, aber er zieht auch den Dampf im Blasrohr in seinem Wärmezustand mit sich in die Höhe. Nimmt man dagegen gleichartige Diagramme von Verbundlokomotiven, so in Abb. 62, das der Reihe 02 und in



Abb. 63, das der bayerischen S 3/6, so erkennt man, daß auch hier bei kleinen Leistungen das Wärmegefälle nicht größer als etwa 100 kcal ist, daß dann aber bei zunehmender Leistung der Dampfzustand im Blasrohr nicht in dem Maße hochwertiger wird, wie bei der Zwillinglokomotive, daß das Wärmegefälle also mit zunehmender Leistung wächst. Die Verlustquellen des Zylinderblocks aus Hoch- und Niederdruckzylinder sind offenbar bei kleinen Leistungen, also einer geringeren sekundlichen Dampfmenge, bei der Verbundlokomotive größer als für den einfachen Zylinder der Zwillinglokomotive. Bildet man andererseits noch den aus dem in Wärme ungerechneten „indizierten“ Dampfverbrauch und dem theoretischen adiabatischen Gefälle den thermodynamischen Wirkungsgrad, so stellt sich dieser für die Verbundlokomotive 02 zu 71% heraus;

Laufes oder der bequemen Beherrschbarkeit der Zapfendrucke oder das etwas bessere Tangentialdruckdiagramm bei hohen Geschwindigkeiten\*) für die Vierzylinder-Verbundlokomotive sprechen, kann man sagen, daß aus wärmewirtschaftlichen Gründen ein Zwang zur Verbundlokomotive nicht

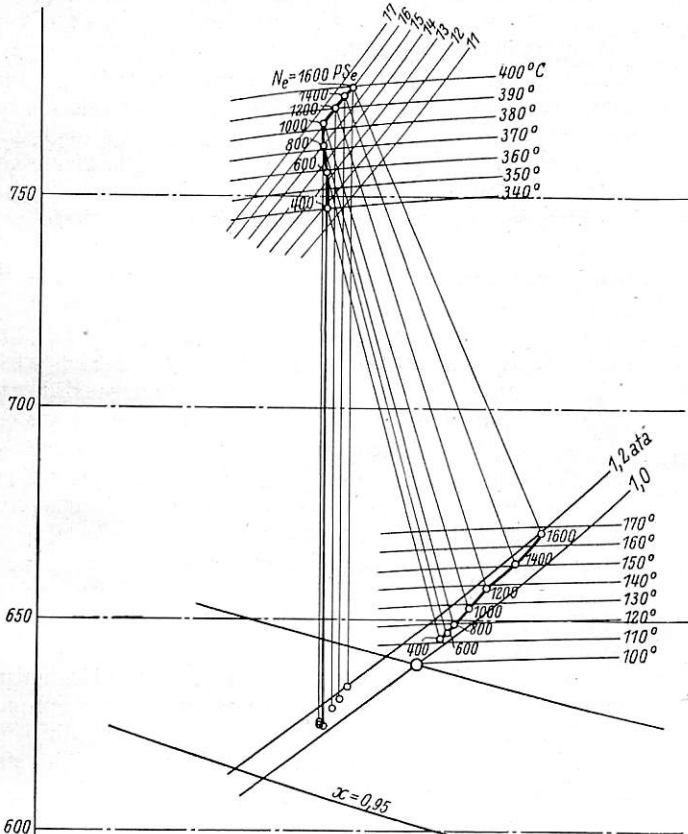


Abb. 61. Lokomotive 01021 bei V = 80 km/h (n = 3,54).

derjenige der 01 zu 68%. Das ergibt eine Ersparnis der Verbundlokomotive von 3%, in leidlicher Übereinstimmung mit der oben erörterten Ersparnis Kurve aus den Beharrungsfahrten. Eigentlich müßte die Differenz, da es sich um indizierte Werte handelt, zum Ausgleich des ungünstigeren mechanischen Wirkungsgrades der vierzylindrigen Verbundmaschine etwas größer sein.

Selbst im idealen Beharrungszustand sind also Ersparnisse der Verbundlokomotive bei Dampf von 16 at und hoher Überhitzung nur bei den größeren Zughakenleistungen mit etwas über 3% vorhanden. Kleine Verschiebungen dieser Zahl bei anderen Lokomotiven sind natürlich denkbar.

Da nun die möglichen Ersparniszahlen durch die bei der Zwilling- und Verbundlokomotive gleichbleibende Anheizkohle u. dgl. betriebsmäßig abgeschwächt werden, die Lokomotive weiterhin vor leichteren Zügen und auf günstigen Strecken mit ihren Zughakenleistungen öfters unter der kritischen Leistung beim Vorzeichenwechsel bleiben wird, so stehen die Ergebnisse der Betriebsstatistik, wonach die Zwillinglokomotive wirtschaftlich vielfach sogar überlegen ist, in voller Deckung mit den Ergebnissen der eingehenden wissenschaftlichen Lokomotivuntersuchung. Wenn also nicht Gründe des ruhigeren

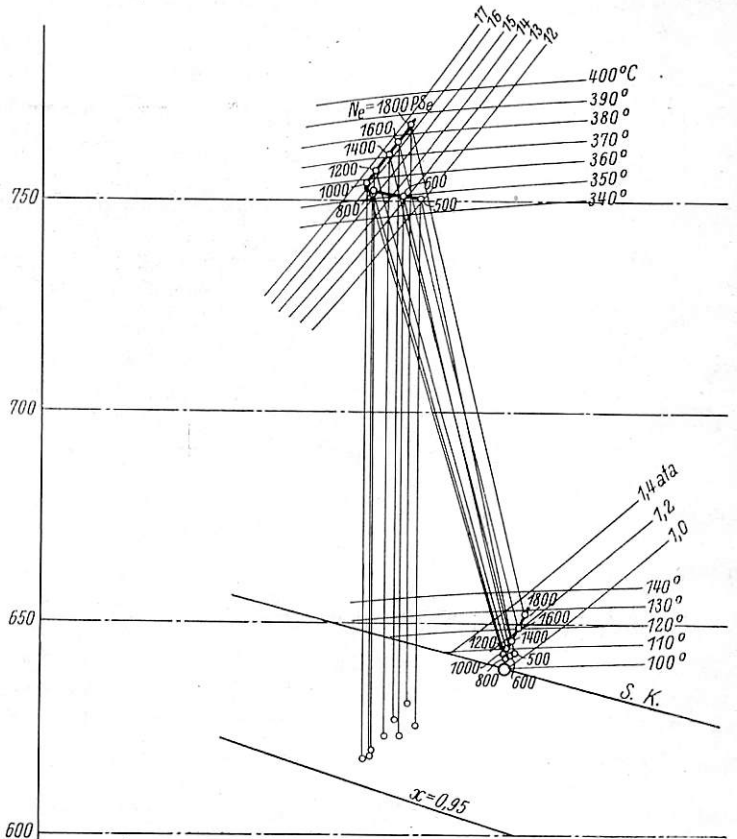


Abb. 62. Lokomotive 02010 bei V = 90 km/h (n = 3,54).

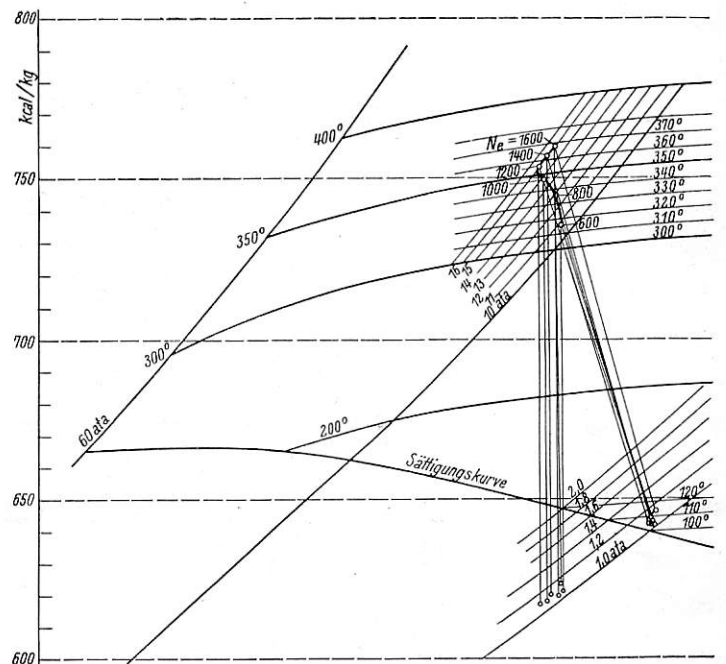


Abb. 63. Lokomotive 18518 bei V = 80 km/h.

vorliegt, da diese ihre bescheidenen Ersparnisse nur gelegentlich vor schweren, schnellen Zügen und auf Steigungen wirklich entfalten kann.

\*) Glasers Annalen 1928, Band 103, S. 143.

Bei einer der neuesten Versuchsreihen hat sich die ältere 2 C-Vierzylinder-Verbundlokomotive (S 10<sub>1</sub>) als sehr sparsam hinsichtlich des Wärmeverbrauchs im Dampf herausgestellt; sie ist an anderer Stelle dieser Abhandlung mehrfach erwähnt.

Auch die noch bevorstehende Untersuchung der Einheitslokomotiven bei 60 und 100 km/h wird noch weiteres Material für unsere Frage liefern. An dem Bild der jedenfalls nur bedingten und auch dann nur bescheidenen Überlegenheit der Verbundmaschine in thermischer Beziehung werden freilich nach allem Angeführten diese Versuche kaum etwas ändern.

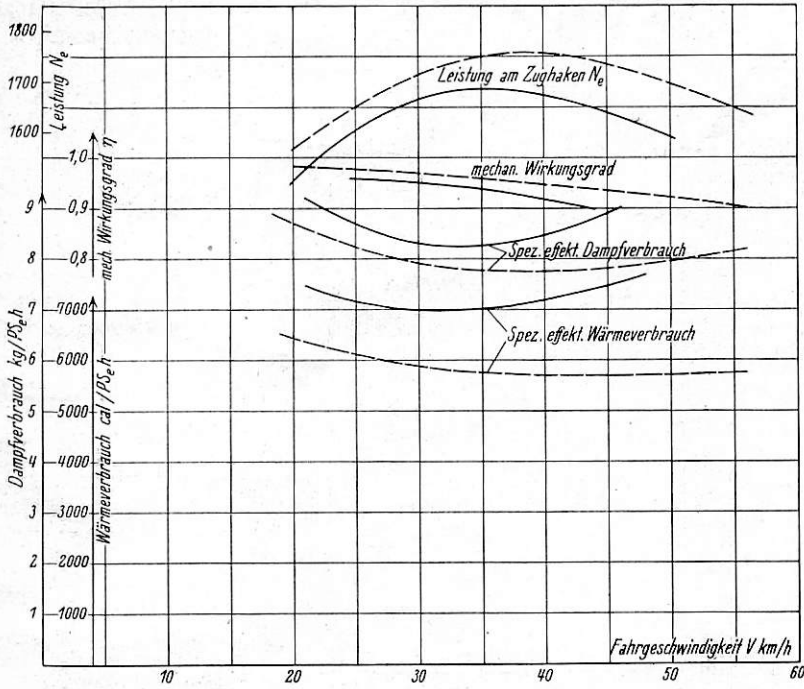


Abb. 64.

Vergleich zwischen Zwilling und Drilling G-Lokomotive an der Kesselgrenze.  
 --- Lokomotive 43 001 (Zwilling). — Lokomotive 44 004 (Drilling).

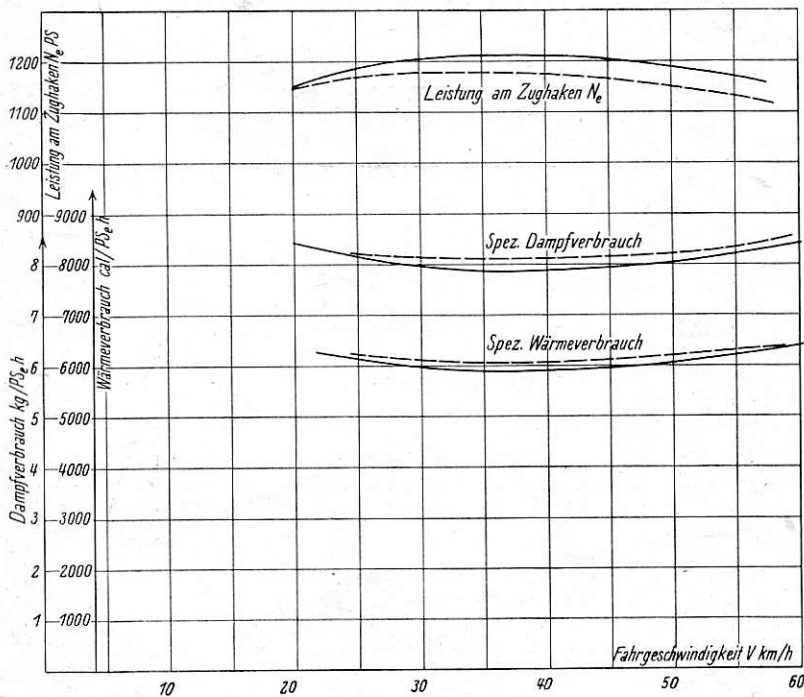


Abb. 65.

Vergleich zwischen Zwilling und Drilling G-Lokomotive an der Kesselgrenze.  
 --- Lokomotive 56 113 (Drilling). — Lokomotive 56 2209 (Zwilling).

Die dreizylindrige S 10<sub>2</sub> entspricht ihr hinsichtlich der Kesselverhältnisse nicht ganz genau; sie muß auch erst noch genaueren Versuchen unterworfen werden. Immerhin wird sich dann als Ergänzung noch ein weiteres annäherndes Bild des Verhältnisses zwischen einfacher Dampfdehnung und Verbundwirkung ergeben, wenn auch nicht zwischen Zwilling- und Vierzylinderverbundlokomotive.

17. Zwei- und Dreizylinderlokomotiven mit einfacher Dampfdehnung.

In der neueren englischen und amerikanischen Literatur der letzten Jahre findet sich mehrfach der Vergleich zwischen Zwei- und Dreizylinderlokomotiven behandelt. Hierbei schneidet die Dreizylinderlokomotive besser ab; als ihre Vorzüge werden das gleichmäßige Tangentialdruckdiagramm und also das bessere Anfahren, sowie öfters der kleinere Dampfverbrauch bezeichnet. In dieser letzteren Beziehung sind aber die Vergleiche nicht einwandfrei, weil die Dreizylinderlokomotiven zwar unter den gleichen Fahrbedingungen untersucht worden sind, aber als die neueren Lokomotiven in der Regel ohnehin eine vorteilhaftere und etwas stärkere Gattung darstellen. Für eine zutreffende Beantwortung der Frage, ob eine Lokomotive mit einfacher Dampfdehnung besser als Zwei- oder Dreizylindermaschine auszuführen sei, muß das relative Verhalten zweier Lokomotiven festgestellt werden, die sich wirklich nur durch die Zwei- und Dreizylinderausführung unterscheiden, also den gleichen Kessel und das gleiche Trieb- und Laufwerk (mit dem einzigen Unterschied der Dampfmaschine im engeren Sinne) besitzen. Über zwei solcher Lokomotivpaare (je eine Zwilling- und Drillinglokomotive) verfügt nun die Deutsche Reichsbahn, einmal in Gestalt der etwas älteren 1 D-Lokomotiven (G 8<sup>2</sup> und G 8<sup>3</sup>) und dann in den beiden Ausführungsvarianten der schweren 1 E-Güterzuglokomotive (Reihe 43 und 44).

Diese beiden Vergleichsmöglichkeiten sind naturgemäß von der Reichsbahn auch wahrgenommen worden. Ihre wesentlichen Ergebnisse sind in den Abb. 64 und 65 dargestellt. Von diesen bezieht sich Abb. 64 auf die Einheitslokomotive. Hier ist allerdings die zuerst gebaute Drillinglokomotive bis auf wenige Fahrten noch vor Zügen, also nicht mit der Riggenbachlokomotive, gefahren worden, wenn auch mit verhältnismäßig kleiner Geschwindigkeit auf einer genügend langen Steigung, um dem Beharrungszustand schon einigermaßen nahe zu kommen. Die Zwillinglokomotive wurde bereits mit der Riggenbachbremse gefahren, doch auf der gleichen Steigungsstrecke und noch nicht mit so gleichmäßiger Geschwindigkeit und Zugkraft, wie sie jetzt in Fortentwicklung der Versuchsmethode auf der ebenen Magdeburger Strecke stets durchgeführt wird. Da es sich nun bei dem Vergleich so außerordentlich ähnlicher Maschinen nur um einige Prozente Abweichung handeln wird, so wird bei den kleinen Abweichungen in der Versuchsmethode kein zu scharfer Maßstab an die Kurven gelegt werden dürfen, wenn auch die relative Lage an sich als richtig zu erachten ist. Nur die Wirkungsgradkurve, weil jeweils aus zusammengehörigen Augenblickswerten des N<sub>e</sub> und N<sub>i</sub> entnommen sind der Versuchsmethodik nicht unterworfen, wenn nur z. Z. des Diagrammnehmens mit konstanter Geschwindigkeit gefahren wurde. Da das der Fall ist, sind also die Wirkungsgradkurven das genaueste Kurvenpaar. In allen Beziehungen ist nun nach Abb. 64 die Zwillinglokomotive die bessere. Der Vorsprung in der Zughakenleistung bei gleicher Kessel-



anstrengung setzt sich zusammen aus dem besseren mechanischen Wirkungsgrad und dem kleineren effektiven Dampfverbrauch. Der letztere nimmt insofern nicht weiter wunder, als die Wärmeverluste über die Zylinderwandungen (Wärmeabgabe an den Auspuffdampf, Strahlung nach außen), sowie etwaige Lässigkeitsverluste durch kleine Undichtigkeiten der Kolben, Schieber und Stopfbuchsen bei der Drillinglokomotive mit ihrer größeren Gesamtoberfläche und ihrem größeren Gesamtkolbenumfang naturgemäß etwas größer sind. Auch die Überlegenheit der Zwillinglokomotive im mechanischen Wirkungsgrad ist erklärlich, da die Zahl der reibenden Stellen vermehrt ist, ohne die Reibung einzelner Elementenpaare zu vermindern (gleiche Kolbenstangenstopfbuchsen, gleiche Kolbenschieber aus Gründen der Typisierung). Auch treten bei gleichen Triebwerkskräften die Kreuzkopfreibung wegen der kürzeren Innentreibstange und die Zapfenreibung des Mittelzylinders stärker hervor, da der Zapfen hier nicht lediglich als Treibzapfen, sondern als Mittelstück der Achse be-

der Leistungskurven größer als der der Dampfverbrauchskurven, so daß daraus mittelbar der etwas schlechtere mechanische Wirkungsgrad der Dreizylinderlokomotive erschlossen werden kann. Sind auch die Unterschiede hier nicht sehr groß, so ist doch die Überlegenheit der Zwillinglokomotive gleichfalls, und zwar diesmal durch die genauere Versuchsmethode, einwandfrei festgestellt.

Zusammenschließend muß man sagen, daß bei sonst völlig vergleichbaren Lokomotiven die einfachere und billigere Zwillinglokomotive die vorteilhaftere Ausführung ist, solange nicht etwa besonders große Triebwerkskräfte die Dreizylinder Ausführung geboten erscheinen lassen oder auf die etwa 6% größere Zugkraft entscheidender Wert gelegt wird. Da aber das Tangentialdruckdiagramm am stärksten auf Steilrampen außerhalb der Bahnhöfe beansprucht wird, wo man für gute Reibung durch Sandstreuen sorgen kann, und andererseits das einfache Zweizylindertriebwerk,

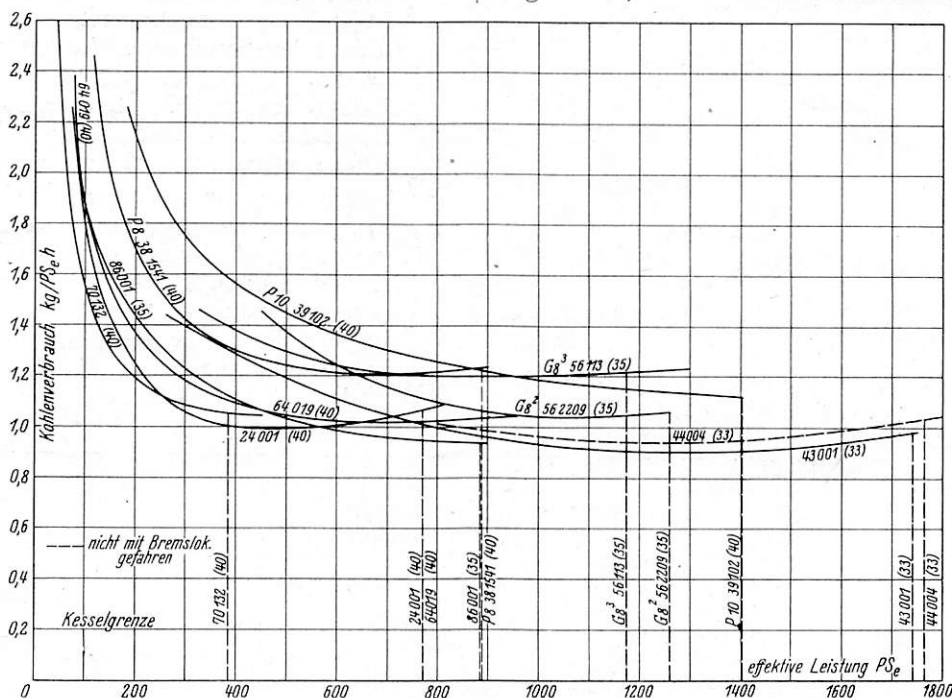


Abb. 66. Kohlenverbrauch pro  $PS_e$  und  $h$  in Abhängigkeit von der effekt. Leistung bei Geschwindigkeiten bis 40 km/h.

messen werden muß. In Glasers Annalen 1928 (S. 143) habe ich andererseits den Nachweis geführt, daß bei kleinen Geschwindigkeiten und gleicher Höchstreibung zwischen Rad und Schiene das Tangentialdruckdiagramm der Drillinglokomotive um etwa 8% besser liegt, als das der Zwillinglokomotive. Auf den Zughaken bezogen muß aber diese Überlegenheit um etwa 2% vermindert werden, um die der mechanische Wirkungsgrad der Dreizylinderlokomotive schlechter liegt. (Beide Wirkungsgradkurven liegen zwar, wie früher erörtert, etwas zu hoch, aber sie sind doch bei gleicher Drehzahl gewonnen worden, so daß das gegenseitige Verhalten seinen richtigen Ausdruck findet.)

Abb. 65 zeigt das gegenseitige Verhalten der  $G 8^2$  und  $G 8^3$ -Lokomotive, die beide nachträglich unter Belastung mit der Riggenbach-Bremslokomotive gefahren worden sind. Leider sind hier aus Zufallsgründen etwas verschiedene Wirkungsgradkurven ermittelt, nämlich von der einen Lokomotive bei gleicher Geschwindigkeit (35 km/h) und wechselnder Belastung, bei der anderen an der Kesselgrenze und wechselnder Geschwindigkeit. Die Leistungs- und Verbrauchskurven für die Kesselgrenze sind indes in beiden Fällen vorhanden. Auch hier ist die Zwillinglokomotive im Verbrauch unterlegen, günstiger, in der Leistung überlegen, und der Relativabstand

wie die Einheitslokomotive zeigt, noch bei 720 mm Zylinderdurchmesser in der Umgrenzungslinie unterzubringen ist und sich als erfolgreich erwiesen hat, so wird die in Beschaffung und Unterhaltung teure Drillinglokomotive auf ein sehr kleines Gebiet zurückgedrängt. Von einer grundsätzlichen Überlegenheit der Dreizylindermaschine kann nach dieser Untersuchung also nicht die Rede sein, und der Grund, daß dahingehende Ansichten auftauchen konnten, besteht ohne allen Zweifel in der nicht genügenden Aufmerksamkeit auf wirklich vergleichsfähige Versuchsbedingungen.

## V. Die Lokomotive als Ganzes.

### 18. Der Kohlenverbrauch.

Während bisher zwischen dem Kessel, dem Dampf als Arbeitsträger und der Lokomotivmaschine unterschieden worden war, um den Einfluß dieser drei wichtigen Faktoren möglichst genau herauszuarbeiten, handelt es sich im folgenden darum, die Lokomotive als Ganzes zu betrachten. Diese Betrachtung soll sich einmal erstrecken auf das thermische Verhalten, das nunmehr als Verbindung zwischen Kessel und Maschine durch den Kohlenverbrauch gegeben ist. Weiter soll der sog. thermische Gesamtgütegrad der Lokomotive noch einer kurzen Betrachtung unterworfen werden. Und

endlich gibt der Schlußabschnitt, als eine für den Betrieb besonders wichtige Untersuchung, darüber Aufschluß, wie die Lokomotivleistung und Zugkraft sich als Funktion der Geschwindigkeit unter der Voraussetzung verhalten, daß der Kessel die größte, in der Regel von ihm zu fordernde Dampfmenge liefert.

und die Kesselgrenze wieder besonders gekennzeichnet ist. Auch die Kurven für die beiden Spielarten der schweren Einheits-Güterzuglokomotive für 33 km/h sind mit aufgenommen, von denen die Dreizylinderlokomotive, wie erwähnt, noch nicht mit einer Riggenbach-Bremslokomotive gefahren wurde. Ihre Kurve ist deshalb auch nur punktiert gezeichnet, erscheint aber doch angesichts der langsamen Fahrt auf einer längeren Steilrampe noch einigermaßen vergleichsfähig.

Die Kurven zeigen zum größeren Teil die Eigenschaft, ein Verbrauchsminimum unterhalb der Kesselgrenze zu haben. Diese Scheitellage ist aus dem gleichen Grunde angenehm, der schon beim Wärmeverbrauch über der Füllung erörtert wurde. Das Kurvenblatt erinnert ferner dadurch an die Behandlung des Themas Zwei- oder Dreizylinderlokomotiven, daß auch hier die Zweizylinderlokomotive als günstigere hervortritt. Der Parallelismus zwischen Wärme- und Kohlenverbrauch ist auch trotz des Dazutretens des Kesselwirkungsgrades in mancher Beziehung nicht gestört. So hatten wir oben festgestellt, daß die P 10-Lokomotive ihre günstigste Füllung an der Kesselgrenze noch nicht erreicht hat. Hier findet sich dazu die Parallele, daß die Kurve des Kohlenverbrauchs noch immer im Fallen begriffen ist.

Im übrigen ist die gegenseitige Lage der Kurven wegen der nichtübereinstimmenden Lage des Kesselwirkungsgrades nicht mehr durchweg die gleiche; auch enthalten diese Kurvenbündel letzten Endes jenen Unsicherheitsfaktor in Gestalt des Heizwertes, der bereits bei der Erörterung des Kesselwirkungsgrades ausdrücklich Erwähnung fand. Als Gesamtergebnis ist festzustellen, daß die guten Lokomotiven Bestwerte des

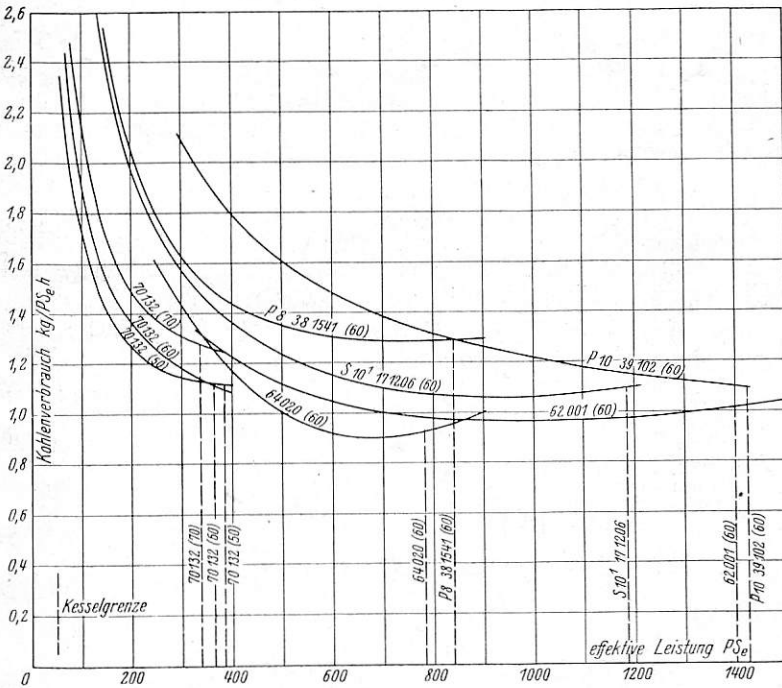


Abb. 67. Kohlenverbrauch pro  $PS_e$  und  $h$  in Abhängigkeit von der effekt. Leistung bei Geschwindigkeiten von 50 — 70 km/h.

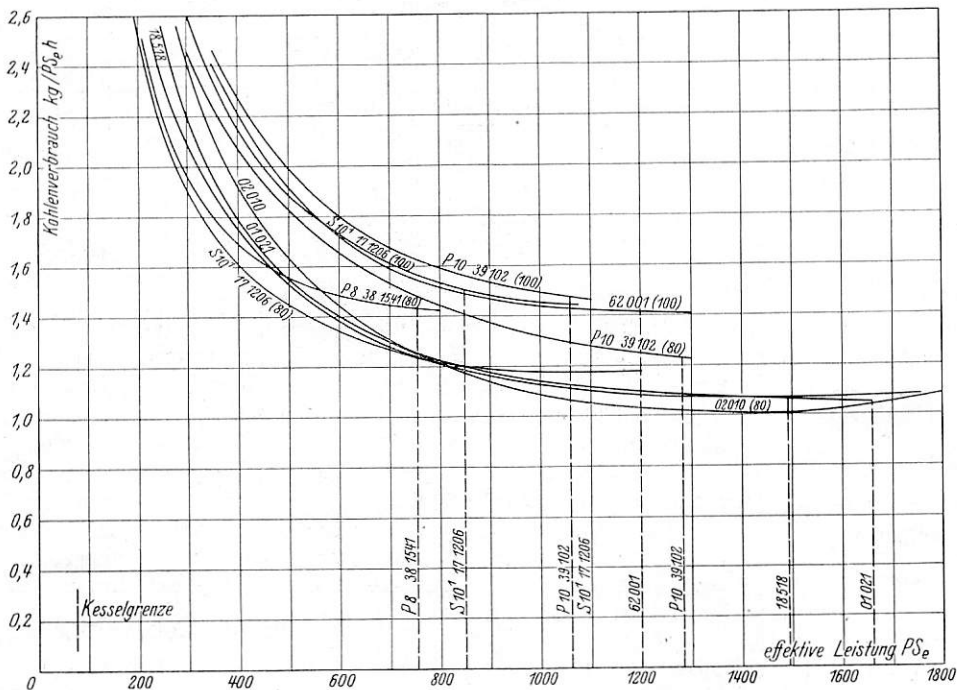


Abb. 68. Kohlenverbrauch pro  $PS_e h$  in Abhängigkeit von der effekt. Leistung bei 80 und 100 km/h Geschwindigkeit.

Wir beginnen mit der Behandlung des Kohlenverbrauchs, der in den folgenden Abbildungen in ähnlicher Gruppierung wie vorher der Dampf- und Wärmeverbrauch zur Erscheinung kommt.

Abb. 66 bringt zunächst die mit 40 km/h und benachbarten Geschwindigkeiten gefahrenen Lokomotiven, wobei der Kohlenverbrauch als  $kg/PS_e h$  über der Zughakenleistung aufgetragen

spezifischen Kohlenverbrauchs von  $1 kg/PS_e h$  bis herunter zu  $0,9 kg$  nicht nur erreichen, sondern noch etwas unterschreiten und zwar unter Umrechnung auf eine „Normalkohle“ von  $7000 kcal/kg$  unterem Heizwert. Denkt man sich westfälische Kohle verfeuert, deren Heizwert meist erheblich über  $7000$  liegt, so sind die günstigsten Werte bis zu reichlich  $10\%$  niedriger, so daß bei guter Auslastung der Lokomotive



der gewichtsmäßige Verbrauch noch unter 0,9 kg/PS<sub>e</sub>h herabsinkt.

Abb. 67 gilt für Geschwindigkeiten von 50 bis 70 km/h, vorwiegend indes für 60 km/h. Die Kurven sind wieder ohne längere Erklärung verständlich. Die verhältnismäßig kleine 1 C 1-Lokomotive der Baureihe 64 ist mit nur 0,9 kg/PS<sub>e</sub>h (bezogen auf Kohle von Hu = 7000) Siegerin; auch die größere Personenzug-Tenderlokomotive der Baureihe 62 sinkt unter 1 kg/PS<sub>e</sub>h. Das gute Verhalten der S 10<sup>1</sup>-Lokomotive

(Abb. 69) bei 60 km/h sogar auf 0,76 kg/PS<sub>e</sub>h (Abb. 70) herab; wiederum trägt hier die Baureihe 64 den Preis davon. Weil der mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmende Wirkungsgrad beim indizierten Verbrauch ausgeschaltet ist, bleiben auch die indizierten Verbrauchswerte bei 80 km/h Geschwindigkeit (Abb. 71) in ähnlicher Lage wie bei 60 km/h; die Schnellzuglokomotiven liegen auch jetzt wieder nicht allzu weit auseinander. Den niedrigsten Wert mit 0,8 kg/PS<sub>e</sub>h hat wieder die Einheits-Schnellzug Verbundlokomotive mit

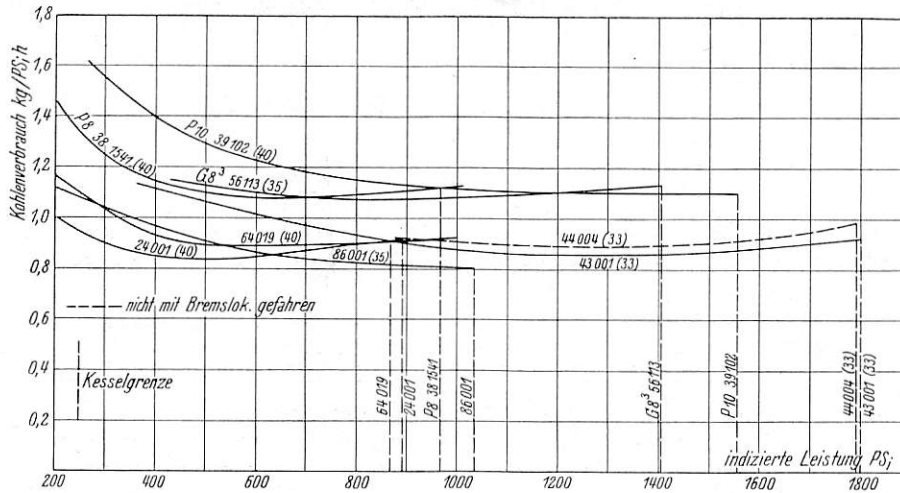


Abb. 69. Kohlenverbrauch pro PS<sub>i</sub> und h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei Geschwindigkeiten bis 40 km/h.

auf der Dampfseite wird durch ihren schlechteren Kesselwirkungsgrad hier aufgehoben; sie vermag 1 kg/PS<sub>e</sub>h nicht mehr zu erreichen, sondern bleibt auf 1,06 kg liegen. Auch hier wieder ist das eigenartige Verhalten der P 10-Lokomotive festzustellen, noch an der Kesselgrenze im Verbrauch zu fallen; in der kleinen Lokalbahnlokomotive der Baureihe 70 findet sie allerdings eine Gefährtin.

Abb. 68 zeigt die bei 80 und 100 km/h untersuchten Lokomotiven, wobei die mit dem Langrohrkessel ausgerüstete Lokomotive 02010 mit 1,05 kg/PS<sub>e</sub>h den tiefsten Wert erreicht. Im übrigen liegen die neueren Schnellzuglokomotiven nebst der bayerischen S 3/6 und der älteren S 10<sup>1</sup>-Lokomotive in einem eigenartigen Kurvenbündel zusammen, das bei 775 PS<sub>e</sub> und einem Verbrauchswert von 1,23 kg/PS<sub>e</sub>h einen Verschlingungspunkt hat. An Verbrauchskurven der Einheitslokomotiven für 100 km/h liegt nur die Reihe 62 vor, die sehr nahe mit der S 10<sup>1</sup>-Lokomotive zusammenfällt und an der Kesselgrenze etwa 1,41 kg/PS<sub>e</sub>h erreicht. Da es sich hier um die effektiven Verbrauchszahlen handelt, ist diese hohe Zahl verständlich, da die Lokomotive, auch infolge des vorwiegend von ihr aufgenommenen Luftwiderstandes, eine wesentlich größere Eigenleistung verbraucht als bei den kleineren Geschwindigkeiten.

Die bisher aufgeführten Verbrauchswerte beziehen sich, woran nochmals erinnert sei, auf die Leistung am Zughaken in der Ebene. Für eine Steigung müßte man jeweils auf den Gesamtkohlenverbrauch zurückgehen und diesen zu der verkleinerten Zughakenleistung, die sich aus derjenigen für Ebene nach Abzug der Steigungsleistung für die Lokomotive ergibt, in Beziehung setzen.

Will man dagegen als Maßstab für die Güte der Kohlenausnutzung im Zylinder den Verbrauch für die indizierte PSh kennen lernen, so braucht man nur die nächsten Abbildungen zu betrachten, die durch Einbeziehen des mechanischen Wirkungsgrades gewonnen sind. Die Verbrauchszahlen liegen hier naturgemäß wesentlich tiefer und gehen bei den neueren Lokomotiven bei 40 km/h auf 0,8 kg/PS<sub>e</sub>h

Langrohrkessel, aber auch die S 10<sup>1</sup>-Lokomotive mit ihrem verhältnismäßig kleinen Kesselwirkungsgrad bleibt jetzt auf 0,85 kg/PS<sub>e</sub>h liegen, und behält diesen Wert auch in der nächsten Zusammenstellung (Abb. 72) für 100 km/h bei. Die Kurven der übrigen Schnellzuglokomotiven für 100 km/h fehlen zur Zeit noch.

Die Kurven für den indizierten Kohlenverbrauch sind auch aus dem Grunde anzuführen, weil sie für einen etwaigen Vergleich mit ortfesten Maschinen, die allein vergleichsfähigen sind. Die effektiven Verbrauchszahlen ortfester Maschinen dürfen, wie erwähnt, mit denen der Lokomotive

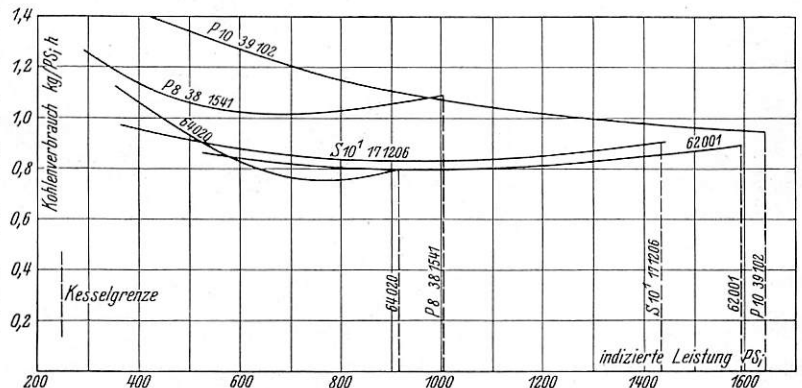


Abb. 70. Kohlenverbrauch pro PS<sub>i</sub> und h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei 60 km/h Geschwindigkeit.

nicht verglichen werden, weil bei jenen von der Kolbenleistung nur die eigentliche Reibungsleistung der Maschine, bei dieser aber außerdem noch der Luftwiderstand sowie der Widerstand der Kuppelachsen und sämtlicher Laufachsen einschließlich des Tenders abzuziehen sind. Ein Vergleich der effektiven Verbrauchszahlen würde also die Lokomotive in unverdient schlechtem Lichte erscheinen lassen.

Die beiden nächsten Abbildungen (73 und 74) zeigen endlich noch den Kohlenverbrauch für die effektive und indizierte Leistung an der Kesselgrenze, aber mit der

Fahrgeschwindigkeit als Abszisse. Diese Kurven sind in ihrem Verlauf dadurch bemerkenswert, daß sie erst bei verhältnismäßig hohen Geschwindigkeiten ein stärkeres Ansteigen des Kohlenverbrauchs zeigen. Sie sind z. T. nicht

herauszuholen. Im übrigen sind die Unterschiede in den Minimalwerten des Verbrauchs nicht allzu erheblich. Während bei den effektiven Leistungen 0,9 kg/PS<sub>e</sub>h erreicht wurden, gehen die Verbrauchszahlen an der Kesselgrenze immerhin

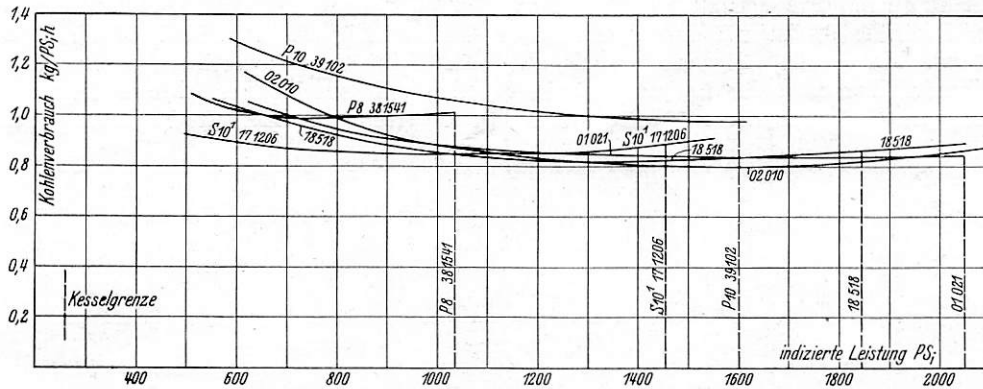


Abb. 71. Kohlenverbrauch pro PS<sub>i</sub> und h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei 80 km/h Geschwindigkeit.

gleich sicher wie die stets aus einer wesentlich größeren Anzahl von Einzelversuchen gewonnenen Kurven bei konstanter Geschwindigkeit; hieraus erklären sich einige kleine Abweichungen.

noch bis auf 0,93 kg/PS<sub>e</sub>h herab. Die Verbrauchszahlen der Einheitslokomotiven liegen im allgemeinen zu unterst; sie werden erreicht von der älteren G 8<sup>1</sup>-Lokomotive, die als Maschine von 14 at und guter Überhitzung eigentlich auch keinen Anlaß hat, thermisch schlechter als die neuen Einheitslokomotiven zu sein. Angesichts dessen muß man sagen, daß der Erfolg der Einheitslokomotiven weniger darauf beruht, daß die betreffenden Verbrauchswerte bisher niemals erreicht worden wären, als vielmehr darauf, daß alle Gattungen, bis auf die sehr kleine Bauform 70, hier und an vielen anderen Stellen in einem schmalen Kurvenbündel gleichmäßig beieinanderliegen, während die älteren Lokomotiven wesentlich stärker und zwar meist nach der ungünstigsten Seite hin streuen. So liegt an der Kesselgrenze keine der Einheitslokomotiven, von der leichten Baureihe 70 abgesehen, mit ihrem Scheitel höher als 1,03 kg/PS<sub>e</sub>h, während die Scheitel der vorher gebauten Typen zwar bei der G 8<sup>1</sup>-Lokomotive mit 0,95 kg/PS<sub>e</sub>h zwar fast auf die Werte der besten neueren Lokomotiven herabgehen, aber dafür bei der P 8 bis auf 1,23/kg/PS<sub>e</sub>h steigen. Auch die G 10-Lokomotive liegt mit 1,07 kg/PS<sub>e</sub>h wesentlich schlechter als die G 8<sup>1</sup>-Lokomotive.

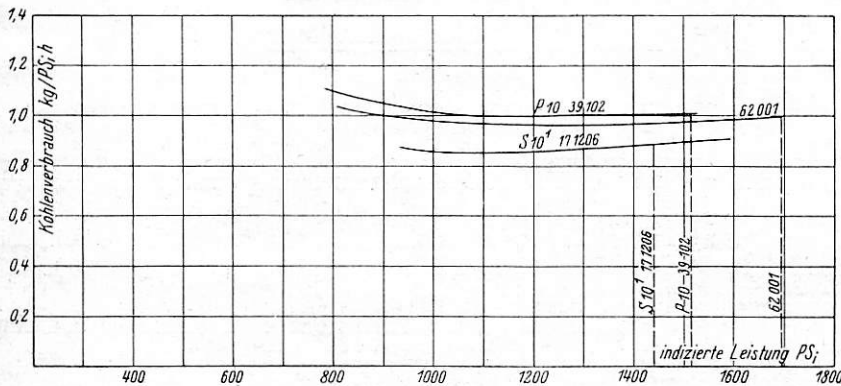


Abb. 72. Kohlenverbrauch pro PS<sub>i</sub>h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei 100 km/h Geschwindigkeit.

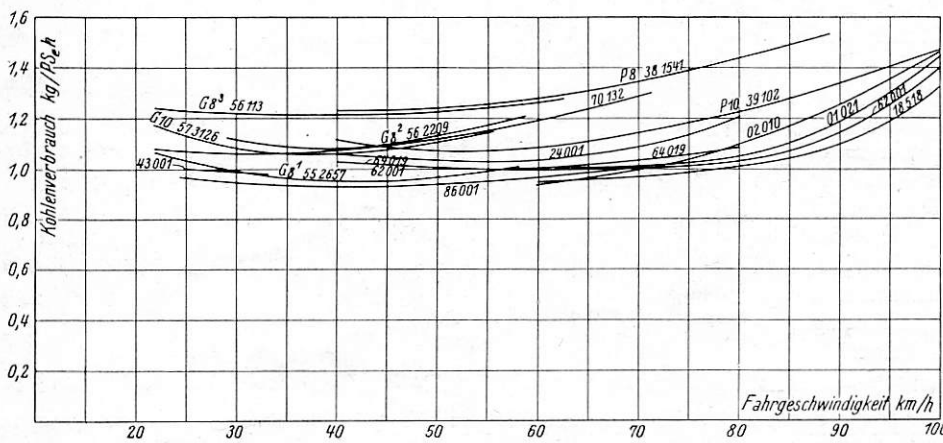


Abb. 73. Kohlenverbrauch pro PS<sub>eh</sub> an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

Die niedrigen vorher erörterten Werte erscheinen in dieser Kurvenschar vielfach nicht, weil sie unterhalb der Kesselgrenze liegen; ein Verhalten, das betrieblich in der Regel sogar erwünscht ist. Trotzdem muß man sich auch über die Verbrauchszahlen an der Kesselgrenze klar werden, weil der Betrieb bestrebt sein wird, die in der Lokomotive steckende Leistungsfähigkeit wenigstens auf stärkeren Steigungen oder vor schweren, schnellfahrenden Zügen auch

Besonders bemerkenswert ist der Umstand, daß die Zunahme des Kohlenverbrauchs der meisten schnellfahrenden Lokomotiven im Gebiet der größeren Geschwindigkeiten zunächst langsam, dann schneller, leicht knieartig nach oben umbiegend erfolgt, freilich erst bei etwa 90 km/h. Selbst bei 100 km/h werden indes 1,5 kg/PS<sub>e</sub>h von keiner Lokomotive erreicht. Am günstigsten liegt die neue bayerische S 3/6-Lokomotive.

Die letzte, den Kohlenverbrauch betreffende Darstellung (Abb. 74) bezieht sich dann noch auf den Kohlenverbrauch für die PS<sub>i</sub>h an der Kesselgrenze, wo die 0,8 kg/PS<sub>i</sub>h in einem Fall unterschritten, von der G 8<sup>1</sup>- und der bayerischen S 3/6-Lokomotive nahezu erreicht werden. Im übrigen wiederholen auch die indizierten Verbrauchskurven das Bild einer wesentlich flacher gestreckten Lage. Auch die Aufwärtskrümmung bei großen Fahrgeschwindigkeiten ist erheblich schwächer. Wiederum bilden die älteren Lokomotiven mit der kleinen Lokalbahnlokomotive



der Baureihe 70 den oberen Teil, die neueren Lokomotiven mit der guten älteren G 8<sup>1</sup> den unteren Teil des Kurvenbündels.

ersten Augenblick allerdings einen gewissen niederdrückenden Eindruck machen, bei denen aber zu berücksichtigen ist, daß die 100% einer idealen Maschine nur dann zu erreichen wären,

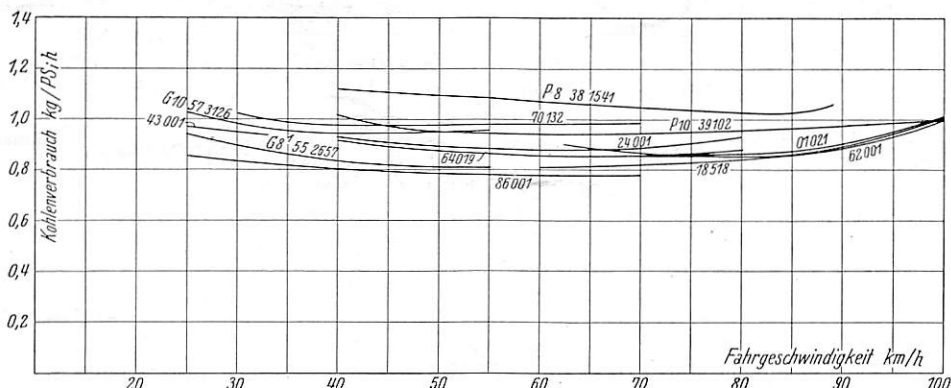


Abb. 74. Kohlenverbrauch von PS<sub>i</sub> und h an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

19. Der thermische Gesamtwirkungsgrad.

In den beiden nachfolgenden Zusammenstellungen (I und II) sind noch das jeweils beste Wärmegefälle und der beste thermische Wirkungsgrad der eigentlichen Dampfmaschine einerseits und der thermische Gesamtwirkungsgrad der Lokomotiven andererseits zusammengefaßt.

In der ersten Zusammenstellung sind die charakteristischen Dampfwerte, also Druck, Temperatur und Wärmehalt zum Ausdruck gebracht. In der vorletzten Spalte erscheint das ausgenutzte Wärmegefälle Δi vom Schieberkasten bis zum Auspuff und in der letzten das Verhältnis des ausgenutzten Wärmegefälles zu dem im Schieberkasten zur Verfügung gestellten Dampf, also das Verhältnis Δi:i.

Die zweite Zusammenstellung zeigt jene in wärmewirtschaftlichen Abhandlungen öfters zu findende Zahlen für den gesamten Wirkungsgrad (bezogen auf die Urwärme), die im

wenn man den absoluten Nullpunkt (-273°) ohne Aufwand zur Verfügung hätte. Es ist also ein Wert, der nur eine sehr bedingte Bedeutung besitzt und vor dessen Überschätzung schon Zeuner bei Erörterung der disponiblen Arbeit der Wärmekraftmaschine in seiner „Technischen Thermodynamik“ gewarnt hat.

Bei den reinen Dampfwerten ist die Spanne nicht übermäßig groß; sie beschränkt sich auf Δi:i = 12,75 bis 15,78%. Die älteren Lokomotiven liegen dabei merklich schlechter. Im übrigen sind von dem adiabatischen Nutzeffekt unter Umständen noch kleine Abstriche für die Lässigkeit vorzunehmen, doch sind diese Zahlen nicht restlos in Parallele zu stellen zu den verschiedenen, vorher behandelten Verbrauchszahlen in der Maschine.

Die zweite Zusammenstellung bezieht sich dann auf den eigentlichen thermischen Gesamtnutzen aus der Kohle und

Zusammenstellung I.  
Wärmegefälle und thermischer Wirkungsgrad der Maschine im Dampf.

	Bauart		Druckgefälle		Temperaturgefälle		Wärmehalt des Dampfes bei Zylinder		Ausgenutztes Wärmegefälle Δi = i <sub>1</sub> - i <sub>2</sub> kcal/kg	Δi:i <sub>1</sub> %	
			von Schieberkasten ata	auf Auspuff ata	von Zyl.-Eintritt °C	bis Zyl.-Austritt °C	Eintritt i <sub>1</sub> kcal/kg	Austritt i <sub>2</sub> kcal/kg			
Güterzuglok. . . . .	G 10 (57)	alt	V = 35 km/h		337	120	744	649	95	12,75	
		43 Einheitslok.	12,5	1,14							14,38
	86 Einheitslok.	14,6	1,13	362	121	757	650	107	14,2		
Personenzuglok. . . . .	P 8 (38)	alt	V = 60 km/h		336	111	744	645	99	13,3	
		S 10 <sup>1</sup> (17) alt	12,35	1,12							347
	S 3/6 bay. (18) neuere Bauart	15,3	1,2	383	125	767	651	116	15,1		
	02010 Einheitslok.	15,8	1,29	387	141	768	658	110	14,3		
	62 Einheitslok.	16,5	1,3	370	124	762	651	111	14,58		
64 „ „	14,3	1,13	392	124	773	651	122	15,78			
Personenzug-tenderlok. . . . .	P 8 (38)	alt	V = 80 km/h		344,5	115	750	648	102	13,6	
		S 10 <sup>1</sup> (17) alt	12,25	1,14							345
	S 3/6 bay. (18) neuere Bauart	15,2	1,25	364	110	757	644	113	14,9		
	02010 Einheitslok.	16	1,11	382	125	767	652	115	15,0		
	62 Einheitslok.	16,4	1,24	375	123	764	651	113	14,8		
64 „ „	14,4	1,25	398	132	776	655	121	15,6			

enthält die kleinsten Kohlenverbrauchszahlen für die Zughaken- und die Kolbenleistung. Hier wird der Unterschied zwischen den weniger guten alten Lokomotiven und den neueren bzw. guten Lokomotiven älterer Bauart wesentlich größer als beim  $\Delta i$ . Im übrigen gehen die Zughakenwerte bis zu 10% herauf, liegen also wesentlich höher als die 6%, die man in der Literatur öfters angegeben findet, und ebenso als eine Reihe Versuchszahlen, wie sie unter diesem Gesichtspunkt für amerikanische Lokomotiven berechnet wurden. Die Zahlen von Kraftwerksturbinen, die mit ähnlichen Dampfspannungen (15 bei 18 at), aber mit Niederschlag arbeiten, liegen zwar, mit etwa 15%, höher, doch ist dabei nicht zu vergessen, daß es sich dort um die Beziehung der großen

Gesichtspunkt keinen Anlaß, sich seiner neuesten Ergebnisse zu schämen.

20. Die Leistungscharakteristik  $N = f(V)$ .

Von besonderer Wichtigkeit, gerade auch für den Betrieb (Belastungstafeln, s-V-Diagramm) ist die Untersuchung, wie sich die Leistungscharakteristik verhält. Zunächst ist in Abb. 75 der Verlauf der effektiven Leistung über der Geschwindigkeit, also die Kurve  $N_e = f(V)$  an der Kesselgrenze dargestellt. Zu diesen Kurven ist zu bemerken, daß sie nur bis zur Reibungsgrenze ausgezogen sind, wobei für die Schnellzuglokomotiven der Kurvenscheitel eigentlich nur noch in der oberen Kurven-

hälfte zum Ausdruck kommt; die effektive Leistung fällt sofort nach Erreichung ihres Höchstwertes an der Reibungsgrenze wieder. Die Reibungsgrenzen sind bereits nach der neueren Anschauung gebildet\*) und haben daher (bei der mit der Geschwindigkeit fallenden Reibungsziffer) das Ergebnis, daß sich die wirkliche verfügbare Reibungsgeschwindigkeit gegen die bisherige Annahme konstanter, also z. T. zu großer Reibung hebt, was betrieblich erfreulich ist. Die Reibungsgeschwindigkeit liegt bei den großen Schnellzuglokomotiven bei etwa 60 km/h. Im Bilde liegen im allgemeinen die langsamfahrenden und schnellfahrenden Lokomotiven getrennt; über die ganze Bildfläche ziehen sich nur die Kurven der in weiterem Geschwindigkeitsgebiet verwendbaren Lokomotiven, also gerade auch von Personenlokomotiven mit tiefliegender Reibungsgeschwindigkeit, gekennzeichnet durch ein großes Verhältnis von größter Zugkraft zur Leistung.

Diese Kurven erhalten nun einen wertvollen Hinweis auf die vorteilhafteste Zylindergröße. Wiederum, wie ich schon oben andeutete, keinen allein ausschlaggebenden und unter Umständen von dem anderen, aus der Lage der günstigsten Füllung zur Kesselgrenze abgeleiteten Kriterium in seinem Ergebnis sogar abweichenden.

War bei der Erörterung der Füllung festzustellen, daß ein Zylinder vom thermischen Gesichtspunkt aus zu groß ist, der das Minimum des Wärmeverbrauchs erst jenseits der Kesselgrenze zu erreichen gestattet, so muß hier vom betrieblichen Standpunkt ein Zylinder als unzweckmäßig gelten, für den die günstigste Geschwindigkeit, nämlich die der größten Leistung, zu weit abliegt von dem häufigsten Geschwindigkeitsbereich. Namentlich ist das der Fall bei der P 8-Lokomotive, bei der die Kurve für die Zughakenleistung schon bei 40 km/h fällt, also unterhalb ihres häufigsten Geschwindigkeitsgebietes als Personenzuglokomotive; ihre Zylinder erscheinen demnach hier als zu groß. Zugleich ist dies ein Beispiel dafür, daß die beiden Kriterien nicht

Zusammenstellung II.

Thermische Gesamtwirkungsgrade.

	Bauart		K <sub>e</sub>   K <sub>i</sub>		$\eta_e$   $\eta_i$	
			spez. Kohlenverbrauch pro PS <sub>eh</sub>   PS <sub>ih</sub> bezogen auf Kohle mit H <sub>u</sub> = 7000 kcal/kg kg/PS <sub>eh</sub>   kg/PS <sub>ih</sub>		thermischer Gesamtwirkungsgrad pro PS <sub>eh</sub>   PS <sub>ih</sub>	
					%	%
V = 35 km/h						
Güterzuglok.	G 10 (57)	alt	1,032	0,93	8,75	9,71
	43	Einheitslok.	0,905	0,855	9,97	10,55
Güterzug-tenderlok.	86	Einheitslok.	0,935	0,802	9,6	11,0
V = 60 km/h						
Personenzuglok.	P 8 (38)	alt	1,287	1,02	7,02	8,86
Schnellzuglok.	S 10 <sup>1</sup> (17)	alt	1,06	0,83	8,52	10,89
	S 3/6 bay.(18)	neuere Bauart	0,96	—	9,4	—
	02010	Einheitslok.	1,0	—	9,05	—
Personenzug-tenderlok.	62	Einheitslok.	0,986	0,8	9,35	11,29
	64	„ „	0,905	0,764	9,97	11,82
V = 80 km/h						
Personenzuglok.	P 8 (38)	alt	1,426	0,99	6,33	9,12
Schnellzuglok.	S 10 <sup>1</sup> (17)	alt	1,175	0,85	7,68	10,61
	S 3/6 bay.(18)	neuere Bauart	1,06	—	8,52	—
	02010	Einheitslok.	1,01	0,8	8,94	11,3
Personenzug-tenderlok.	62	Einheitslok.	1,03	0,824	8,76	10,95
	64	„ „	1,08	0,891	8,33	10,12

Turbinen auf die Sammelschienen, noch ohne Berücksichtigung der „Hausturbinen“ und der Speisepumpen handelt.

Es kommt also letzten Endes darauf hinaus, daß man durch die Fortentwicklung der Lokomotiven der üblichen Bauform Fortschritte beträchtlicher Art, namentlich im Sinne gleichmäßiger, in Ansehung einer Auspuffmaschine, guter Verbrauchszahlen und Wirkungsgrade erreicht hat.

Daß es sich hier um Beharrungszahlen und um Verbrauchsminima an Kohlen handelt, ist für den Vergleich mit ortfesten Maschinen völlig in der Ordnung, denn auch hier gelangen in der Literatur immer nur die Verbrauchszahlen der Dauerversuche zur Nennung, und die verschiedenen Kurven der Lokomotiven liegen, wie in dieser Abhandlung genugsam erörtert, im Gebiet der meist gebrauchten Leistung recht flach. Der Dampflokomotivbau hat auch unter diesem

\*) Nordmann, Neue Versuchsmethoden und Versuchsergebnisse aus dem Gebiet der Dampflokomotive. Glasers Annalen 1928, Bd. 103, S. 7.



immer zum gleichen Ziel führen, denn thermisch erschien der P 8-Zylinder einwandfrei, da das Wärmeoptimum vor Erreichung der Kesselgrenze eintrat. Freilich darf man ohnehin bei der effektiven Leistung keinen zu strengen Maßstab anlegen; man müßte auch hier die indizierte, freilich z. T. noch unsichere Leistungskurve  $N_i = f(V)$  wählen, auch schon deshalb, weil der Eigenbedarf der Lokomotive an Leistung mit zunehmender Geschwindigkeit schließlich stark wächst. Die günstigste „indizierte“ Geschwindigkeit liegt meist stark über der effektiven, und nur gar zu niedrige Geschwindigkeiten für  $N_e$  max müssen vermieden werden.

Die effektiven Leistungen sind nun in Abb. 76 statt auf die absolute Geschwindigkeit auf die sekundliche Umdrehungszahl bezogen. Die schnell- und langsamfahrenden Lokomotiven, die z. T. noch säuberlich getrennt waren, rücken nunmehr in der Bildfläche zusammen und zeigen, daß die günstigsten Geschwindigkeiten für die Zughakenleistung an der sogenannten Kesselgrenze in einem nicht übermäßig breiten Bereich liegen, der, wenn man von der ausgesprochenen Rampenlokomotive, der Gt  $2 \times 4/4$  (Reihe 96) absieht, durch 2,4 bis 3,2 sekundliche Umdrehungen gegeben ist. Interessant ist, daß die größten Umdrehungszahlen für den Leistungsscheitel nicht den großen neueren Schnellzuglokomotiven angehören, sondern der älteren S 10<sup>1</sup>-Lokomotive, und der überhaupt wohlgelegenen 1 C 1-Tenderlokomotive. Zu einem schlüssigen Urteil über die Zylindergröße der Schnellzuglokomotiven wird freilich erst die künftige genauere Indizierung der Verbundmaschinen berechtigen; die Zwillinglokomotive 01 liegt mit einer indizierten günstigsten Geschwindigkeit von 78 km/h schon wesentlich günstiger, als mit 60 km/h für die effektive Höchstleistung.

In Abb. 77 sind die indizierten Leistungen dargestellt, die aber nach der obigen Erörterung des Indikatorfehlers unsicherer liegen als die effektiven. Die hier gegebenen Kurven sind für große Geschwindigkeiten, namentlich für die bayerische S 3/6-Lokomotive, deren Kurve zudem eine unwahrscheinliche Form hat, also mindestens z. T. zu niedrig. Die Kurven werden bei genauerer Indizierung, wie sie mit Stahldrahtzug für die Indikatortrummel bei der 01-Lokomotive sicher in erheblichem Maße schon vorliegt, nicht nur etwas gehoben, sondern am rechten Ende auch aufwärts gedreht; dadurch rücken die Geschwindigkeiten für den Leistungsscheitel dann nach oben.

Die Scheitel sind hier zunächst also noch unsicher. Für die Reihe 62 scheint der Scheitel selbst bei 100 km/h noch nicht erreicht zu sein; die P 8 liegt so flach, daß man einen Scheitel nicht erkennen kann. Die S 10<sup>1</sup>- und die 01-Lokomotiven liegen einigermaßen nach Wunsch, allerdings tiefer als man früher nach Strahl für Schnellzuglokomotiven annahm. Eine geringe Verkleinerung des 01-Zylinders könnte für einen Versuch erwogen werden; denn mit abnehmendem Zylinderinhalt steigt bei gleicher Dampfmenge die Geschwindigkeit. Die 02- und S 3/6-Lokomotiven erscheinen mit 60 km/h entschieden zu ungünstig, doch war namentlich bei der bayerischen S 3/6 hier der Indikatorfehler am größten.

Abb. 78 zeigt die indizierten Leistungen an der Kesselgrenze wieder für die sekundliche Drehzahl. Es findet auch hier ein Zusammenschieben der einzelnen Lokomotiven statt. Die wesentlich für Steigungstrecken bestimmten schweren Lokomotiven der Reihen 43 und 96 weisen auch von den Güterzuglokomotiven die niedrigsten,

günstigsten Drehzahlen auf; als Rampenlokomotiven also nicht falsch. Sieht man von ihnen ab, so ist das Gebiet der günstigsten Drehzahlen noch verhältnismäßig schmal, als bei den effektiven Leistungen. Es ist durch nicht allzuweite Grenzen (Umdrehungen pro Sekunde) gekennzeichnet und berechtigt, wenn man den Indikatorfehler berücksichtigt und weiter bedenkt, daß alle indizierten Verbrauchszahlen auf dem gleichen Wege gefunden wurden, zunächst für

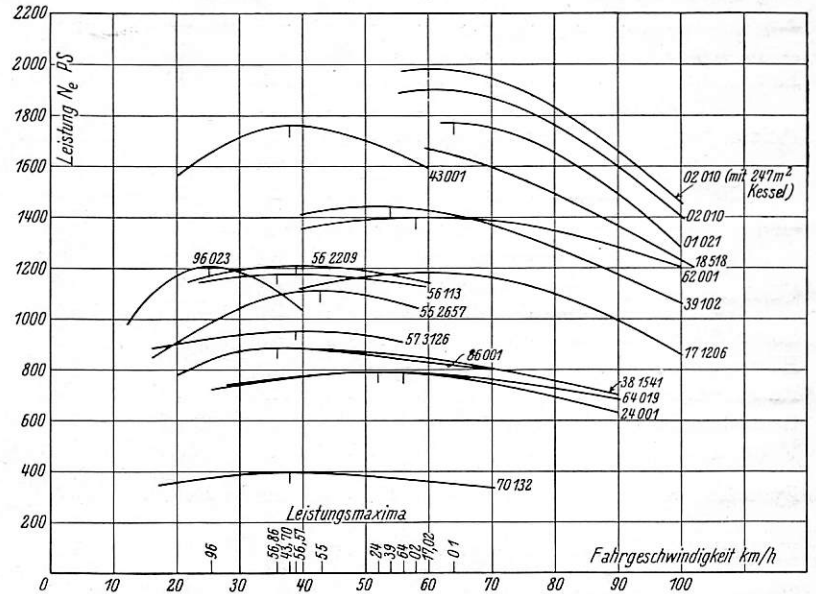


Abb. 75. Effektive Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

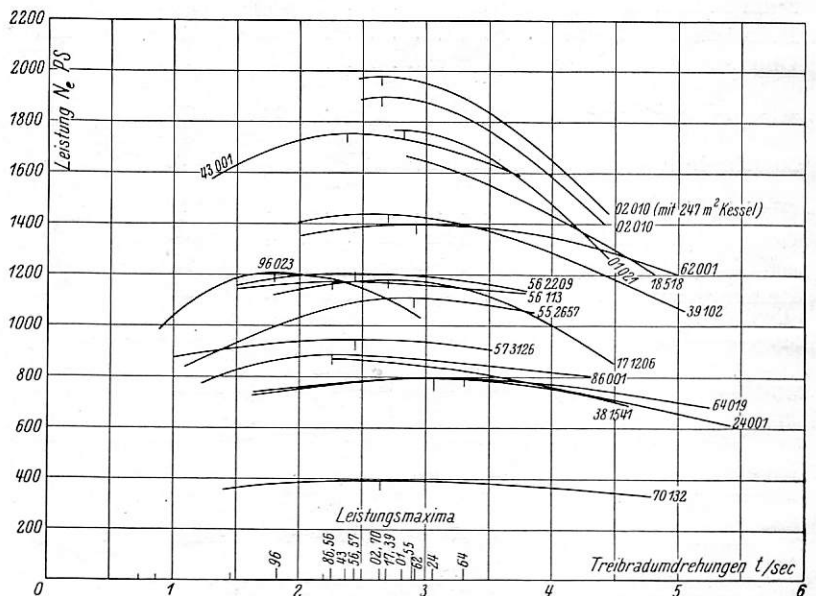


Abb. 76. Effektive Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Treibraddrehzahl.

Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung zu dem Annäherungssatz: Für Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und den Bauverhältnissen der neueren Reichsbahnlokomotiven ist eine günstigste sekundliche Umdrehungszahl für die höchste indizierte Dauerleistung von rund 3,5 mit großer Wahrscheinlichkeit zu erwarten.

Ich habe vor etwa Jahresfrist die effektive Leistungscharakteristik (also  $PS_e$  als Funktion der Geschwindigkeit) als die sicherere, damals freilich für weniger Lokomotivgattungen, unter Abänderung der Ordinatenmaßstäbe so umzeichnen

Konstruktionsdaten

Lokomotiv-Bauart (Alte Bezeichnung)	17 (S 10 <sub>1</sub> ) X X X	18 (S 3/6) X X	01 X X	02	02	38 (P 8) X X X	39 (P 10) X X X	24 X X X	
Lokomotivnummer	1206	518	021	002	010	1541	102	001	
Abgekürzte Bezeichnung	—	1D 1h 4v	2 C 1h 4v	2 C 1h 2	2 C 1h 4v	2 C 1h 4v	2 C h 2	1 D 1 h 3	1 C h 2
Kesseldruck	Atü 15	16	16	16	16	16	12	14	14
Rostfläche	m <sup>2</sup> 3,1	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	2,6	4	2,04
Kesselrohlänge	mm 4900	5255	5800	5800	6800	4700	5800	3800	
Heizrohre	Anzahl	St 136	4 - 130	129	129	106	123	138	114
	Durchmesser	mm 45/50	42/50 51,5/60	49/54	49/54	65/70	45/50	50/55	39,5/44,5
	Querschnitt	cm <sup>2</sup> 15,8	13,8 - 20,8	18,8	18,8	33,6	15,8	19,8	12,3
Rauchrohre	Anzahl	St 26	35	43	43	24	26	34	32
	Durchmesser	mm 125/133	129/138	135/143	135/143	163/171	125/133	125/133	110/118
Überhitzerrohre	Anzahl ††	St 4	4	4	4	6	4	4	4
	Durchmesser	mm 30/38	29/36	30/38	30/38	23/29	30/36	30/38	23/29
Feuerbüchsheizfläche	m <sup>2</sup> 17,59	14,36	17	17	17	14,58	17,51	8,7	
Heizrohrheizfläche	„ 94,16	112,6	115	115	147	81,73	125,8	53,7	
Rauchrohrheizfläche	„ 49,47	74,1	106	106	83	48,65	72,2	42,0	
Gesamtverdampfheizfläche	„ 161,22	201,1	238	238	247	145	220,51	104,4	
Überhitzerheizfläche	„ 58,5	76,28	100	100	84	58,9	82,0	36,1	
Zylinderdurchmesser	mm 2 × 400 / 610	2 × 440 / 650	2 × 650	2 × 460 / 720	2 × 460 / 720	2 × 570	3 × 520	2 × 500	
Kolbenhub	„ 660	610 / 670	660	660	660	630	660	660	
Treibraddurchmesser	„ 1930	1870	2000	2000	2000	1750	1750	1500	
Größte Geschwindigkeit	km/h 110	120	120	120	120	100	110	90	
Hub/Zylinderdurchmesser	— 1,65/1,08	1,39/1,03	1,015	1,43/0,92	1,43/0,92	1,11	1,27	1,32	
Zylinderinhalt/Heizfläche	dm <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> 2,38	2,22	1,84	2,24	2,18	2,22	1,87	2,48	
Heizfläche/Rostfläche	— 52	44,7	53	53	55	55,7	56,3	51,2	
Überhitzer/Verdampfungsheizfläche	— 0,36	0,38	0,42	0,42	0,34	0,407	0,365	0,345	
Heizrohrquerschnitt/Heizrohrfläche (F <sub>1</sub> /F <sub>2</sub> )	— —	1/408	1/474	1/474	1/418	1/417	1/464	1/385	
Rauchrohrquerschnitt/Rauchrohrfläche (F <sub>1</sub> /F <sub>2</sub> )	— —	—	1/450	1/450	1/408	1/421	1/490	1/338	
Gewicht der Lokomotive	t 83	96	116	114	117	78	110	57	
Gewicht des Tenders mit 2/3 Vorräten	„ 55	45	55	55	55	42	52	35	
Gew. v. Lok. und Tender mit 2/3 Vorräten	„ 138	141	171	169	172	120	162	92	
Reibungsgewicht	„ 53	54	60	60	60	52	76	45	

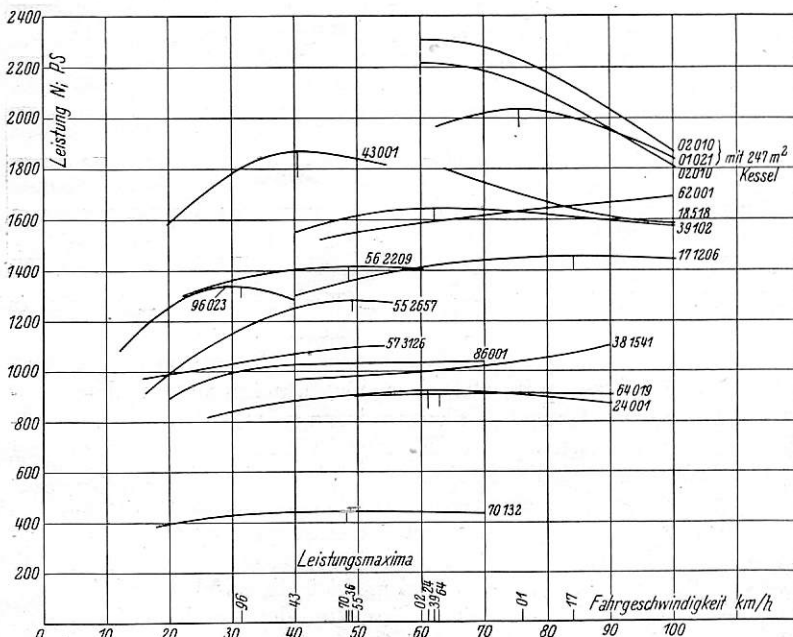


Abb. 77. Indizierte Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

lassen, daß sie alle auf den gleichen Scheitel bezogen waren. Dabei ergab sich indes, daß von einer leidlichen Übereinstimmung dieser Kurven keine Rede sein kann und daß es deshalb ein unnützes Unterfangen sein würde, wenn man versuchen wollte, den Verlauf der Kurven durch eine einheitliche Formel anzugeben.

Die gleiche Methode ist in Abb. 79 auf die indizierten Leistungen angewandt, und hier lag an sich ein starker Anlaß insofern vor, als die Strahlsche Doppelformel  $N:N' = f(V:V')$  mit  $N'$  und  $V'$  als Werten für das Leistungsmaximum und die günstigste Geschwindigkeit sich anheischig macht, einen solchen allgemeingültigen Kurvenverlauf darzustellen. Wiederum ergibt sich indes eine starke Streuung, die durch etwaige Indikatorfehler wenigstens links vom Scheitel kaum beeinträchtigt sein wird, weil es sich hier nur um die geringen Geschwindigkeiten handelt. Die bayerische S 3/6 ist mit ihrem besonders großen Indikatorfehler herausgelassen. Die Leistungskurve der Einheits-Verbundlokomotive wird sich bei genauerem Indikatordiagramm heben und drehen. In dieses Kurvensystem ist nun noch die Strahlsche Kurve für die Veränderung der Leistung mit der Geschwindigkeit eingezeichnet, eben als diejenige Formel, die an



der untersuchten Lokomotiven.

64	62	57 (G 10)	55 (G 8 <sup>1</sup> )	56 (G 8 <sup>2</sup> )	56 (G 8 <sup>3</sup> )	43	44	86	96 Gt 2×4/4	70	Bemerkungen
XXX 020	XXX 001	X 3126	X 2657	X 2209	XXX 113	(XXX) 001		XXX 001	XXX 023	XXX 132	
1 C 1 h 2	2 C 2 h 2	E h 2	D h 2	1 D h 2	1 D h 3	1 E h 2	1 E h 3	1 D 1 h 2	D+D h 4v	1 B h 2	Die mit X versehenen Lokomotiven sind mit der Riggenbachbremslokomotive gefahren; und zwar mit: X an der Kesselgrenze, XX an der Kesselgrenze und bei einer best. Geschwindigkeit, XXX an der Kesselgrenze und bei mehreren Geschwindigkeiten. (XXX) älterer, weniger genauer Versuch! †† Anzahl bezieht sich auf die Überhitzerrohre in einem Rauchrohr.  * Tenderlokomotive.
14	14	12	14	14	14	14	14	14	15	14	
2,04	3,5	2,63	2,66	3,43	3,43	4,7	4,7	2,34	4,25	1,22	
3800	4700	4700	4500	4100	4100	5800	5800	4500	5075	3500	
114	155	119	139	190	189	127	127	110	147	77	
39,5/44,5	50/55	45/50	45/50	41/46	41/46	49/54	49/54	39,5/44,5	48,5/53	39,5/44,5	
12,3	19,8	15,8	15,8	13,2	13,2	18,8	18,8	12,3	18,4	12,3	
32	41	26	24	34	34	43	43	26	34	16	
110/118	135/143	125/133	125/133	125/133	125/133	135/143	135/143	125/133	135/143	110/118	
95	143	123	123	123	123	143	143	123	142	95	
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
23/29	30/38	30/38	30/38	30/38	30/38	30/38	30/38	30/38	30/38	23/29	
8,7	15	14,47	13,89	12,63	12,75	18	18	10	14,65	5,67	
53,7	103	79,04	88,43	100,09	99,59	113	113	61,4	112,64	33,4	
42,0	75,25	47,96	42,11	54,71	54,71	106	106	45,9	73,14	19,2	
104,4	193,25	141,47	144,4	167,4	167,05	237	237	117,3	200,43	58,27	
36,1	72,5	58,9	51,88	53,12	53,12	100	100	47	65,37	20,4	
2× 500	2× 600	2× 630	2× 600	2× 630	3× 520	2× 720	3× 600	2× 570	2× $\frac{600}{800}$	2× 375	
660	660	660	660	660	660	660	660	660	640	500	
1500	1750	1270	1300	1400	1400	1400	1400	1485	1216	1250	
90	100	60	55	65	65	70	70	70	50	70	
1,32	1,1	1,05	1,1	1,05	1,27	0,916	1,1	1,16	1,06/0,8	1,33	
2,48	1,925	2,9	2,58	2,45	2,5	2,27	2,35	2,87	3,19	1,99	
51,2	55,3	53,8	54,3	48,8	48,8	50,4	50,4	50,2	47,2	47,7	
0,345	0,375	0,416	0,359	0,318	0,318	0,422	0,422	0,401	0,325	0,35	
1/385	1/417	—	1/400	1/400	1/400	1/474	1/474	1/455	1/420	1/354	
1/338	1/416	—	1/426	1/320	1/320	1/450	1/450	1/425	1/423	—	
74	118	77	70	83	84	110	114	83	131	44,5	
*	*	38	38	38	38	60	60	*	*	*	
74	118	115	108	121	122	170	174	83	131	44,5	
45	52	77	70	70	71	97	99	57	131	30	

sich für die Veränderlichkeit der Leistung unterhalb und oberhalb der günstigsten Geschwindigkeit bereits bestand. Wir erkennen, daß die Strahlsche Formel der wirklichen Sachlage, etwa als mittlere Kurve nicht gerecht wird, und daß sie nur eine mögliche, besonders tiefliegende Kurve bleibt. An Hand der Strahlschen Kurve oder Formel wird man also im allgemeinen die zu erwartende Leistung einer Lokomotive sehr vorsichtig einschätzen, wenn man nur den Scheitelpunkt und die Verbrauchszahlen auf Grund dieser Abhandlung, statt der noch z. T. in der Literatur zu findenden Strahlschen Werte, einführt. Für den endgültigen Zustand wird man aber die betriebliche Belastung der Lokomotive nicht mehr nach Strahl einsetzen, weil die meisten Lokomotiven wesentlich günstiger liegen, und es nicht gerechtfertigt wäre, einen beträchtlichen Teil der Lokomotivleistung ungenützt zu lassen. Wir bemessen denn auch bei der Reichsbahn unsere endgültigen Belastungstafeln und die s-V-Diagramme ausschließlich nach den versuchsmäßigen Werten (Leistungs- und Zugkraftkurven) und vermeiden die Unsicherheit der Vorausberechnung.

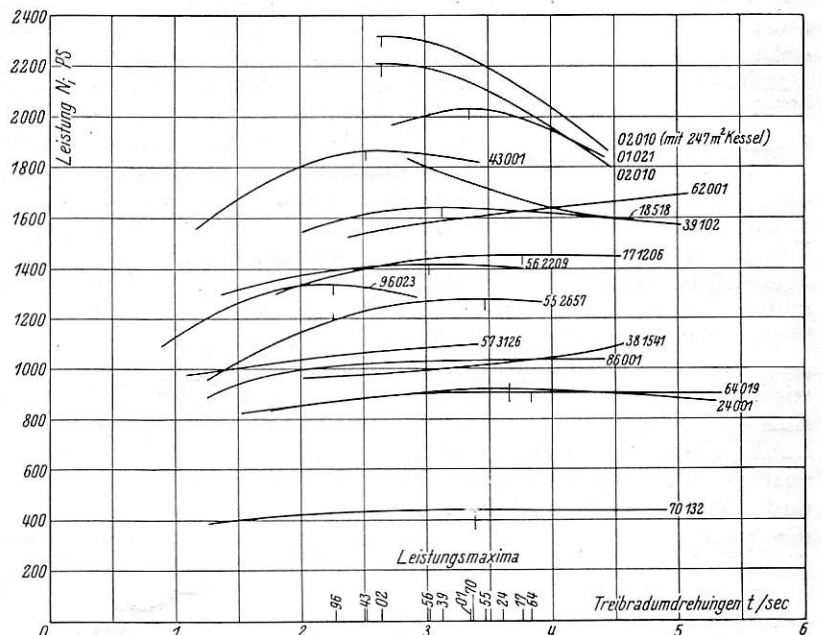


Abb. 78. Indizierte Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Treibraddrehzahl.

Für den Betriebsmann wäre es natürlich erwünscht, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. XLVII. Band. 10. Heft 1930.

eine Lokomotive zu erhalten, deren Leistungscharakteristik möglichst flach verläuft, wo er dann also über die höchsten Leistungen in einem breiten Geschwindigkeitsgebiet verfügt. Ich habe die Kurven deshalb nach dem Grade (Reihenfolge) ihrer Krümmung auf eine eindeutige Bedingtheit durch gewisse Verhältniszahlen, wie Heizfläche zum Zylinderinhalt untersuchen lassen; prüfen lassen, ob die Reihenfolge solcher Faktoren, wozu auch Dehnung und Überhitzung zählen, die gleichen oder wenigstens eine ähnliche ist, wie die der Krümmungen der Charakteristik. Dieser Versuch ist indessen bisher nicht gelungen, und man kann dem Konstrukteur daher bis jetzt kein sicheres Rezept geben, wie er die Krümmung der Leistungskurve in einem gewollten Sinne beeinflussen kann.

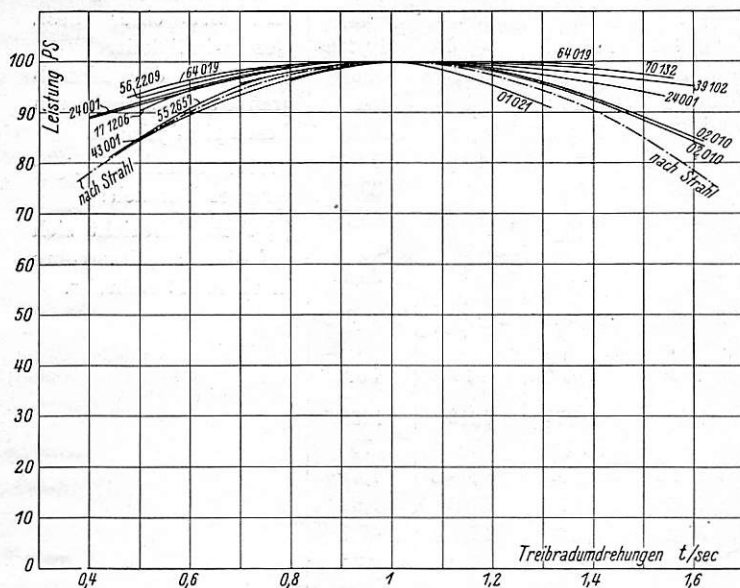


Abb. 79. Vergleich von Leistungscharakteristiken verschiedener Lokgattungen bezogen auf  $N_0 = 100$  PS und  $n = 1$  t/Sek. am Scheitel.

Die allgemeine Erkenntnis vermitteln uns indes fast alle vorgeführten Kurvenblätter, daß es infolge der verschiedenen Rücksichten, die beim Entwurf zu nehmen sind, nicht möglich ist, die stark streuenden Kurven der einzelnen Gattungen jeweils zu einer mittleren Kurve mit nur geringen Fehlern zusammenzufassen. Eine Formel, die hier etwa aufgestellt werden sollte, müßte wesentlich verwickelter sein, als die bisherigen Durchschnittsformeln, denn sie müßte eine Reihe von Koeffizienten enthalten, die auf die Eigenarten der Lokomotivgattungen Bezug nehmen. Ob das überhaupt möglich ist, bleibe dahingestellt. Selbstverständlich soll damit nicht gesagt sein, daß man eine Lokomotive für eine beabsichtigte Leistung nicht zu entwerfen vermöchte, etwa in Anlehnung an bereits bestehende Typen unter Benutzung vorhandener Formeln (Strahl) in bescheidenem Umfang. Eine gewisse Vorsicht und im Notfall die Tatsache, daß die Kesselgrenze ja kein Naturgesetz ist, sondern eine gewisse Elastizität besitzt, verbürgen einen Entwurf, der der geforderten Leistung gerecht wird. Aber überall, wo man Gelegenheit hat, namentlich die erste Lokomotive einer neuen Gattung nach einem genauen Verfahren zu untersuchen, soll man alle Krücken über Bord werfen, und die endgültigen betrieblichen Unterlagen so gut wie die wärmewirtschaftliche Beurteilung lediglich auf diesen Versuchen aufbauen.

## VI. Schlußwort.

Die Dinge bleiben naturgemäß im Fluß. Eine Reihe weiterer Lokomotiven, teils Einheitslokomotiven, teils und zwar in größerem Maße solche Lokomotiven bisheriger Bauart, die für den Bau noch erhebliche Bedeutung haben, sind z. Z. (Anfang Dezember 1929) teils bereits untersucht, wenn auch die Versuche noch nicht restlos ausgewertet sind, teils stehen die Versuche noch bevor. Es ist auch oben nicht verschwiegen worden, daß einige der an sich schon nach der neueren Methode untersuchten Lokomotiven noch einiger ergänzender Versuchsreihen bedürfen. Trotzdem übergebe ich die Abhandlung der Öffentlichkeit. In einer Zeit lebhaftester Entwicklung der Technik würde man niemals zu einer Veröffentlichung kommen, wenn man jeden noch laufenden oder in sicherer Aussicht stehenden Versuch abwarten wollte. Den Entschluß zur Veröffentlichung habe ich aus der Überzeugung heraus gefaßt, daß die bisher vorliegenden und in der Abhandlung eingehend benutzten Versuche bereits ein durchaus abgerundetes Bild ergeben. Unter den zugrunde liegenden Lokomotiven sind ja alte und neue, große wie kleine Bauarten, Zwilling- und Verbundmaschinen, Zwei- und Dreizylinderlokomotiven vertreten. Die teilweise schon in roher Form bekannten Ergebnisse von weiteren Lokomotiven lassen bereits im Umriß erkennen, daß manche der obigen Ausführungen sogar noch eine starke Unterstreichung erfahren werden.

So liegen z. B. die Einheits-Verschiebelokomotiven der Baureihen 80 und 81 mit ihren niedrigen Dampfverbrauchszahlen wieder ganz in der Nähe der übrigen Einheitslokomotiven, wenn auch bei ihren etwas kleineren Abmessungen mehr an der oberen Seite der schmalen Kurvenbündel. Dabei hätten nennenswerte Abweichungen insofern noch keine Trübung des hier entworfenen Bildes bedeutet, als es sich eigentlich hier nicht um Strecken-, sondern um Verschiebelokomotiven handelt. Umgekehrt zeigen einige ältere Lokomotivbauarten mit 12 at Kesseldruck Verbrauchszahlen, die besser als die der P 8-Lokomotive liegen, die von den hier ausführlich behandelten Lokomotiven in der Regel die obere Begrenzung der Kurvenbündel bildet. Auch eine Änderung des Gesamtintervalles der Verbrauchszahlen wird also nicht eintreten, ganz abgesehen davon, daß sie für künftige Entwürfe unerheblich wäre, weil diese niemals mehr von 12 at ausgehen werden. Endlich ist zwar auch die Möglichkeit nicht ganz ausgeschlossen, daß unter den Leistungscharakteristiken schließlich die eine einmal in ähnlich starker Krümmung wie die Strahlische „Annäherungsformel“ verläuft. Aber auch dies würde die Feststellung nicht zerstören können, daß es eine Universalgleichung für die Leistungscharakteristik nicht gibt, weil zu dieser Behauptung schon das oben gebrachte Material völlig ausreicht. Die tatsächlich z. T. schon gewonnenen Leistungscharakteristiken liegen indes wieder flacher als die Strahlischen Kurven und bestätigen also weiterhin das oben ausgesprochene Urteil.

Gewiß befinden sich auch manche anderen Ermittlungen noch etwas in der Entwicklung, so die genauere Kenntnis der Reibungsziffer, die deshalb auch hier noch nicht behandelt ist. Im ganzen wird man mir aber zustimmen, daß es bei der Fülle des jetzt schon vorliegenden Materials nicht länger berechtigt wäre, dem Lokomotiv-Ingenieur die wohlbegründeten Sätze und Zahlenwerte vorzuenthalten, die den eigentlichen Inhalt der Abhandlung ausmachen. Diese Erwägung führte um so mehr zu der hiermit erfolgenden Veröffentlichung, als sich in Gestalt eines Sonderheftes des Organes über die Lokomotive ein willkommener Rahmen dazu bot.