

# WIEDERBAU UND ZEHN JAHRE ARBEIT DES INSTITUTS FÜR VERBRENNUNGSMOTOREN UND KRAFTFAHRWESEN (IKV) DRESDEN

## II. TEIL

Von

A. JANTE\*

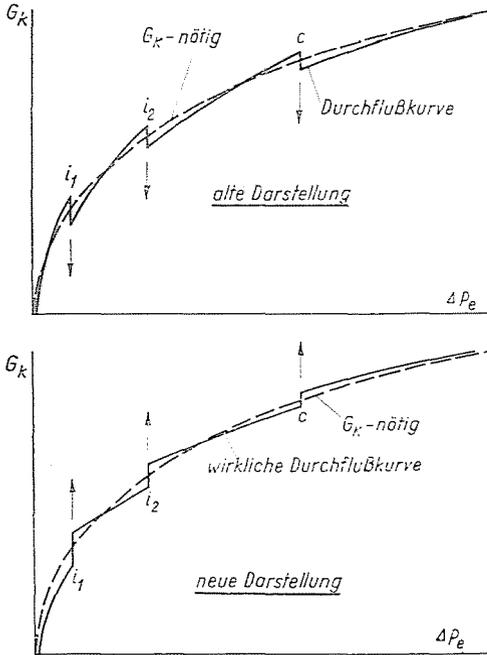
### Ottomotoren

Zunächst die Vergaseruntersuchungen. Bild 43 zeigt rechts schematisch einen Schnitt durch den Lufttrichter eines Solex-Fallstromvergasers mit den Düsen. Wäre nur die Hauptdüse vorhanden, so würde praktisch mit steigendem Unterdruck die Kraftstofflieferung zu hoch werden. Es wird deshalb das Mischrohr mit der Korrekturluftdüse zusätzlich verwendet. Sinkt nun mit steigender Luftgeschwindigkeit der Kraftstoffspiegel im Mischrohr bis zu den ersten Löchern  $i_1$  ab, so glaubte man bisher, daß damit sofort weniger Kraftstoff geliefert würde — oberes Diagramm links. In Wirklichkeit wird durch das Austreten von Luft durch die Löcher  $i_1$  zunächst die Kraftstoffsäule im äußeren Rohr in ein Kraftstoff—Luft-Schaumgemisch verwandelt, das ein geringeres spezifisches Gewicht hat als der reine Kraftstoff. Damit sinkt also der Druck hinter der Hauptdüse, so daß zunächst sprunghaft mehr Kraftstoff geliefert wird — unteres Diagramm. Erst bei weiterer Steigerung der Luftgeschwindigkeit macht sich eine Verringerung der Kraftstofflieferung bemerkbar. Bild 44 zeigt gemessene Kurven dazu. Über der Druckdifferenz  $\Delta p_e$  im engsten Lufttrichterquerschnitt gegenüber dem Außen- druck sind die durchtretenden Kraftstoffmengen in der Zeiteinheit aufgetragen. Die oberste Kurve gibt die Kraftstofflieferung ohne Korrekturluft, die also ein einfacher Vergaser nur mit Hauptdüse erzielen würde. Für ein gleichbleibendes Luft—Kraftstoff-Mischungsverhältnis wäre aber eine Kraftstofflieferung nach der unteren gestrichelten Kurve  $G_{k \text{ nötig}}$  erforderlich. Werden die Querbohrungen  $i_1$  im Mischrohr freigegeben, so ergibt sich bei etwa 35 mm Unterdruck zunächst die Stufe des stärkeren Kraftstoffdurchfluß, während mit steigendem Unterdruck dann die Kurve flacher verläuft als die ohne Korrekturluft. Werden zusätzlich noch die Löcher  $i_2$  freigegeben, so ergibt sich bei über 100 mm Unterdruck der 2. Sprung und dann ein noch flacherer Kurvenverlauf, der sich der verlangten Kurve  $G_{k \text{ nötig}}$  schon gut anpaßt. Im Bild 45 ist in einem ähnlichen Diagramm dargestellt, wie man sich der Kurve  $G_{k \text{ nötig}}$  durch ein einstufiges Mischrohr nur grob, durch

\* Vortrag gehalten von Prof. A. JANTE (Direktor des IVK TH Dresden, o. Mitglied der Deutschen Akademie der Wissenschaften zu Berlin) auf Einladung unserer Universität.

ein zweistufiges besser und durch ein stufenloses am besten anpassen kann. Das stufenlose Mischrohr war an Stelle der Löcher mit durchgehenden Längsschlitz versehen. Um die Zusammenhänge am Vergaser grundsätzlich meßtechnisch verlegen zu können, wurde ein Modell-Vergaserprüffeld nach Bild 46 konstruiert und gebaut. Der Querschnitt des Saugrohres wurde quadratisch ausgeführt, 2 Gegenseiten verglast, der Mischrohrhalter und das Mischrohr

Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Unterdruck.  
Wirkung der Korrekturluft



Schema des Solex-Fallstromvergasers Typ 32 PBJ  
(mit Korrekturluftdüse)

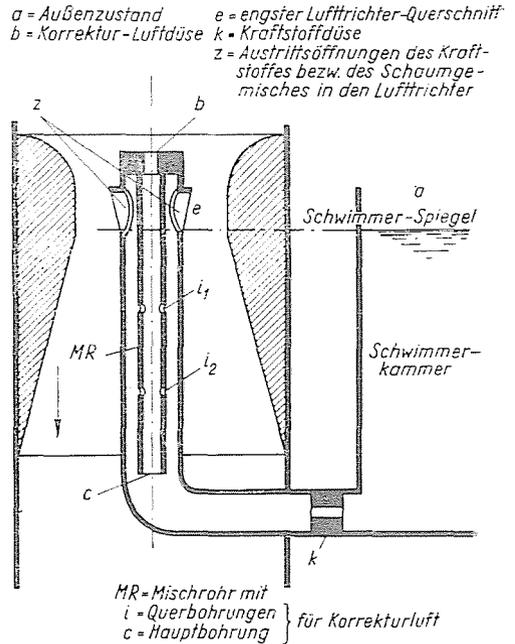


Bild 43

durch Glasrohre gebildet, so daß man neben der Messung die Vorgänge auch beobachten konnte. Über die Qualität einer Vergasereinstellung gibt das Motoren-Kennlinienfeld mit den eingetragenen Linien konstanter Luftverhältnisse  $\lambda$ , Bild 47 oben, Auskunft. Um die Einstellarbeit rationeller zu gestalten, erproben wir neue Vergasereinstellungen zuerst längs einer Vergleichsparabel, wie sie im Kennlinienfeld oben eingetragen wurde, so das Gebiet vom langsamen Leerlauf bis Vollast bei höherer Drehzahl umfassend. Man kann allerdings hierfür auch die Fahrwiderstandslinie auf ebener Fahrbahn benutzen. Im unteren Teil des Bildes ist die  $\lambda$ -Kurve über dem Luftdurchsatz für die Vergleichsparabel dargestellt, die uns zeigt, daß der Übergang vom Leerlauf- zum Hauptvergasers noch nicht einwandfrei verläuft.

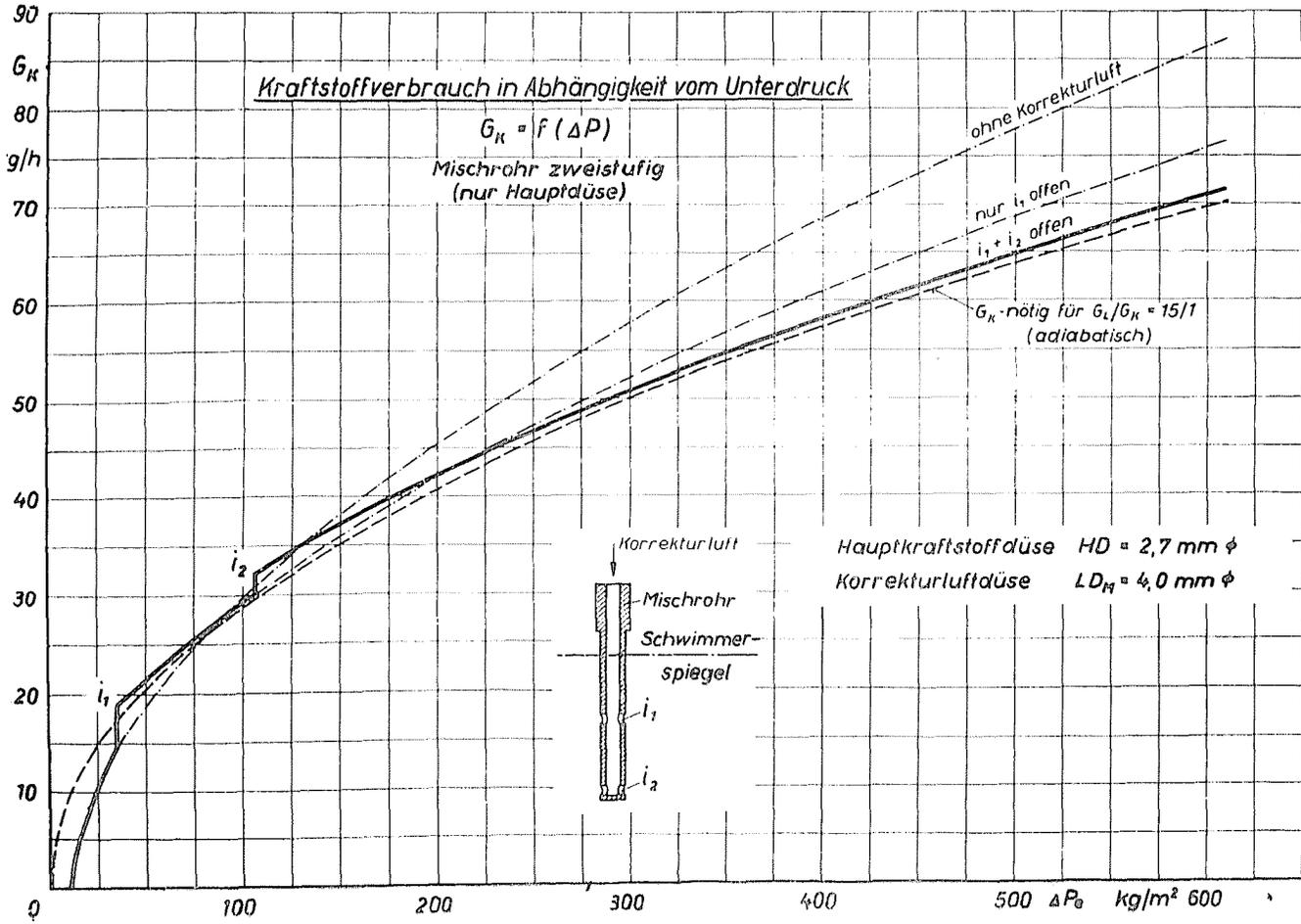


Bild 44

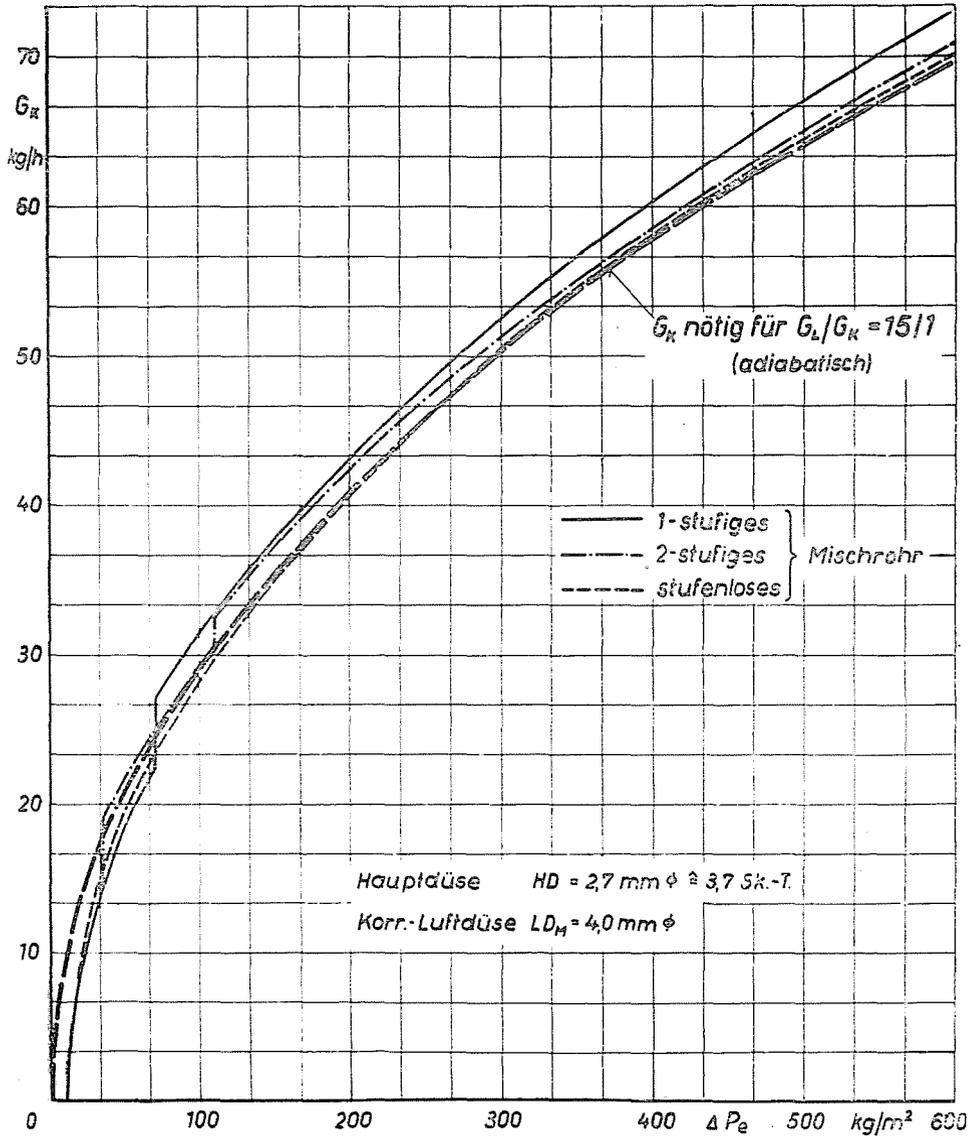


Bild 45

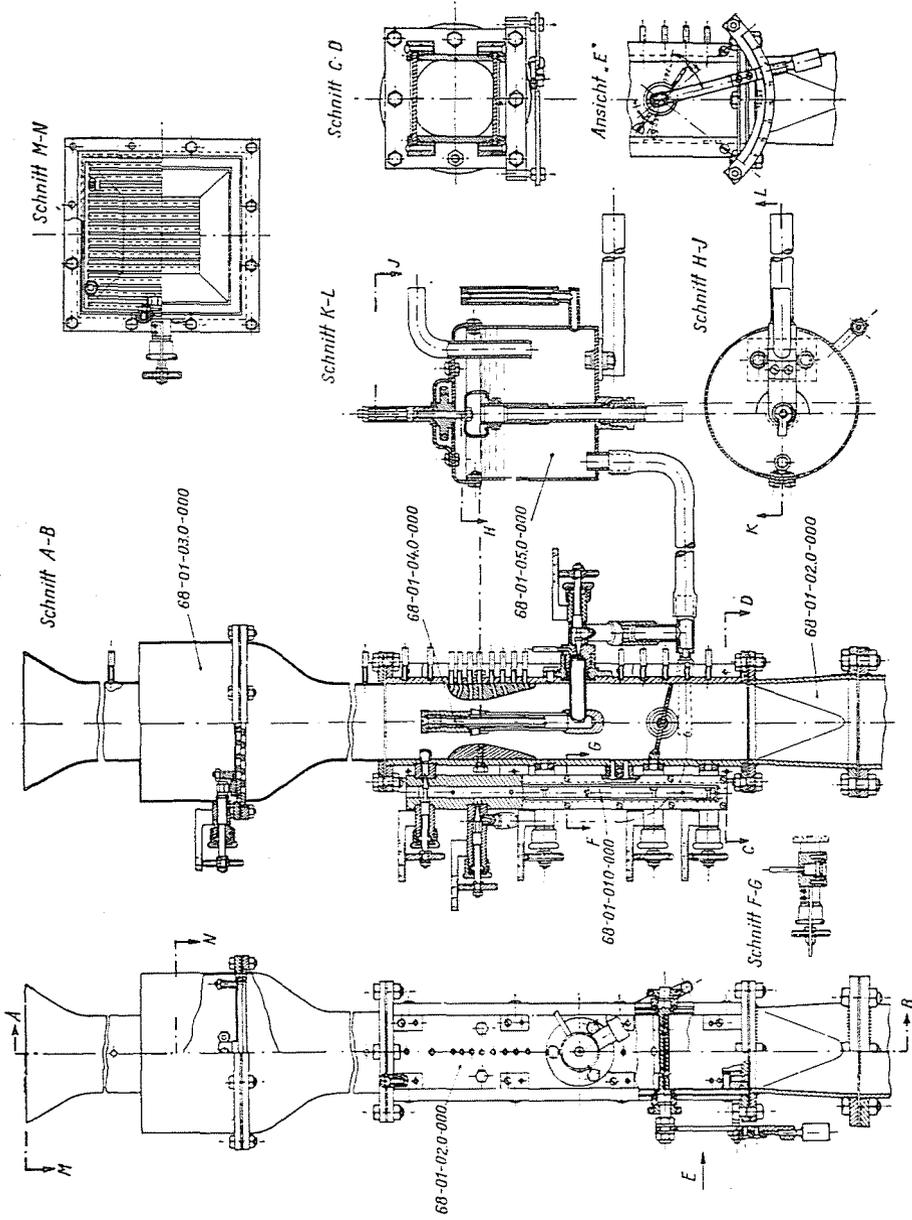


Bild 46

Durch Verändern jeweils einer Düsendgröße wurde nun ihr Einfluß auf die Einstellung verfolgt, wie es beispielsweise Bild 48 für die Änderung der Leerlauf-Gemisch-Regulierdüse zeigt. Durch zu knappe Öffnung dieser Düse ergibt sich im Übergang eine zu magere Stelle, ein Vergaserloch, das aber durch die Einregulierung nach der unteren Kurve vermieden werden kann.

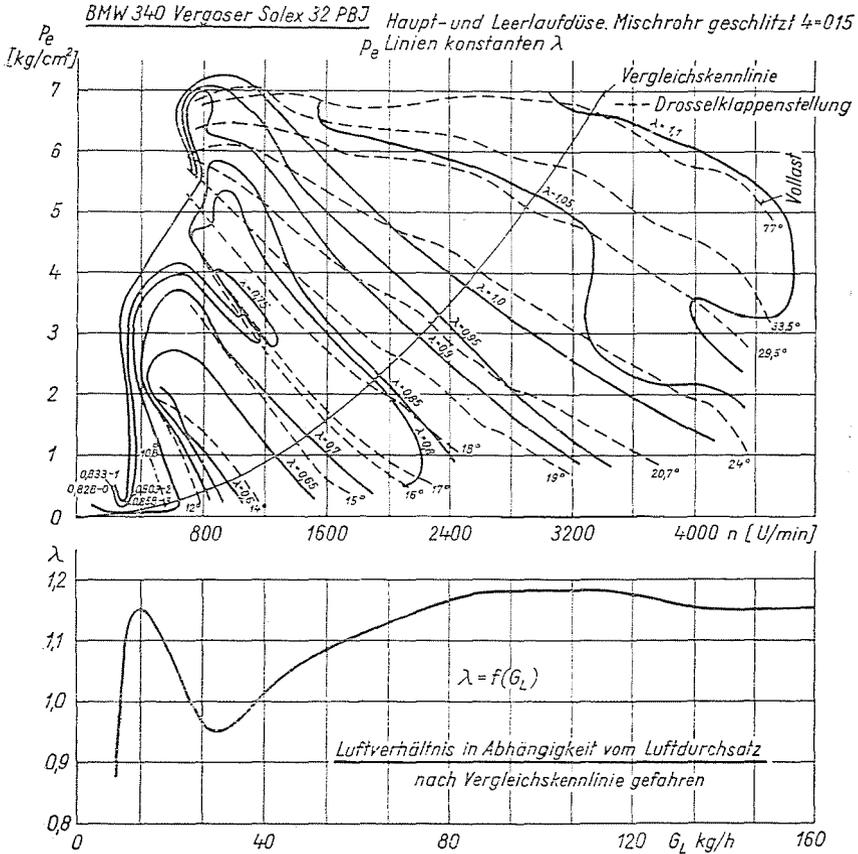


Bild 47

Bild 49 soll uns nun den Einfluß der Leerlaufkraftstoffdüse zeigen. Für die mit »normal« bezeichneten ausgezogenen  $\lambda$ -Kurven wurde die Leerlaufkraftstoffdüse LKD = 50 verwendet, für die gestrichelten Kurven war LKD = 0, also verschlossen. Für 12° Drosselklappenöffnung erkennen wir, daß durch die LK-Düse noch Kraftstoff zugesetzt wird. Das Gleiche gilt für 21° Drosselklappenöffnung, jedoch schon in geringerem Maße. Für 81° Drosselöffnung oder Vollast sehen wir dagegen ab 1800 U/min eine Abmäge-

$$\lambda = f(\Delta P_e)$$

Variation von LGRD  
(Leerlauf-Gemisch-Regulier-Düse)

Haupt- und Leerlauf-Vergaser

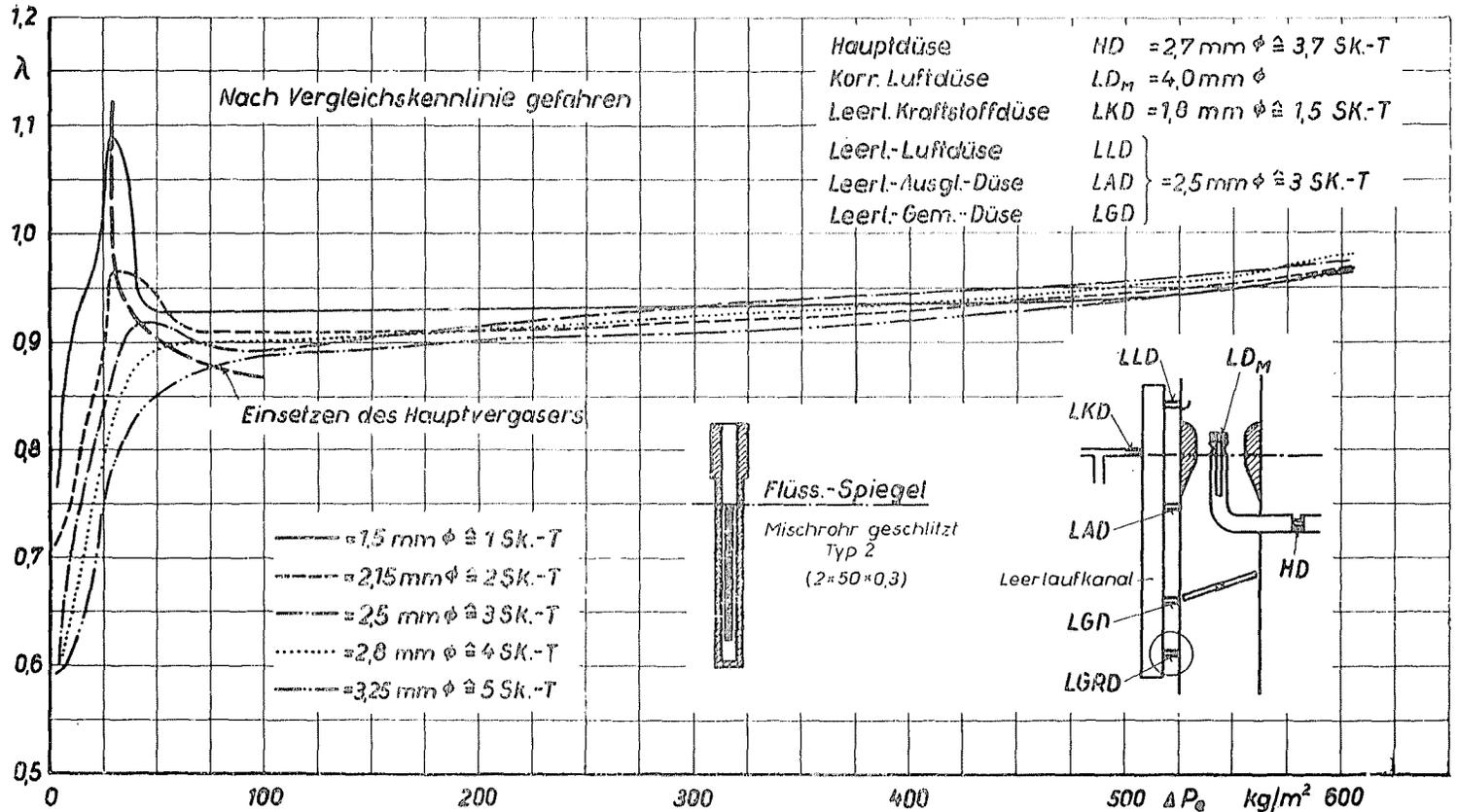
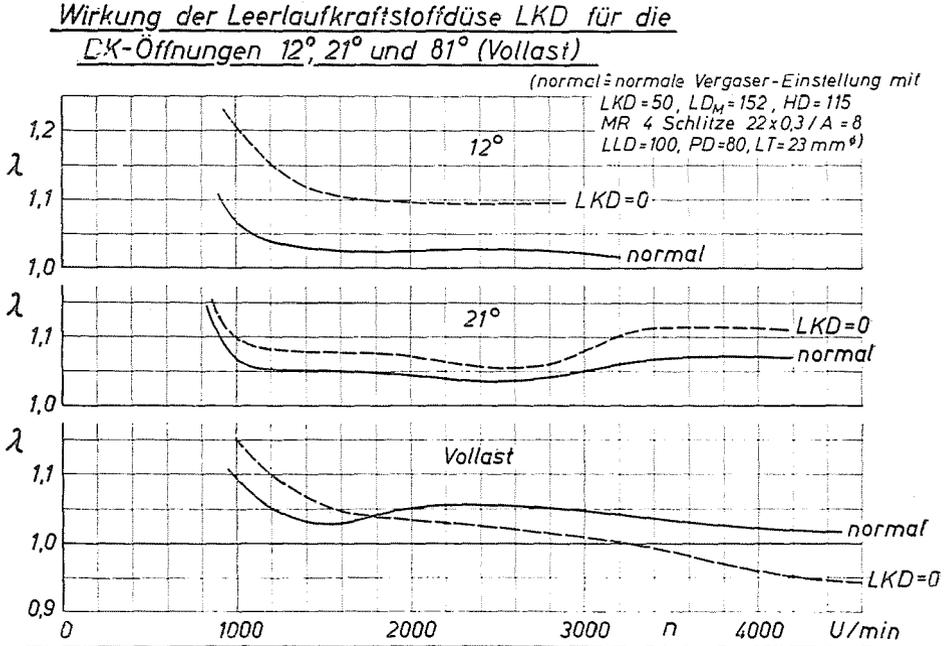


Bild 48

rung des Gemisches durch die Öffnung der Leerlaufkraftstoffdüse, die nur dadurch zu erklären ist, daß Luft durch diese Düse angesaugt wird, so daß durch den Abzweig des Leerlaufkraftstoffkanals hinter der Hauptdüse nochmals die Wirkung einer weiteren Stufe der Luftkorrektur wirksam wird. Die Überschneidung der beiden Kurven bei  $n = 1800$  beweist, daß auch hier zunächst durch die Bildung des Kraftstoffschaumgemisches eine Erhöhung



der Kraftstoff-Förderung eintritt. Dieser Vorgang ließ sich auch am Modellprüffeld beobachten. Bild 50 zeigt die  $\lambda$ -Höhenlinien im Motorenkennlinienfeld bei verbesserter Einstellung. Wir sehen vom Leerlauf aus schon bald ein Überschreiten der stärker hervorgehobenen Linie  $\lambda = 1$  und dann anschließend eine Hochebene mit nur geringen Unebenheiten.

Die durch Untersuchung des Solex-Vergasers gewonnenen Erkenntnisse wurden dann auch auf die Verbesserung der Vergaser unserer Fertigung angewendet. Bild 51 zeigt im unteren  $\lambda$ -Diagramm den Ausgangszustand und im oberen Diagramm den Erfolg unserer Maßnahmen, der auch aus dem Kennlinienfeld Bild 52 zu erkennen ist. Die auf dem Prüfstand gewonnenen Einstellungen wurden dann an den 7 EMW-340-Wagen der Fahrbereitschaft der T. H. Dresden angewendet und senkten ihren Verbrauch von 15 auf

# Motorkennlinien EMW 340

(JFA-BVF-Fallstromvergaser 323/1)  
Verbesserte Einstellung II

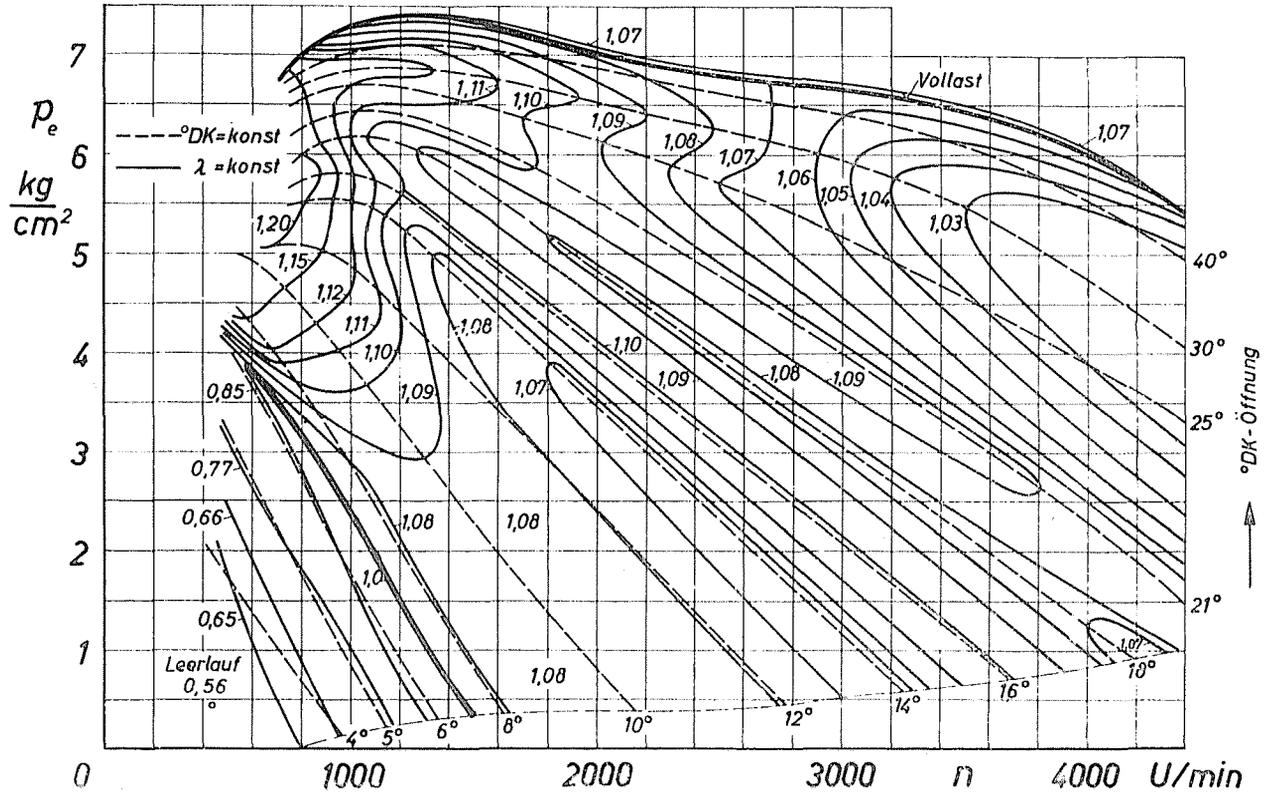


Bild 50

10,5 l/100 km, ohne daß sich irgendwelche schädlichen Wirkungen zeigten. Die meisten Wagen haben die 200 000 km ohne Motorenreparatur schon überschritten. Aber auch bei Zweitaktmotoren läßt sich die Vergasereinstellung verbessern, wenn es dort auch infolge der Schwingungen schwieriger ist. Bild 53 zeigt ein Kennlinienfeld einer verbesserten Einstellung für einen 2-Zylinder-Zweitaktmotor. Daß aber auch bei einem 6-Zylinder-Viertaktmotor störende Schwingungen auftreten können, beweist Bild 54, wo nur

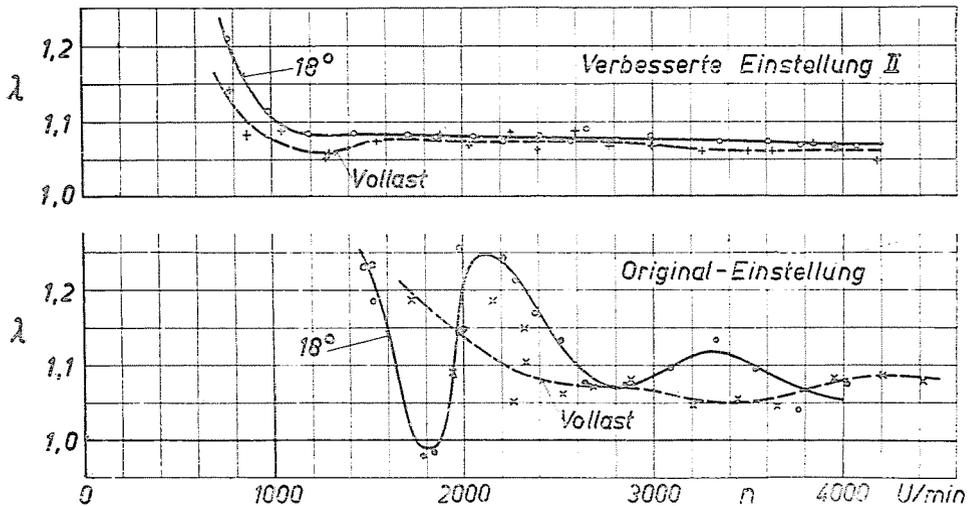


Bild 51

durch Verstellen der Nockenwelle um einen Zahn oder  $22^\circ$  KW vor oder zurück selbstverständlich die Vollastkurve  $p_e$  über  $n$  beeinflußt wird, es aber überraschend ist, daß die  $\lambda$ -Kurve durch die Vorverstellung so stark verändert wird.

Schließlich wurden auch an einem Register-Vergaser, Bild 55, eigener Konstruktion Versuche durchgeführt. Zur Verbesserung des Überganges auf die 2. Stufe war auch diese mit einem Zusatzvergaser, dem Übergangsteil des Leerlaufvergasers, ausgerüstet. Um die erste Stufe auf geringsten Verbrauch, beide Stufen zusammen auf höchste Leistung einstellen zu können, wurde erst der Einfluß von  $\lambda$  für den Versuchsmotor kontrolliert. Bild 56 zeigt das Ergebnis dieser Messungen für verschiedene Drehzahlen. Wichtig ist dabei, daß die Zündung jeweils optimal reguliert wurde. Die in der Literatur häufig noch anzutreffenden Kurven mit konstanter Zündungseinstellung sind praktisch wertlos, nachdem man den Zündpunkt heute relativ einfach dem optimalen Verlauf anpassen kann. So kommt es, daß sich die extremen Werte gegenüber den sonst anzutreffenden Kurven nach höheren  $\lambda$ -Werten

# Motorkennlinien EMW 340

(Solex Vergaser)

Verbesserte Einstellung II

Mischrohr geschl. 4x0,3x22/A 7,5  
 Lufttrichter LT = 23mm<sup>6</sup>  
 Hauptdüse HD = 118  
 Korrl.-Luftdüse LD<sub>M</sub> = 165  
 Leerl.-Kraftstoffdüse LKD = 50  
 Leerl.-Luftdüse LLD = 100  
 Leerl.-Gem.-Reg.-Düse LGRD 7/8 offen

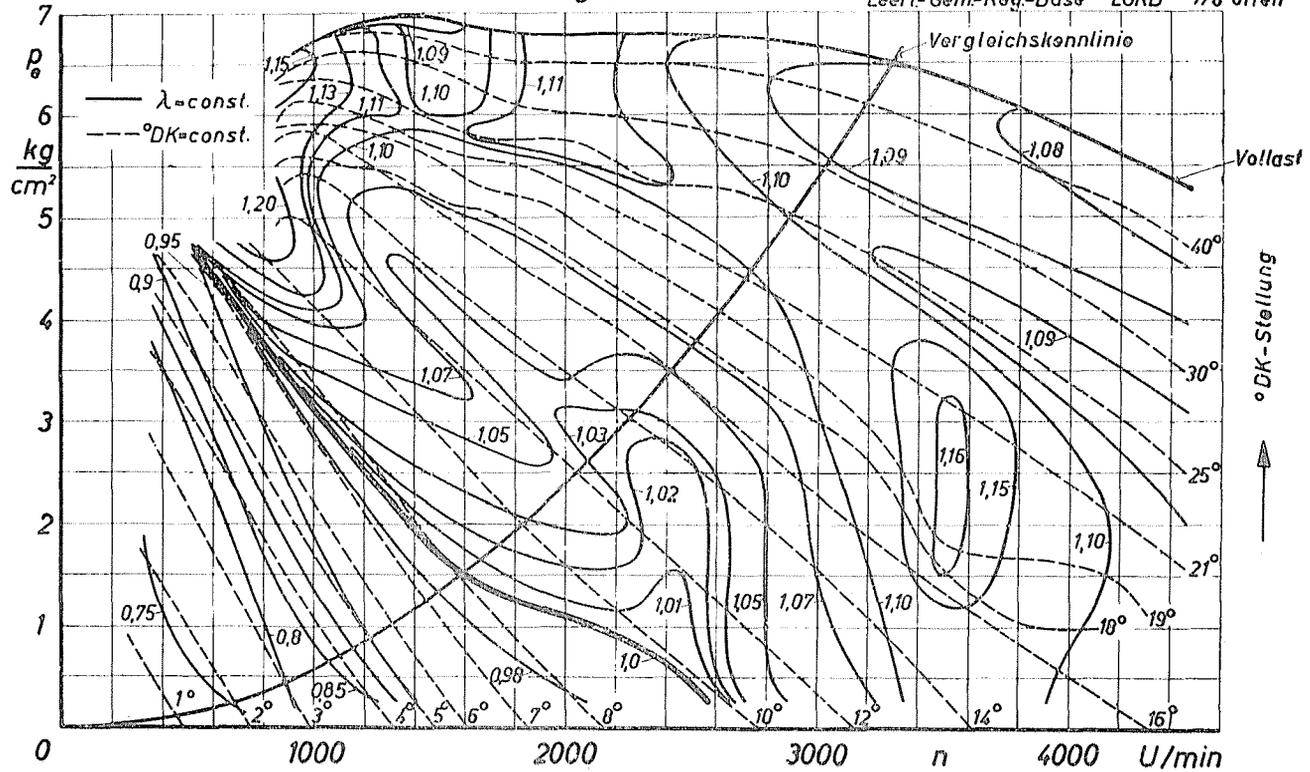


Bild 52

Motor Kennlinien JFA F8  
 JFA-BVF-Flachstromvergaser H 30  
 Verbesserte Einstellung

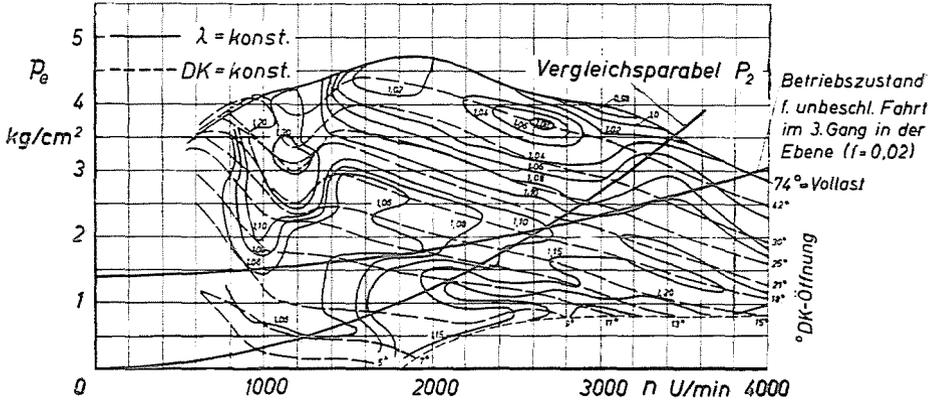


Bild 53

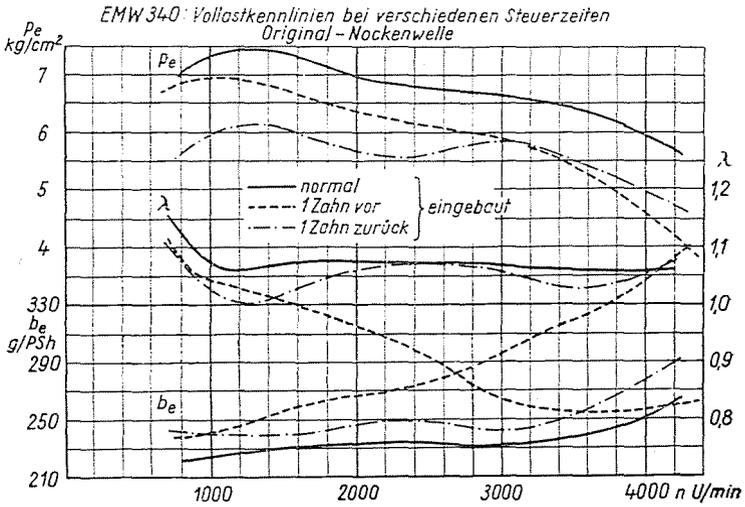


Bild 54

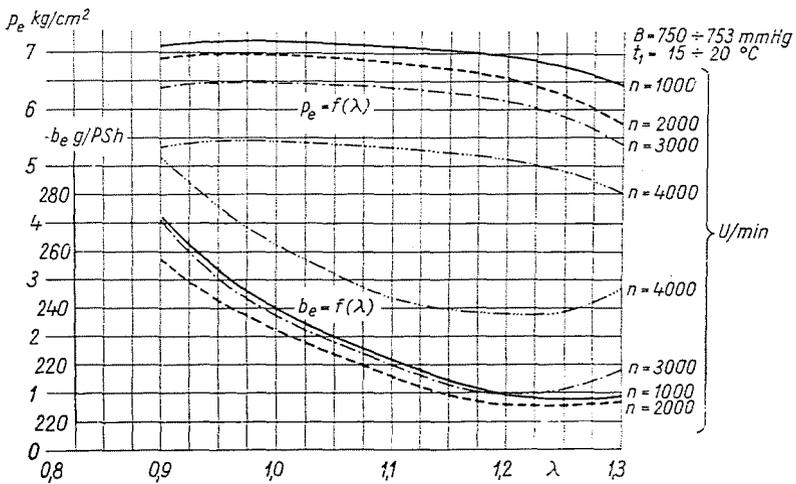
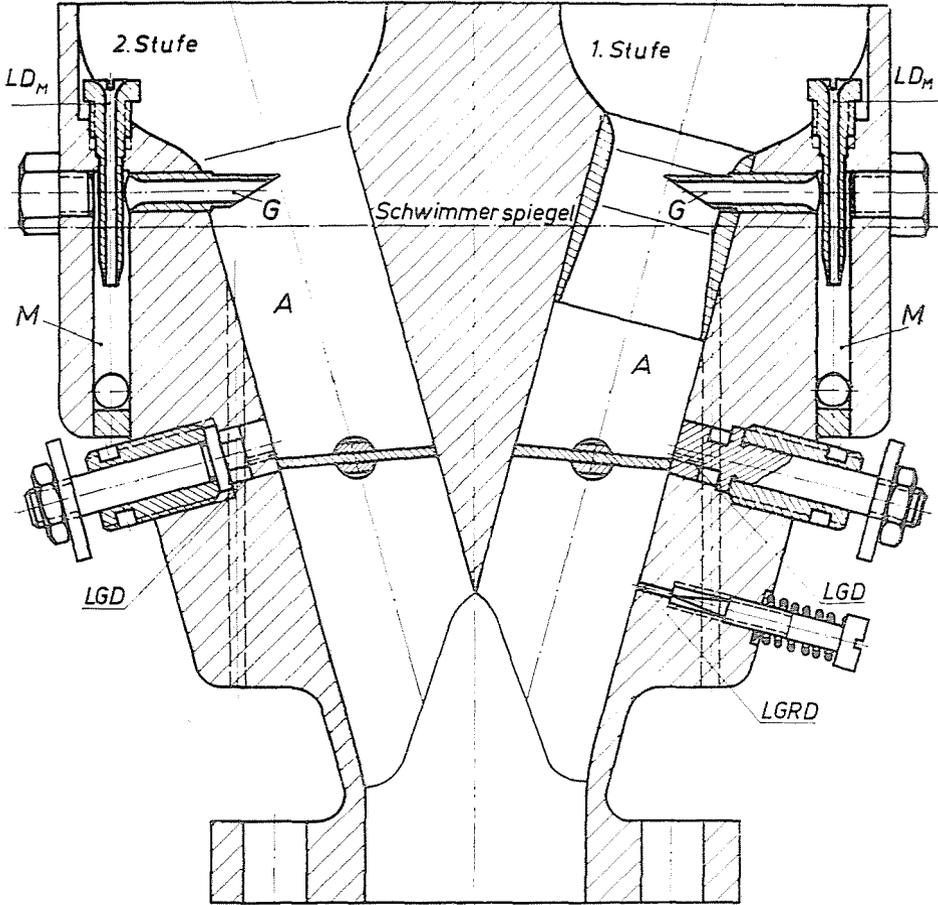


Bild 55-56

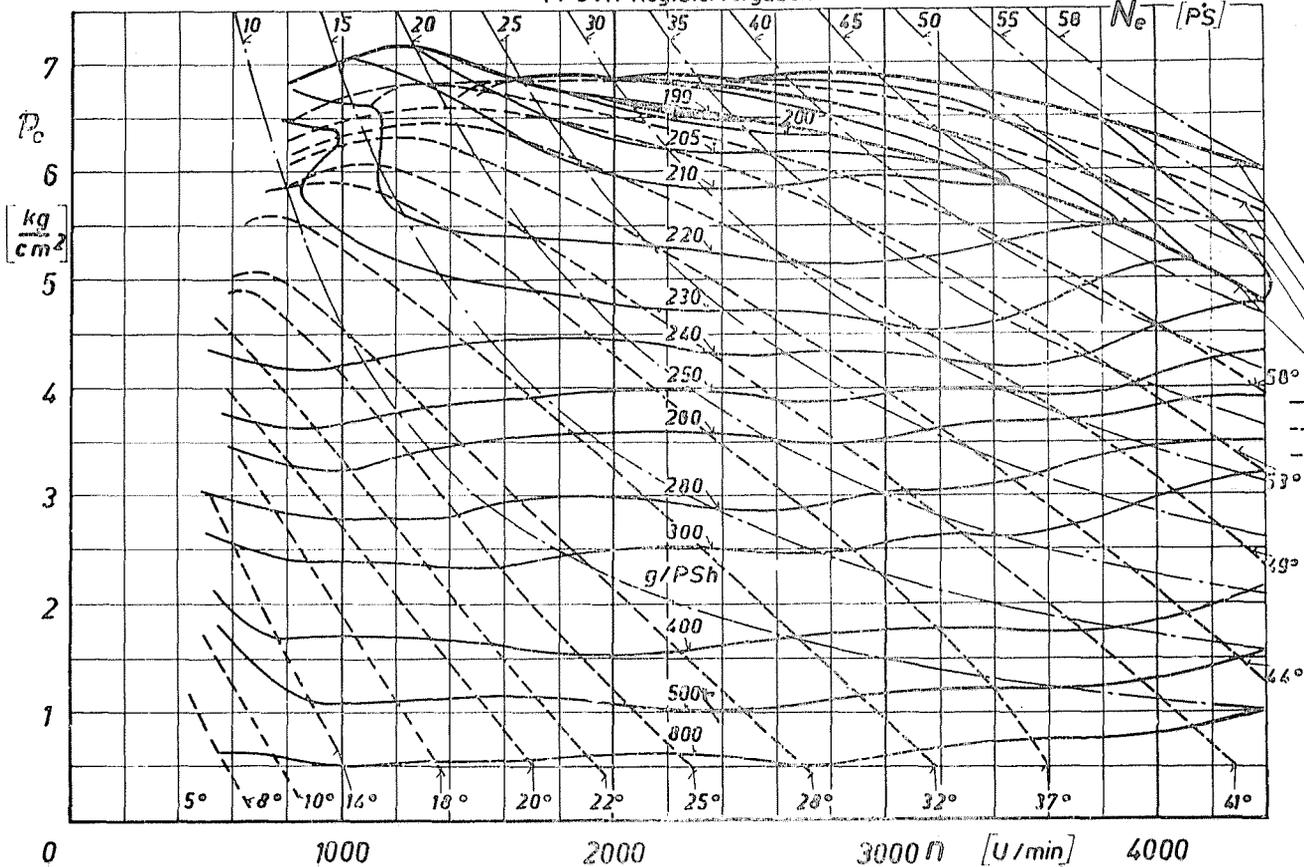
verschieben und das höchste Drehmoment bei  $\lambda = 0,96$  bis  $0,97$  und der geringste Verbrauch bei  $\lambda = 1,2$  bis  $1,25$  liegt. Bild 57 zeigt die Charakteristik. In der ersten Stufe sinkt der spezifische Kraftstoffverbrauch unter  $200 \text{ g/PS} \cdot \text{h}$  bei  $\varepsilon = 6$ . Durch Zuschalten der 2. Stufe läßt sich dann zwar im Mitteldruck mit steigender Drehzahl zunehmend ein Zwickel mehr erreichen, der jedoch im praktischen Fahrbetrieb nur relativ selten benutzt wird. Wir haben deshalb die Zuschaltung der 2. Stufe nicht automatisch vorgenommen, sondern überlassen sie dem Fahrer nach Überwinden eines kräftigen Druckpunktes. Die zugehörigen  $\lambda$ -Werte zeigt Bild 58. Die stark gezeichnete  $\lambda = 1$ -Kurve ist jetzt weit in die linke Ecke zurückgedrängt und fällt etwa mit  $12^\circ$  Drosselklappenöffnung zusammen. Schon bei  $16^\circ$  ist die Hochebene  $\lambda = 1,15$  erreicht, die sich mit nur geringen Wellen bis zur Vollast der 1. Stufe hinzieht. Durch Zuschalten der 2. Stufe wird dann bei Vollast  $\lambda$  wieder auf 1 abgesenkt.

Eine interessante Bereicherung unserer Vergaserkenntnisse brachte die eingehende Untersuchung eines englischen SU-Vergasers und seine Anpassung an verschiedene Motoren, über die wir noch in der »Kraftfahrzeugtechnik« berichten werden.

Oben wurde schon die ständig steigende wirtschaftliche Bedeutung des Teillastverbrauches erwähnt. Die sinkende Leistungsbelastung  $\gamma_N$  in  $\text{kg/PS}$  erhöht zwar die Beschleunigungsfähigkeit, senkt aber die Motorenbelastung bei Stadtfahrt immer weiter ab, wie es Bild 59 zeigt. Dort sind in einem Motoren-Kennlinienfeld für verschiedene  $\gamma_N$ -Werte die Fahrwiderstandslinien für ebene Straße eingetragen. Unter der Abszisse sind dazu noch die Fahrgeschwindigkeitsmaßstäbe eingetragen. Die Betriebspunkte für  $V = 40 \text{ km/h}$  sind auf den Fahrwiderstandslinien als Kreise markiert. Wir sehen, daß dort der spezifische Kraftstoffverbrauch ganz wesentlich höher liegt als bei Vollast. Wollen wir bei Stadtfahrt den Motor höher belasten, so müssen wir den Motor verkleinern. Bild 60 zeigt eine Möglichkeit, die Motorenbelastung immer im Bereich geringen spezifischen Verbrauches zu halten, indem nach Bedarf eine entsprechende Zahl von Einzylinder-Motoren arbeitet. Das untere Diagramm gibt die dadurch erzielte Senkung des spezifischen Verbrauches in dem schraffierten Feld an. Wenn dieses System auch lohnend wäre, so ist es doch noch nicht zu empfehlen; vielmehr sei gezeigt, was bei der praktischen Erprobung der eingangserwähnten thermodynamischen Teillastverfahren herausgekommen ist. Bild 61 zeigt Versuche am Einzylinder, im linken Diagramm zuoberst die Kurve des spezifischen Verbrauchs über der Belastung für die Drosselregelung  $D$ . Durch optimale Nachregelung der Zündeneinstellung läßt sich dazu die Kurve  $DZ$  erreichen. Das theoretisch aussichtsreichste Teillastverfahren mit Rückschub und Verdichtungsänderung ergab die Kurve  $RV$ . Dabei stellen sowohl die veränderliche Rückschubsteuerung als auch die im Betrieb laufend verstellbare Verdichtung

# Motorkennlinien EMW 340 mit Linien konst. spez. Kraftstoffverbrauches

(? JVK-Registervergaser)



$t_1 = 15^\circ C$   
 $\bar{p} = 732-762 \text{ mmHg}$   
 5° → voll

$HD_1 = 116$   
 $HD_2 = 127$   
 $LD_1 = LD_2 = 125$   
 $LKD_1 = LKD_2 = 64$   
 $LLD_1 = LLD_2 = 125$   
 $LGRD = 3U \text{ offen}$   
 $LT = 22,5 \text{ mm}$

beide Stufen voll  
 1. voll + 2. 40°  
 1. voll + 2. 30°  
 1. voll (74°)

—  $b_e = \text{konst.}$   
 ---  $DK = \text{konst.}$   
 - - -  $N_e = \text{konst.}$

Bild 57





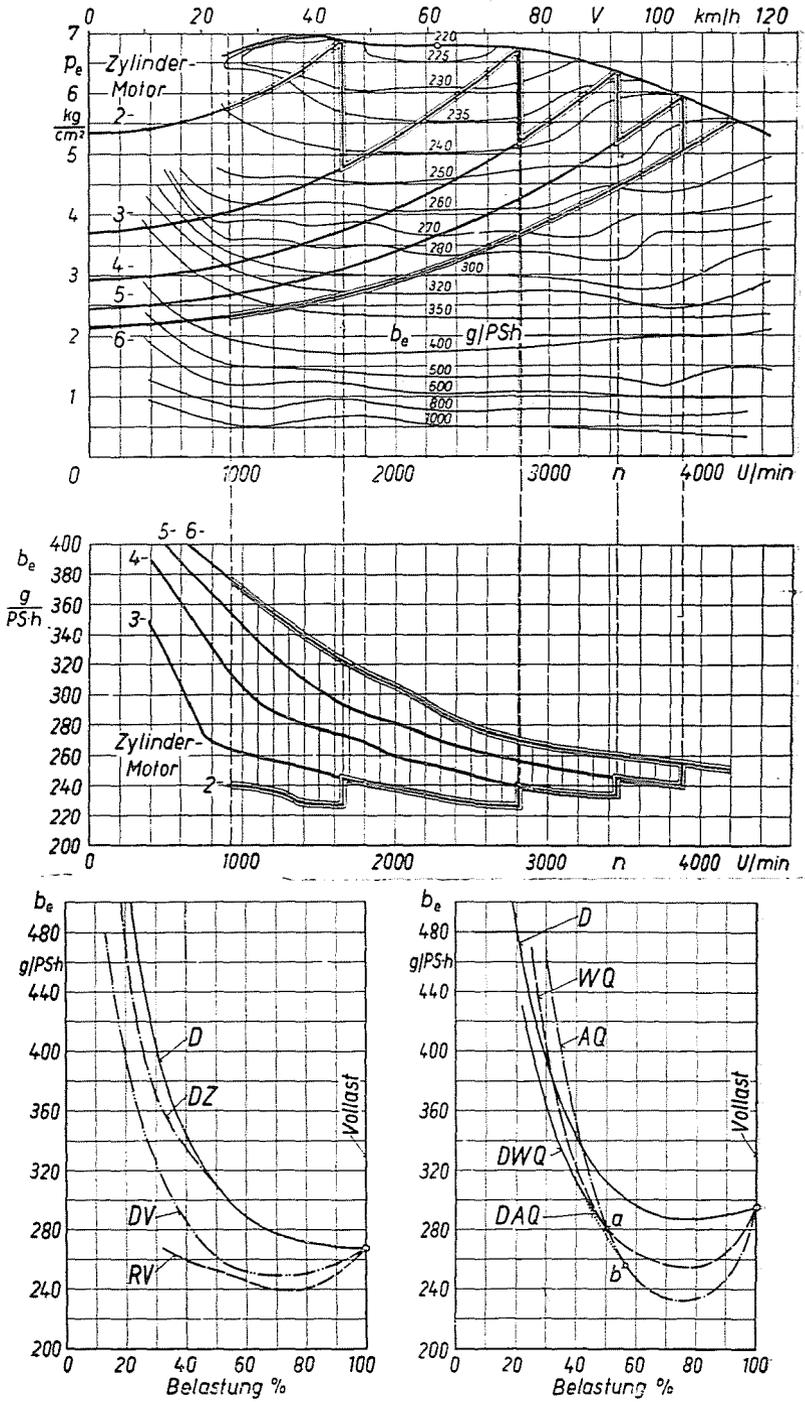


Bild 60-61

erhebliche konstruktive Aufgaben. Es bedeutet dann schon eine gewisse Vereinfachung, wenn statt der Rückschubsteuerung die Drosselklappe verwendet werden kann, womit die Kurve  $DV$  erreicht wurde. Im rechten Diagramm finden wir auch wieder die Ausgangskurve  $D$ , dann die gestrichelte Kurve  $WQ$ , die durch steigende Vorwärmung  $W$  unter gleichzeitiger Gemischabmagerung, Qualitätsregelung  $Q$ , erreicht wurde. Bei kleinen Belastungen stieg hier aber der Verbrauch über die Drosselkurve, so daß durch zusätzliche Betätigung der Drosselklappe die  $WQ$ -Kurve in den  $DWQ$ -Verlauf umbog. Um die Vorwärmung der Motorbelastung ohne Verzögerung, also ohne Wärmespeicherung des Wärmeaustauschers vornehmen zu können, wurde sie durch Abgaszusatz zur Frischladung ersetzt: strichpunktiierte Kurve  $AQ$ . Auch hier wurde der Anstieg bei kleinen Lasten durch zusätzliche Drosselklappenbetätigung vom Punkt  $b$  aus nach  $DAQ$  umgeleitet, die dann mit der Kurve  $DWQ$  zusammenfällt. Es sei dazu noch erwähnt, daß die  $DAQ$ -Regelung einen Brennraum mit einer Wirbelbewegung erfordert, also bei einem einfachen scheibenförmigen Brennraum nicht verwirklicht werden kann. Bild 62 zeigt noch die Gegenüberstellung der normalen  $D$ -Teillast-Diagramme links und der mit Verdichtungsänderung  $DV$  rechts. Bild 63 stellt der  $D$ -Regelung die  $RV$ -Regelung gegenüber.

Für den Vollmotor, den EMW 340—2-Liter-6-Zylinder, zeigt Bild 64 die Prüfstandsergebnisse. Von der normalen Serienmaschine mit Scheibenbrennraum und  $\varepsilon = 6$  ausgehend, ergab zunächst eine seitliche Einziehung des Brennraumes den sogenannten Quetschkopf, der für denselben Kraftstoff eine Erhöhung von  $\varepsilon$  auf 7,2 erlaubte. Durch Nachregelung des Vergasers auf jeweils geringsten spezifischen Verbrauch ließ sich nochmals eine  $b_e$ -Senkung erzielen. Schließlich ergab sich durch Abgaszusatz jeweils optimaler Einstellung die untere Kurve. Man erkennt also, was insgesamt zu holen ist, ebenso die Anteile, die durch feinere Anpassung der Drosselregelung erreichbar sind.

Bei den Zweitakt-Ottomotoren mit Kurbelkastenspülpumpe interessierte die Beeinflussungsmöglichkeit der Motorkennlinie: Der Ansaugvorgang wurde nach den Ansätzen von Bernoulli, d'Alembert und Hofmann berechnet und mit Versuchswerten verglichen. Bild 65 zeigt den Einfluß der rechts dargestellten Einlaß-Steuerzeiten auf den Luftaufwand: Diagramme links. Die verschiedenen Steuerwinkel wurden durch verschiedene Einlaß-Steuerschieber und ihre Einstellung ermöglicht. So kann von der Seite der Kurbelkastenpumpe für optimalen Verlauf des Luftaufwandes gesorgt werden. Zur Umwandlung auf optimalen Drehmomentenverlauf bedarf es allerdings noch der Abstimmung des Auspuffes. Bild 66 zeigt den Einfluß verschiedener Auspuffanlagen auf Mitteldruck und Verbrauch im Vergleich zum Motor mit freiem Auspuff.

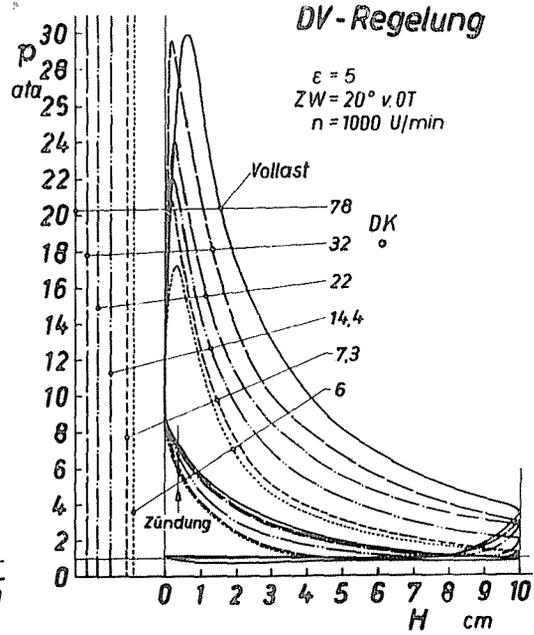
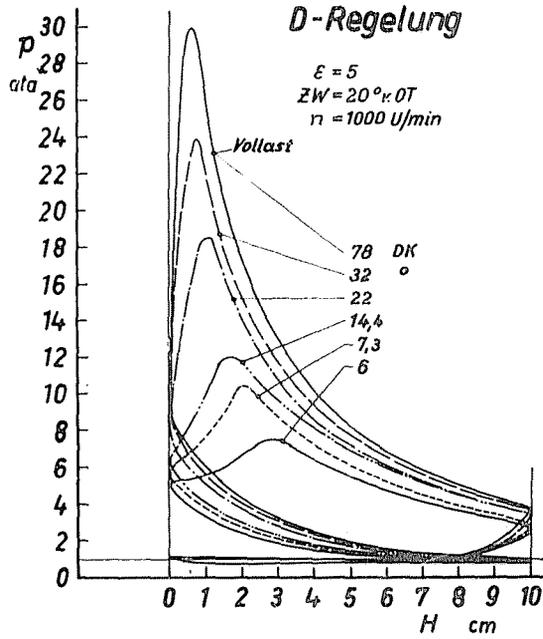


Bild 62

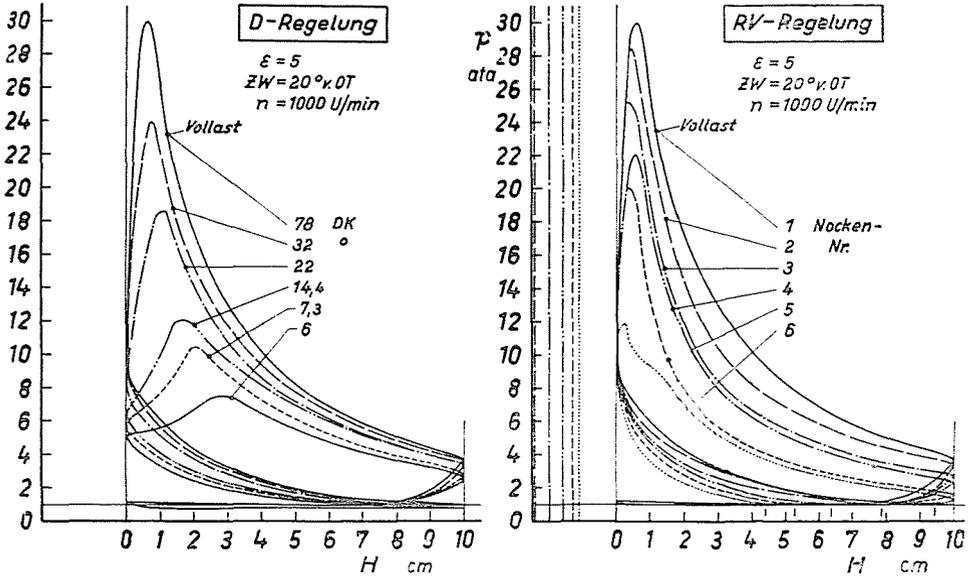


Bild 63

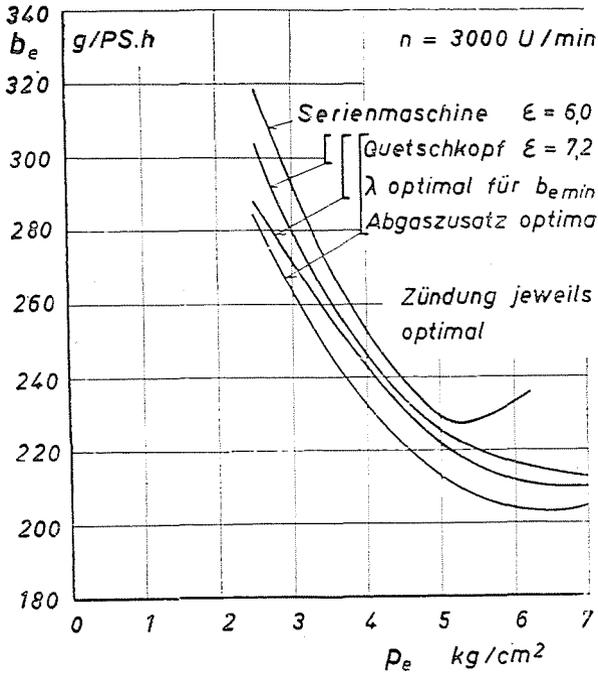


Bild 64

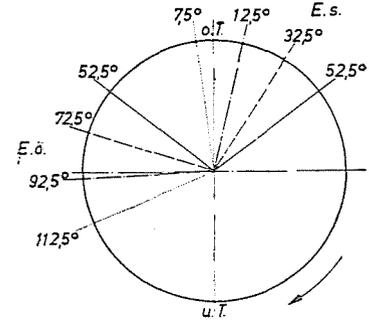
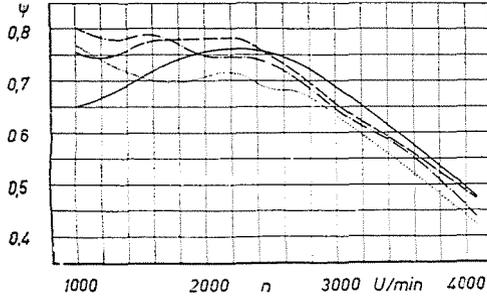
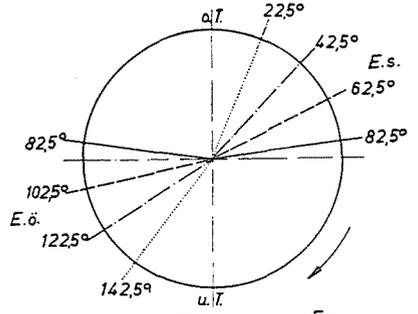
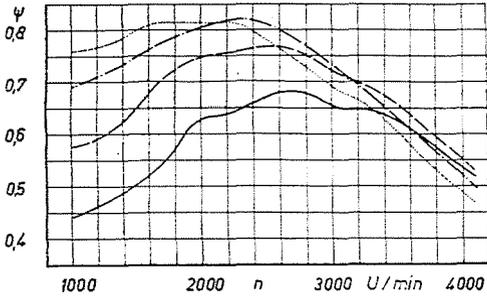


Bild 65

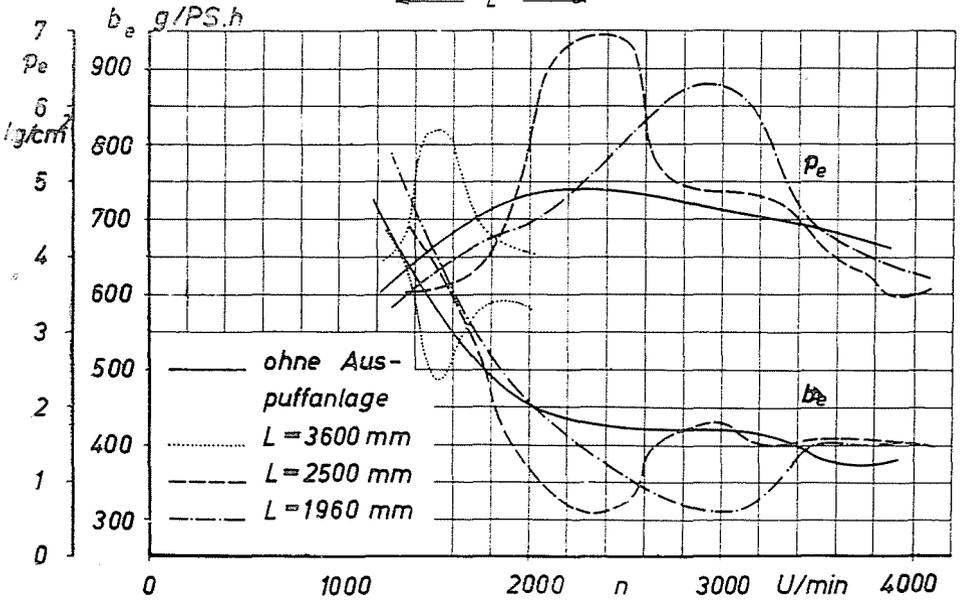
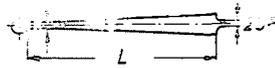


Bild 66

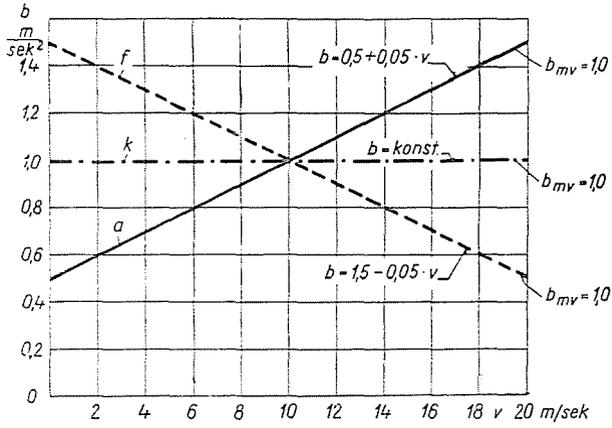


Bild 67

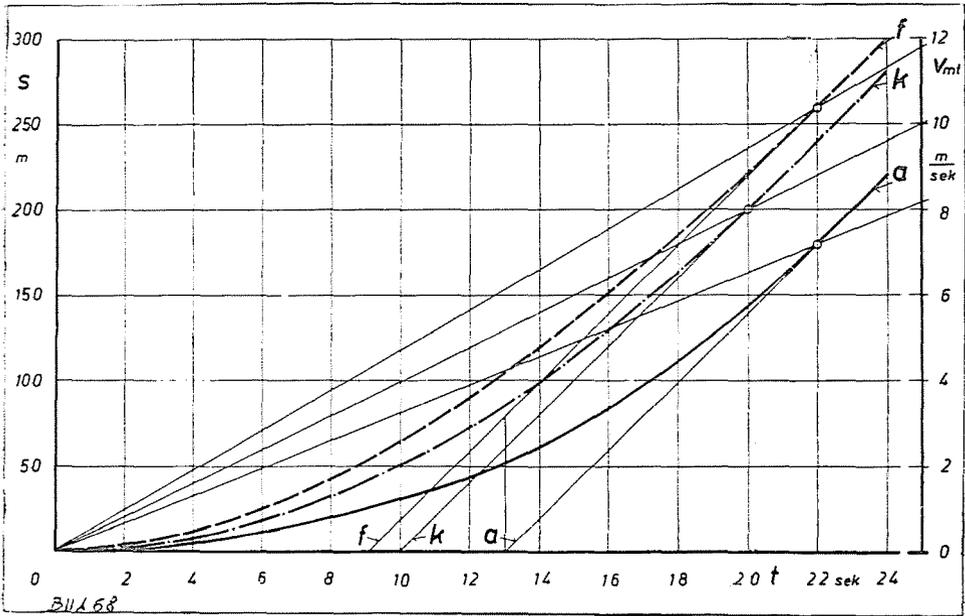


Bild 68

Gerade	»a«	»f«	»k«
$b \rightarrow$	ansteigend	fallend	konstant
$b_{mv}$ m/sek <sup>2</sup>	1,000	1,000	1,00
$b_{mt}$ m/sek <sup>2</sup>	0,909	0,909	1,00
$b_{ms}$ m/sek <sup>2</sup>	1,111	0,772	1,00
$v_{ms}$ m/sek	12,100	14,470	13,27
$v_{mt}$ m/sek	8,180	11,780	10,00
$V_{mt}$ km/h	29,400	42,400	36,00
$\frac{2 \cdot v_{mt}}{v_1 + v_2} = \eta_b$	0,820	1,180	1,00
Zeit, sek	22,000	22,000	20,00
Weg, m	180,000	259,000	200,00

Bild 69

### Kraftfahrzeuge

Bei den Kraftfahrzeugen ist unser spezielles Arbeitsgebiet mit Kraftfahrtmechanik am besten umrissen. Daraus sei zunächst auf die Beschleunigungsbewertung eingegangen und die Frage nach dem optimalen Verlauf der Beschleunigung über der Fahrgeschwindigkeit damit verknüpft. Setzen wir beispielsweise nach Bild 67 drei Beschleunigungsverläufe mit demselben Mittelwert über der Fahrgeschwindigkeit voraus, so ergibt sich dafür das Weg-Zeit-Diagramm nach Bild 68. Die erreichte Endgeschwindigkeit ist durch einen kleinen Kreis jeweils markiert. Von da aus setzen sich die Kurven in Parallelen, die der Endgeschwindigkeit entsprechen, fort. Aus den Kurven können wir ablesen, daß die konstante Beschleunigung  $k$  die Endgeschwindigkeit in der kürzesten Zeit von 20 sek, der mit der Geschwindigkeit ansteigende Beschleunigungsverlauf  $a$  die Endgeschwindigkeit auf kürzestem Wege von 180 m erreicht, während mit fallender Beschleunigung  $f$  sich die größte mittlere Geschwindigkeit des Anfahrvorganges ergibt, wie sich durch den Nullpunktstrahl durch den Beschleunigungsendpunkt auf der rechten Skala ergibt. Die Frage nach der Bewertung des Beschleunigungsvorganges läßt sich nun so beantworten, daß es ja darauf ankommt, in möglichst kurzer Zeit einen möglichst großen Weg zurückzulegen, also den Beschleunigungsvorgang mit möglichst hoher mittlerer Geschwindigkeit zurückzulegen. Die jetzt bei den Testen übliche Beschleunigungszeitangabe gibt also keinen objektiven Vergleich. Zudem ist diese Messung auch noch mit dem Zeitverzug der Tachometeranzeige belastet, die natürlich auch bei geeichten

Tachometern auftritt. Die Tabelle in Bild 69 zeigt uns zudem noch, daß auch die mittleren Beschleunigungen über der Zeit und dem Weg zur Bewertung unbrauchbar sind. Es ist also lediglich die mittlere Geschwindigkeit über der Zeit maßgebend, die man noch zum algebraischen Geschwindigkeitsmittel ins Verhältnis setzen kann, um so einem Gütegrad der Beschleunigung  $\eta_h$  zu kommen. Zusammenfassend kann man also feststellen, daß der mit steigender Geschwindigkeit fallende Beschleunigungsverlauf der günstigste ist. Derselbe Zugkraftverlauf wird auch zur stabilen Überwindung wachsender Fahrwiderstände gewünscht. Das soll uns Bild 70 beweisen, das uns links zu der oben dargestellten Motoren-Kennlinie mit konstantem Drehmoment das Normal-Fahrzustands-Diagramm (NFD) zeigt. Wir sehen, daß die Betriebsfelder der einzelnen Getriebegänge eine obere stufenförmige Grenzlinie für die möglichen Fahrbetriebszustände ergeben. Auf der rechten Seite ist oben eine Motorenkennlinie mit abfallendem Drehmoment dargestellt und dazu mit denselben Getriebeängen auch das NFD. Hier zeigt sich ein stetiger Übergang von einem Getriebeangang zum anderen. Die obere Gesamt-Grenzlinie verläuft praktisch mit der Kurve konstanter Motorleistung ( $N_e = \text{konst}$ ) gleich, die wir auch erhalten würden, wenn wir einen Motor mit konstanter Drehzahl zusammen mit einem idealen, stufenlosen Getriebe benutzen würden. Man sieht ferner, daß bei dem rechten NFD auch noch mit einem Dreigang-Getriebe ein stetiger Grenzkurvenverlauf zu erreichen wäre. Man erkennt daraus die Idealbedingung, daß sich die einzelnen Getriebegänge in den Bereichen konstanter Leistung wenn nicht überdecken, so doch wenigstens aneinander anschließen sollen. Betrachten wir dazu die Motoren-Kennlinie rechts oben, so können wir durch den Vollastpunkt bei Höchstdrehzahl  $n_{\max}$  eine Leistungshyperbel legen, die die Kennlinie bei kleinerer Drehzahl  $n_k$  nochmals schneidet. Im Verhältnis  $n_{\max} : n_k$  ist also der ideale Getriebesprung  $\sigma_i$  gegeben, mit dem ein lückenloser Anschluß der einzelnen Gänge erreicht wird. Auf diese Zusammenhänge habe ich schon 1935 in der ATZ hingewiesen. Dort wurde auch im Sinne der Stabilitätsgrenze noch der größtzulässige Übersetzungssprung  $\sigma_{\max} = n_{\max} : n_p$  definiert, wobei  $n_p$  die Drehzahl bei maximalen Drehmoment ist. Mit diesen beiden Kennwerten war bisher auch in allen Fällen auszukommen, ohne daß sich für die Theorie das Bedürfnis nach weiteren Kenngrößen ergeben hätte. Praktisch sieht die Sache dadurch etwas anders aus, daß die Höchstleistung in den Prospekten als Verkaufsargument immer noch dominiert. Ich habe deshalb vorgeschlagen, sich auf eine sogenannte »Fahrleistung« bei der halben Motor-Höchstdrehzahl zu einigen, die damit das Bestreben nach hohen Drehmomenten bei kleinen Drehzahlen unterstützt und so zu elastischen Motoren führt.

Dem Fahrzeug soll die Antriebsleistung in einem weiten Fahrgeschwindigkeitsbereich zur Verfügung stehen. Die damit erforderliche Leistungswandlung heißt ja, daß die Motorleistung, nach Drehmoment und Drehzahl

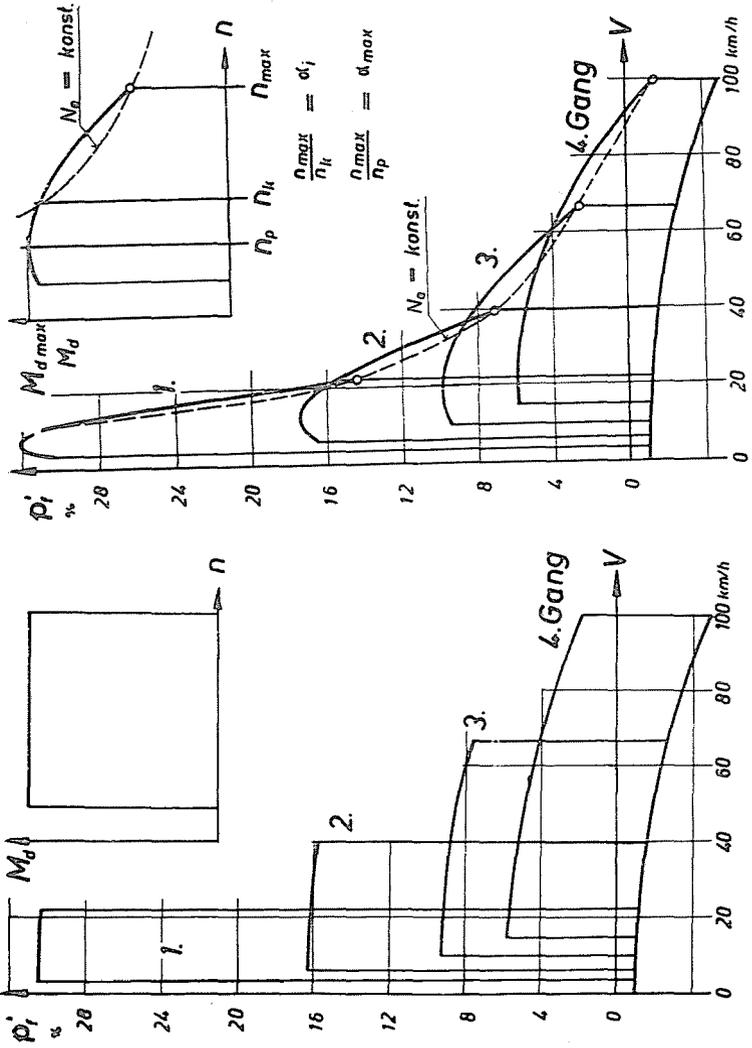


Bild 70

veränderlich zerlegt, auf die Triebräder übertragen wird. Das kann nun einmal so geschehen, daß ein Motor konstanter Drehzahl mit einem idealen stufenlosen Getriebe zusammenarbeitet. Das andere Extrem wird durch einen Motor ohne Getriebe gebildet, wobei der Motor ideal elastisch ist, d. h. in einem weiten Drehzahlgebiet konstante Leistung abgibt. Man kann dann auch von einer idealen Eigenwandlungsfähigkeit des Motors sprechen. Die praktischen Fälle liegen zwischen diesen Extremen, indem ein Motor mit

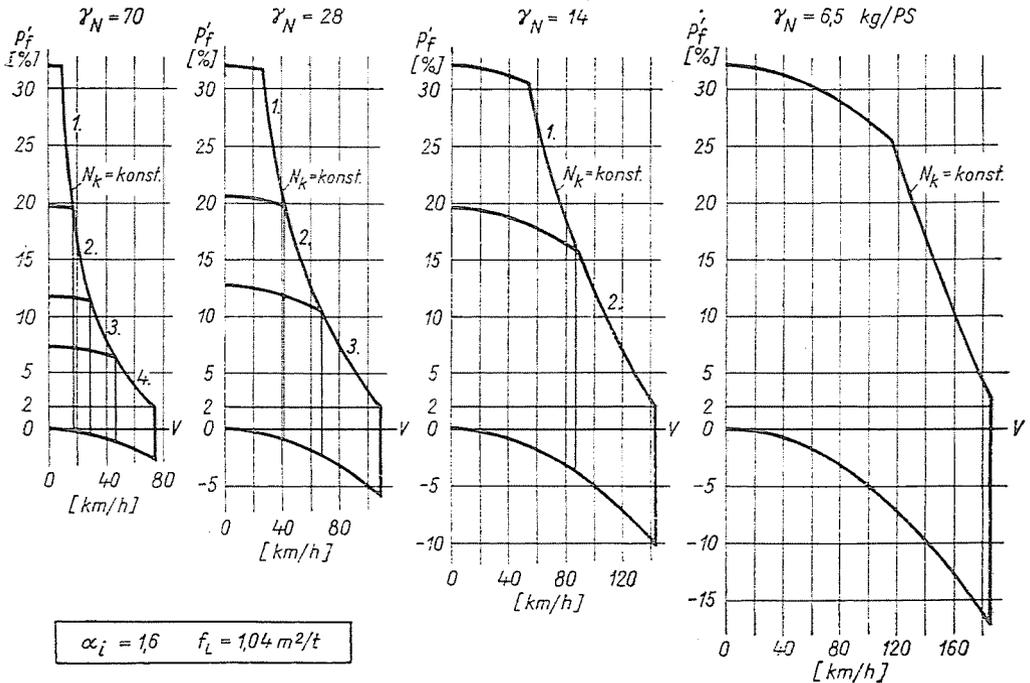


Bild 71

begrenzter Eigenwandlung mit einem Getriebe geringer Stufenzahl zusammen arbeitet. Das Produkt aus Getriebewandlung und Eigenwandlung gibt die ausnutzbare Gesamtwandlung an. Die erforderliche Gesamtwandlung ist aus der Leistungsbelastung und aus der spezifischen Staufläche des Wagens zu bestimmen. Bild 71 zeigt dazu, wie die erforderliche Getriebegangzahl mit sinkender Leistungsbelastung abnimmt.

In diesem Zusammenhang interessieren auch die Möglichkeiten der Gasturbine. Aus der Charakteristik, Bild 72, ergibt sich, daß die Eigenwandlung, also der Gleichleistungsbereich ungenügend ist. Dazu kommt noch der hohe spezifische Kraftstoffverbrauch, der im Teillasengebiet nochmals erheblich ansteigt. Besser sehen die Verhältnisse schon in Verbindung mit einem Frei-

kolbengasgenerator aus, Bild 73. Diese Charakteristik zeigt eine relativ große Eigenwandlung und wesentlich geringere Kraftstoffverbräuche. Da man ähnliche Charakteristiken auch mit normalen Motoren in Verbindung mit Föttinger-Wandlern erreichen kann, wurden die fahrmechanischen Auswirkungen der Föttinger-Kupplungen und Wandler untersucht und ein Ver-

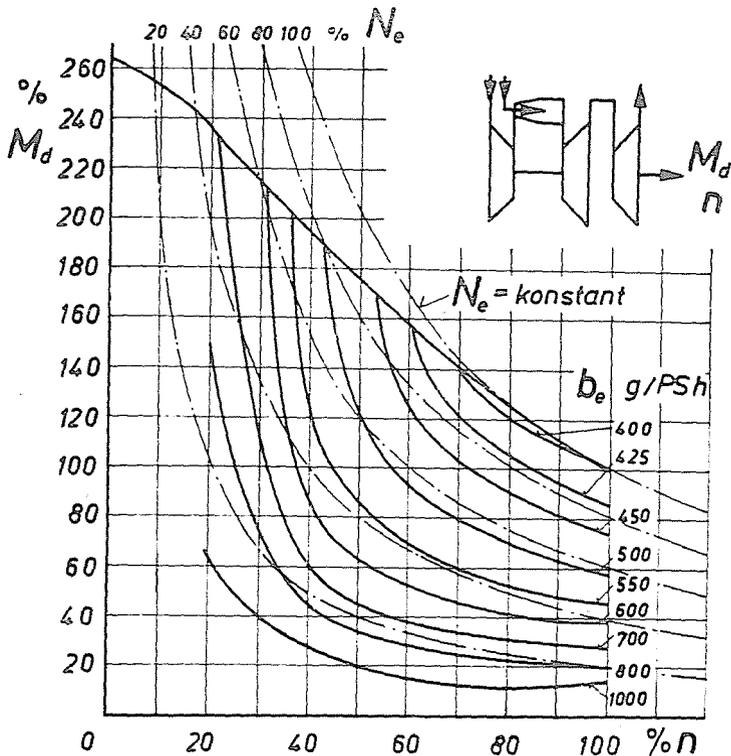


Bild 72

fahren angegeben, mit dem es möglich ist, die Charakteristik des Antriebsaggregates am Abtrieb des Föttinger-Organes aufzustellen, einschließlich Kraftstoffverbrauch. So ergab sich die Antriebscharakteristik des EMW-Motors mit Föttinger-Kupplung in Bild 74. Hierbei steigt — nach beiden Koordinaten zu — der spezifische Kraftstoffverbrauch auf unendlich an. Für denselben Motor ergibt sich mit Föttinger-Wandler die Charakteristik nach Bild 75, bei der vorausgesetzt wurde, daß bei Gleichlauf von An- und Abtrieb durch eine Synchronkupplung auf direkten Antrieb umgeschaltet wird. Natürlich sind auch noch andere Auslegungen des Wandlers möglich. Auch hier läßt sich keine Verbesserung der Eigenwandlung feststellen. Welche Auswirkungen ergeben sich nun für das NFD. Dazu zeigt Bild 76 neben

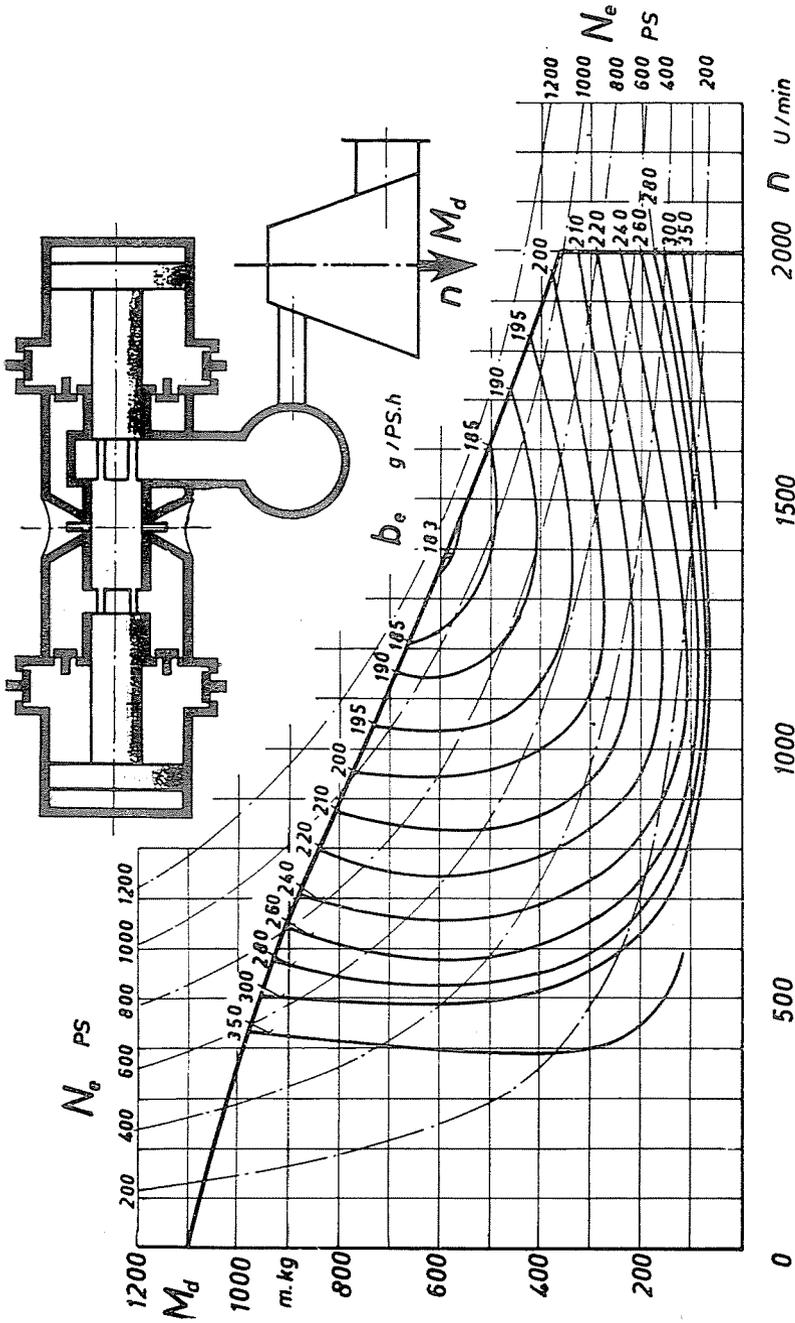


Bild 73

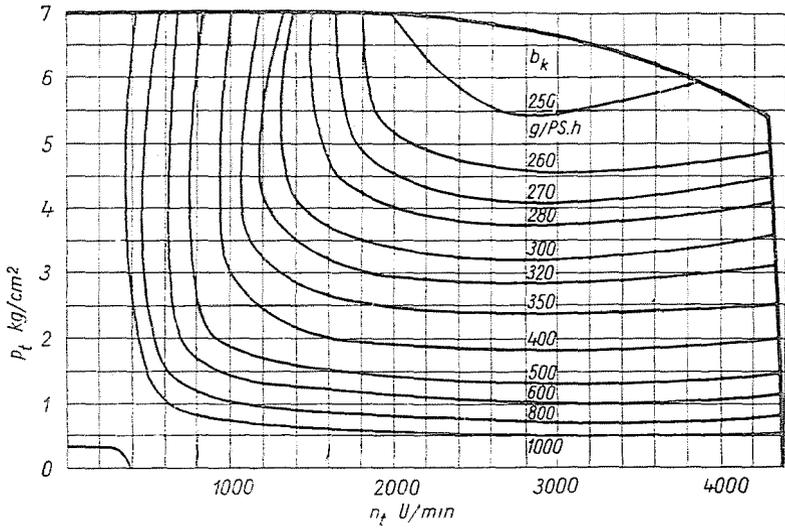


Bild 74

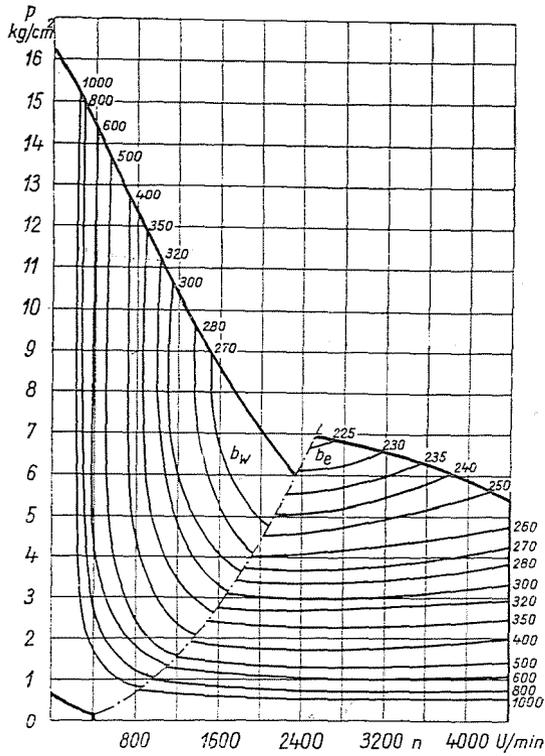


Bild 75



stoffverbrauches aufgesucht werden. Daraus resultiert z. B. die Forderung für den optimalen Übersetzungsverlauf stufenloser Getriebe, daß bei jeder Leistungshöhe ein Motorenbetriebspunkt der Bestverbrauchslinie zur Anwendung kommt. Werden auf den Leistungslinien dann noch die Punkte gleichen

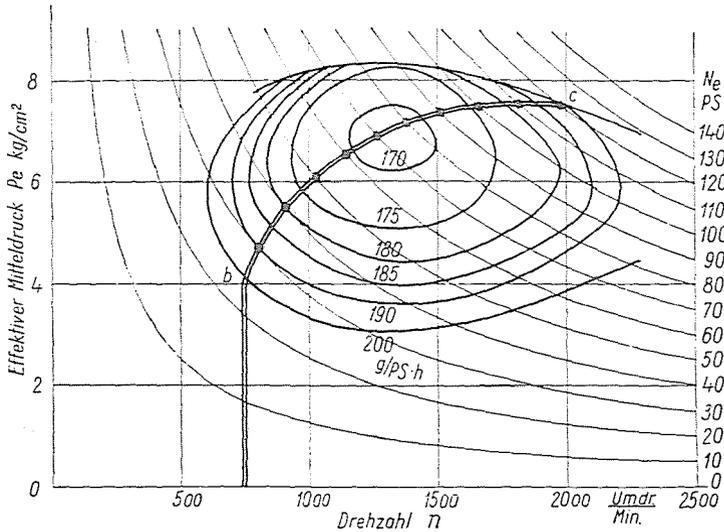


Bild 77

Diagramm	Ordinate	Abszisse	Parameter
allgemeines	$p_e \left( \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$	$c_m \left( \frac{\text{m}}{\text{sek}} \right)$	$\frac{N_e}{F} = \frac{p_e \cdot c_m}{0,75 \cdot T_z}$
spezielles	$M_d \text{ (m} \cdot \text{kg)}$	$n \left( \frac{\text{Umdr.}}{\text{min}} \right)$	$N_e = \frac{\pi \cdot n \cdot M_D}{2250}$
praktisches	$p_e \left( \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$	$n \left( \frac{\text{Umdr.}}{\text{min}} \right)$	$\frac{N_e}{V_H} = \frac{p_e \cdot n}{225 \cdot T_z}$

$p_e$  effektiver Mitteldruck     $n$  Drehzahl     $F$  Kolbenfläche, dm<sup>2</sup>  
 $M_d$  Drehmoment                 $T_z$  Taktzahl     $V_H$  Hubvolumen, dm<sup>3</sup>  
 $c_m$  mittl. Kolbengeschwindigkeit     $N_e$  eff. Leistung, PS

Bild 78

prozentualen Mehrverbrauches markiert, so ergeben sich daraus auch entsprechende Bestverbrauchslinien im Motoren-Kennfeld, die man durch die Getriebeabstufung im NFD sich aneinander anschließen lassen sollte. Wird das auch nach geringen Zugkräften fortgesetzt, so ergeben sich die Schon- oder Spargänge. Das hier gezeigte Kennlinienfeld hat sich wohl heute allgemein eingeführt; ich schlug es erstmalig 1932 vor. Bild 78 zeigt dazu

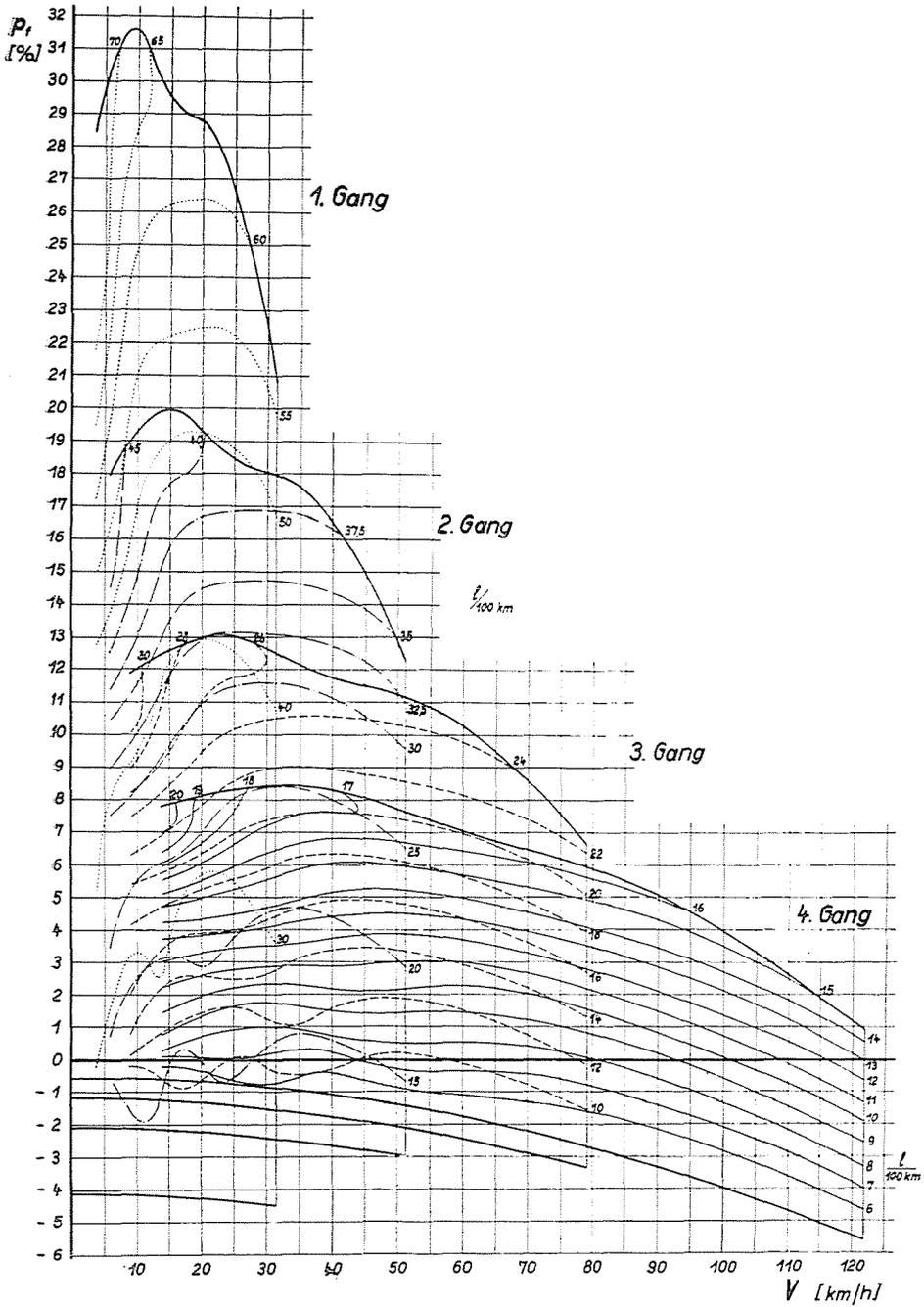


Bild 79

die Systematik der Ordinaten. Wenn allgemeine Eigenschaften verschiedener Motoren verglichen werden sollen — etwa zwischen einem Schiffsmotor und einem Mopedmotor — wird das  $p_e, c_m$ -Diagramm verwendet. Für spezielle Antriebsfälle gibt das  $M_d, n$ -Diagramm die beste Auskunft, während sich

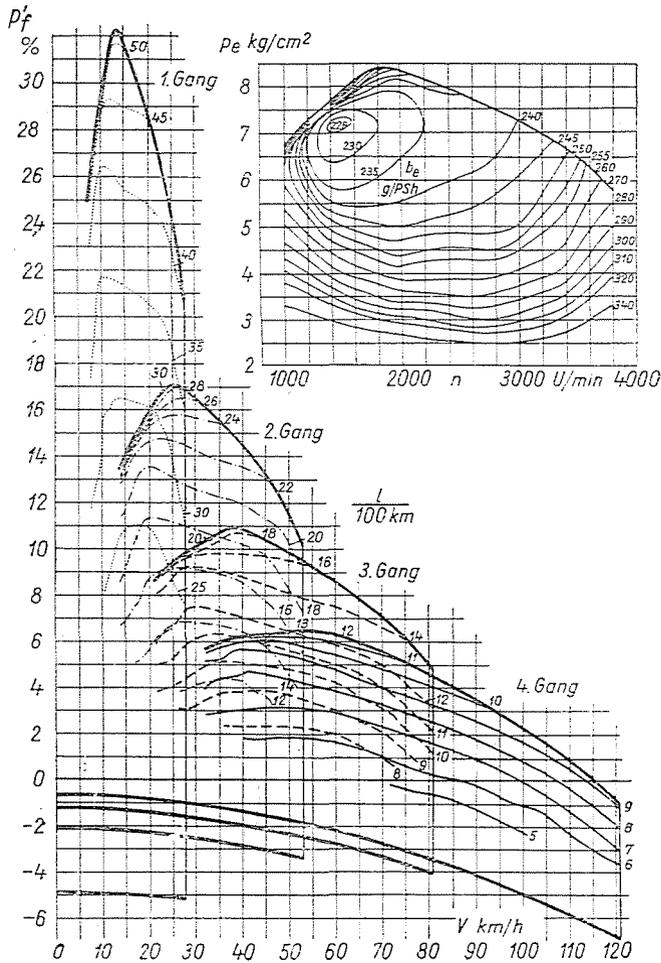
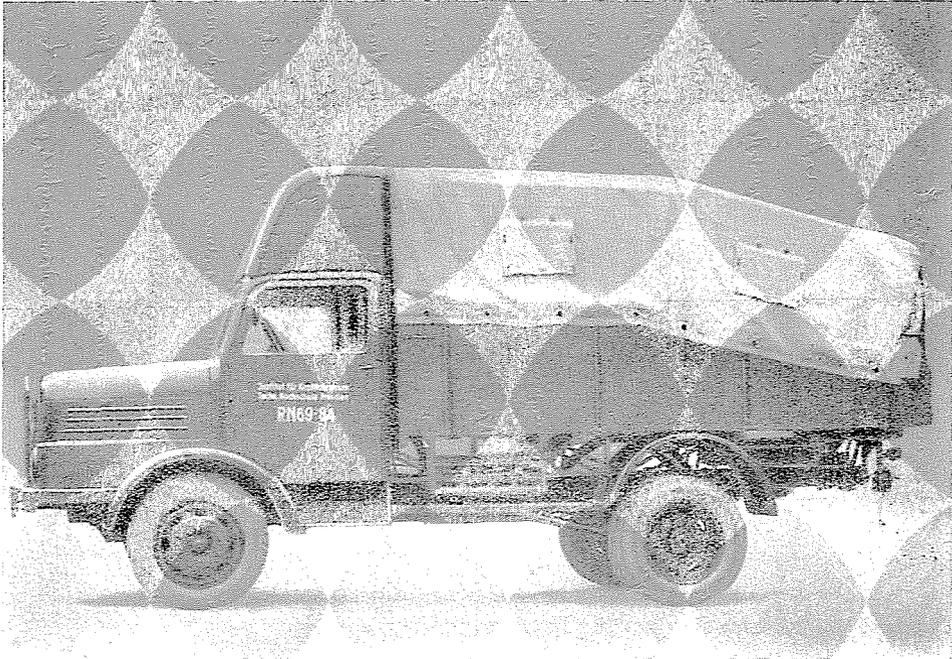


Bild 80

der praktische Kompromiß des  $p_e, n$ -Diagrammes am weitesten durchgesetzt hat. Das von mir gleichzeitig angegebene Normal-Fahrzustands-Diagramm NFD, das Bild 79 beispielsweise zeigt, wird zwar in internen Werkbetrieb viel benutzt, hat sich jedoch in der Literatur noch nicht allgemein durchgesetzt, was wohl mit der Scheu der Hersteller vor allzu konkreten Verbrauchs-

angaben zusammenhängt, die in der Hand von Laien zu ungerechtfertigten Reklamationen führen könnten. Für die Personenwagen unserer Produktion haben wir die NFD aufgestellt, sie liegen in der Literatur vor. Außerdem war es uns 1956 möglich, die Motoren-Charakteristik und das NFD des Volkswagens, Bild 80, aus der Produktion vom Dezember 1954 mit Einverständnis



*Bild 81*

des VW-Werkes zu veröffentlichen. Die NFD verschiedener Kleinwagen sind in Arbeit. Die für die Aufstellung der NFD erforderliche Luftwiderstandsmessung geschieht bei uns durch Auslaufversuche. Auf diese Weise ließen sich auch die Auswirkungen einiger Änderungen am Lastwagen messen. Bild 81 zeigt vorn den Übergangskasten auf dem Dach des Fahrerhauses und hinten die Absenkung der Plane. Die Ergebnisse der Luftwiderstandsmessungen zeigt Bild 82. Wird er für den serienmäßigen Wagen = 100% gesetzt, so läßt er sich durch beide Maßnahmen, vorne und hinten, auf 84,1% absenken, 3. Bild von oben, während die beiden Maßnahmen, jeweils nur einzeln angewendet, bedeutend weniger Erfolg haben. In diesem Zusammenhang dürfte auch die Auswirkung dieser Maßnahmen in Verbindung mit einem Anhänger interessieren, Bild 83. Gegenüber dem Normalzustand,

oben, ist durch die vordere Abrundung der Gesamt- $c$ -Wert von 0,984 auf 0,909 zu senken. Die Absenkung der Plane führt jedoch trotz der vorderen Abrundung zu einer Erhöhung auf  $c = 0,991$ .

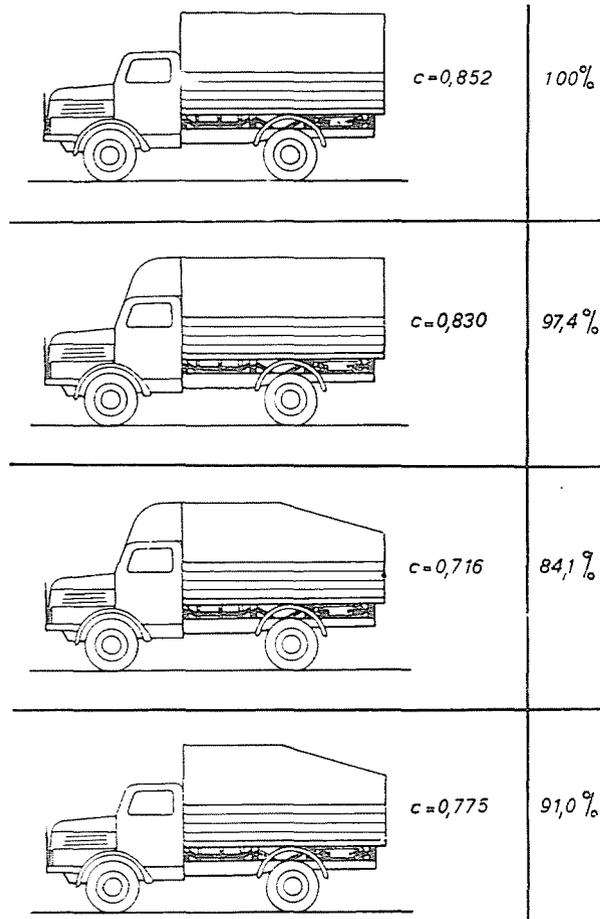


Bild 82

### Verkehrssicherheit

Es ist ja bekannt, daß mit steigender Verkehrsdichte sich schließlich auf der einzelnen Fahrbahn der Verkehrszustand einer Kolonne einstellt. Für die Grenzen der Leistungsfähigkeit von Straßen ist daher der Zusammenhang von Fahrgeschwindigkeit und Fahrzeugabstand in der Kolonne von besonderem Interesse. Bild 84 zeigt das Weg-, Zeit-Diagramm zweier Wagen aus einer Kolonne. Aus der Fahrgeschwindigkeit  $V$  in km/h und der Teilung

angaben zusammenhängt, die in der Hand von Laien zu ungerechtfertigten Reklamationen führen könnten. Für die Personenwagen unserer Produktion haben wir die NFD aufgestellt, sie liegen in der Literatur vor. Außerdem war es uns 1956 möglich, die Motoren-Charakteristik und das NFD des Volkswagens, Bild 80, aus der Produktion vom Dezember 1954 mit Einverständnis

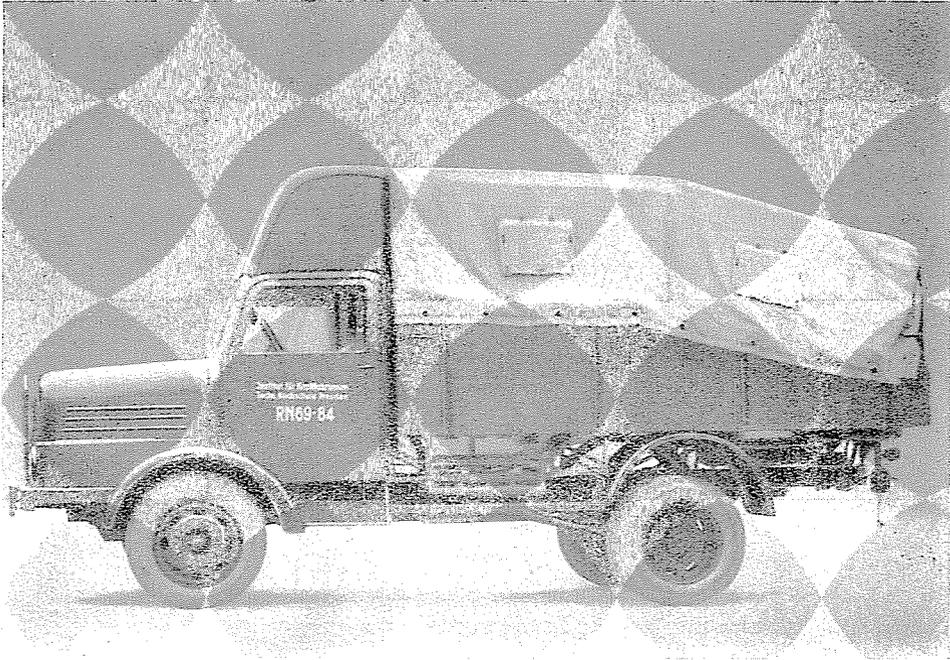


Bild 81

des VW-Werkes zu veröffentlichen. Die NFD verschiedener Kleinwagen sind in Arbeit. Die für die Aufstellung der NFD erforderliche Luftwiderstandsmessung geschieht bei uns durch Auslaufversuche. Auf diese Weise ließen sich auch die Auswirkungen einiger Änderungen am Lastwagen messen. Bild 81 zeigt vorn den Übergangskasten auf dem Dach des Fahrerhauses und hinten die Absenkung der Plane. Die Ergebnisse der Luftwiderstandsmessungen zeigt Bild 82. Wird er für den serienmäßigen Wagen = 100% gesetzt, so läßt er sich durch beide Maßnahmen, vorne und hinten, auf 84,1% absenken, 3. Bild von oben, während die beiden Maßnahmen, jeweils nur einzeln angewendet, bedeutend weniger Erfolg haben. In diesem Zusammenhang dürfte auch die Auswirkung dieser Maßnahmen in Verbindung mit einem Anhänger interessieren, Bild 83. Gegenüber dem Normalzustand,

oben, ist durch die vordere Abrundung der Gesamt- $c$ -Wert von 0,984 auf 0,909 zu senken. Die Absenkung der Plane führt jedoch trotz der vorderen Abrundung zu einer Erhöhung auf  $c = 0,991$ .

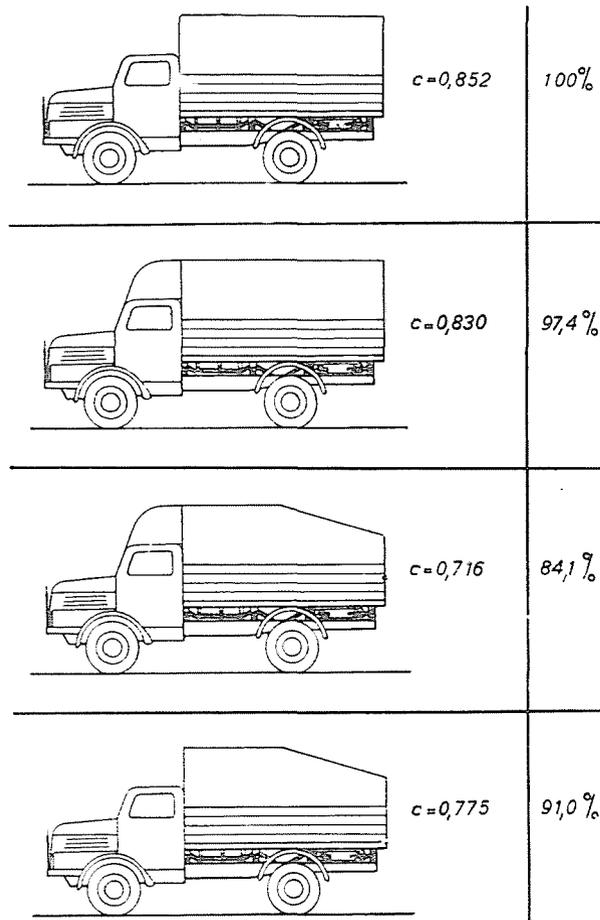


Bild 82

### Verkehrssicherheit

Es ist ja bekannt, daß mit steigender Verkehrsdichte sich schließlich auf der einzelnen Fahrbahn der Verkehrszustand einer Kolonne einstellt. Für die Grenzen der Leistungsfähigkeit von Straßen ist daher der Zusammenhang von Fahrgeschwindigkeit und Fahrzeugabstand in der Kolonne von besonderem Interesse. Bild 84 zeigt das Weg-, Zeit-Diagramm zweier Wagen aus einer Kolonne. Aus der Fahrgeschwindigkeit  $V$  in km/h und der Teilung

$T_v$  der Kolonne in  $m$  ergibt sich die Verkehrsleistungsfähigkeit  $N = 1000 \cdot \frac{V}{T_v}$  Wagen je Stunde und Spur. Die Teilung der Kolonne bzw. der Abstand wird nun so festgestellt, daß bei einem plötzlichen Bremsen von Wagen I

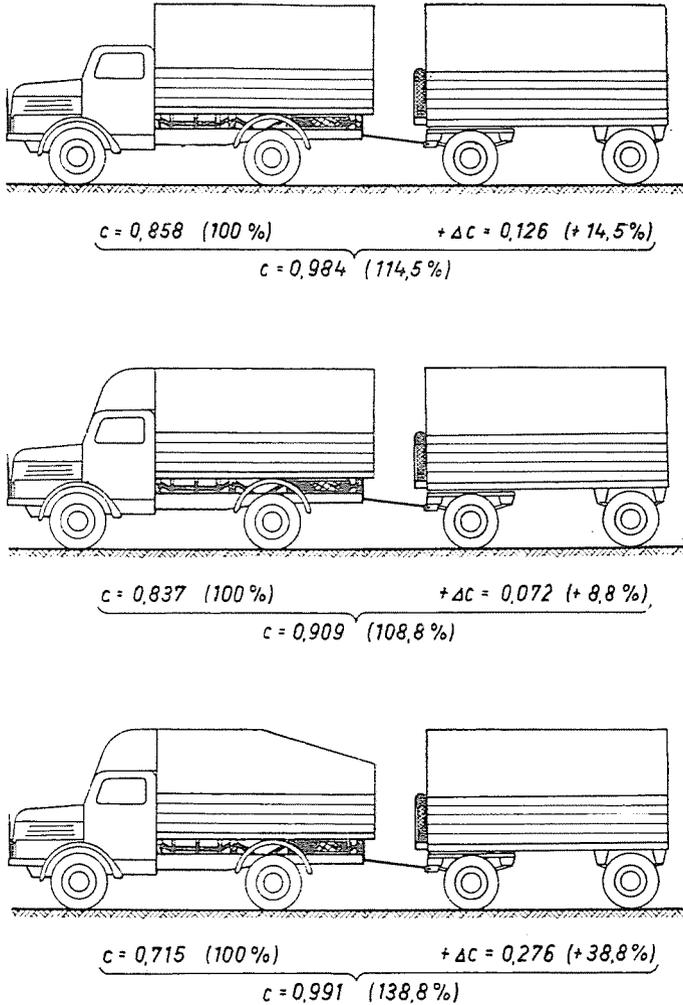


Bild 83

dann der Wagen II noch mit positivem Abstand hinter Wagen I zum Stillstand kommt. Bevor im Wagen II die Bremsung veranlaßt werden kann, muß durch die Abstandsverminderung die Notwendigkeit zum Bremsen erkannt werden. Hierfür sowie für Reaktion und Betätigung verstreicht die Zeit  $t_2$ . Dabei sei zunächst von der Wirksamkeit des Stopplichtes abgesehen.

Aus den Maßen des Diagrammes läßt sich die Gleichung für  $T_v$  ablesen.  $T_v$  setzt sich also zusammen aus der Teilung  $T_0$  im Stillstand, aus dem Wegstück, das während  $t_2$  mit der Ausgangsgeschwindigkeit  $v$  befahren wird sowie aus der Einflußgröße ungleicher Bremsen  $z$ -mal Geschwindigkeitsquadrat. Für jeweils konstante Werte von  $T_0$ ,  $t_2$  und  $z$  lassen sich die Einflüsse auf die Verkehrsleistung über der Geschwindigkeit verfolgen, Bild 85. Konstante  $T_0$ -Werte ergeben Nullpunkt-Strahlen,  $T_v$ -Werte, die proportional  $v$  wachsen, ergeben Parallele zur Abszisse, während  $T_v = z \cdot V^2$  zu Hyper-

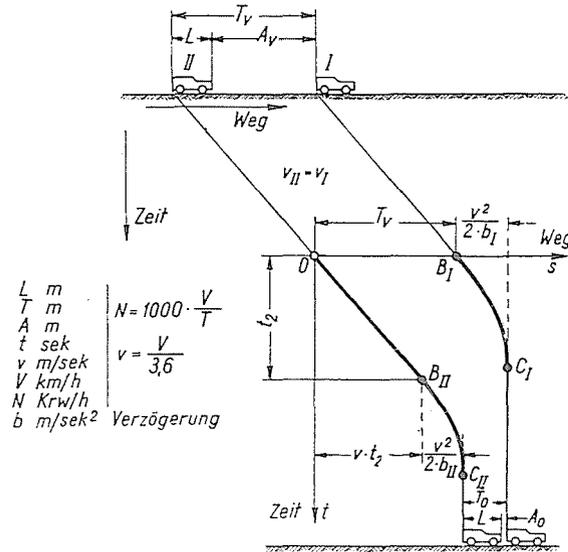


Bild 84

$$T_V + \frac{v^2}{2 \cdot b_I} = v \cdot t_2 + \frac{v^2}{2 \cdot b_{II}} + T_0 \quad T_V = T_0 + t_2 \cdot v + z \cdot V^2$$

$$T_V = T_0 + v \cdot t_2 + \frac{v^2}{2} \cdot \left( \frac{1}{b_{II}} - \frac{1}{b_I} \right) \quad z = \frac{b_I - b_{II}}{2 \cdot 3,6^2 \cdot b_I \cdot b_{II}}$$

beln führt. Die Kombination aller drei Glieder führt zunächst zum Kurvenanstieg und schließlich wieder zum Abfall. Nun können aber die einzelnen Faktoren nicht konstant angenommen werden, insofern sagt dieses Diagramm noch nichts über die praktischen Auswirkungen aus. Die Zeit  $t_2$  ergibt sich nämlich aus psychophysikalischen Zusammenhängen nach dem Weber—Fechnerschen Gesetz. Die relative Bildvergrößerungsgeschwindigkeit  $\nu$  des vorfahrenden Wagens im Auge des folgenden Fahrers ist danach dem jeweiligen Wert »Geschwindigkeitsdifferenz durch Abstand« proportional. Je nach Größe von  $\nu$  ergeben sich jetzt in unserem Diagramm, Bild 86, Kurven, die

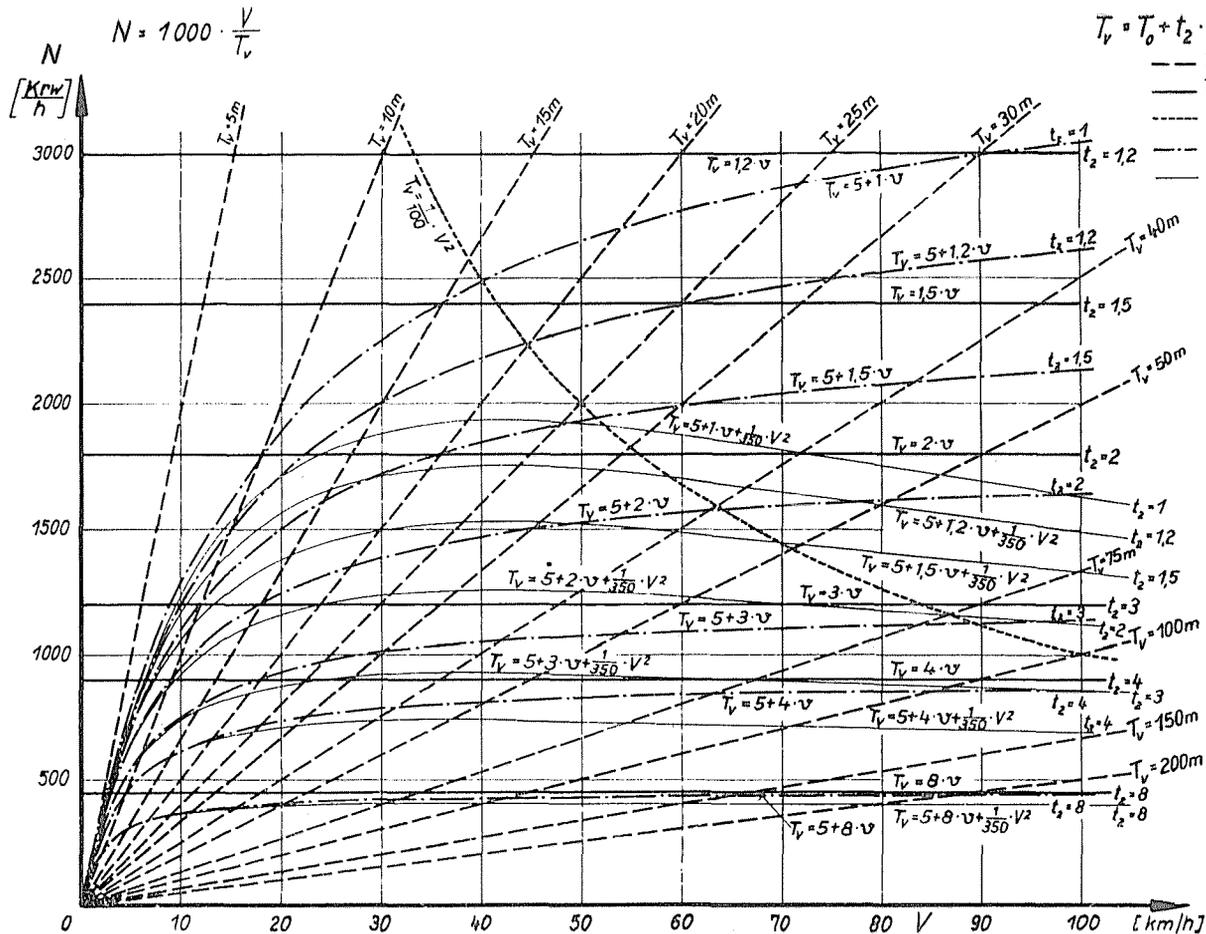


Bild 85

$N = 1000 \cdot \frac{V}{V}$  ———  $Z=0$   
 $N = 1000 \cdot \frac{V}{V}$  - - -  $Z=350$

$b_x = 5 \frac{m}{\text{sek}^2}$ ;  $T_0 = 5m$ ;  $A_0 = 0$ ;  $t_2 = x + \sqrt{x^2 + \frac{2}{b_x} \cdot (A_0 + z \cdot V^2) + \frac{2 \cdot z \cdot y}{V}}$ ;  $x = \frac{V}{3,6 \cdot b_x} \cdot \frac{1 - z \cdot y}{z}$

$T_V = T_0 + t_2 \cdot V + z \cdot V^2$   
 - - -  $T_V = \text{konst.}$   
 ———  $T_V = t_2 \cdot V + t_2 \cdot \frac{V}{3,6}$   
 - - -  $T_V = 5 + t_2 \cdot V$

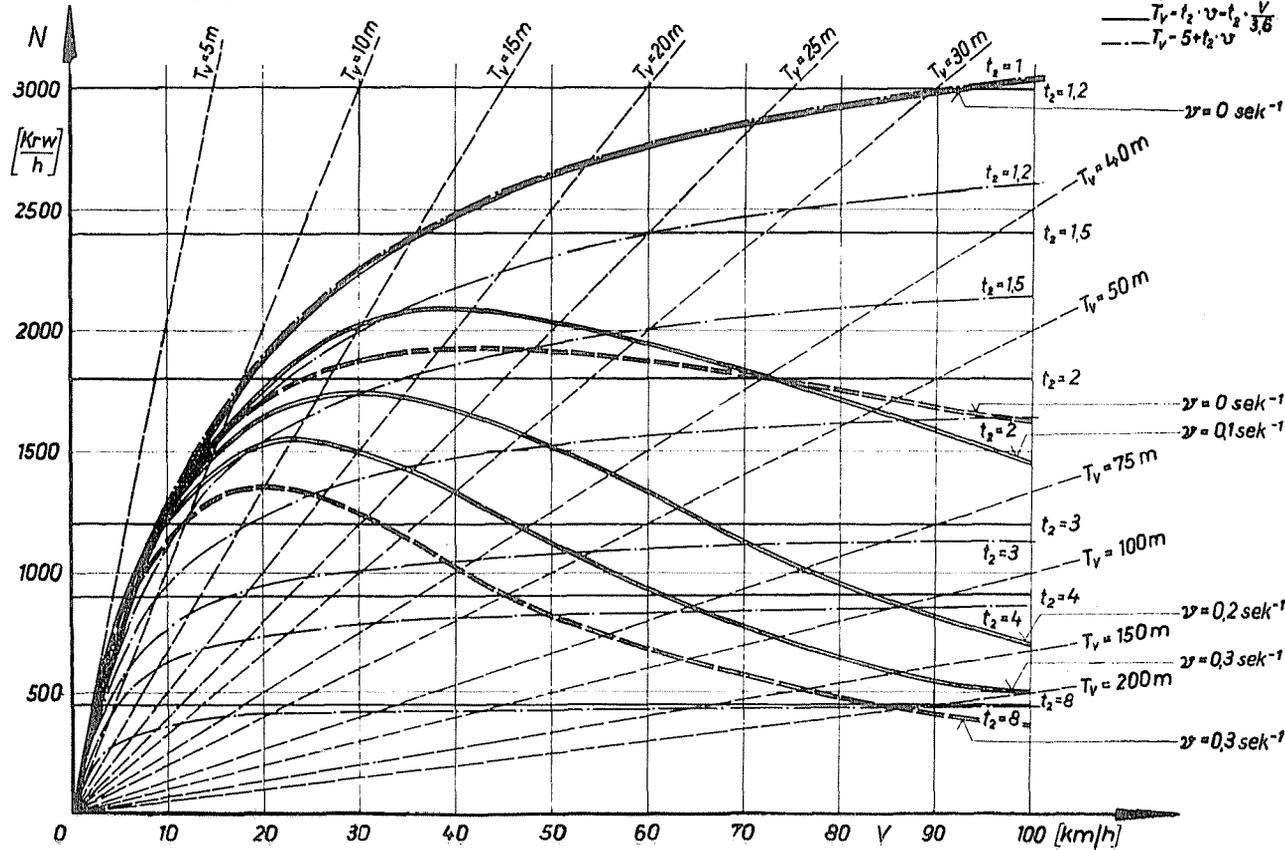


Bild 86

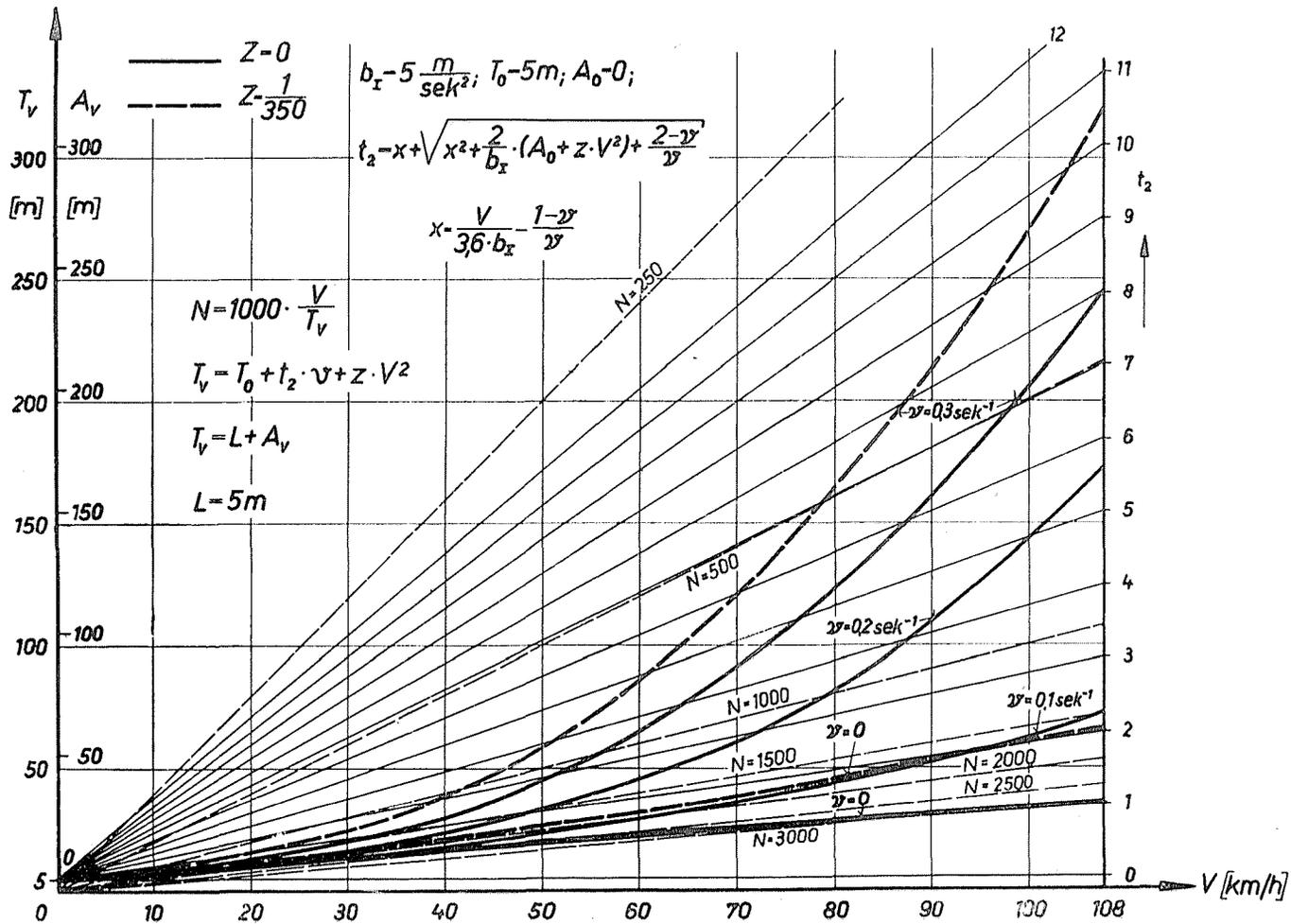


Bild 87

den gesuchten Zusammenhang aufzeigen. Beachtenswert ist dabei, daß die eingetragenen Kurven für  $\nu = 0,1$  bis  $0,3$  bei relativ kleinen Geschwindigkeiten ihr Maximum der Verkehrsleistung haben. Den einzelnen Kraftfahrer interessiert natürlich mehr der jeweils einzuhaltende Abstand, der deshalb im Bild 87 direkt dargestellt wurde. Wir sehen mit wachsenden  $\nu$ -Werten eine steigende Progression der Kurven und erkennen daraus, daß man dem Fahrer den richtigen Abstand nicht durch einfache Faustformeln angeben kann.

Um unseren Studenten Verständnis für die Belange der Karosserieform zu vermitteln, haben wir Vorlesungen über Karosseriegestaltung mit Übungen im Entwerfen und Modellieren eingeführt. Entsprechende Analysen von Ausstellungsbesuchen führten zu interessanten Erkenntnissen über ästhetische Formenelemente. Aus Platzmangel möchte ich mich hier auf diesen kurzen Hinweis beschränken. Dasselbe gilt für unsere Arbeiten der Fahrmechanik von Ackerschleppern und die Untersuchung und Entwicklung von Filtern für Luft, Kraftstoff und Schmieröl. Von allen in meinen Ausführungen gestreiften Arbeiten liegen ausführliche Veröffentlichungen in Zeitschriften und Büchern vor.

### Zusammenfassung

Verfasser berichtet über den Wiederaufbau des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) in Dresden und bespricht eingehend die wissenschaftlichen Forschungs- und Unterrichtsergebnisse der 10jährigen Arbeit des Instituts sowie die Probleme des zu vertretenden Lehr- und Forschungsgebietes.

Professor A. JANTE, Direktor des IVK Dresden, o. Mitglied der Deutschen Akademie der Wissenschaften zu Berlin, TH Dresden A 27, George-Bähr-Straße 1c, DDR.