

Mitteilungen über Forschungsarbeiten.

Die bisher erschienenen Hefte enthalten :

Heft 1.

- Bach:** Untersuchungen über den Unterschied der Elastizität von Hartguß (abgeschrecktem Gußeisen) und von Gußeisen gewöhnlicher Härte.
- , Zur Frage der Proportionalität zwischen Dehnungen und Spannungen bei Sandstein.
 - , Versuche über die Abhängigkeit der Festigkeit und Dehnung der Bronze von der Temperatur.
 - , Versuche über das Arbeitsvermögen und die Elastizität von Gußeisen mit hoher Zugfestigkeit.
 - , Versuche über die Druckfestigkeit hochwertigen Gußeisens und über die Abhängigkeit der Zugfestigkeit desselben von der Temperatur.
 - , Untersuchung über die Temperaturverhältnisse im Innern eines Lokomobilekessels während der Anheizperiode.

Heft 2. vergriffen.

- Striebeck:** Kugellager für beliebige Belastungen.
Göpel: Die Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades rotierender Maschinen durch das Stimmgabelverfahren.
Holborn und Dittenberger: Wärmedurchgang durch Heizflächen.
Lüdicke: Versuche mit einem Lufthammer.

Heft 3. vergriffen.

- Meyer:** Untersuchungen am Gasmotor.
Martens: Zugversuche mit eingekerbten Probekörpern
Werkzeugstahl-Ausschuß Schnelldrehstahl.

Heft 4.

- Bach:** Versuche über die Abhängigkeit der Zugfestigkeit und Bruchdehnung der Bronze von der Temperatur.
Lindner: Dampfhammer-Diagramme.
Bach: Eine Stelle an manchen Maschinenteilen, deren Beanspruchung aufgrund der üblichen Berechnung stark unterschätzt wird.
Körting: Untersuchungen über die Wärme der Gasmotorenzylinder.
Claaßen: Die Wärmeübertragung bei der Verdampfung von Wasser und von wässrigen Lösungen.

Heft 5.

- Bach:** Die Elastizität der an verschiedenen Stellen einer Haut entnommenen Treibriemen.
Staus: Beitrag zur Wärmebilanz des Gasmotors.
Pfarr: Bremsversuche an einer New American Turbine.
Bach: Zur Frage des Wärmewertes des überhitzten Wasserdampfes.

Heft 6. vergriffen.

- Schröder:** Versuche zur Ermittlung der Bewegungen und Widerstandsunterschiede großer gesteuerter und selbsttätiger federbelasteter Pumpen-Ringventile.
Westberg: Schneckengetriebe mit hohem Wirkungsgrade.
Frahm: Neue Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in den Wellenleitungen von Schiffsmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der Resonanzschwingungen.

Heft 7. vergriffen.

- Striebeck:** Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager.
Schröder: Untersuchung einer Tandem-Verbundmaschine von 1000 PS.
Austin: Ueber den Wärmedurchgang durch Heizflächen.

Heft 8.

- Langen:** Untersuchungen über die Drücke, welche bei Explosionen von Wasserstoff und Kohlenoxyd in geschlossenen Gefäßen auftreten.
Meyer: Untersuchungen am Gasmotor.

Heft 9.

- Lasche:** Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit.
Dittenberger: Ueber die Ausdehnung von Eisen, Kupfer, Aluminium, Messing und Bronze in hoher Temperatur.

- Bach:** Die Elastizitäts- und Festigkeitseigenschaften der Eisensorten, für welche nach dem vorhergehenden Aufsatz die Ausdehnung durch die Wärme ermittelt worden ist.
—, Versuche zur Klarstellung der Verschwächung zylindrischer Gefäße durch den Manilochausschnitt.

Heft 10.

- Günther:** Verfahren zur Gewinnung von Kupfer und Nickel aus kupfer- und nickelhaltigen Magnetkiesen.
Grübler: Versuche über die Festigkeit von Schmirgel- und Karborundumscheiben.
Klein: Reibungsziffern für Holz und Eisen.

Heft 11.

- Schmidt:** Untersuchungen über die Umlaufbewegung hydrometrischer Flügel.
Bach und Roser: Untersuchung eines dreigängigen Schneckengetriebes.
Frank: Neuere Ermittlungen über die Widerstände der Lokomotiven und Bahnzüge mit besonderer Berücksichtigung großer Fahrgeschwindigkeiten.
Bach: Abhängigkeit der Wirksamkeit des Oelabscheiders von der Beschaffenheit des den Dampfzylindern zugeführten Oeles.

Heft 12.

- Lewicki:** Die Anwendung hoher Ueberhitzung beim Betrieb von Dampfturbinen.

Heft 13.

- Griessmann:** Beitrag zur Frage der Erzeugungswärme des überhitzten Wasserdampfes und sein Verhalten in der Nähe der Kondensationsgrenze.
Diegel: Der Einfluß von Ungleichmäßigkeiten im Querschnitt des prismatischen Teiles eines Probestabes auf die Ergebnisse der Zugprüfung.
Schimaneck: Versuche mit Verbrennungsmotoren.
Striebeck: Der Warmzerreißversuch von langer Dauer. Das Verhalten von Kupfer.

Heft 14 bis 16. vergriffen.

- Berner:** Die Erzeugung des überhitzten Wasserdampfes.

Heft 17.

- Meyer:** Versuche an Spiritusmotoren und am Diesel-Motor.
Pfarr: Bremsversuche an einer Radialturbine.
Bach: Versuche mit Granitquadern zu Brückengelenken.

Heft 18.

- Schlesinger:** Die Passungen im Maschinenbau.
Brauer: Leistungsversuche an Linde Maschinen.
Büchner: Zur Frage der Lavalschen Turbinendüsen.

Heft 19.

- Schröder und Koob:** Untersuchung einer von Van den Kerchove in Gent gebauten Tandemmaschine von 250 PS.
Gutermuth: Versuche über den Ausfluß des Wasserdampfes.
—, Die Abmessungen der Steuerkanäle der Dampfmaschinen.
Strahl: Vergleichende Versuche mit gesättigtem und mäßig überhitztem Dampf an Lokomotiven.

Heft 20.

- Bach:** Versuche mit Sandsteinquadern zu Brückengelenken.
Stahl: Untersuchung des Auslaufweges elektrischer Aufzüge.

Heft 21.

- Berner:** Die Fortleitung des überhitzten Wasserdampfes.
Knoblauch, Linde, Klebe: Die thermischen Eigenschaften des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C. I. Teil.
Linde: Die thermischen Eigenschaften des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° O. II. Teil.
Lorenz: Die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes.

Mitteilungen
über
Forschungsarbeiten

auf dem Gebiete des Ingenieurwesens

insbesondere aus den Laboratorien
der technischen Hochschulen

herausgegeben vom

Verein deutscher Ingenieure.

Heft 55.

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

ISBN 978-3-662-01684-8
DOI 10.1007/978-3-662-01979-5

ISBN 978-3-662-01979-5 (eBook)

Inhalt.

	Seite
Versuche über die Verwendung von Teerölen zum Betrieb des Dieselmotors. Von Paul Rieppel	1
Untersuchungen über den Verbrennungsvorgang in der Gasmaschine. Von W. Borth	37

Versuche über die Verwendung von Teerölen zum Betrieb des Dieselmotors

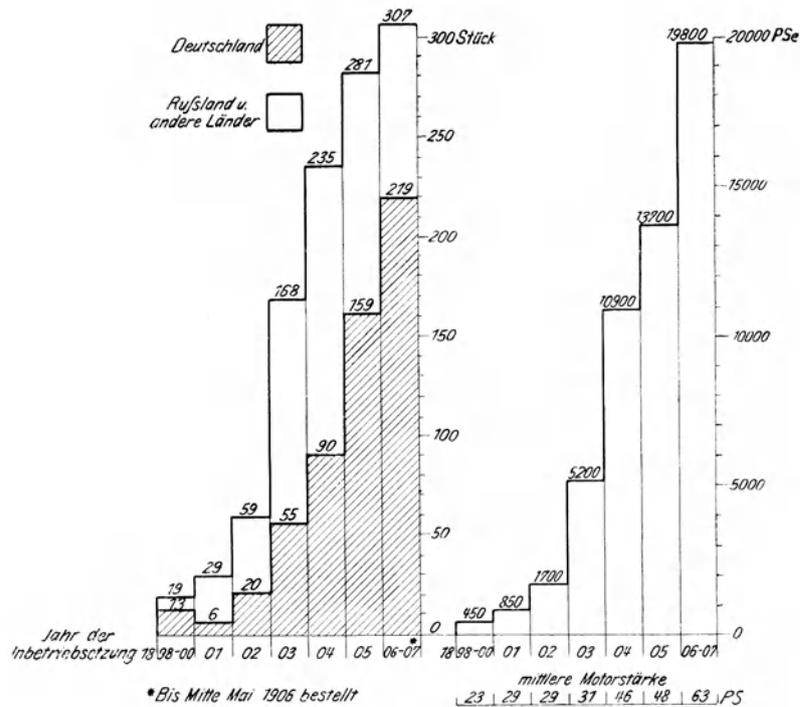
Von **Paul Rieppel.**

Einleitung.

Der Zweck der vorliegenden Versuche war ursprünglich der, für den Dieselmotor einen billigen Brennstoff ausfindig zu machen.

Wie sehr der Bau von Dieselmotoren während der letzten Jahre zugenommen hat, zeigt die Aufzeichnung, Fig. 1, die allerdings nur die Herstellung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, aber damit einen großen Teil des Gesamtserzeugnisses Deutschlands an Dieselmotoren umfaßt.

Obwohl nun die thermische Ausnutzung des Brennstoffes im Dieselmotor besser ist als in den übrigen Wärmekraftmaschinen, sind die Betriebskosten doch



Jahreserzeugung in Zylindern. Jährliche Gesamtleistung der Motoren.
Jahreserzeugung von Dieselmotoren der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

Fig. 1.

nicht in dem Maße geringer, als es diesem vorzüglichen Wirkungsgrad zukommen sollte. Der Grund hierfür ist in den verhältnismäßig hohen Brennölpreisen zu suchen.

Es stehen in Deutschland folgende bisher für den Betrieb des Dieselmotors als brauchbar erprobte Oele zur Verfügung.

1) Braunkohlenteeröle, besonders das bei der Paraffingewinnung abfallende »Paraffinöl«, das zum Preise von 7 bis 12 Mark für 100 kg bisher in beliebig großen Mengen erhältlich war. Eine Krisis des letzten Jahres zeigte aber, daß diese Bezugsquelle doch nicht die gewünschte Sicherheit bietet, und daß man unter Umständen einen Ausfall und damit eine sehr erhebliche Preissteigerung des Oelvorrates zu befürchten haben muß.

2) Rohöle und die bei ihrer Raffinerie gewonnenen Nebenerzeugnisse, wie Solaröle, Gasöle und ähnliche. In erster Linie kommen dabei die Pechelbronner Oele in Betracht, während die Oele der Lüneburger Heide wegen ihres hohen Asphaltgehaltes zum Betrieb des Dieselmotors nicht unbedingt zuverlässig sind und das gut verwendbare Tegernseer Rohöl nur in ganz geringen Mengen gewonnen wird. Ebenso sind Benzinrückstände und Craquinöl in viel zu kleinen Mengen auf dem Markt, als daß sie für die Gesamtnachfrage in Betracht kommen können.

Diesen Oelen stehen die für den Dieselmotor bisher als unbrauchbar erkannten Steinkohlenteeröle gegenüber, die in großen Mengen und zu so niedrigem Preise auf den Markt kommen, daß die Möglichkeit ihrer Verwendung für den Dieselmotor als Bürgschaft einer unerschöpflichen und billigen Betriebskraft anzusehen wäre. Die Preise sind bedeutend billiger als die der anderen Oele und schwanken zwischen 2,5 und 6 Mark für 100 kg.

Wenn nun die Aufgabe vorliegt, die Teeröle im allgemeinen auf ihre Verwendbarkeit im Dieselmotor hin zu untersuchen, so werden nach dem eben Gesagten zwei große Gruppen von Oelen auseinander zu halten sein, und zwar Braunkohlenteeröle und Steinkohlenteeröle.

Im übrigen Verlauf wird die Untersuchung in drei Abschnitte zerfallen, die durch folgende Fragen gekennzeichnet werden:

1) Welche Oele sind verwendbar, welche sind nicht verwendbar, und wo liegt die Grenze bei einer Mischung beider Sorten von Oelen?

2) Welches sind die Gründe, die die Verwendbarkeit oder Unbrauchbarkeit bedingen?

3) Auf welche Weise können die nicht brauchbaren Oele auf Grund der vorhergegangenen Untersuchungen verwendbar gemacht werden?

Die erste Frage wird beantwortet werden durch eine Reihe betriebstechnischer Untersuchungen an der Maschine selbst, und zwar unter Beibehaltung aller konstruktiven Einzelheiten des Dieselmotors.

Die Beantwortung der zweiten Frage ist Sache verschiedener Laboratoriumsuntersuchungen, und zwar teils chemischer teils physikalischer Natur.

Um endlich die dritte Frage beantworten zu können, wird unter Zugrundelegung der aus der Beantwortung der zweiten Frage gewonnenen Erkenntnis allenfalls eine konstruktive Aenderung der Maschine nötig sein und wieder von neuem die Zweckmäßigkeit oder Unzweckmäßigkeit dieser Aenderung durch betriebstechnische Untersuchungen festgestellt werden müssen.

Im allgemeinen sei noch folgendes vorausgeschickt:

Die Konstruktion des Dieselmotors wird in allen Teilen als bekannt vorausgesetzt, doch sollen im Lauf der Untersuchungen am entsprechenden Platze Erklärungen über die wichtigsten Einzelheiten gegeben werden.

Bei den betriebstechnischen Versuchen soll auf eine Wiedergabe der sämtlichen zugrunde liegenden Zahlentafeln verzichtet werden, nachdem für die letzte Entscheidung doch immer nur ein Vergleich der endgültigen Ergebnisse von Wert sein kann. — Es ist ferner zu berücksichtigen, daß jede Wärmebilanz beim Dieselmotor von einer so großen Anzahl leicht veränderlicher Faktoren abhängig ist, daß eine absolute Genauigkeit niemals erreicht wird, und daß aus diesem Grunde eine ziemliche Schwankung zugelassen werden muß. Es wird deshalb da, wo ein Wert der betriebstechnischen Untersuchungen in Dezimalen angegeben ist, immer zu beachten sein, daß er der Mittelwert aus einer größeren Anzahl von Beobachtungen ist, die, im einzelnen mit erheblichen Fehlerquellen belastet, ziemlich weit voneinander abweichen können.

Bei den physikalisch-chemischen Untersuchungen hingegen ist im allgemeinen eine große Genauigkeit der Werte zu erzielen, und es sollen hierbei nur die normalen sehr geringen Schwankungen zugelassen werden. Soweit Zweifel über die Untersuchungsverfahren bestehen konnten, wurden die Vorschriften des »Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik« zugrunde gelegt. Auf die Einzelheiten soll in jedem entsprechenden Fall näher eingegangen werden.

Abteilung I.

Betriebstechnische Untersuchung der verschiedenen Teeröle.

A) Allgemeines.

Der Zweck dieser Untersuchungen ist zunächst nur der, festzustellen, welche Teeröle brauchbar, welche nicht verwendbar sind, und wo bei einer Mischung beider Sorten die Grenze der Verwendbarkeit liegt.

Es gilt für sämtliche Versuche dieser Abteilung folgendes:

Es wurde im allgemeinen nur auf die Bestimmung des thermischen Wirkungsgrades Wert gelegt, also nur das Verhältnis der eingeschickten Wärmemenge zur indizierten Wärmeleistung ermittelt. Es wurde dabei das mechanische Wärmeäquivalent zu 428 angenommen, so daß die Angabe der indizierten Leistung mit 628,5 zu multiplizieren ist. Die Feststellung des mechanischen Wirkungsgrades war fast durchweg mit solchen Schwierigkeiten verbunden, daß sie in Anbetracht der vielen Fehlerquellen nur von geringem Wert sein konnte. Außerdem ist der Einfluß eines Brennstoffes auf die Reibungsverhältnisse der Maschine verschwindend klein, und es ist durchweg zu beachten, daß in keinem Fall die Bestimmung einer absoluten Wärmebilanz zu erstreben war, sondern daß es sich immer nur um Vergleichswerte, bezogen auf einen Grundversuch mit erprobtem Brennstoff handeln konnte.

Die Brennstoffmessungen geschahen fast durchweg in der Weise, daß die Schichthöhe des Oelbehälters durch eine Stahlnadel genau festgelegt war, und daß das jeweilige Abreißen der Oberfläche von der Nadel bei Beginn des Versuches und nach Verbrauch einer gewogenen, aufgefüllten Oelmenge mit der Sekundenuhr gemessen wurde. Der Oelzufuß zur Maschine war durch ein Schwimmerventil geregelt, so daß Fehler, die durch verschiedene Saughöhen der Pumpe entstehen konnten, nahezu ausgeschlossen waren. Die Dauer der

einzelnen Versuche betrug nie unter 40 Minuten und war fast immer das Doppelte oder 3fache bis zu Dauerversuchen von 28 und 50 Stunden.

Die Indikatoren, die zur Verwendung kamen, hatten teils innenliegende, teils außenliegende Federn, welche kalt und warm durch Gewichtbelastung geeicht wurden.

Die Temperaturen wurden mit kontrollierten Thermometern abgelesen, und es ist vor allem dabei zu beachten, daß die für Messung der hohen Abgastemperaturen zur Verwendung gelangenden sog. Stickstoffthermometer unbedingt eine Prüfung erfordern, da Abweichungen von 20 und 30° C bei Temperaturen von 350 und 400° C häufig zu beobachten sind.

Das Kühlwasser wurde entweder in einem geeichten Gefäß bis zum Ueberlauf aufgefangen, oder in den auf einer Wage stehenden Behälter geleitet und jedesmal gewogen. Seine Temperatur wurde unmittelbar vor und hinter der Maschine gemessen.

Die Abgasanalysen geschahen zum größten Teil mit dem Orsatapparat und nur bei einigen Versuchen mit Steinkohlenteerölen, bei denen eine größere Genauigkeit wünschenswert erschien, mittels Hempelscher Pipetten. Es ist nun bei den Abgasanalysen zu beachten, daß der Ort der Entnahme der Gasprobe durchaus nicht ohne Belang ist. Besonders gilt dies für die Verbrennung von Steinkohlenteerölen, die unvollständig ist, und bei der daher stets das Verhältnis von CO zu CO₂ für die niedrigere Reaktionsstufe günstiger ist. Wir haben nämlich im Verlaufe der Verbrennung die Reaktion $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$ und bei bestimmter Temperatur ein bestimmtes chemisches Gleichgewicht. Wird nun die Gasprobe derart entnommen, daß das Gas inzwischen Gelegenheit hat, sich langsam abzukühlen, so ist der Gehalt an CO geringer als in dem Gase, das heiß aus dem Zylinder kommt und dessen Analyse doch allein von maßgebender Bedeutung sein kann. Es ist selbst bei einem verhältnismäßig hohen Gehalt an CO bei dem gewohnten Verfahren der Entnahme von Gasproben dieser Bestandteil nur in geringen Mengen nachweisbar, da sich auf dem Wege vom Zylinder bis zur Entnahme fast alles CO in CO₂ verwandelt hat. Da aber diese Reaktion nur langsam vor sich geht, ist es recht wohl möglich, die Abgase genau dadurch zu untersuchen, daß man sie abschreckt und die Reaktion eingefrieren läßt; die Probe wird dabei unmittelbar hinter dem Zylinder entnommen und sofort durch ganz energisch gekühlte Kupferschlangen geleitet.

Bei Untersuchungen am Dieselmotor scheint es auch oft wünschenswert, über die Verrußung der Maschine und über den Rußgehalt des Auspuffes genauere Angaben machen zu können, als sie durch die gewöhnlichen Bezeichnungen des Auspuffes als unsichtbar, schwach sichtbar usw. möglich sind. Zu diesem Zwecke wurden folgende Verfahren angewandt: Bei der Untersuchung der Braunkohlenteeröle wurde von der Auspuffleitung ein Kupferrohr abgezweigt, und die hindurchgehenden Abgase wurden unter Wasser aufgefangen. Der in den Abgasen enthaltene Ruß wird nun vom Wasser zurückgehalten, und die auf diese Weise unter gleichen Verhältnissen (d. h. eine gleiche Zahl von Auspuffstößen durch dieselbe Menge reinen Wassers) entnommenen Proben lassen recht wohl einen ziffernmäßig darstellbaren Vergleich des Rußgehaltes zu, solange die Verrußung nicht zu stark wird. In diesem letzteren Falle nämlich ist es wohl nicht sicher, ob durch das enge Kupferrohr stets ein gleicher Prozentsatz Ruß mit fortgerissen wird. Es wurde deshalb bei den Versuchen mit Steinkohlenteerölen und deren Mischungen, wobei ein stärkerer Rußgehalt festzustellen war, folgendermaßen vorgegangen: Der Auspuff wurde von der Maschine aus durch ein geradliniges Rohr von rd. 2,50 m Länge ohne Zwischen-

schaltung eines Schalltopfes unmittelbar ins Freie geleitet. Es war dem Ruß also nirgends Gelegenheit gegeben, sich festzusetzen, und um nun einen Vergleichsmaßstab zu gewinnen, wurde jedesmal in gleicher — ganz kurzer — Entfernung vom Ende der Auspuffleitung ein Stück weißes Papier, auf ein Brett geheftet, während der gleichen Anzahl von Auspuffstößen vorgehalten. Die Färbung des Papiers von ganz leichtem, kaum sichtbarem Grau bei Verwendung von Paraffinöl bis zu ganz schwarzer Verrußung bei Verwendung ungeeigneter Mischungen läßt sich ziffernmäßig festlegen. Es wurde die Bezeichnung 1 für die Verrußung bei Paraffinöl gewählt, während die stärkste Färbung die Ziffer 12 erhielt. Die Verrußung zwischen diesen beiden Grenzen läßt sich durch Vergleich der Färbungen und durch Bezeichnung mittels einer der dazwischen liegenden Ziffern ausdrücken. Damit ist ein wenn auch roher, so doch genügend deutlicher Maßstab gewonnen.

Bei der Bewertung der Pumpenarbeit war nun die vielumstrittene Frage in Betracht zu ziehen, ob diese Arbeit als unabhängig von der Maschine gesondert in Rechnung zu ziehen ist, oder ob sie einfach als ein Posten in dem Verlustkonto der Maschine neben der Reibungsarbeit auftritt. Mag sie auch theoretisch manchem Widerspruch begegnen, so ist doch praktisch letztere Ansicht vorzuziehen und erscheint als eine natürlich gegebene Tatsache. Die Pumpenarbeit ist ebenso gut eine zum Betriebe der Maschine organisch gehörende Arbeit, wie die Reibungsarbeit des Kreuzkopfes, des Kolbens oder der Welle, und muß praktisch als ein notwendiger Verlust mit in Kauf genommen werden. Besonders beim Dieselmotor müssen diese praktischen Rücksichten vor den theoretischen maßgebend sein, denn in sehr vielen Ausführungen wird ein Teil der Pumpenarbeit vom Hauptzylinder geleistet, indem die Luft in diesem vorkomprimiert und dann erst von der (einstufigen) Pumpe angesaugt wird. Eine genaue Bestimmung, wieviel Arbeit vom Maschinenzylinder und wieviel von der Pumpe geleistet wird, ist gewöhnlich kaum durchführbar, und so würde in diesem Falle die Ermittlung des mechanischen Wirkungsgrades als einer Größe, die nur durch die Reibungsverluste und nicht auch durch die Pumpenarbeit bedingt ist, auf erhebliche Schwierigkeiten stoßen. — Es ist aus diesen Gründen bei den vorliegenden Versuchen die Pumpenarbeit einfach als ein Teil der gesamten Verlustarbeit aufgefaßt worden, und es wurden daher Pumpendiagramme nur soweit entnommen, als es nötig war, um einen einwandfreien Betrieb der Pumpe feststellen zu können; als gesonderter Faktor aber in der Bilanz der Maschine wurde die Pumpenarbeit in keiner Versuchsreihe aufgeführt, da man diese Arbeit ebenfalls als unabhängig von dem verwendeten Betriebsmittel und für die jeweiligen Belastungsfälle als unveränderlich ansehen darf.

Der Luftüberschußkoeffizient wurde nach der genauen Formel

$$\alpha = \frac{209 N}{209 N - 791 \left(0 - \frac{CO}{2}\right)}$$

berechnet.

Die Umlaufzahl wurde nach verschiedenen Verfahren in bekannter Weise ermittelt.

Vor Beginn jeder Versuchsreihe mußte die Maschine zur Erzielung eines Beharrungszustandes mindestens eine Stunde im Betrieb sein. Nach rd. 10stündiger Betriebspause während der kalten Jahreszeit war sogar regelmäßig ein Zeitraum von 90 Minuten erforderlich. Als Beweis für den Beharrungszustand

wurde dabei die Gleichmäßigkeit der Abgastemperatur bei Unveränderlichkeit aller übrigen Faktoren angesehen.

Der Zerstäuber wurde bei allen Versuchen täglich herausgenommen und, wenn nötig, gereinigt. Ein- und Auslaßventil wurden im allgemeinen nach je 30 Betriebsstunden näher untersucht.

Die Maschine wurde in 3 Fällen durch Dynamo belastet, und zwar zweimal unmittelbar, einmal durch doppelte Riemenübertragung. Bei den Versuchen in der Maschinenfabrik Augsburg arbeitete der Motor auf Transmission; die verschiedenen Belastungen wurden hier durch Festklemmen des Regulators erreicht.

B) Versuche mit Braunkohlenteerölen.

Ueber die physikalisch-chemischen Eigenschaften der Braunkohlenteeröle soll in der zweiten Abteilung Näheres gesagt werden. Zunächst sei zur allgemeinen Uebersicht folgendes vorausgeschickt:

Die Braunkohlenteeröle sind ein Destillat der Braunkohle, einer bituminösen Schwelkohle von mehr oder weniger plastischer, fettiger Beschaffenheit, die in Deutschland, hauptsächlich in Thüringen, gewonnen wird. Für den Betrieb des Dieselmotors kommen nur die billigeren, weniger paraffinreichen Oele in Betracht vom spezifischen Gewicht 0,860 bis 0,926. Diese Oele sind in der Maschine durchweg gut verwendbar, und nachdem Ergebnisse von Versuchen mit diesen Oelen bereits wiederholt veröffentlicht sind, soll dieser Teil der Untersuchungen nur einige besondere Fragen eingehend behandeln. Es sind dies:

- a) Einfluß des Paraffingehaltes auf die Verwendbarkeit der Oele,
- b) Einfluß der Viskosität auf den thermischen Wirkungsgrad.

a) Einfluß des Paraffingehaltes der Braunkohlenteeröle auf die Betriebsicherheit der Maschine.

An Braunkohlenteerölen standen zur Verfügung:

- 1) Rohöl I von einem spez. Gewicht 0,908, unterer Heizwert 9799 WE/kg, Paraffingehalt 1,23 vH, Elementaranalyse 85,64 vH C, 12,42 vH H, 0,17 vH O.
- 2) Rohöl II, spez. Gewicht 0,879, unterer Heizwert 9520 WE/kg, Paraffingehalt 2,36 vH, Elementaranalyse 84,38 vH C, 11,27 vH H, 3,19 vH O.
- 3) Gasöl, spez. Gewicht 0,894, unterer Heizwert 9799 WE/kg, Paraffingehalt 0,89 vH, Elementaranalyse 85,71 vH C, 11,62 vH H, 1,24 vH O.
- 4) Paraffinöl I, spez. Gewicht 0,916, unterer Heizwert 9732 WE/kg, Paraffingehalt 1,62 vH, Elementaranalyse 85,95 vH C, 11,53 vH H, 1,28 vH O.
- 5) Paraffinöl II, spez. Gewicht 0,925, unterer Heizwert 9749 WE/kg, Paraffingehalt 2,38 vH, Elementaranalyse 85,98 vH C, 11,63 vH H, 1,24 vH O.
- 6) Weichparaffinmasse, spez. Gewicht 0,895, unterer Heizwert 9901 WE/kg, Paraffingehalt 15,15 vH, Elementaranalyse 85,73 vH C, 11,81 vH H, 1,46 vH O.

Unter »Paraffingehalt« ist dabei der Gehalt an weißem, schuppenförmigem Paraffin zu verstehen, das bei der Behandlung der Oele mit Amyl- und Aethylalkohol bei einer Temperatur von -4°C ausfällt.

Die Oele 1 und 5 sind Handelsöle, die zur Verwendung im Dieselmotor abgegeben werden, und die sich als durchaus brauchbar zeigten. Der Betrieb war stets vollkommen befriedigend und störungsfrei.

Oel 6, ein als »Weichparaffinmasse« bezeichnetes, stark paraffinhaltiges Oel, kommt nicht in Betracht für eine Verwendung in der Maschine und sollte nur

dazu dienen, mit den anderen Oelen gemischt, den Paraffingehalt zu erhöhen. Die Mischungen wurden mit Paraffinöl I gemacht, als dem Oel, das in der Elementaranalyse die größte Aehnlichkeit mit Weichparaffinmasse aufweist. Dabei wurden Versuche mit Oelen von folgendem Paraffingehalt gemacht: 1,62 vH, 2,00 vH, 2,38 vH, 3,00 vH, 3,50 vH, 3,75 vH, 5,00 vH, 7,00 vH, und schließlich mit Weichparaffinmasse allein, d. h. 15,15 vH. Die einzelnen Versuche zeigten stets das gleiche Bild: trotz des steigenden Paraffingehaltes war eine Veränderung im Betrieb nicht zu bemerken; das Anlaufen geschah mühelos; eine Empfindlichkeit gegen Veränderung des Einblasedruckes war nicht festzustellen; Stöße traten nie auf und die Verschmutzung hielt sich in den normalen, sehr engen Grenzen. Es mag diese allgemeine Erklärung genügen, und es soll nur der 50stündige Dauerversuch mit einem Oel von 3,50 vH Paraffingehalt und der Versuch mit Weichparaffinmasse im einzelnen besprochen werden. Ein Paraffingehalt von 3,50 vH überschreitet schon erheblich die übliche Grenze, die in der Praxis bisher als Kennzeichen für die Verwendbarkeit eines Oeles angegeben wurde.

Diese beiden Versuche wurden, wie alle Versuche zur Klärung der Frage des Einflusses vom Paraffingehalt, im Maschinenlaboratorium der Kgl. technischen Hochschule Berlin an einer Maschine älterer Bauart — mit eigenem Kreuzkopf — durchgeführt. Die Abmessungen der Maschine waren folgende:

Arbeitszylinderdmr. 260,1 mm, Hub 400,3 mm, normale Umlaufzahl 160 i. d. Min,
Luftpumpen-Zylinderdmr. 95,0 mm, Luftpumpenhub 217,0 mm.

1) Dauerversuch von 50 Stunden mit Paraffinöl von 3,50 vH
Paraffingehalt.

Der Versuch wurde in erster Linie ausgeführt, um über die Verschmutzung der Maschine, die sich bei kurzen Versuchen doch nicht ganz sicher beurteilen läßt, einen möglichst einwandfreien Anhaltspunkt zu gewinnen. Die Maschine wurde vor Beginn des Versuches gründlich gereinigt und an 4 Tagen: $13\frac{1}{2} + 13\frac{1}{2} + 13 + 11\frac{1}{2}$ Stunden im ganzen $51\frac{1}{2}$ Stunden im Betrieb unter Vollast gehalten. Während der Versuchspausen wurde nichts an der Maschine geändert, um die Verhältnisse so zu erhalten, als ob der Betrieb ununterbrochen aufrecht erhalten worden wäre. Durch diese Betriebsweise wird der Maschine nicht weniger, sondern eher mehr zugemutet, als bei ununterbrochenem Betrieb, da Verschmutzungen hauptsächlich im Anfang nach dem Anlassen des Motors infolge der noch geringen Einblasespannung und mangels der nötigen Betriebswärme auftreten.

Die Leistung der Maschine blieb ziemlich gleichmäßig. Die größte Schwankung über und unter der mittleren Diagrammfläche betrug, aus 35 planimetrierten Diagrammen ermittelt, + 6,1 vH und — 6,2 vH.

Die Mittel aus den beobachteten Werten waren:

Indizierte Leistung 28,99 PS, Uml./min 148,40, Verbrauch für 1 Stunde 4,96 kg Brennstoff, Verbrauch für 1 indizierte PS 171,70 g, aufgewandte Wärme in der Stunde 48400 WE, Wärmewert der N_i 18060 WE, thermischer Wirkungsgrad 37,4 vH.

Weitere Beobachtungen wurden bei diesem Versuch nicht gemacht, da es sich nur darum handelte, die Verschmutzung festzustellen.

Störungen an der Maschine kamen nicht vor. Der Betrieb war völlig normal.

Der Auspuff war stets unsichtbar und hinterließ, im Wasser aufgefangen, keinen Ruß.

Die Verschmutzung nach Beendigung des Versuches war ganz geringfügig, nirgends eine feste Kruste oder teerige Bestandteile. Ventile und Kolben hatten dasselbe Aussehen, wie nach Betrieb mit gutem Petroleum.

2) Versuch mit Weichparaffinmasse.

Wenn eine praktische Verwendung dieses Oeles für den Betrieb von Dieselmotoren auch niemals in Betracht kommen kann, so schien es doch von Wert, einen Versuch damit anzustellen, um die Unschädlichkeit des Paraffins nachzuweisen. Die Weichparaffinmasse zeigt in erwärmtem Zustand dasselbe Aussehen wie die andern Oele; bei Raumtemperatur von 15° C scheidet sie feste schuppige Bestandteile aus, die sich an der Oberfläche sammeln und bei noch niedrigerer Temperatur zu größeren Ballen zusammenwachsen. In diesem Zustand wäre ein Betrieb damit technisch nicht möglich gewesen, da die Brennstoffpumpe verstopft worden wäre. Es wurde deshalb das Oel auf rd. 30° C vorgewärmt und kam zur Verwendung im Dieselmotor mit einer Temperatur von 20 bis 22° C, um nicht durch die höhere Einführungstemperatur eine Verschiebung des thermischen Wirkungsgrades zugunsten dieses Oeles zu verursachen. Der Betrieb wurde 6½ Stunden aufrecht erhalten und dabei zwei Versuchsreihen aufgenommen.

Der Auspuff war sehr gut und führte keinen Ruß mit sich. Unter Wasser aufgefangen, hinterließ er keine Spuren; das Wasser blieb vollkommen klar und durchsichtig.

Der Betrieb zeigte auch im übrigen dieselben normalen Verhältnisse, wie die vorhergehenden Untersuchungen mit gewöhnlichen Braunkohlenteerölen.

Nach Beendigung des Versuches wurden die Ventile herausgenommen; die Verschmutzung war gering; von irgend welchen teerigen Bestandteilen oder festgebranntem Ruß waren Spuren nicht zu finden.

Versuch mit Weichparaffinmasse von 15,15 vH Paraffingehalt.

Wärmewert: 9901 WE/kg. Elementaranalyse: 85,73 vH C; 11,81 vH H; 1,05 vH S;
1,41 vH O.

indizierte Leistung	PS	28,86	20,61
mittlerer Druck	kg		
Umlaufzahl i. d. Min.		148,4	159,7
Brennstoffverbrauch	kg/st	4,54	2,88
»	g/PS	157,0	139,5
aufgewandte Wärme	WE/st	44 900	27 625
Wärmewert	WE/PS	18 020	12 880
thermischer Wirkungsgrad . . .	vH	40,2	46,7
Kühlwasser $t_a - t_e$	°C	22,2	14,7
Kühlwassermenge	kg/st	683	609
Wärmewert des Kühlwassers . .	WE	15 140	8960
» in vH der Gesamtwärme		32,3	32,4
Abgastemperatur	°C	403	237
mittlere Abgasanalyse CO ₂ . .	vH	7,30	4,90
»	O	10,65	13,00
»	CO ₂ + O	17,95	17,90
»	CO	0,2	0
»	N	82,05	82,10
Luftüberschußzahl		1,94	2,74
Zeitdauer des Versuchs	Minuten	210	120
mittlerer Einblasedruck	kg	55/56	53

Versuch mit Tegernseer Rohöl von 3,88 vH Paraffingehalt.
Wärmewert: 9940 WE/kg. Elementaranalyse: 10,92 vH H; 88,20 vH C.

indizierte Leistung	PS	41,14	33,42	25,65
mittlerer Druck	kg	6,58	5,43	4,18
Umlaufzahl i. d. Min.		173,91	170,70	170,43
Brennstoffverbrauch	kg/st	6,76	5,39	4,01
»	g/PS	164	161	156
aufgewandte Wärme	WE/st	67 200	53 900	41 550
Wärmewert	WE/PS	25 850	21 050	16 130
thermischer Wirkungsgrad	vH	38,5	39,1	38,8
Kühlwasser $t_a - t_e$	°C	25,6	22,3	14,8
Kühlwassermenge	kg/st	541	511	615
Wärmewert des Kühlwassers	WE	13 030	11 680	9080
» in vH der Gesamtwärme		19,8	21,5	21,8
Abgastemperatur	°C	395	298	219
mittlere Abgasanalyse CO ₂	vH	10,67	12,70	
»	O	6,43	3,65	
»	CO ₂ + O	17,10	16,35	
»	CO	0,1	0	
»	N	82,8	83,65	
Luftüberschußzahl		1,42	1,29	
Zeitdauer des Versuchs	Minuten	80	60	60
mittlerer Einblasedruck	kg	48,4	46,7	40,8

3) Versuch mit Tegernseer Rohöl von 3,88 vH Paraffingehalt.

Die vorhergehenden Versuche zeigen, daß die künstliche Beimischung von Paraffin zu Braunkohlenteerölen in keiner Weise einen schädlichen Einfluß ausübt. Es kann nun der Einwand erhoben werden, daß damit noch nichts für die Unschädlichkeit des natürlichen Paraffingehaltes eines Oeles bewiesen ist. Es soll deshalb noch ein Versuch mit Tegernseer Rohöl Erwähnung finden, das in ungereinigtem Zustande in der Maschine Verwendung finden kann, und das 3,88 vH Paraffin enthält, also ebenfalls einen Prozentsatz, der die in der Praxis als zulässig angegebenen Grenzen erheblich überschreitet.

Das Oel wurde während einer Betriebszeit von 42 Stunden verwandt. Die obestehende Zahlentafel gibt die Daten eines kurzen Versuchabschnittes während dieses Betriebes.

Die Verhältnisse an der Maschine waren ganz normal, die Verschmutzung nicht stärker als bei Anwendung von Paraffinöl, Ergebnisse, die nichts Neues sagen, da dieses Oel schon seit Jahren als anstandslos verwendbar gegolten hat.

4) Zusammenfassendes Ergebnis.

Der Paraffingehalt eines Oeles ist in keiner Form schädlich für dessen Verwendung im Dieselmotor, weder bei Braunkohlenteerölen noch bei Rohölen. Im allgemeinen werden Braunkohlenteeröle nur mit ganz geringem Paraffingehalt in der Maschine Verwendung finden, da das Paraffin der wertvollste Bestandteil des Oeles ist und höherprozentige Oele noch eine weitere Destillation wirtschaftlich machen. Praktisch wird also die Grenze des Paraffingehaltes 2 bis 2½ vH nicht übersteigen. Jedenfalls ergibt sich aber aus jahrelanger praktischer Erfahrung, daß Braunkohlenteeröl mit höherem natürlichem Paraffingehalt für den Dieselmotor nicht gut verwendbar ist. Doch dürfte wohl der Beweis erbracht sein, daß in diesem Falle nicht das Paraffin selbst schädlich wirkt, sondern daß der Paraffingehalt nur einen Maßstab für die gleichzeitige Beimengung anderer schädlicher Bestandteile darstellt.

b) Einfluß der Viskosität eines Oeles auf den thermischen Wirkungsgrad.

Bei früheren Versuchen war wiederholt festgestellt worden, daß ein sehr dünnflüssiges amerikanisches Petroleum einen schlechteren Wirkungsgrad ergab, als ein sonst gleichwertiges Paraffinöl mit größerer Viskosität. Das Brennstoffventil bezw. die Zerstäuberplatten waren bei allen Versuchen unverändert geblieben, und darin findet sich wohl die Begründung für diese Erscheinung. Ein sehr dünnflüssiges Oel wird viel leichter durch die feinen Bohrungen der Zerstäuberplatten gedrückt werden als ein dickflüssiges. Durch Veränderung des Einblasedruckes und durch Regulatorstellung wird sich dieser Uebelstand nicht völlig beseitigen lassen, und es ist anzunehmen, daß im ersteren Falle wiederholt eine zu große Oelmenge in den Zylinder eingeblasen, und daß ein Teil davon unverbrannt durch die Abgase mitgerissen wird. Der Einfluß auf den thermischen Wirkungsgrad ist allerdings nur geringfügig, aber, um Aufklärung über den Verbrennungsvorgang im Dieselmotor zu bringen, schien es doch von Wert, diese Frage näher zu untersuchen. Die Schwierigkeit war nur die, die Viskosität allein zu verändern und sonst alle in Betracht kommenden Faktoren unverändert zu belassen. Oele, die sich außer in ihrer Viskosität auch in ihrer chemischen Beschaffenheit wesentlich voneinander unterschieden, konnten nicht in Frage kommen, da sonst eine abweichende Wirkungsweise auch durch ihre verschiedene Zusammensetzung verursacht sein konnte. Es wurden aus diesem Grunde Mischungen von Paraffinöl II mit Weichparaffinmasse gewählt, zwei Oele, die, wie bereits erwähnt, nahezu die gleichen chemischen und physikalischen Eigenschaften besitzen und nur in ihrer Viskosität einigermaßen verschieden sind. Die Werte sind für eine Temperatur von 80° (vergl. auch Seite 23):

Paraffinöl	1,01
Weichparaffin	1,13.

Es wurden folgende Mischungen hergestellt:

1) Paraffinöl 100 vH	Viskosität 1,01,
2) 75 vH Paraffinöl, 25 vH Weichparaffin	» 1,031,
3) 50 » » 50 » »	» 1,070,
4) 25 » » 75 » »	» 1,105,
5) 100 vH Weichparaffin	» 1,130.

Da es sich nur um kleine Abweichungen handeln konnte, mußten die Messungen hierbei mit größter Sorgfalt ausgeführt werden, und es war vor allem darauf zu achten, daß sämtliche Faktoren, besonders Einblasedruck und Umlaufzahl, möglichst unverändert während aller Versuche blieben.

Die Versuche wurden in der Maschinenfabrik Augsburg durchgeführt. Der Betrieb mit jedem einzelnen Oel dauerte rd. 3 Stunden, die Versuche je zweimal 50 Minuten, und zwar wurden hierbei die Brennstoffmessungen als zulässig nur dann angesehen, wenn die Zwischenmessungen, die in Zwischenräumen von je 12½ Minuten gemacht wurden, auf 2 vH übereinstimmten.

Werden nun die thermischen Wirkungsgrade als Abszissen, die Viskositätswerte als Ordinaten aufgetragen, so zeigt die Kurve deutlich, daß einer bestimmten Viskosität der höchste thermische Wirkungsgrad zukommt. Dies gilt natürlich nur für Beibehaltung desselben Zerstäubers für alle Versuche. Andererseits läßt sich durch Aenderung der Zerstäuberplatten je nach der Viskosität des verwendeten Oeles der thermische Wirkungsgrad beeinflussen.

Von Wert ist diese Erkenntnis erst dann, wenn große Viskositätsunterschiede der zu verwendenden Oele in Betracht kommen. In der Praxis wird es sich aber stets nur um geringe Unterschiede handeln, und die Hauptsache

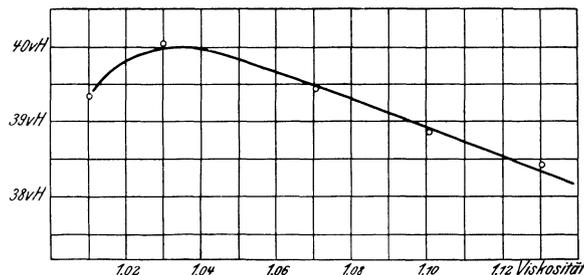


Fig. 2.

wird dann die sein, für einen mittleren Wert der Viskosität den höchsten thermischen Wirkungsgrad durch Versuche zu ermitteln.

Versuche mit Paraffinöl von verschiedener Viskosität.

Heizwerte für Oel 1: 9749, 2: 9787, 3: 9824, 4: 9863, 5: 9901.

Bezeichnung der Oele	1	2	3	4	5
indizierte Leistung N_i	43,08	42,90	43,14	43,60	43,80
mittlerer Druck kg	6,94	6,88	6,93	7,02	7,01
Umlaufzahl n	172,4	173,1	172,8	172,6	173,4
Brennstoffverbrauch i. d. Stunde . . . kg	7,06	6,87	6,99	7,12	7,23
» für 1 PS _i g	163,5	160,0	162	163	165
aufgewandte Wärme i. d. Stunde . . . WE	68800	67200	68600	70300	71600
Wärmewert der N_i WE	27040	26960	27100	27360	27520
thermischer Wärmeegrad vH	39,30	40,02	39,48	38,83	38,40
Kühlwasser $ta-te$ °C	28,7	27,7	28,8	28,8	30,2
Kühlwassermenge i. d. Stunde . . . kg	705	681	649	698	698
Wärmewert des Kühlwassers . . . WE	20250	18900	18720	20070	21080
» in vH der Gesamtwärme . . .	29,4	28,1	27,3	28,6	29,6
Abgastemperatur °C	431	427	438	421	329
mittlere Abgasanalyse CO ₂ vH	nicht ermittelt	8,2	8,6	8,4	nicht ermittelt
» » O »	nicht ermittelt	9,1	8,9	9,7	nicht ermittelt
» » CO ₂ + O »	nicht ermittelt	17,3	17,5	18,1	nicht ermittelt
» » CO »	nicht ermittelt	0	0	0	nicht ermittelt
» » N »	nicht ermittelt	82,7	82,5	81,9	nicht ermittelt
Luftüberschubkoeffizient	nicht ermittelt	1,71	1,69	1,73	nicht ermittelt
Zeitdauer des Versuches Minuten	50	50	50	50	50

C) Versuche mit Steinkohlenteerölen und Mischungen.

Sämtliche in dieser Abteilung angeführten Versuche wurden an der Versuchsmaschine der Maschinenfabrik Augsburg im Oktober und November 1905 ausgeführt. Zur Verfügung standen folgende Oele:

- 1) Anthracenöl der Kokerei Stinnes. Spez. Gewicht 1,0526, Heizwert 8959 WE/kg, Elementaranalyse H: 6,89 vH, C: 89,1 vH.
- 2) Kreosotöl der Kokerei Stinnes. Spez. Gewicht 1,0501, Heizwert 8965 WE/kg, Elementaranalyse H: 6,13 vH, C: 91,2 vH.
- 3) Paraffinöl von bekannter Zusammensetzung.

- 4) Solaröl der A.-G. für Teeröl-Industrie. Spez. Gewicht 0,8495, Heizwert 10105 WE/kg, Elementaranalyse H: 13,30 vH, C: 85,67 vH.
- 5) Gasöl I der A.-G. für Teeröl-Industrie. Spez. Gewicht 0,8547, Heizwert 9756 WE/kg, Elementaranalyse H: 13,60 vH, C: 83,70 vH.
- 6) Gasöl II der A.-G. für Teeröl-Industrie. Spez. Gewicht 0,9003, Heizwert 9916 WE/kg, Elementaranalyse H: 11,24 vH, C: 86,80 vH.

Die beiden Steinkohlenteeröle Anthracen- und Kreosotöl sind im allgemeinen die letzten Fraktionen der Teerdestillation und werden, weil nur mehr in geringem Maße für die Erzeugnisse der Farben-Chemie usw. verwendbar, zu billigem Preise abgegeben. Die Kokerei der Zeche Mathias Stinnes setzte Juli 1905 den Preis auf Mark 25 für 1000 kg fest. Ueber die chemisch-physikalischen Eigenschaften wird in der zweiten Abteilung Eingehenderes gesagt werden.

Die übrigen Oele sind erprobte Brennstoffe und werden ohne Schwierigkeiten im Dieselmotor verwandt.

1) Versuche mit ungemischtem Anthracenöl und Kreosotöl.

Nach rd. zweistündigem Betrieb mit Paraffinöl wurde Anthracenöl in den Brennstoffbehälter gegeben.

Aus früheren Versuchen hatte sich ergeben, daß bei Verwendung von zweierlei Sorten von Oel ohne Unterbrechung des Betriebes (in der Weise, daß von zwei Oelbehältern Leitungen zur Brennstoffpumpe gelegt waren, und daß durch einen Dreiwegehahn von einer zur anderen Leitung umgeschaltet wurde) nach rd. 12 Minuten das zweite Oel völlig unvermischt in die Maschine kam. Nach dieser Zeit war im vorliegenden Falle ein Betrieb überhaupt kaum mehr aufrecht zu erhalten. Die Maschine fing an, heftig zu stoßen, und der Auspuff kam als dichter, schwarzer Rauch, mit Funken vermischt, aus der Leitung.

Dasselbe Ergebnis zeigte sich bei Verwendung von Kreosotöl. Nach ganz kurzer Zeit wäre auch hier die Maschine völlig verschmutzt gewesen, ganz abgesehen von dem völlig unzulässigen Betriebe, der durch die Stöße und Aussetzer des Motors verursacht war.

Es erscheint also ausgeschlossen, diese Oele unvermischt im Dieselmotor zu verwenden, wenigstens nicht in einer Maschine gewöhnlicher Bauart und unter gewöhnlichen Betriebsverhältnissen.

Irgendwelche Beobachtungen wurden bei diesen Versuchen nicht gemacht außer der Feststellung der Unbrauchbarkeit der Oele.

2) Mischungen von 90 vH Paraffinöl + 10 vH Anthracenöl und 85 vH Paraffinöl + 15 vH Anthracenöl¹⁾.

Der Betrieb wurde mit der ersten Mischung im ganzen 9¹/₂ st aufrecht erhalten, ohne daß sich irgendwelche Schwierigkeiten zeigten. Der Verbrauch bewegt sich in normalen Grenzen, der thermische Wirkungsgrad ist kaum schlechter als bei Verwendung von Paraffinöl, der Auspuff ist größtenteils gut, doch manchmal etwas sichtbar und hat dann die Verrußung 2 bis 3 (siehe Seite 4). Die Maschine lief mit diesem Oel auch anstandslos an.

Einen ähnlichen Charakter zeigte der Versuch mit der zweiten Mischung von 85 vH Paraffinöl + 15 vH Anthracenöl. Die Maschine lief damit zwei Tage lang im ganzen 13¹/₃ st. Es wurden dabei zwei Versuchsreihen mit einer Dauer von 190 bzw. 85 min aufgenommen, die nichts Ungewöhnliches aufweisen. Auffallend ist nur die geringe Wärmeabgabe der Maschine an das Kühlwasser, die

¹⁾ Vergl. die Zahlentafeln Seite 17 bis 21.

beim Augsburger Motor im allgemeinen rd. 20 vH der Gesamtwärme beträgt, während sie bei dem Motor der Hochschule Charlottenburg gewöhnlich 28 bis 30 vH und sogar manchmal mehr beträgt.

Nach einem Stillstande von 12¹/₂ st, und zwar bei einer Nachttemperatur von — 3° C, ging der Anlauf nicht glatt von statten, und erst nach mehreren Aussetzern, während deren die Maschine von der Transmission mitgenommen wurde, erfolgten normale Zündungen. Der übrige Betrieb war ohne jede Störung mit Normaldiagrammen und entsprechendem Einblasedruck. Nach einem Stillstande von 2 st 40 min während der Mittagspause lief die Maschine sehr gut an. Am zweiten Tage wurde die Maschine mit Paraffinöl angelassen und verhielt sich dabei nicht besser als mit der Mischung. Unmittelbar darauf wurde umgeschaltet auf die Oelmischung und der Betrieb bei größter und gewöhnlicher Belastung mit verschiedenen Einblasedrücken in gewohnter Weise aufrecht erhalten. Am Nachmittag wurden dieselben Versuche mit Paraffinöl gemacht, um eine Verschiedenheit der Empfindlichkeit gegen Veränderung des Einblasedruckes feststellen zu können. Es ergab sich für Höchstlast als richtiger Einblasedruck

- a) bei der Mischung 48 at, Stöße begannen bei 51 at,
- b) bei Paraffinöl 51,5 », » » 54 » ,

bei gewöhnlicher Belastung waren die entsprechenden Drücke

- a) 47 bzw. 49 at,
- b) 48 » 50 » .

Es muß allerdings bei dieser Mischung von Paraffin- und Anthracenöl der Einblasedruck etwas geringer gehalten werden, als bei Verwendung von Paraffinöl allein, doch ist die Empfindlichkeit gegen eine Veränderung des Druckes nicht erheblich größer als bei gutem Oel allein.

Nach Beendigung dieser Versuche wurden die Ventile gereinigt; die Verschmutzung schien kaum größer als bei gewöhnlichem Betriebe.

3) Mischung von 75 vH Paraffinöl + 25 vH Anthracenöl.

Versuche mit einer Gesamtdauer von 23,5 st.

Das Anlaufen mit diesem Oele ging nur nach kurzen Betriebspausen gut von statten; nach längerem Stillstande war es zum Anlassen nicht verwendbar.

Bei Höchst- und Normallast lief die Maschine bei den entsprechenden Einblasedrücken ganz befriedigend ohne Stöße und ohne Aussetzer. Dagegen ließ sich bei ³/₄ Last der Betrieb schon nicht mehr sicher beherrschen, da die Empfindlichkeit gegen eine Veränderung des Einblasedruckes bereits zu groß war.

Als Eigenart zeigt sich, daß der Einblasedruck niedrig gehalten werden muß, und daß fast durchweg Spätzündungen an den Diagrammen zu beobachten sind, die aber durch eine Versetzung des Brennstoffnockens beseitigt werden können.

Der Auspuff war vielfach sichtbar graublau. Verrußung von Stärke 1 bis 4 und 5.

Die Verschmutzung war wohl etwas stärker als bei Verwendung von Paraffinöl, doch keineswegs sehr erheblich.

4) Mischung von 50 vH Paraffinöl und 50 vH Anthracenöl.

Versuch mit einer Gesamtbetriebszeit von 9¹/₂ st.

Die Maschine lief mit Paraffinöl an und wurde nach 10 min auf die Mischung umgeschaltet. Bei 51 at Einblasedruck und Höchstlast sind die Dia-

gramme sehr gut, doch treten zeitweise Stöße auf. Bei heißerem Abfluß des Kühlwassers hören diese Stöße auf. Der Auspuff ist schwach rufend, grau und unangenehm scharf aromatisch riechend. Verrußung 3 bis 5. Bei Normallast von 35,20 PS läuft die Maschine noch befriedigend, doch ist sehr große Empfindlichkeit gegen eine Veränderung des Einblasedruckes zu beobachten.

Nach zweistündiger Mittagspause ist ein Anlassen mit diesem Oele nicht möglich. Auch darf am Nachmittag selbst bei Höchstlast der Einblasedruck (in Folge »E. D.« abgekürzt) 42 at nicht übersteigen, wenn nicht Stöße auftreten sollen.

Diese Mischung kann nicht mehr als verwendbar bezeichnet werden, da sie nur bei Höchst- und allenfalls Normallast ohne Stöße arbeitet, bei niedrigerer Belastung Aussetzer und heftiges, stoßweises Arbeiten des Motors verursacht.

Die Verschmutzung des Auslaßventiles war nur unbedeutend, doch hatte sich am Zerstäuber eine feste, schwarze Kruste gebildet, welche die Untersuchung als reine Kohle auswies.

5) Mischung von 80 vH Paraffinöl und 20 vH Kreosotöl.

Versuche mit einer Gesamtbetriebszeit von 16 Stunden.

Bei Höchstlast ist der Betrieb anstandlos. Die schlechten thermischen Wirkungsgrade sind wohl nur auf Beobachtungsfehler oder Zufälligkeiten zurückzuführen.

Die Diagramme zeigen etwas Vorzündung, die bei stärkerem Zusatz von Kreosotöl — nur vorübergehend zur Bestimmung dieser Erscheinung — nach und nach verschwindet.

Der Betrieb ist im übrigen ganz normal, das Anlassen der Maschine erfolgt allerdings nicht ganz einwandfrei, der Expansionsdruck kann in größeren Grenzen verändert werden, ohne daß Stöße auftreten, der Auspuff ist gut, Verrußung rd. 2 bis 3.

6) Mischung von 40 vH Paraffinöl + 60 vH Kreosotöl (a). 20 vH Paraffinöl + 80 vH Kreosotöl (b).

Es wurden hier keine Verbrauchsversuche gemacht, sondern es sollten nur die allgemeinen Betriebsverhältnisse beobachtet werden.

Bei beiden Oelen ist der Betrieb mit höchster Belastung anstandlos aufrecht zu erhalten, solange der E. D. nicht zu hoch wird. Die Verrußung ist besonders bei (b) erheblich und erreicht die Werte 9 und 10.

Ein Anlassen der Maschine ist mit den Oelen nicht möglich, auch ist der Betrieb nur zu beherrschen, wenn der Motor vorher mindestens 20 Minuten lang mit Paraffinöl gelaufen und warm geworden war.

Oel (a) arbeitet bei Höchstlast 2 Stunden lang sehr ruhig; Oel (b) arbeitet wohl auch längere Zeit befriedigend, doch kommt es nach Zeiträumen von 30 bis 50 min vor, daß die Maschine »aus dem Takte fällt«, d. h. plötzlich ohne ersichtlichen Grund stark zu stoßen beginnt, und daß dann trotz Zurücksetzung des E. D. der Betrieb nicht mehr möglich ist.

Ergebnis: Beide Oele sind nicht verwendbar, sowohl wegen des unruhigen Betriebes als auch wegen der erheblichen Verschmutzung der Maschine.

7) Mischung von 60 vH Paraffinöl + 40 vH Kreosotöl.

Versuche mit einer Betriebszeit von insgesamt 29 st.

Die Versuche, die nur deshalb längere Zeit ausgedehnt wurden, um die Stärke der Verschmutzung feststellen zu können, bieten an und für sich nichts

Neues. Der Betrieb bei Höchstlast war stets anstandlos, doch mußte die Maschine immer erst durch längeren Betrieb mit Paraffinöl vorgewärmt werden. Die Steinkohlenteeröle verlangen überhaupt größere Wärme im Zylinder, was auch davon ersichtlich ist, daß nach längerer Dauer der Einblasedruck viel höher sein kann, ohne Stöße zu verursachen, daß aber andererseits durch vorübergehendes unzulässiges Erhöhen des E. D., also durch Abkühlung des Verbrennungsraumes, die Empfindlichkeit gegen Veränderung des E. D. vergrößert wird. Die Verrußung zeigt die Stärke 3 bis 5.

Ebenso lief die Maschine bei Normallast in regelmäßiger Weise, doch nahm der Rußgehalt des Auspuffs allmählich etwas zu bis zur Stärke 7.

Versuche mit halber und mit Viertellast wurden nur für ganz kurze Zeit durchgeführt und zeigten bei entsprechendem E. D. normales Verhalten. Unter Viertellast läßt sich der Betrieb nicht mehr durchführen, da der Motor zu stark rußt und da zu viele Aussetzer auftreten.

Im allgemeinen läßt sich sagen, daß sich diese Mischung für Höchst- und Normallast gut eignet, solange eine stärkere Verschmutzung des Motors mit in Kauf genommen werden kann. Zum Anlassen und für geringe Belastungen ist die Mischung nicht brauchbar. Nach Beendigung der Versuche ergab sich, daß das Auslaßventil stark verschmutzt war. Die Zerstäuberdüse wurde während der Betriebspausen zweimal herausgenommen, und jedesmal zeigte sich ein — allerdings schwacher — Ansatz von schwarz gebranntem Oel.

8) Mischungen von Solaröl und Anthracenöl.

Oel 1: 20 vH Solaröl 80 vH Anthracenöl.

Oel 2: 40 » » 60 » »

Oel 3: 50 » » 50 » »

Oel 4: 60 » » 40 » »

Zuerst wurde ein Versuch mit Solaröl allein — einem Abfallprodukt der Petroleumraffinerie — gemacht. Das Solaröl, das ungefähr den gleichen Preis wie Paraffinöl hat, ist als guter Brennstoff für den Dieselmotor bekannt. Der Betrieb damit war auch tadellos und ließ sich bis herab zu Leerlauf sicher beherrschen.

Oel 1: Die Maschine, die vorher mit Paraffinöl sehr gut gelaufen war, gab Stöße und Aussetzer. Der Auspuff war sehr stark rußend — Verrußung 12 — und führte ganze Feuerbüschel mit sich. Der Betrieb wurde bei Höchstlast zwar zwei Stunden durchgeführt, zeigte aber unzulässige Verhältnisse. Diese Mischung ist unbrauchbar.

Oel 2: Die Diagramme sind gut, doch rußt der Auspuff noch ganz erheblich (Verrußung 10). Der Einblasedruck konnte zuerst auf 52 at gehalten werden (bei Höchstlast), doch fing nach rd. 10 min die Maschine an, stark zu stoßen, was eine Herabsetzung des E. D. auf 50 at veranlaßte.

Bei Normallast läuft die Maschine anstandlos, auch ist die Verrußung etwas schwächer (9), während sie bei weiterer Herabsetzung der Belastung wieder bis auf 12 zunimmt; bei Halblast treten starke Stöße und Aussetzer auf. Im Verlauf des Versuches mit normaler Belastung muß der Einblasedruck allmählich von 47 auf 39 at herabgesetzt werden, um Stöße zu vermeiden.

Oel 3: Aehnliche Verhältnisse wie bei 2; vor allem starke Verrußung (9 bis 10). Der Betrieb selbst ist etwas ruhiger und sicherer.

Oel 4 arbeitet hingegen bedeutend besser. Der E. D. kann auf 52 erhöht werden, ohne daß Stöße auftreten, und auch die Verrußung ist bedeutend

geringer (3). Leider kann der Versuch wegen Oelmangels nicht lange ausgedehnt werden, doch scheint diese Mischung wenigstens für höhere Belastung gut brauchbar zu sein.

9) Mischungen von Gasöl I und Anthracenöl.

Oel 1: 50 vH Gasöl 50 vH Anthracenöl.
Oel 2: 65 vH » 35 vH »

Zuerst wurde Gasöl I allein probiert. Es ist dies ein Oel, das als gut verwendbar bekannt ist und das im vorliegenden Falle ebenso anstandlos wie Paraffinöl arbeitete. Das Anlassen ging glatt von statten, der Betrieb war ruhig und sicher bis herab zu Leerlauf. Der E. D. kann ohne Störung auf 55 at erhöht werden. Die Diagramme sind gut, der Auspuff ist kaum sichtbar; Verrußung 2.

Oel 1: Der Betrieb von Gasöl wurde ohne Unterbrechung mit Oel 1 fortgesetzt. Die Maschine arbeitet zunächst ruhig und regelmäßig weiter. Der Auspuff wird graublau sichtbar; Verrußung 6. Allmählig muß der E. D. von 52 auf 49 at herabgesetzt werden, da die Maschine zu stoßen anfängt. Bei einer zweiten Versuchreihe mit Höchstlast wird die Verrußung stärker (7 bis 8); ebenso bei normaler Belastung. Bei geringerer Last treten Stöße und Aussetzer auf.

Das Auslaßventil zeigt sich nicht so stark verrußt, als man nach der Beschaffenheit des Auspuffs hätte annehmen sollen; dagegen ist der Zerstäuber mit einer dicken, schwarzen Kruste überzogen, die sich bei Verbrennung im Platintiegel wiederum als reine Kohle ausweist.

Oel 2 bewährt sich bedeutend besser. Die Empfindlichkeit gegen eine Veränderung des E. D. ist nur gering, die Verrußung hingegen ziemlich stark (4). Auch bei geringerer Belastung arbeitet dieses Oel noch ziemlich befriedigend und gibt, abgesehen von einer etwas stärkeren Verrußung, die sich aber erst nach sehr langem Betrieb störend bemerkbar machen könnte, zu Klagen keinen Anlaß.

10) Mischungen von Gasöl II und Anthracenöl.

Gasöl II, das zuerst unvermischt in der Maschine probiert wurde, verhält sich ebenso wie Gasöl I. Es hat nur größere Viskosität bei Raumtemperatur, und der schwache Rußgehalt, der im Auspuff festzustellen war, dürfte daraufhin bezw. auf den für diese Viskosität ungeeigneten eingebauten Zerstäuber zurückzuführen sein. Im übrigen ist der Betrieb ruhig und sicher, und der E. D. kann von normal 51 at auf 58 at gesteigert werden, ohne daß die Maschine stößt; sie arbeitet nur etwas heftiger. Nach einer Betriebsdauer von $3\frac{1}{2}$ st war irgendwelche Verschmutzung nicht zu bemerken.

Daraufhin wurde ein Versuch mit einer Mischung von 60 vH dieses Gasöles mit 40 vH Anthracenöl durchgeführt. Dieses Oel arbeitet bei Höchstlast recht befriedigend. Der Motor läuft mit 54 at E. D. ruhig, bei 58 at arbeitet die Maschine sehr heftig, aber immer noch ohne Stöße. Die Verrußung ist stärker als bei Paraffinöl und zeigt die Stärke 3 bis 4. Zum Anlassen eignete sich die Mischung selbst nach nur kurzer Betriebspause nicht, da fortwährend Aussetzer auftraten, obwohl die Maschine von der Transmission mitgenommen wurde.

Bei normaler Belastung bleiben die Diagramme ganz gut, aber die Verrußung nimmt etwas zu (4 und 5). Der Betrieb läßt sich bis zu $\frac{1}{3}$ Last sicher beherrschen, und zwar bei einem E. D. von 50 at, ohne daß Stöße auftreten.

Nur die Verschmutzung wird dann bedeutender. Nach einer Betriebszeit von 6¹/₂ st wird das Auslaßventil und der Zerstäuber herausgenommen. Ersteres ist nicht sehr stark, letzteres hingegen erheblich verschmutzt. Wenn auch diese Verschmutzung zum größten Teil auf die ungewöhnliche Betriebsweise — wiederholtes Anlassen, wechselnder E. D. usw. — zurückzuführen ist, so ist doch ersichtlich, daß sie auch bei normalem Betrieb die Grenzen des Zulässigen überschreiten wird.

Nachstehend die mittleren Werte der besprochenen Versuche:

Versuche mit Mischungen von a) 90 vH Paraffinöl + 90 vH Anthracenöl,
b) 85 vH Paraffinöl + 15 vH Anthracenöl.

Heizwerte: a) 9726 WE, b) 9672 WE.

indizierte Leistung N_i	a		b	
	42,98	35,38	42,98	33,27
mittlerer Druck kg	6,73	5,58	6,53	5,15
Umlaufzahl n	177,3	176,1	179,9	181,8
Brennstoffverbrauch i. d. Std. kg	7,23	5,72	7,52	5,59
» für 1 PS _i g	168	161,5	174,5	168
aufgewandte Wärme i. d. Std. WE	70 380	55 650	72 750	54 150
Wärmewert der N_i »	26 970	22 230	22 230	20 880
thermischer Wirkungsgrad vH	38,37	39,96	39,96	38,58
Kühlwasser $t_a - t_e$ °C	26,75	26,8	29,1	30,6
Kühlwassermenge i. d. Std. kg	512	422	462	316
Wärmewert des Kühlwassers WE	13 680	11 300	13 440	9680
» in vH der Gesamtwärme	19,47	20,35	18,45	17,9
Abgastemperatur °C	411	309,8	407	331
mittlere Abgasanalyse CO ₂ vH	8,4	6,8	8,6	4,8
» » O »	2,4 ²	8,5	11,1	15,3
» » CO ₂ + O »	10,8 ²	15,3	19,7	20,1
» » CO »	0,1	0,1	0,1	0,2
» » N »	?	84,6	80,2	79,7
Luftüberschußkoeffizient	?	1,61	2,08	3,53
Zeitdauer des Versuches min	240	80	190	85
mittlerer Einblasedruck kg	49,65	49,9	52,0	47,3

Versuch mit einer Mischung von 75 vH Paraffinöl + 25 vH Anthracenöl.
Heizwert: 9590 WE/kg.

indizierte Leistung N_i	42,33	44,21	37,10	33,10
mittlerer Druck kg	6,68	7,08	5,86	5,25
Umlaufzahl n	176,7	173,2	175,9	175,1
Brennstoffverbrauch i. d. Std. kg	7,25	7,26	6,06	5,19
» für 1 PS _i g	171	165	163	157
aufgewandte Wärme i. d. Std. WE	69 600	69 630	58 180	49 800
Wärmewert der N_i »	26 600	27 780	23 280	20 800
thermischer Wirkungsgrad vH	38,2	39,9	40,1	41,7
Kühlwasser $t_a - t_e$ °C	25,9	25,9	25,9	29,4
Kühlwassermenge i. d. Std. kg	—	539	504	334
Wärmewert des Kühlwassers WE	—	13 960	13 170	9870
» in vH der Gesamtwärme	—	20,2	22,6	19,8
Abgastemperatur °C		403	340,5	297
mittlere Abgasanalyse CO ₂ vH	nicht beobachtet	8,3	6,8	5,9
» » O »		10,1	11,8	12,7
» » CO ₂ + O »		18,4	18,6	18,6
» » CO »		0,05	5,1	0,3
» » N »		81,5	81,3	81,1
Luftüberschußkoeffizient		1,78	2,24	2,36
Zeitdauer des Versuches min	80	150	100	160
mittlerer Einblasedruck kg	50,2	52,7	42 — 48	46 — 52

Versuch mit einer Mischung von 50 vH Paraffinöl + 50 vH Anthracenöl.
Heizwert: 9379 WE.

indizierte Leistung	N_i	42,18	44,94	35,20
mittlerer Druck	kg	6,63	7,08	5,61
Umlaufzahl n		176,8	176,0	174,2
Brennstoffverbrauch i. d. Std.	kg	7,65	8,08	6,10
» für 1 PS _i	g	181	179	173
aufgewandte Wärme i. d. Std.	WE	71 700	75 680	57 180
Wärmewert der N_i	»	26 480	28 210	22 100
thermischer Wirkungsgrad	vH	36,98	37,28	38,67
Kühlwasser $t_a - t_e$	$^{\circ}\text{C}$	28,4	35,3	—
Kühlwassermenge i. d. Std.	kg	504	400	—
Wärmewert des Kühlwassers	WE	14 300	14 120	—
» in vH der Gesamtwärme		19,95	18,4	—
Abgastemperatur	$^{\circ}\text{C}$	439	442	357
mittlere Abgasanalyse CO ₂	vH	9,2	9,6	nicht beobachtet
» » O	»	9,2	8,1	
» » CO ₂ + O	»	18,4	17,7	
» » CO	»	0,05	0,3	
» » N	»	81,5	82,0	
Luftüberschußkoeffizient		1,71	1,59	
Zeitdauer des Versuches	min	90	180	180
mittlerer Einblasedruck	kg	51	51,5	41

Mischung von 80 vH Paraffinöl und 20 vH Kreosotöl.
Heizwert: 9620 WE/kg.

indizierte Leistung	N_i	43,22	43,52	41,98
mittlerer Druck	kg	6,75	6,82	6,51
Umlaufzahl n		177,6	177,9	179,0
Brennstoffverbrauch i. d. Std.	kg	7,01	8,20	8,02
» für 1 PS _i	g	162	189	190,5
aufgewandte Wärme i. d. Std.	WE	67 380	78 760	77 050
Wärmewert der N_i	»	27 135	27 350	26 320
thermischer Wirkungsgrad	vH	40,03	34,70?	34,15?
Kühlwasser $t_a - t_e$	$^{\circ}\text{C}$	—	—	30,3
Kühlwassermenge i. d. Std.	kg	—	—	502
Wärmewert des Kühlwassers	WE	—	—	15 190
» in vH der Gesamtwärme		—	—	19,70
Abgastemperatur	$^{\circ}\text{C}$	399	435	439
mittlere Abgasanalyse CO ₂	vH	8,7	9,1	10,1
» » O	»	8,1	9,5	8,4
» » CO ₂ + O	»	16,8	18,6	18,5
» » CO	»	0	0,1	0,1
» » N	»	33,2	81,3	81,4
Luftüberschußkoeffizient		1,75	1,78	1,64
Zeitdauer des Versuches	min	160	120	150
mittlerer Einblasedruck	kg	52,5	53,71	52,8

Mischung von 60 vH Paraffinöl und 40 vH Kreosotöl.

Heizwert: 9465 WE/kg.

indizierte Leistung	N_i	44,45	43,97	36,40	36,75
mittlerer Druck	kg	6,89	6,85	5,72	5,75
Umlaufzahl n		179,2	178,1	176,0	177,4
Brennstoffverbrauch i. d. Std.	kg	7,83	7,92	6,08	6,37
» für 1 PS _i	g	176,3	180,0	167,0	173,7
aufgewandte Wärme i. d. Std.	WE	74 200	74 900	5758	60 380
Wärmewert der N_i	»	27 880	27 600	22 850	23 050
thermischer Wirkungsgrad	vH	37,6	36,9	39,6	38,20
Kühlwasser $t_a - t_e$	$^{\circ}\text{C}$	30,5	31,2	—	26,3
Kühlwassermenge i. d. Std.	kg	527	498	—	504
Wärmewert des Kühlwassers	WE	16 550	15 580	—	13 230
» in vH der Gesamtwärme		21,6	20,8	—	21,9
Abgastemperatur	$^{\circ}\text{C}$	451	459	360	364
mittlere Abgasanalyse CO ₂	vH	6,6	9,5	—	6,8
» » O	»	12,1	8,9	—	12,2
» » CO ₂ + O	»	18,7	18,5	—	19,0
» » CO	»	0,1	0,2	—	0,2
» » N	»	81,2	81,3	—	80,5
Luftüberschußkoeffizient		1,62	1,70	—	1,62
Zeitdauer des Versuches	min	180	110	70	100
mittlerer Einblasedruck	kg	52,3	51,0	49	50,2

Mischungen von Solaröl und Anthracenöl.

a) Solaröl 100 vH, b) Solaröl 20 vH + Anthracenöl 80 vH,

c) Solaröl 40 vH + Anthracenöl 60 vH.

Heizwert: a) 10105 WE, b) 9181 WE, c) 9460 WE.

		a	b	c	
indizierte Leistung	N_i	42,88	40,40	41,74	34,22
mittlerer Druck	kg	6,61	6,32	6,47	5,27
Umlaufzahl n		179,8	177,8	179,0	180,0
Brennstoffverbrauch i. d. Std.	kg	7,02	8,03	7,82	5,74
» für 1 PS _i	g	163,5	198	187	167
aufgewandte Wärme i. d. Std.	WE	71 400	73 820	73 900	54 230
Wärmewert der N_i	»	26 860	25 360	26 200	21 480
thermischer Wirkungsgrad	vH	37,6	34,3	35,5	39,6
Kühlwasser $t_a - t_e$	$^{\circ}\text{C}$	29,4	39,5	45,2	—
Kühlwassermenge i. d. Std.	kg	532	417	405	—
Wärmewert des Kühlwassers	WE	15 630	16 480	18 280	—
» in vH der Gesamtwärme		21,9	22,3	24,7	—
Abgastemperatur	$^{\circ}\text{C}$	389	nicht beobachtet	459	448
mittlere Abgasanalyse CO ₂	vH	7,45		8,8	8,50
» » O	»	10,05		10,10	9,70
» » CO ₂ + O	»	17,50		18,90	18,30
» » CO	»	0,1		0,3	0,1
» » N	»	82,4		80,8	81,6
Luftüberschußkoeffizient		1,92		2,05	1,81
Zeitdauer des Versuches	min	130	100	75	120
mittlerer Einblasedruck	kg	53	47	52 — 50	47 — 39

Mischungen von Solaröl und Anthracenöl.

a) 50 vH Solaröl + 50 vH Anthracenöl. b) 60 vH Solaröl + 40 vH Anthracenöl.

Heizwert: a) 9533 WE, b) 9680 WE.

	a	b
indizierte Leistung N_i	43,08	42,75
mittlerer Druck kg	6,69	6,61
Umlaufzahl n C	178,6	179,2
Brennstoffverbrauch i. d. Std. . . . kg	8,13	7,86
» für 1 PS _i g	188,5	183,6
aufgewandte Wärme i. d. Std. . . . WE	77 480	76 100
Wärmewert der N_i »	27 080	26 880
thermischer Wirkungsgrad vH	35,05	35,3
Kühlwasser $t_a - t_e$ °C	—	34,7
Kühlwassermenge i. d. Std. kg	—	428
Wärmewert des Kühlwassers WE	—	14 880
» in vH der Gesamtwärme	—	19,6
Abgastemperatur °C	452	456
mittlere Abgasanalyse CO ₂ vH	7,8	9,7
» » O »	9,9	8,4
» » CO ₂ + O »	17,7	18,1
» » CO »	0,2	0,1
» » N »	82,6	81,8
Luftüberschußkoeffizient	1,83	1,63
Zeitdauer des Versuches min	80	60
mittlerer Einblasedruck kg	50	52

Mischungen von Gasöl I und Anthracenöl.

a) Gasöl 100 vH, b) Gasöl 50 vH + Anthracenöl 50 vH,

c) Gasöl 65 vH + Anthracenöl 35 vH.

Heizwert: a) 9756 WE, b) 9357 WE, c) 9480 WE.

	a	b	c	
indizierte Leistung N_i	44,90	42,00	34,02	42,40
mittlerer Druck kg	6,93	6,55	5,32	6,72
Umlaufzahl n	179,4	177,9	177,8	175,6
Brennstoffverbrauch i. d. Std. . . . kg	7,51	7,55	5,81	7,35
» für 1 PS _i g	167,5	179	170	173
aufgewandte Wärme i. d. Std. . . . WE	73 300	70 600	54 350	69 750
Wärmewert der N_i »	28 200	26 380	21 350	26 720
thermischer Wirkungsgrad vH	38,5	37,4	39,3	38,2
Kühlwasser $t_a - t_e$ °C	28,1	31,7	—	26,2
Kühlwassermenge i. d. Std. kg	542	486	—	528
Wärmewert des Kühlwassers WE	15 380	15 730	—	13 800
» in vH der Gesamtwärme	20,7	22,3	—	19,8
Abgastemperatur °C	437	438	357	432
mittlere Abgasanalyse CO ₂ vH	8,3	9,00	nicht beobachtet	9,1
» » O »	9,4	9,30		8,9
» » CO ₂ + O »	17,7	18,3		18,0
» » CO »	0,0	0,2		0,1
» » N »	82,3	81,5		81,9
Luftüberschußkoeffizient	1,74	1,73		1,69
Zeitdauer des Versuches min	100	180	40	120
mittlerer Einblasedruck kg	54	52 — 49	49 — 45	54,5

Mischungen von Gasöl II und Anthracenöl.
a) Gasöl 100 vH, b) Gasöl 60 vH + Anthracenöl 40 vH.
Heizwert: a) 9916 WE, b) 9520 WE.

indizierte Leistung N_i	a		b
	42,57	42,73	35,80
mittlerer Druck kg	6,57	6,68	5,62
Umlaufzahl n	179,8	177,3	176,8
Brennstoffverbrauch i. d. Std. kg	7,08	7,55	5,96
» für 1 PS _i g	166	177	167
aufgewandte Wärme i. d. Std. WE	70 250	71 950	56 700
Wärmewert der N_i »	26 750	26 850	22 480
thermischer Wirkungsgrad vH	38,1	37,3	39,6
Kühlwasser $t_a - t_e$ °C	28,8	33,0	35,5
Kühlwassermenge i. d. Std. kg	463	438	295
Wärmewert des Kühlwassers WE	13 350	14 490	10 450
» in vH der Gesamtwärme	19,0	20,1	18,4
Abgastemperatur °C	416	468	382
mittlere Abgasanalyse CO ₂ vH		10,5	8,0
» » O »		8,7	9,9
» » CO ₂ + O »		19,2	17,9
» » CO »		0,1	0,2
» » N »		80,7	81,9
Luftüberschußkoeffizient		1,68	1,85
Zeitdauer des Versuches min	80	160	80
mittlerer Einblasedruck kg	51	54	51

Zusammenfassendes Ergebnis der betriebstechnischen Versuche mit Teerölen.

Aus den angeführten Versuchen ergibt sich nun folgendes:

Braunkohlenteeröle sind, soweit sie in den Handel kommen, für den Betrieb des Dieselmotors größtenteils gut geeignet. Ihr Paraffingehalt ist ohne Einfluß auf ihre Brauchbarkeit, doch kann er einen Maßstab für den gleichzeitigen Gehalt an anderen schädlichen Stoffen bilden.

Rohe Steinkohlenteeröle, die zu billigem Preise auf dem Markte sind, also ungereinigtes Anthracenöl und Kreosotöl, sind für den Dieselmotor in seiner normalen Ausführungsform nicht verwendbar. Mischungen mit brauchbaren Oelen, d. h. mit Braunkohlenteerölen oder Mineralölen wie Solaröl und Gasöl, sind nur bis zu einem geringen Prozentsatz zulässig, wenn der Betrieb bei wechselnder Belastung störungs- und rußfrei aufrecht erhalten werden soll. In diesem Falle ist ein Zusatz von 25 vH Steinkohlenteeröl die äußerste Grenze. Arbeitet die Maschine aber nur mit normaler und höchster Belastung und darf eine stärkere Verschmutzung mit in Kauf genommen werden, so ist ein Zusatz bis zu 40 vH zulässig. Empfehlenswert ist dieser Zusatz jedoch in keinem Falle, da bei längerer Betriebszeit zweifellos unzulässig starke Verschmutzung auftreten wird.

Die Unbrauchbarkeit der Steinkohlenteeröle ist dadurch bedingt, daß sie ungleichmäßig und unvollständig verbrennen. Ersteres verursacht Stöße, letzteres Rußbildung.

Abteilung II.

Untersuchung der Gründe für das verschiedene Verhalten der Teeröle.

Aufgabe der vorliegenden Untersuchungen soll es sein, die jeweiligen Eigenschaften der Oele zu ermitteln, welche eine Verbrennung im günstigen oder ungünstigen Sinne beeinflussen.

Zu diesem Zwecke schien es von Vorteil, nicht nur die Teeröle miteinander zu vergleichen, sondern auch andere als brauchbar bzw. unbrauchbar erprobte Oele zum Vergleich heranzuziehen, um ein einwandfreieres Urteil zu gewinnen. Von diesen Oelen standen allerdings teilweise nur so geringe Mengen zur Verfügung, daß allein die physikalisch-chemischen Eigenschaften untersucht werden konnten und eine Probe auf ihre Brauchbarkeit in der Maschine vorzunehmen, nicht möglich war. Die Gewähr für die Angabe ihrer Brauchbarkeit muß deshalb den Produzenten dieser Oele überlassen bleiben.

Die durchgeführten Untersuchungen lassen sich in zwei große Gruppen scheiden:

- 1) Ermittlung der allgemeinen physikalisch-chemischen Eigenschaften.
- 2) Besondere Untersuchung des Verhaltens der Oele bei hohem Druck und hoher Temperatur.

A) Die physikalisch-chemischen Eigenschaften der Oele.

In dieser Unterabteilung soll bestimmt werden:

- I. 1) spezifisches Gewicht,
- 2) Heizwert,
- 3) Viskosität,

	Nr.	Bezeichnung der Oele	spez. Gewicht bei 15° C WE/kg	unterer Heizwert	Viskosität bei 80° C	Flamm- punkt °C	Brenn- punkt °C	Elementaranalyse		
								H vH	C vH	H:C
brauchbare Oele	1	Braunkohlenrohöl I . . .	0,908	9 799	1,02	—	—	12,42	85,64	1,74
	2	» II . . .	0,878	9 520	1,03	—	—	11,27	84,38	1,60
	3	Braunkohlengasöl . . .	0,893	9 799	1,09	—	—	11,62	85,71	1,56
	4	Paraffinöl I	0,916	9 732	1,01	98	112	11,53	85,95	1,54
	5	» II	0,926	9 749	1,04	96	111	11,63	85,98	1,55
	6	Weichparaffin	0,894	9 901	1,13	123	142	11,81	85,73	1,58
	7	Petroleumgasöl I	0,855	9 756	1,12	74	107	13,60	83,71	1,95
	8	» II	0,900	9 916	1,34	82	129	11,24	86,80	1,56
	9	liquid fuel	—	—	—	137	152	11,37	85,10	1,60
	10	rumänisches Rohöl	0,858	9 982	1,08	<10	<10	12,31	83,10	1,78
	11	rumänisches Gasöl	0,853	9 896	1,03	66	101	12,22	85,03	1,73
	12	Solaröl	0,849	10 105	1,01	81	106	13,30	85,67	1,86
	13	Tegernseer Rohöl	0,868	9 940	0,98	56	81	11,09	86,95	1,53
	14	Texas-Gasöl	0,892	9 890	—	114	128	12,20	86,40	1,70
	15	gereinigtes Petroleum . . .	0,879	10 610	1,03	57	72	14,20	85,10	2,00
nicht brauchbare Oele	16	Anthracenöl	1,091	8 959	1,12	111	127	6,89	89,10	0,92
	17	Kreosotöl	1,050	8 965	0,96	86	101	6,13	91,20	0,81
	18	Mineralöl Webau	0,977	—	1,05	79	91	9,60	91,00	1,26
	19	Motorenöld. Rütgerswerke	0,887	9 685	0,84	31	36	9,15	89,78	1,22
	20	Rohbenzol	—	9 965	0,82	<10	<10	7,59	90,80	1,00
	21	Teeröl Blaugasfabrik	0,909	9 721	0,87	—	—	7,18	91,07	0,95
	22	Teeröl Pasing	0,984	9 078	0,93	72	87	8,19	90,30	1,08
	23	Teeröl Zeche Lothringen	0,957	8 992	0,85	51	60	7,46	91,15	0,98
	24	Teeröl Erkner A	—	—	—	—	—	7,50	89,56	1,01
	25	» B	—	—	—	—	—	7,75	90,60	1,03
	26	Rohöl Löwenbach	0,922	—	1,52	25	44	—	—	—

- 4) Flammpunkt und Brennpunkt,
- 5) Elementaranalyse,
- 6) Siedeanalyse.

II. Die chemische Konstitution im allgemeinen.

Die Untersuchungsverfahren sollen bei jeder Untersuchung getrennt angegeben werden.

Sämtliche ermittelten Werte sind in vorstender Zahlentafel zusammengefaßt. Zu dieser ist folgendes zu bemerken:

Das spezifische Gewicht wurde durch Wägung im Pyknometer bestimmt, der Heizwert mittels der Mahlerschen Bombe in bekannter Weise ermittelt. Zur Bestimmung der Viskosität wurde das Englersche Viskosimeter verwandt und dabei die Durchflußzeit von 200 ccm Wasser bei 20° C gleich der Einheit gesetzt. Da sich die Viskosität aber mit der Temperatur erheblich ändern kann, so schien es von Wert, sie bei der Temperatur zu bestimmen, bei der das Oel durch die Zerstäuberplatten hindurchgepreßt wird. Diese Temperatur war unmittelbar nicht zu ermitteln, auch nicht durch Thermoelemente, und deshalb wurde folgender Weg eingeschlagen: Ein 12 PS starker Dieselmotor wurde in der Weise vorbereitet, daß es möglich wurde, den Zerstäuber 45 und 42 sk nach Abstellen der Maschine herauszunehmen und in ein Kalorimeter zu bringen. Aus dem Gewicht und der spezifischen Wärme ließ sich dann durch die Temperaturerhöhung des Kalorimeterwassers die Temperatur des Zerstäubers zu 74 und 76° C bestimmen. Diese Temperatur erscheint gering in Anbetracht dessen, daß der Zerstäuber mit seinem unteren Ende in den Verbrennungsraum hineinragt, wird aber verständlich durch die Ueberlegung, daß er beständig durch Wasser oder vor allem durch das hindurchgepreßte kalte Oel und den starken Luftzug sehr kräftig gekühlt wird. Die beiden ermittelten Werte stimmen so gut überein, daß sie als zuverlässig gelten können und daß für die Viskositätsbestimmung unter Berücksichtigung einer geringen Abkühlung während der 42 bzw. 45 sk eine Temperatur von rd. 80° C zugrunde gelegt werden darf.

Das spezifische Gewicht ist nun bei den brauchbaren Oelen im allgemeinen geringer und schwankt zwischen 0,819 und 0,926 bei 15° C; die nicht brauchbaren Oele sind schwerer und schwanken zwischen 0,897 (Motorenöl Rütgerswerke, das nach den Angaben offenbar bei gleichbleibender Belastung bedingt brauchbar ist) und 1,053. Es läßt sich also wohl sagen, daß ein leichteres Oel mit größerer Wahrscheinlichkeit brauchbar ist, als ein solches mit einem spez. Gewicht > 0,93, einen Maßstab für die Verwendbarkeit stellt dies aber durchaus nicht dar.

Von den Heizwerten gilt das Gleiche: sie sind bei den brauchbaren Oelen höher als bei den nicht brauchbaren, doch kann dies nur einen Wahrscheinlichkeitsmaßstab für die Beurteilung eines Oeles geben.

Die Viskositätswerte sind vollkommen unabhängig von der Brauchbarkeit oder Unbrauchbarkeit eines Oeles und lassen nach keiner Richtung hin einen Schluß zu; vorausgesetzt ist dabei natürlich, daß nicht infolge von starker Dickflüssigkeit eine rein mechanische Verstopfung der Rohrleitung eintreten kann.

Die Flammpunkte und Brennpunkte wurden fast durchweg in der Weise bestimmt, daß die Oele im offenen Tiegel im Sandbad erhitzt wurden, und daß nach je 5° C Temperatursteigerung eine nicht ganz erbsengroße Gasflamme der Oeloberfläche genähert wurde. Flammpunkt ist nun bekanntlich

die Temperatur, bei welcher eine augenblickliche Entflammung auftritt, die sofort wieder verlöscht, während beim Brennpunkt die Gasentwicklung bereits so stark ist, daß das einmal entzündete Oel weiterbrennt. Die jeweilig ermittelte Temperatur wurde nach der ungefähren Bestimmung von 5 zu 5° C innerhalb dieser Grenzen noch genauer eingeschränkt, indem das Oel langsam abgekühlt wurde.

So wichtig nun der Flamm- und Brennpunkt für die Verbrennung eines Oeles bei gewöhnlichem Druck und Temperatur ist, so ist er doch, wie aus der Zahlentafel deutlich hervorgeht, ohne Einfluß auf die Verbrennung des Oeles im Dieselmotor. Denn die Flamm- und Brennpunkte der brauchbaren Oele zeigen ebenso wenig annähernd gleichmäßige Werte, wie die der nicht verwendbaren Brennstoffe. Die Temperaturen, bei denen die Oele in der Maschine zur Verbrennung gelangen, liegen eben bereits bedeutend oberhalb des Zündungsbereiches, ganz abgesehen davon, daß auch noch durch die starken Drücke eine zunächst nicht übersehbare Verschiebung dieser Verhältnisse auftritt. Flamm- und Brennpunkt können also ebensowenig als maßgebende Faktoren für die Beurteilung der Brauchbarkeit eines Oeles herangezogen werden, wie spezifische Gewichte, Heizwerte und Viskositätswerte.

Gründe für das verschiedene Verhalten der Oele im Dieselmotor lassen sich also aus diesen Eigenschaften zunächst nicht entnehmen.

Die Elementaranalyse, d. h. die Bestimmung des Wasserstoff- und Kohlenstoffgehaltes, wurde zum Teil in der gewöhnlichen Verbrennungsröhre, zum Teil im Dennstedtschen Apparat (im Institute für Gärungsgewerbe, Berlin), der die katalytische Wirkung von Platinquarz zugunsten einer rascheren Verbrennung benutzt, ausgeführt. Es soll hier bemerkt werden, daß die Verbrennung von Oelen, besonders von leichter flüchtigen, mit größter Vorsicht vorzunehmen ist, da bei nicht ganz langsamer Erwärmung kleine Explosionen auftreten, die Oelteilchen unverbrannt, d. h. nur in Dampfform, mit sich reißen und die ganze Messung illusorisch machen; von Vorteil ist es, eine Lösung, die durch organische Substanzen, in diesem Falle mitgerissenes Oel, gefärbt wird (Palladiumchlorür), am Ende des Apparates aufzustellen, um einigermaßen eine Kontrolle über den einwandfreien Verlauf der Verbrennung zu haben. — Der Vorteil an Zeitersparnis bei Benutzung der Dennstedtschen Verbrennungsröhre gegenüber der gewöhnlichen Anordnung war für die Verbrennung von Oelen nur unwesentlich.

Es ist nun aus der Zahlentafel ohne weiteres ersichtlich, daß der Wasserstoffgehalt einen wichtigen Anhaltspunkt für die Beurteilung der Verwendbarkeit eines Oeles bietet. Noch deutlicher wird dieser Unterschied der brauchbaren und unbrauchbaren Oele, wenn man das Gewichtverhältnis von Wasserstoff zu Kohlenstoff betrachtet. Der geringste Wert dieser Verhältniszahl ist bei den guten Oelen 1,53 gegenüber einem Höchstwerte von 1,26 bei den nicht verwendbaren Oelen. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß die beiden höherwertigen Oele 18 und 19 zwar als nicht brauchbar zu bezeichnen sind, aber immerhin bedeutend besser arbeiten, als die übrigen angeführten Brennstoffe. Unter Zugrundelegung der aus Abteilung I gewonnenen Erkenntnis, daß ein Zusatz von 25 vH Anthracenöl zu Paraffinöl den Gang der Maschine noch nicht allzu störend beeinflusst, läßt sich sagen, daß ein Atomgewichtverhältnis von 1,39 (Mischung von 75 vH Paraffinöl und 25 vH Anthracenöl) ungefähr die Grenze zwischen brauchbaren und unbrauchbaren Oelen darstellt.

Die Elementaranalyse ergibt also einen (rein äußerlichen) Maßstab für die Verwendbarkeit eines Oeles im Dieselmotor. Inwiefern dieser äußere Maßstab mit dem inneren Grund für die Brauchbarkeit zusammenhängt, soll im weiteren Verlaufe bei Besprechung der chemischen Konstitution der Oele erörtert werden.

Siedeanalyse. Die Siedeanalyse gibt an, wie viel Hundertteile eines Oeles bei einer bestimmten Temperatur in Dampfform übergegangen sind. Die Analyse wurde in bekannter Weise gemacht; bemerkenswert ist nur, daß sich für die Verdampfung von Oelen im allgemeinen eine Glasretorte wegen der häufig auftretenden Siedeverzögerungen nicht eignet, und daß an deren Stelle eine Kupferblase verwandt wurde.

Die Verdampfungskurven sind in Fig. 3 zusammengestellt, und zwar die jeweils verwandten Oele in besonderer Abteilung.

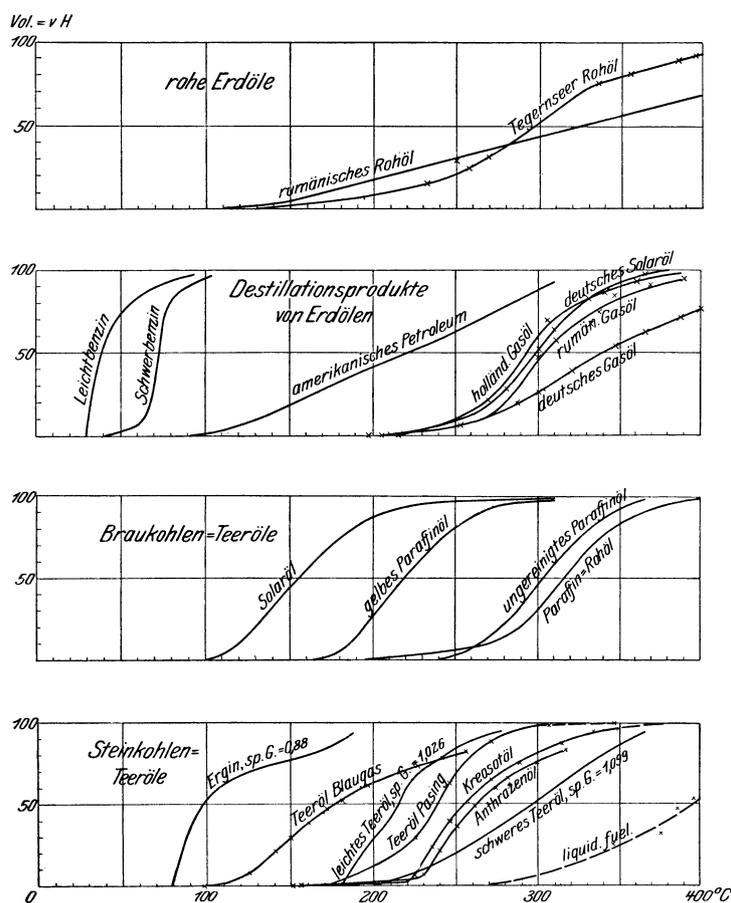


Fig. 3. Verdampfungskurven einiger Treiböle.

Die Oele in den Rubriken »rohe Erdöle«, »Destillationsprodukte von Erdölen« und »Braunkohlenteeröle« sind mehr oder weniger gut verwendbar. Aus den Kurven zeigt sich auch eine gewisse Ueberlegenheit der Braunkohlenteeröle, soweit die Vollständigkeit und Gleichmäßigkeit der Verdampfung in Frage kommt. Sämtliche Oele sind bei den Temperaturen, mit welchen sie in den Zylinder eingeblasen werden, noch völlig flüssig und verdampfen dann leicht und gleichmäßig unterhalb 400°, ohne Rückstände zu hinterlassen. Ihnen am nächsten kommen die als sehr gut verwendbar erprobten ru-

mänischen und holländischen Gasöle, sowie deutsches Solaröl¹⁾. Deutsches Gasöl hingegen hat ebenso wie die rohen Erdöle bei einer Temperatur von 400° noch einen ganz erheblichen Rückstand, der sich bei gewöhnlicher Temperatur als zähe pechartige schwarze Masse erweist. Im Dieselmotor herrscht aber allein schon infolge der Kompression eine Temperatur von 500 bis 600° C, und es liegen Gründe zu der Annahme vor, daß während des Verbrennungsvorganges diese Temperatur auf über 1800°, wahrscheinlich sogar auf 2000° steigen wird. Es wird dabei dieser Rückstand mühelos weiter verbrannt.

Bei Betrachtung der Verdampfungskurven der Steinkohlenteeröle fällt zunächst auf, daß diese Kurven eine unruhigere Form zeigen, daß also die Verdampfung nicht stetig vor sich geht, sondern einzelne Bestandteile bei gewissen Temperaturen rasch und explosiv verdampfen und daraufhin wieder ein Stillstand im Verdampfungsvorgang eintritt. Diese Erkenntnis ergibt sich aber viel klarer und deutlicher bei Beobachtung der Verdampfung selbst im Laboratorium; das Destillat tritt bei langsam und stetig ansteigender Temperatur nur in großen Zeitzwischenräumen tropfenweise aus der Abflußröhre aus, um plötzlich so heftig und stoßweise in größeren Mengen zu kommen, daß die Hitze verringert werden muß, wenn nicht die Gefahr entstehen soll, daß bei der verhältnismäßig kleinen Kupferblase größere Mengen von Oelteilchen unverdampft mitgerissen werden. Die Kurve gibt in diesen Fällen kein genügend deutliches Bild des Vorganges (zur Wiederholung der Versuche und zwecks Ermittlung der Kurve als Funktion von Temperatur, Volumenprozenten und Zeit fehlte das Material), und ich habe deshalb auf den wirklichen Verlauf des Verdampfungsprozesses näher hingewiesen.

Beachtenswert und für spätere Erörterungen im Auge zu behalten ist das Verhalten von liquid fuel. Es ist dies ein Teeröl, das in Schottland aus Cannelkohle und Bogheadschiefer gewonnen wird und im Dieselmotor gut verwendbar ist; damit steht es also im Gegensatz zu allen übrigen Steinkohlenteerölen. Um so auffallender ist diese Brauchbarkeit, da, wie aus der Verdampfungskurve hervorgeht, bei 400° C erst 53 vH des Oeles in Dampfform übergeführt sind und als Rest eine pechartige Masse zurückbleibt. Aber das Oel zeigt während des beobachteten Zustandes der Verdampfung einen ruhigen und verhältnismäßig gleichmäßigen Verlauf, ähnlich wie die Braunkohlenteeröle, und unterscheidet sich auch dadurch in vorteilhafter Weise von den übrigen Steinkohlenteerölen.

Zusammenfassend ist also zu sagen, daß die Verdampfung der brauchbaren Oele, die gleichzeitig in ihrer Zusammensetzung eine größere Gleichmäßigkeit zeigen, im allgemeinen ruhig vor sich geht, während unbrauchbare Brennstoffe als Gemische von verschiedenartigen Zusammensetzungen stoßweise verdampfen. Benzol als einheitlicher Körper macht hiervon begreiflicherweise eine Ausnahme.

Das Verhalten der Oele bei hohem Druck und hoher Temperatur. Um den Bedingungen, bei welchen die Verbrennung im Dieselmotor vor sich geht, möglichst nahe zu kommen, habe ich das Verhalten der Oele bei hohem Druck und hoher Temperatur untersucht. Zuerst wurde der Versuch gemacht, den Verbrennungsvorgang selbst genau und unabhängig von der Maschine zu ermitteln. Die Versuche mißlangen sämtlich infolge der Unmöglichkeit, bei derartig hohen Temperaturen hohen Druck lange Zeit voll-

¹⁾ Den Bezeichnungen Solaröl und Gasöl haftet in Deutschland eine gewisse Willkür an. Es können mit diesen Namen Oele bezeichnet sein, die sich je nach der Art der Verwendung und der Gewinnung in allerdings nicht erheblicher Weise in einzelnen Eigenschaften voneinander unterscheiden.

kommen aufrecht zu erhalten. Doch mag späterhin ihre Wiederholung von Wert und daher die Angabe des Ganges der Untersuchung erwünscht sein. Die Absicht war die, eine geringe Menge Oel mit der nötigen Luftmenge in einem kugelförmigen Raum vollkommen abzudichten und solange zu erhitzen, bis eine Selbstentzündung erfolgte. Die Anordnung war folgende: In eine kugelförmige gußeiserne Bombe von 1 ltr Inhalt wurde eine entsprechende Menge Oel in einem Platintiegel eingeführt. Die Bombe, die vorher auf 100 at luftdicht abgepreßt worden war, wurde geschlossen mittels eines aufgeschliffenen Deckels und mit Klingerit abgedichtet. Es gingen zwei Kupferrohrleitungen von der Bombe aus: die eine zu einem Präzisionsmanometer, die andere zu einem unter Oel stehenden Indikator, der seine Schreibstiftbewegung auf eine Trommel von 250 mm Dmr. übertrug. Diese Trommel wurde durch einen kräftigen Elektromotor in möglichst gleichförmige Bewegung mit einer Umfangsgeschwindigkeit von rd. 3,0 m/sk versetzt. Die Bombe wurde in ein Gefäß mit Salpeter gebracht und bis zu 600° erhitzt. (Salpeter ist bei diesen Temperaturen längst flüssig und hatte hier den Zweck, die Wärme möglichst gleichmäßig zu übertragen.) Das Oel sollte nun in der Bombe verdampfen und sich bei der hohen Temperatur und dem genügenden Luftüberschuß selbst entzünden. Der Indikator sollte die Art und Weise der allmählichen Drucksteigerung und der Verbrennung auf das Papier der Trommel übertragen. Aber es gelang in keinem Falle, die Bombe bei derartig hohen Temperaturen dicht zu halten, und es erfolgte niemals eine Zündung. Es ist anzunehmen, daß sich einerseits die Verschlüsse der Bombe bei der Hitze lockerten, anderseits der Oeldampf durch die gußeiserne Wand diffundierte. Letzterem Uebelstand ist durch Emaillierung abzu- helfen. Es hat auch die Ansicht, daß ein gewisses Verharrungsvermögen den Oeldampf an der Explosion hindert, und daß eine Durcheinanderwirbelung des Dampfes nötig sei, eine gewisse Berechtigung. Doch mißlangen die Versuche auch dann, nachdem es ermöglicht war, durch ein Ventil einen scharfen kurzen Luftstrahl von bestimmtem Luftgewicht in die hoch erhitzte Bombe einzublasen.

Von großem Wert für die Kenntnis des Verbrennungsvorganges war aber dann ein zweites einfacheres Verfahren, mit dem nur bezweckt wurde, den Dampfdruck der Oele bei steigender und fallender Temperatur zu bestimmen. (Die Anregung hierzu verdanke ich Hrn. Oberingenieur Kutzbach der M. A. N., nach dessen Angabe auch die dazu gehörige Bombe angefertigt wurde.) Hier bestand die Bombe aus zwei ineinander gehenden Zylindern, Fig. 4, die vollkommen

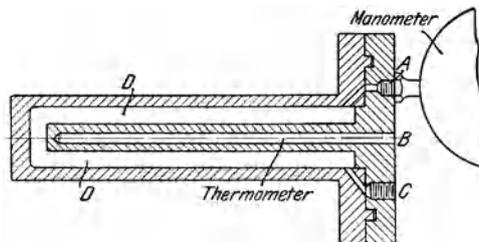


Fig. 4.

dicht abgeschlossen waren. Bei A war ein Manometer angebracht, in der Oeffnung B steckte ein Thermometer, durch C wurde das Oel eingefüllt und dann die Bohrung durch eine Schraube verschlossen. Der Rauminhalt D der Bombe betrug ungefähr 75 cem, die eingebrachte Oelmenge jedesmal 30 cem. Die gefüllte Bombe wurde dann mit 2 großen Bunsenbrennern möglichst gleichmäßig erhitzt und die zu den jeweiligen Temperaturen gehörigen Drücke abgelesen

und in Kurvenform aufgetragen. Die Ergebnisse sind in Fig. 5 zusammengestellt. Die Dampfdruckkurve von Wasser und von Benzol ist aufgenommen, um die Genauigkeit der Bombe, die natürlich nicht sehr groß, aber für den vorliegenden Zweck genügend war, feststellen zu können. Die Regnaultsche Dampfdruckkurve und die Benzolkurve nach Landolt-Börnstein sind dazu eingetragen und lassen deutlich erkennen, daß das Thermometer bei steigender Temperatur zu

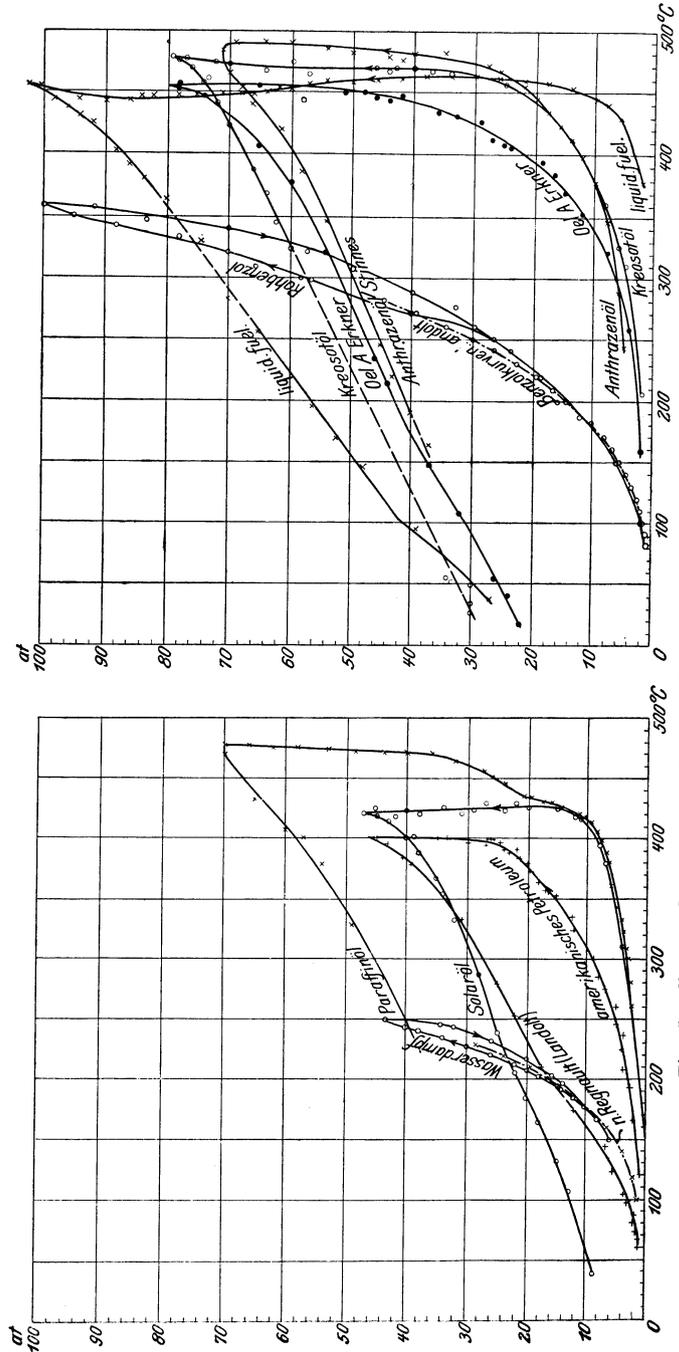


Fig. 5. Kurven des Dampfdruckes und der Oelgasbildung für verschiedene Oele.

niedrig, bei fallender zu hohe Werte anzeigt. Dieser Fehler wäre entsprechend bei den andern Kurven zu berücksichtigen.

Es läßt sich nun durchweg folgende Erscheinung feststellen:

Bei steigender Temperatur nimmt der Druck des betreffenden Gemisches verschiedener Kohlenwasserstoffe bis zu einem gewissen Punkt ziemlich regelmäßig zu; von da an verläuft die Kurve mehr oder weniger senkrecht, d. h. es nimmt bei dauernd fortgesetzter Wärmezufuhr die Temperatur nicht weiter zu, sondern es steigt nur noch der Druck; die zugeführte Wärme wird also zur Zersetzung des Oelgemisches aufgewandt.

Bei liquid fuel und Solaröl ist diese Erscheinung sogar so stark ausgeprägt, daß bei zunehmendem Druck die Temperatur etwas fällt. Der Grund dieses Verhaltens ist entweder in dem oben angegebenen Meßfehler zu suchen oder kann auch der sein, daß eine so starke Dissoziation des entstandenen Gases stattfindet, daß sie mehr als die Gesamtwärmezufuhr von außen für sich verbraucht.

Von großer Wichtigkeit ist nun der Umstand, daß, wie aus den Kurven ersichtlich, bei den brauchbaren Oelen die Oelgasbildung (das Gas, das sich bei der Zersetzung bildet, besteht wohl hauptsächlich aus Wasserstoff und einfachen Kohlenwasserstoffen; vergl. dazu den Aufsatz von Kutzbach, Zeitschrift der Ver. eines deutscher Ingenieure 1907 S. 521 u. f.), d. h. der senkrechte Teil der Kurve, bei erheblich geringerem Druck und im allgemeinen auch bei niedrigerer Temperatur vor sich geht als bei den nicht verwendbaren Oelen. Bei Rohbenzol, dessen Kurve stetiges gleichzeitiges Anwachsen des Druckes und der Temperatur zeigt, findet überhaupt keine Zersetzung bzw. Oelgasbildung, sondern nur eine Verdampfung statt. Teeröl A-Erkner, Kreosotöl und Anthracenöl nähern sich dieser Benzolkurve insofern, als der ansteigende Verlauf längere Zeit ebenfalls nur eine Dampfdruckkurve darstellt. Später aber geht die Oelgasbildung offenbar ganz kräftig vor sich, denn bei einer Abkühlung auf Raumtemperatur herrschten bei diesen Oelen in der Bombe noch Drücke bis zu 30 at, ein Beweis, daß sich ganz erhebliche Mengen Gas gebildet haben.

Außerdem ist besonders bei Anthracen- und Kreosotöl bemerkenswert, daß nach der Zersetzung ein vollkommenes Gas in der Bombe vorhanden ist; denn eine Verlängerung der abnehmenden Kurve bis zu einem Druck 0 at weist deutlich auf die Temperatur von -273° C hin.

Bei den andern Oelen findet bei abnehmendem Druck und sinkender Temperatur eine Rückbildung statt, d. h. das Oel geht wieder teilweise in Dampf- form und von da in den flüssigen Aggregatzustand über, enthält also Gase, die weniger permanent sind als H und einfache Kohlenwasserstoffe¹⁾.

Es läßt sich nun folgendes sagen:

Die Oelgasbildung ist von entscheidendem Einfluß für die Verwendungsfähigkeit eines Oeles im Dieselmotor. Braunkohlenteeröle, Solaröl, Petroleum lassen sich deshalb gut verwenden, weil sich bereits nach verhältnismäßig geringer Wärmezufuhr Gas bildet bzw. Wasserstoff abscheidet, der bekanntlich schon bei 500° C zündet und so die Selbstentzündung der übrigen Moleküle einleitet. Für die Vergasung von Steinkohlenteerölen genügt im allgemeinen die Temperatur im Dieselmotor nicht, und es findet hier nur eine Verdampfung und unvollkommene Verbrennung statt. Von großer Wichtigkeit ist hierbei wieder

¹⁾ Erwünscht und von großem Wert wäre eine Wiederholung mit besseren Hilfsmitteln, die gestatten würden, das Verhalten der Oele als Funktion von Temperatur, Druck und Zeit zu bestimmen; es käme dazu in erster Linie ein elektrischer Ofen (Heräus) in Betracht.

das Verhalten von liquid fuel, das eine völlig andere Kurve zeigt als die übrigen Steinkohlenteeröle, deren Form sich grundsätzlich in nichts von der der Braunkohlenteeröle unterscheidet.

Es erübrigt sich nun noch, einiges über die

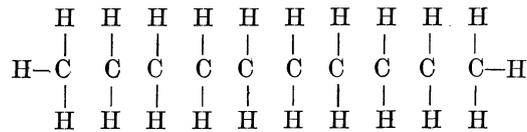
allgemeine chemische Konstitution der Oele

zu sagen.

Die Braunkohlenteeröle gehören größtenteils zur Reihe der wasserstoffreichen Fettkohlenwasserstoffe und stellen ein Gemenge aus zahlreichen Gliedern der Reihen C_nH_{2n+2} , C_nH_{2n} , C_nH_{2n-2} usw. dar. Die Steinkohlenteeröle gehören dagegen vorwiegend zu den wasserstoffärmeren aromatischen Kohlenwasserstoffen.

Es ist nun die Vermutung berechtigt, daß hierin der innere Grund für das verschiedene Verhalten im Dieselmotor zu suchen ist. Denn die Reihe der Fettkohlenwasserstoffe besteht aus kettenförmigen Verbindungen, deren Ketten noch häufig verzweigt sind, die aromatische Reihe dagegen aus in sich abgeschlossenen ringförmigen Verbindungen. Während die ersteren, wie sie in den besprochenen, im Dieselmotor gut verbrennenden Oelen als Hauptbestandteile vorkommen, ein Atomverhältnis von $C:H = 1:1,5$ als unterste Grenze haben, ist dieses Verhältnis bei den aromatischen Steinkohlenteerölen höchstens $1:1,14$ (Toluol). Das Wasserstoffatom ist es aber, das infolge seiner leichten Zündbarkeit die Verbrennung des Kohlenstoffes einleitet.

Außerdem wird man sich vorstellen können, daß der Angriff an einer langen, häufig verzweigten Kette leichter erfolgen kann, daß sich von dieser leichter Atome und Atomgruppen abspalten werden, wodurch die Verbrennung begünstigt wird, als dies bei einem in sich geschlossenen Ring oder zusammengesetzten Ringgruppen, wie Anthracen, Naphthalin usw., möglich ist, da der Ring gewissermaßen erst durch große Hitze gesprengt werden muß. Der Sauerstoff der Luft kann nicht ohne weiteres zu den eingeschlossenen Kohlenstoffatomen des inneren Kernes gelangen, und erst, wenn durch die Verbrennung des äußeren wasserstoffhaltigen Teiles eine große Hitze erzeugt ist, kann der Rest verbrennen, und zwar wahrscheinlich sehr rasch und explosionsartig. Von dieser verschiedenen Molekularkonstitution gibt auch die gewohnte schematische Aufstellung ein klares Bild, und es sei hier irgend ein kompliziertes Molekül der Paraffinreihe, wie sie in Braunkohlenteerölen wohl vorkommen können, z. B. $C_{10}H_{22}$



einer analogen Benzolformation, z. B. $C_{24}H_{18}$, gegenüber gestellt, Fig. 6.

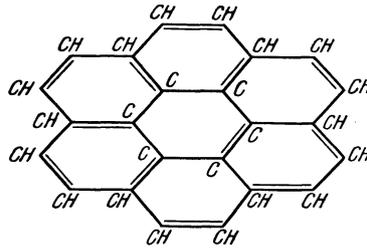


Fig. 6.

Es war weiter oben gesagt worden, daß sich liquid fuel abweichend von den übrigen Steinkohlenteerölen verhalte. Es war zugleich bemerkt, daß dieses

Oel das Erzeugnis einer langsamen Destillation bei niedriger Temperatur von Cannelkohle oder Bogheadschiefer sei. Es ist nun anderseits bekannt, daß der Teer dieser Kohlenarten als sehr schlecht gilt; denn er gibt, wie Lunge-Köhler (Chemie des Steinkohlenteers) schreibt, »neben Paraffinen zwar Toluol und Naphthalin, aber sehr wenig Benzol und Anthracen«. Also an Benzol, dem Haupt- oder vielmehr wertvollsten Bestandteil der andern Steinkohlenteere, ist Boghead- und Cannelteer sehr arm und daher minderwertig für die Teerindustrie; aber nicht minderwertig für den Dieselmotor, denn gerade, was auf der andern Seite als Nachteil gilt: dieser geringe Prozentsatz von Benzol, ist für die Anwendung im Dieselmotor ein Vorteil, und somit bildet dieses liquid fuel ein wertvolles Zwischenglied, das den Beweis endgültig abschließt, daß die Kohlenwasserstoffe der Paraffinreihe gut und gleichmäßig, die der Benzolreihe hingegen schlecht und stoßweise verbrennen.

Wenn oben gesagt worden ist, daß der Wasserstoffgehalt der Elementaranalyse zwar ein äußeres Merkmal, aber nicht unbedingt den inneren Grund der Brauchbarkeit eines Oeles bildet, so wird das nun verständlich; denn so wichtig auch an und für sich der Wasserstoff für die Verbrennung ist, so dürfte doch bei geringem Wasserstoffgehalt die Hauptschuld einer schlechten Verbrennung daran liegen, daß er in diesem Falle vorzugsweise aromatische Kohlenwasserstoffe bildet.

Da sich wohl durchgehend nachweisen läßt, daß Körper wie Kohle, Koks, Holz, Teer um so mehr Hitze zu ihrer Entzündung brauchen, je höherer Temperaturen sie bei ihrer Entstehung bzw. Destillation ausgesetzt waren, ist es von Interesse zu erwähnen, daß Steinkohlenteeröle um so brauchbarer werden, je geringer die Temperatur ist, bei welcher sie überdestillieren. Auch die Form der Retorte, ob liegend oder stehend, spielt hier eine Rolle. Aber jedesmal, wenn eine gewisse Verwendungsfähigkeit für den Dieselmotor erreicht ist, sind die Oele zugleich für die Gewinnung von Benzol, Toluol usw. minderwertig geworden; denn in direktem Verhältnis zur Brauchbarkeit für den Dieselmotor steht dann auch immer gleichzeitig der Gehalt an Kohlenwasserstoffen der Paraffinreihe.

An dieser Stelle sei eine kürzlich erschienene Abhandlung erwähnt: »Ueber die Wertbestimmung von Karburierölen und die Vorgänge bei der Oelvergasung«, von Dr. A. Spiegel, Grube Messel¹⁾. Der Verfasser kommt zu dem Schluß, daß ein Oel für die Oelgasbildung und darum für die heiße Karburierung um so wertvoller wird, je gesättigter die Natur seiner Kohlenwasserstoffe ist, je mehr sich diese dem Charakter der aliphatischen Paraffine nähern, mit andern Worten, je wasserstoffreicher das Oel ist. Dabei stellt er die folgende Zahlenreihe (hier im Auszug wiedergegeben) auf, deren Zahlen einen unmittelbaren Maßstab für die Oelgasbildung liefern.

Anthracenöl roh	—
Kreosotöl	2,5
Benzol	—
ausländisches Erdöldestillat	39,3
Paraffinöl I	39,3
» II	50
amerikanisches Lampenpetroleum	72

Die Steinkohlenteeröle mit ihrem niedrigen Wasserstoffgehalt geben wenig oder gar kein Oelgas, und zugleich mit dem Wachsen der Wertzahlen für die

¹⁾ Schillings Journ. für Gasbel. u. Wasservers. 1907 Nr. 3.

Oelgasbildung ist ersichtlich, daß auch die Oele im Dieselmotor besser verwendbar werden.

Damit ist die Beweiskette für die Wichtigkeit der Oelgasbildung und für den maßgebenden Einfluß des Wasserstoffes bei dem Verbrennungsvorgang im Dieselmotor geschlossen. Es könnte jedoch der Einwand erhoben werden, daß Benzol in andern Motoren gut und anstandslos zur Verwendung kommt, obwohl es überhaupt kein Oelgas bildet. Der Vorgang ist hier aber in den Grundzügen von dem des Dieselmotors verschieden. Das Benzol wird nämlich in Dampfform angesaugt, während des darauffolgenden Maschinenhubes verdichtet und dann, nachdem das Benzoldampf-Luftgemisch auf diese Weise außerordentlich gleichmäßig verteilt ist, die Zündung durch einen kräftigen elektrischen Funken eingeleitet. Es liegen also hier zwei grundlegende Unterschiede gegenüber der Arbeitsweise des Dieselmotors vor. Zuerst handelt es sich um die Verbrennung eines bereits in günstigster Weise vorbereiteten explosibeln Gemisches von Benzoldampf und Luft, während im Dieselmotor das flüssig eingespritzte Benzol in einem außerordentlich viel kürzeren Zeitraume für die Verbrennung vorbereitet, d. h. verdampft und mit Luft gemischt werden muß. Außerdem wird im Falle des Benzolmotors die Verbrennung durch einen kräftigen elektrischen Funken eingeleitet, während sich im Dieselmotor das weit unvollkommenere Gemisch selbst zu entzünden hat. Es ist wahrscheinlich, daß bei der angeführten Arbeitsweise des Benzolmotors überhaupt jedes Steinkohlenteeröl zu verwenden ist.

Sämtliche Untersuchungen und Betrachtungen zusammenfassend, können wir folgende Sätze aufstellen:

1) Braunkohlenteeröle sind im Dieselmotor verwendbar; Steinkohlenteeröle sind nicht ohne weiteres verwendbar.

2) Für die Beurteilung der Brauchbarkeit eines Oeles sind die Werte: spezifisches Gewicht, Viskosität, Flammpunkt, Brennpunkt und Heizwert belanglos.

3) Von grundlegender Bedeutung ist dagegen der Wasserstoffgehalt der Elementaranalyse, woraus sich ein Schluß auf das Vorhandensein gewisser Mengen von Fettkohlenwasserstoffen bzw. aromatischen Kohlenwasserstoffen vermuten läßt.

4) Die Selbstentzündung und Verbrennung erfolgen um so sicherer, je geeigneter das Oel zur Oelgasbildung ist, d. h. je größer die Ausbeute an Oelgas bei verhältnismäßig niedrigem Druck und geringer Temperatur ist. Steinkohlenteeröle bedürfen zur Oelgasbildung einer größeren Wärmezufuhr oder längerer Zeit als Braunkohlenteeröle.

5) Es ist anzunehmen, daß bei allen Flüssigkeitsmotoren überhaupt nur zwei Arbeitsweisen zu unterscheiden sind:

a) die des Gleichdruckmotors (Diesel, Haselwander u. a.), gekennzeichnet dadurch, daß das Oel im Augenblick des Totpunktes eingespritzt und daß die Verbrennung ohne künstliche Zündung sofort durch Oelgasbildung eingeleitet wird;

b) die des Explosionsmotors, bei der, ohne daß eine Oelgasbildung nötig ist, ein Gemisch von Oeldampf und Luft künstlich zur Entzündung gebracht wird.

Abteilung III.

Versuche, die Steinkohlenteeröle verwendbar zu machen.

Nachdem nun durch die vorhergehenden Untersuchungen ein Einblick in die Gründe des verschiedenen Verhaltens der Teeröle gewonnen ist, scheint die gestellte Aufgabe gelöst, und ein eingehender Bericht über die sich anschließenden praktischen Versuche würde aus dem Rahmen der Untersuchung herausfallen. Es sollen deshalb nur in kurzen Worten die Versuchseinrichtungen und die Ergebnisse erwähnt werden.

Mit den beiden letzten Sätzen (4 und 5) des vorhergehenden Abschnittes ist zugleich der Weg vorgeschrieben, der eingeschlagen werden muß, um Anthracen- und Kreosotöl im Dieselmotor stoß- und rückstandfrei zu verwenden. Es ist demnach eine kräftige, wenn auch vielleicht nur örtliche Erwärmung des Kompressionsraumes nötig, oder aber auch eine Annäherung an die Arbeitsweise der Explosionsmotoren.

Als weiterer Weg lag noch der vor, die Verbrennung durch einen Katalysator zu begünstigen. Es ist in der Physik eine bekannte und vielfach verwertete Tatsache, daß Verbrennungsvorgänge durch katalytische Einwirkungen irgend eines Metalles oder eines anorganischen Stoffes (Platin, Platinquarz, Kupferoxyd) erheblich beschleunigt werden und dann gleichmäßiger vor sich gehen, als ohne Gegenwart dieses Stoffes. Auch dieses Prinzip könnte in entsprechender Weise bei Verwendung von Steinkohlenteerölen in Betracht gezogen werden, ohne daß dadurch eine konstruktive Aenderung der Maschine notwendig gemacht worden wäre.

Zur genauen Erprobung dieser erwähnten Einrichtungen war es notwendig, den Verbrennungsvorgang in der Maschine eingehender zu beobachten, als es durch normale Abnahme eines Diagrammes im allgemeinen möglich ist. Es wurde deshalb die »Verbrennungskurve« aufgenommen; diese ist einfach ein sehr in die Länge gezogenes Zeitdiagramm. Verwendet wurde dabei ein gewöhnlicher Indikator, bei dem an Stelle der kleinen Metalltrommel eine Holztrommel von 115 mm Dmr. gesetzt war. Letztere wurde unabhängig von der Bewegung der Maschine durch einen Elektromotor angetrieben, und durch schnellere und langsamere Umdrehung konnte das Diagramm beliebig mehr oder weniger lang ausgezogen werden.

In Fig. 7 sind drei derartige Diagramme zusammengestellt. Nr. 1 und 2 sind an einem gewöhnlichen Dieselmotor ohne irgend welche Veränderung der normalen Arbeitsweise aufgenommen. Das erste davon, entnommen beim Betrieb mit Paraffinöl, zeigt den fast genauen isobaren Verlauf der Verbrennung. Beim zweiten Diagramm lief dieselbe Maschine mit einer Mischung von 50 vH Kreosotöl und 50 vH Paraffinöl. Es ist hier deutlich zu erkennen, daß zunächst eine kurze Vorverbrennung stattfindet und dann erst durch die nun entwickelte starke Hitze eine explosionsartige Hauptverbrennung herbeigeführt wird. Der eigentliche Verlauf der nun folgenden Expansion ist strichpunktiert eingezeichnet. Die über und unter dieser Linie liegenden Schwingungen sind nur durch die Indikatorfeder verursacht.

Das dritte Diagramm zeigt den Verlauf der Verbrennung bei einem Motor, der nach den oben entwickelten Grundsätzen umgeändert ist, und zwar beim Betrieb mit Kreosotöl allein ohne verbessernde Zusätze. Während normaler

Weise die Verbrennungskurve bei Verwendung dieses Oeles überhaupt nicht mehr aufgezeichnet werden konnte infolge der starken Stöße, welche das Indikatorschreibzeug in unzulässige große Schwingungen versetzte, ist hierbei ein sehr guter Verlauf der Verbrennung zu bemerken. Das Steinkohlenteeröl ver-

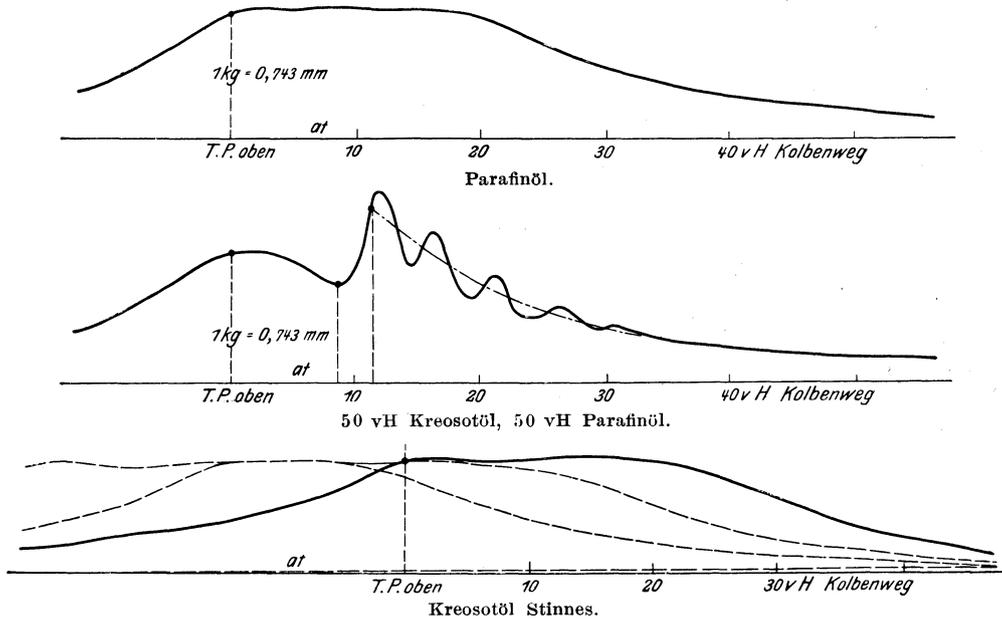
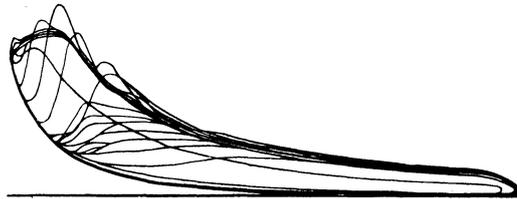
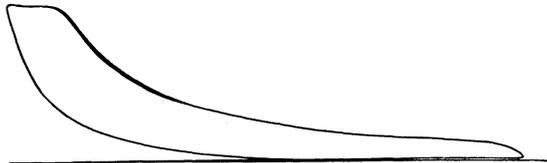


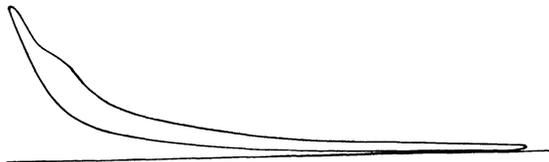
Fig. 7.



66 Amp. 30 Diagramme, Rohbenzol ohne Katalysator. 1 kg = 0,743 mm.



70 Amp. 30 Diagramme, Rohbenzol mit Katalysator. 1 kg = 0,743 mm.



50 Diagramme, Leerlauf, Rohbenzol mit Katalysator. 1 kg = 0,743 mm.

Fig. 8.

brannte bei diesen Versuchen nicht nur stoßfrei, sondern auch ohne Hinterlassung irgend welcher Rückstände.

Nach einer großen Reihe von Vorversuchen, bei welchen die Verbrennung mittels des gekennzeichneten Verfahrens der Diagrammentnahme eingehend beobachtet wurde, war es zuletzt möglich, einen Dieselmotor wochenlang mit Kreosotöl bei wechselnder Belastung auf die elektrische Zentrale arbeiten zu lassen, ohne daß sich an der Maschine selbst irgend welche Mißstände zeigten. Der Brennstoffverbrauch war dabei 219 g/PS_e-st, also die entsprechenden Betriebskosten 0,6 bis 1,0 Pfg. je nach dem Preise des Kreosotöles. Von Interesse war auch die Feststellung, daß Benzol, das sich für den gewöhnlichen Dieselmotor als widerspenstigster Brennstoff ergab, in der ungeänderten Maschine ohne jede Schwierigkeit verbrannte und daß sich damit sogar der Leerlauf des Motors aufrecht erhalten ließ. Die Diagramme Fig. 8 zeigen einerseits den Betrieb eines normalen Dieselmotors bei Vollast, anderseits Vollbelastung und Leerlauf einer Maschine, bei welcher die Wärme einer jeweils vorhergehenden Zündung für die nächstfolgende in möglichst intensiver Weise aufgespeichert wurde.

Doch sollen diese Versuche nur als Laboratoriumsversuche gelten, bei deren weiterem Ausbau noch manche Schwierigkeiten zu überwinden sein werden. Von Interesse ist aber jetzt schon die Ueberlegung, welche Gebiete der Dieselmotor als stets betriebsbereite Maschine von weniger Raumbedürfnis, als irgend ein anderer Motor sich erobern kann, wenn es gelingt, in ihm derartig billige Oele zu verwenden und ihn gleichzeitig nach dem Typus der Großgasmaschinen in größeren Einheiten zu bauen.

An dieser Stelle handelte es sich aber zunächst nur um den Versuch, die grundsätzlichen Fragen, welche die Verwendbarkeit eines Teeröles im Dieselmotor bestimmen, zu klären.

Untersuchungen über den Verbrennungsvorgang in der Gasmaschine.

Von **W. Borth.**

Beim Arbeitsprozeß der Gasmaschine findet die Energiezufuhr bekanntlich in der Weise statt, daß die chemische Energie der Ladung unmittelbar im Kraftzylinder während der Verbrennung in Wärmeenergie umgewandelt wird. Der Arbeitsprozeß der Gasmaschine ist aus diesem Grunde, strenge genommen, kein Kreisprozeß, und die thermodynamische Theorie der Gasmaschine ist hauptsächlich wegen dieses verwickelten chemischen Vorganges bis jetzt noch nicht abgeschlossen. Zur Klärung der Verbrennungsvorgänge explosiver Gasgemische sind von verschiedenen Forschern vorzügliche Versuche angestellt worden; insbesondere ist die Frage nach der Entstehung der Entzündung und ihrer Fortpflanzung verschiedentlich eingehend untersucht worden. Da im folgenden wiederholt die Zündungsvorgänge in Betracht gezogen werden sollen, so seien die hierüber angestellten Untersuchungen zunächst kurz erwähnt.

Die Geschwindigkeit der chemischen Reaktion explosiver Gemische ist bei gewöhnlicher Temperatur so gering, daß scheinbar eine solche überhaupt nicht eintritt. Mit zunehmender Temperatur zeigt sich zuerst eine sehr geringe Zunahme der Reaktionsgeschwindigkeit, bis bei einer für jedes Gasgemisch bestimmten Temperatur die Reaktionsgeschwindigkeit sehr entschieden zu wachsen beginnt. Das graphische Bild der Reaktionsgeschwindigkeit, abhängig von der Temperatur, besteht daher in zwei fast geraden Aesten, von denen der erste nahe der Abscissenachse sehr flach verläuft, während der zweite, mit ziemlich scharfem Knick an den ersten ansetzend, sehr steil ansteigt. Die Temperatur, bei der die Reaktionsgeschwindigkeit plötzlich wächst, nennt man die Entzündungstemperatur. Um ein Gemisch zur Verbrennung zu bringen, ist es also notwendig, es auf seine Entzündungstemperatur zu erwärmen. Zur Einleitung der Verbrennung einer Gemischmenge genügt aber eine Zündung, d. h. eine örtliche Erwärmung des Gemisches auf die Entzündungstemperatur. Zur Ausbreitung der Verbrennung im ganzen Gemisch ist dann noch erforderlich, daß die durch die chemische Reaktion entwickelte Wärme hinreicht, um trotz Wärmeausstrahlung und Fortleitung die benachbarten Teile auf die Entzündungstemperatur zu bringen. Hierdurch wird dann fortschreitend eine Fortpflanzung der Verbrennung im ganzen Gasgemisch eingeleitet. Diese nur durch Wärmeleitung sich vollziehende Fortpflanzung der Verbrennung ist nach Mallard und Le Chatelier¹⁾ das Wesen der gewöhnlichen langsamen Verbrennung, deren Fortpflan-

¹⁾ Annales des mines 1883: Recherches expérimentales et théoriques sur la combustion des mélanges gazeux explosifs.

zungsgeschwindigkeit daher durch das Wärmeleitvermögen und durch die Abhängigkeit der chemischen Reaktionsgeschwindigkeit von der Temperatur bedingt ist. Einen hervorragenden Einfluß auf die Fortpflanzung der Verbrennung übt außerdem eine geringe Bewegung des Gasgemisches aus, da hierdurch die Ausbreitung der Zündung verstärkt, also die Geschwindigkeit der Entzündung vergrößert wird. Als Fortpflanzungsgeschwindigkeit der langsamen Verbrennung für verschiedene ruhende Gasgemische bestimmten die genannten Forscher eine Geschwindigkeit von einigen Metern in der Sekunde, mit welcher sich die Flamme in einem dünnen Rohr fortbewegt.

Gänzlich davon verschieden ist eine zweite Art der Fortpflanzung der Verbrennung, nämlich die der explosiven Verbrennung, die in der Selbstentzündung infolge der durch heftige Kompressionswellen bewirkten Drucksteigerung und der damit einhergehenden Temperaturerhöhung besteht und als sogenannte »Explosionswelle« vor sich geht. Diese Explosionswelle, die eine sehr bedeutende zerstörende Kraft entwickelt, wurde zuerst von Berthelot und Vieille¹⁾ nachgewiesen und die auftretende Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme hierbei auf 1700 bis 2800 m/sk je nach der Gasart bestimmt. Neuere Versuche von Dixon²⁾, die Nernst³⁾ in einem Vortrage über den Verbrennungsvorgang in der Gasmaschine eingehend in den Kreis seiner Betrachtungen zieht, bestätigen die Untersuchungen Berthelots und geben über die Entstehung der Explosionswellen wichtige Aufschlüsse. Nach den Photogrammen, die mittels eines auf einer umlaufenden Trommel gespannten Films aufgenommen sind, ergibt sich aus den Versuchen von Dixon deutlich ein zuerst allmähliches Ansteigen der Fortpflanzungsgeschwindigkeit während der Periode der langsamen Verbrennung, bis nach Durchlaufen eines mehr oder minder langen Weges plötzlich die Explosionswelle einsetzt, deren Entstehung durch verschiedene Ursachen, wie Reflexion von Kompressionswellen, Auftreffen der langsamen Verbrennung auf Hindernisse usw. beschleunigt wird.

Die Entstehung von Explosionswellen in der Gasmaschine kommt wohl infolge der Kürze des Kompressionsraumes selten in Frage. In der Gasmaschine vollzieht sich die Entzündung hauptsächlich nach Art der langsamen Verbrennung, obgleich auch hier im Laufe der Verbrennung, sobald nämlich die mittlere Temperatur des Gemisches die Zündungstemperatur überschritten hat, eine Zündung durch Kompression anzunehmen wäre, die aber infolge gewisser Umstände nicht als Explosionswelle verläuft, sondern nur mit mäßiger Heftigkeit vor sich geht, so daß sich die Verbrennung in der Gasmaschine in ihrem ganzen Verlauf nur mit einer verhältnismäßig geringen Geschwindigkeit vollzieht.

Um einen Anhalt über die Verbrennungsgeschwindigkeit in der Gasmaschine zu erhalten, ist die Zeit der erkennbaren Verbrennung von Leuchtgasgemischen in kurzen Cylindern sowie auch unmittelbar in der Gasmaschine besonders anlässlich des Patentstreits über das Ottosche Verbrennungsverfahren durch zahlreiche Versuche von Slaby, Körting, Clerk, Witz, Schöttler und anderen bestimmt worden, ebenso liegen hierüber die Ergebnisse späterer eingehender Versuche von E. Meyer⁴⁾ vor. In diesen Untersuchungen ist nun zumeist aus der gemessenen Zeit der erkennbaren Verbrennung eine Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung von $w = \frac{s}{t}$ m/sk berechnet worden, wo s die Entfer-

¹⁾ Annales de chim. et phys. 1883. V. série, tome XXVIII, p. 289.

²⁾ Philos. Transactions of the Royal Society. London. Vol 200, 1903, p. 315.

³⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1905 S. 1426.

⁴⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895 S. 987.

nung von der Zündstelle bis zur Kolbenfläche bzw. bis zur entferntesten Wand und t die Zeit der erkennbaren Verbrennung bezeichnet. Diese so gedachte gleichmäßige lineare Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung, die sich zu 1 bis 20 m/sk ergeben hat, gestattet nun zwar eine ungefähre Beurteilung der Heftigkeit der Verbrennung im Vergleich zu der von Berthelot in dünnen Rohren gefundenen Fortpflanzungsgeschwindigkeit; doch muß dabei berücksichtigt werden, daß die Fortpflanzung der Verbrennung in der Gasmaschine unter anderen Verhältnissen vor sich geht, da hier die Entflammung weder linear noch mit gleichbleibender Geschwindigkeit erfolgt. Daß auch beispielsweise schon die Verbrennung nicht plötzlich beendet ist, ließen oft Indikatordiagramme erkennen, deren Expansionskurve in ihrem ersten Verlauf noch auf eine Wärmezufuhr hindeutete, was dazu führte, diese Erscheinung als Nachbrennen, d. i. eine schwächere Verbrennung während der Expansion, zu bezeichnen.

Es läßt sich nun aber meines Erachtens nach die Heftigkeit der Verbrennung in der Gasmaschine in ihrem ganzen Verlaufe statt durch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme am zweckmäßigsten wohl durch die sekundlich entwickelte Wärmemenge bestimmen, die sich aus genauen Spannungs- und Volumen-Zeitdiagrammen für jeden Zeitpunkt der Verbrennung ermitteln läßt. Im ersten Teile der folgenden Untersuchungen ist daher versucht worden, in dieser Weise den Verlauf der Wärmeentwicklung während der Verbrennung in einer Gasmaschine zu verfolgen. Hieran schließen sich dann im zweiten Teile eine Reihe von Untersuchungen an, die über die Ursachen des verschiedenen Verlaufes der Wärmeentwicklung bei jedem Arbeitspunkte sowie über den Einfluß von Mischung und Zündung auf ihren Verlauf Aufschluß geben sollen.

Versuchseinrichtung.

Die Versuche wurden im Maschinenlaboratorium der Kgl. Techn. Hochschule zu Danzig an einer für Leuchtgasbetrieb gebauten liegenden 20PS-Viertaktmaschine von Gebr. Körting angestellt, die durch Riemen eine 220 Volt-Gleichstromdynamo antrieb, deren elektrische Energie in einem Wasserwiderstand verzehrt werden konnte. Eine Ansicht der Gasmaschine gibt Fig. 1. Die Maschine hat das bekannte Körtingsche Mischventil und Drosselregelung, die bei sämtlichen Versuchen durch Abkuppeln des Regulators festgestellt wurde, um gleichmäßige Ladungen zu erhalten. Der Zünder liegt seitlich im Verbrennungsraum, und die Zündung erfolgt für gewöhnlich durch den Abreißfunken eines Bosch-Zündapparates.

Der Durchmesser des Zylinders der Maschine beträgt 260 mm, der Hub 470 mm, der Kolbenhubraum mithin $V_h = 24,95$ ltr. Der Kompressionsraum wurde durch Auffüllen mit Wasser zu $V_c = 4,201$ rd. 4,2 ltr gemessen. Das Kompressionsraumverhältnis beträgt daher

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 6,93.$$

Zur Gasmessung diente eine Meßuhr von Elster-Berlin für 22,5 cbm/st, die auf dem Bilde rechts ersichtlich ist. Die zur Luftmessung benutzte Luftpumpe für 120 cbm/st befindet sich im Kellergeschoß. Zwischen Gasmaschine und Luftpumpe war ein zylindrischer Ausgleichbehälter von rund 1 cbm Inhalt also etwa dem 40fachen Hubraum eingebaut, der oben durch ein Gummituch verschlossen war, das durch eine Zugfeder gespannt gehalten wurde. Eine in die Luftleitung eingebaute einstellbare Drosselklappe gestattete, das Mischungsverhältnis von Luft zu Gas bequem zu verändern.

Da der zeitliche Verlauf der Verbrennungsvorgänge, die sich außerdem nahe dem Totpunkte abspielen, zu ermitteln war, so wurden zum Indizieren die Zeitindikatoreinrichtungen benutzt, die Professor Wagener für das Laboratorium der Hochschule zu Danzig ausgearbeitet hatte. Diese Einrichtungen sind in einer besonderen Abhandlung¹⁾ ausführlich beschrieben und sollen im folgenden daher als bekannt vorausgesetzt werden.

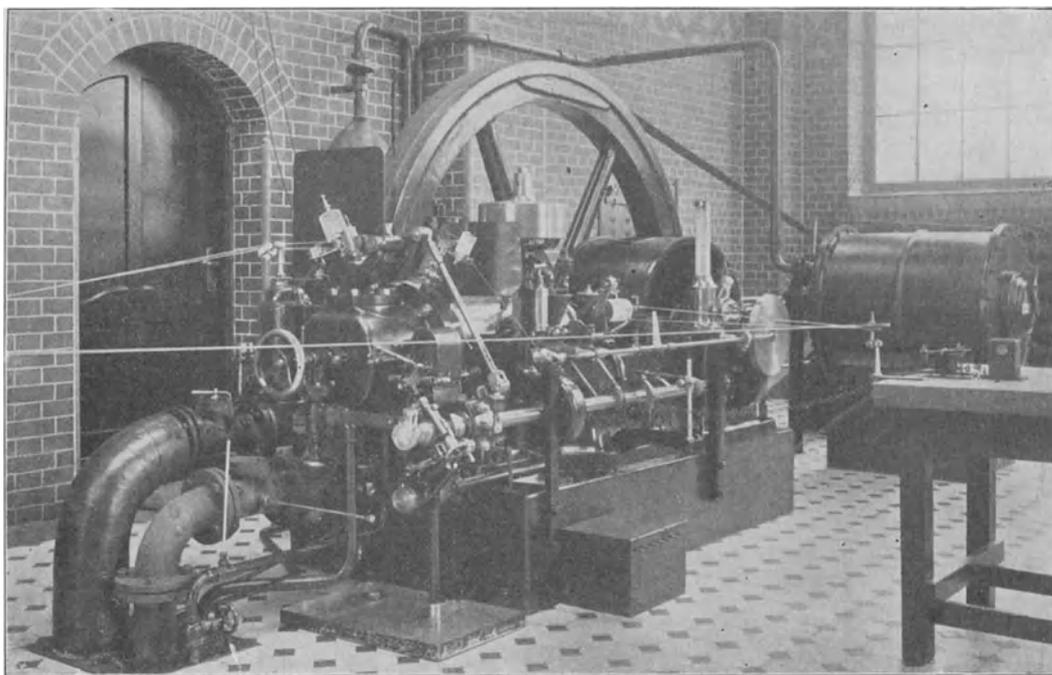


Fig. 1.

Ermittlung der Konstanten der Ladung und der Verbrennungsrückstände.

Zur kalorimetrischen Messung wurden vor den Indizierversuchen die Konstanten der Ladung und der Verbrennungsrückstände bestimmt.

Das spezifische Gewicht des Leuchtgases wurde mittels einer Luxschen Gaswaage durch wiederholte Messung zu $\delta_g = 0,42$, in Bezug auf Luft, festgestellt.

Die Gaskonstante beträgt demnach

$$R_g = \frac{29,27}{0,42} = 69,6.$$

Der Heizwert wurde in einem Junkers-Kalorimeter an einigen Tagen vor sowie nach den Versuchen ermittelt und ergab für den unteren Heizwert im Mittel 5020 WE für 1 cbm bei 760 mm Q.-S. und 0° C, schwankend um + 1,4 und - 1,7 vH.

Zur Ermittlung der Gaskonstanten und der spezifischen Wärme der Verbrennungsrückstände war deren Gehalt an Kohlensäure, Wasserdampf, Sauerstoff und Stickstoff zu ermitteln. Da Geräte zur Analysierung von Leuchtgas nicht zur Verfügung standen, mußte die Zusammensetzung der Abgase mittels Analyse bestimmt werden.

¹⁾ A. Wagener: Indizieren und Auswerten von Kurbelweg- und Zeitdiagrammen. Julius Springer, 1906.

Es wurden deshalb zur Bestimmung des CO₂- und O-Gehaltes Abgasproben am Auspuffrohr entnommen und mittels eines Orsat-Apparates analysiert. Die Analyse gibt natürlich nur den prozentualen CO₂-, O- und N-Gehalt, ohne über den Gehalt an Wasserdampf Aufschluß zu geben, der also besonders bestimmt werden muß. Es wurde daher versucht, den Wassergehalt der Abgase aus dem im Junkers-Kalorimeter gebildeten Kondenswasser zu bestimmen. Hierzu wurde für eine größere Gasmenge das Kondensat gemessen; jedoch war dabei zu berücksichtigen, daß bei der trockenen Luft, die an jenen Tagen herrschte, eine beträchtliche Menge Wasser durch Sättigung der Abgase fortging. Um diese Menge zu bestimmen, waren die in das Kalorimeter eintretenden Luft- und Gasmengen, aus deren Summe sich auch angenähert die abziehende Abgasmenge ergibt, und ferner die Sättigungsgrade von Luft, Gas und Abgasen zu messen. Die Gasmenge wurde an der Gasuhr gemessen und die Luftmenge aus dem Luftüberschußkoeffizienten durch Analysierung der Abgase bestimmt, von denen Proben durch ein Messingrohr aus dem inneren Raume des Kalorimeters entnommen wurden. Der Feuchtigkeitsgehalt wurde durch einen Taupunktspiegel gemessen, und zwar ergab sich für das Leuchtgas, nachdem es die nasse Gasuhr durchströmt hatte, Sättigung mit Wasserdampf, gleichfalls auch für die Abgase, weil diese ja im Kalorimeter keine Kühlung unter die Austrittstemperatur erfahren hatten.

Aus dem Luftüberschußkoeffizienten l läßt sich die Luftmenge L nur feststellen, wenn die zur Verbrennung notwendige Luftmenge L_{\min} bekannt ist. Diese ließ sich aber wiederum leicht aus der Analyse der Abgase der Gasmaschine berechnen, wenn gleichzeitig das Mischungsverhältnis m gemessen wurde. Der Luftüberschußkoeffizient ist bekanntlich, wenn n die Raumprocente Stickstoff und o die Raumprocente Sauerstoff der Analyse bezeichnen,

$$l = \frac{n}{n - \frac{79}{21} o}.$$

Ist dieser daher ermittelt und gleichzeitig ein Mischungsverhältnis $m = \frac{\text{Luftvolumen}}{\text{Gasvolumen}}$ gemessen, so ergibt sich $L_{\min} = \frac{m}{l}$ cbm als die geringste zur vollständigen Verbrennung von 1 cbm Leuchtgas notwendige Luftmenge, beides bei 760 mm Q.-S. und 0° C.

Im Beharrungszustande der Gasmaschine wurde eine Uebereinstimmung der Analysen bis auf 0,2 Raumprozent erreicht, was schließlich die für den Orsat-Apparat mögliche Genauigkeit bedeutet. Diese Uebereinstimmung läßt auf eine gute, wenn auch nicht ohne weiteres auf eine vollkommene Verbrennung schließen. Infolge der angegebenen Genauigkeitsgrenze kann nämlich mit dieser Analyse nicht nachgewiesen werden, ob geringere Gasmengen von weniger als 4 vH unverbrannt mit den Abgasen fortgehen, da in diesem Falle der CO-Gehalt in den Abgasen zur unmittelbaren Bestimmung zu gering wäre und die Abnahme des CO₂-Gehaltes auch nur etwa 0,2 vH betragen würde¹⁾.

Bei der Analysierung der Abgase der Maschine bei 5 verschiedenen Mischungsverhältnissen, die durch Einstellen der Luftdrosselklappe erhalten wurden, ergaben sich als Mittelwerte aus je 5 Einzelmessungen folgende in Zahlentafel I zusammengestellten Werte:

¹⁾ Die Arbeitsverluste durch unvollständige Verbrennung sind von E. Meyer untersucht worden, und die Ergebnisse in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 8 veröffentlicht.

Zahlentafel I.

Nr.	Gas von 0°; 760 mm cbm/st	Luft von 0°; 760 mm cbm/st	m	Analyse				l	L _{min} von 0° 760 mm cbm/st	Bemerkungen
				CO ₂	CO ₂ + O	O	N			
1	4,49	43,7	9,75	5,7	16,0	10,3	84	1,86	5,24	Leerlauf
2	3,93	29,1	7,40	7,55	14,25	6,7	85,75	1,42	5,22	»
3	8,83	53,15	6,02	9,5	12,65	3,15	87,35	1,16	5,19	1/2 Belastung
4	8,77	58,8	6,71	8,1	13,8	5,7	86,2	1,32	5,09	»
5	9,25	72,0	7,78	7,1	14,75	7,65	85,25	1,517	5,13	»

Im Mittel ist hieraus $L_{\min} = 5,18$ cbm.

Die Werte schwanken nur um $\left\{ \begin{array}{l} + 1,1 \text{ vH} \\ - 1,7 \text{ »} \end{array} \right.$, und ergeben also eine befriedigende Uebereinstimmung. Nachdem hierdurch L_{\min} ermittelt, läßt sich auch beim Junkers-Kalorimeter das Mischungsverhältnis m aus der Beziehung $m = l L_{\min}$ durch die Analyse der Abgase bestimmen.

Aus je 5 Analysen bei verschiedenem Luftüberschuß, der durch Aenderung des Gasdruckes am Reglerventil und durch Einstellen der Abzugdrosselklappe des Kalorimeters verändert wurde, ergaben sich nun zur Bestimmung des Wassergehaltes der Abgase folgende in Zahlentafel II zusammengestellte Mittelwerte.

Zahlentafel II.

Nr.	Analyse			l	m	W'	t _i	t _s	w _i	t _g	w _g	t _a	w _a	(m + 1) w _a	(m w _i + w _g)	Δ W	W
	CO ₂	O	N														
1	5,0	11,2	83,8	2,0	10,36	0,958	19,3	0,5	0,00478	18,0	0,0153	16,3	0,01375	0,1562	0,0648	0,091	1,049
2	8,9	4,3	86,8	1,23	6,37	0,988	19,3	0,5	0,00478	18,0	0,0153	16,3	0,01375	0,1012	0,0457	0,056	1,044
3	10,54	1,02	88,44	1,05	5,44	0,985	17,5	3,0	0,00562	17,5	0,0148	14,8	0,01256	0,0809	0,0453	0,036	1,021
4	6,44	9,0	84,56	1,67	8,65	0,966	17,2	2,5	0,00534	17,5	0,0148	15,8	0,01336	0,1288	0,0610	0,068	1,034
5	7,55	7,0	85,48	1,445	7,48	0,988	16,8	2,5	0,00544	17,5	0,0148	14,4	0,01220	0,1030	0,0555	0,048	1,036

Es bezeichnet in dieser Zahlentafel W' das gemessene Kondensat in kg für 1 cbm Gas bei 0° C und 760 mm Q.-S.; t_i , t_g und t_a die Temperaturen von Luft, Gas und Abgasen, t_s , t_g , und t_a , deren durch den Taupunktspiegel festgestellte Sättigungstemperaturen und w_i , w_g und w_a die entsprechenden in 1 cbm enthaltenen Wasserdampfmenngen in kg. Da bei der Verbrennung von 1 cbm Leuchtgas mit m cbm Luft angenähert $(m + 1)$ cbm Abgase entstehen, wenn man von der geringen Volumenverringerung und den geringen Temperatur- und Druckunterschieden hier absieht, so enthalten die hierbei entstandenen Abgase $(m + 1) w_a$ kg Wasserdampf, während die zugeführte Luft $m w_i$ und das Leuchtgas $1 w_g$ kg Wasserdampf enthielten.

Daher ergibt sich für den mit den Abgasen fortgeführten Wasserdampf der Wert $\Delta W = (m + 1) W_a - (m w_i + w_g)$, woraus der bei der Verbrennung von 1 cbm Leuchtgas gebildete Wasserdampf $W = (W' + \Delta W)$ kg Wasser folgt.

Im Mittel ergibt sich hieraus beim Verbrennen von 1 cbm Leuchtgas (0°; 760 mm) $W = 1,037$ kg Wasser.

Ohne Berücksichtigung der in den Abgasen enthaltenen Wassermenge hätte sich bei der trockenen Luft ein Fehler von höchstens 9 vH ergeben. Die Werte dieser letzten Analysen stimmen sehr gut mit den bei den Abgasen der Gasmaschine erhaltenen überein, wenn man beachtet, daß $o = f(k)$ für denselben Brennstoff eine Gerade sein muß, wo o die Raumprocente von O und k die von

CO₂ bei der Analyse bedeuten¹⁾. Auch diese Tatsache spricht dafür, daß die Verbrennung in der Gasmaschine recht gut war.

Nun läßt sich ferner aus den Abgasanalysen an der Gasmaschine die CO₂-Menge bestimmen, indem man die Raumprocente der Analyse in Gewichtprocente umrechnet und berücksichtigt, daß die Analyse sich auf $G' = [(m + 0,42) 1,293 - W]$ kg bezieht. Daher ergibt sich also für CO₂

$$G_k = k_g [(m + 0,42) 1,293 - 1,037] \text{ kg CO}_2,$$

wo k_g die Gewichtprocente CO₂ der Analyse bezeichnet. In Zahlentafel III sind für die 5 Mischungsverhältnisse aus Tafel I die bei der Verbrennung von 1 cbm Leuchtgas sich bildende CO₂-Mengen berechnet.

Zahlentafel III.

Nr.	A n a l y s e						m	G'	G_k
	Raumprocente			Gewichtprocente					
	CO ₂	O	N	CO ₂	O	N			
1	5,7	10,3	84,0	8,66	10,34	81,00	9,75	12,133	1,049
2	7,55	6,7	85,75	10,87	7,29	81,84	7,40	9,073	0,986
3	9,5	3,15	87,35	14,12	3,38	82,50	6,02	7,313	1,032
4	8,1	5,7	86,2	12,09	6,15	81,76	6,71	8,183	0,991
5	7,1	7,65	85,25	10,64	8,29	81,07	7,78	9,563	1,017

Als Mittelwert ergibt sich $G_k = 1,015$ kg CO₂.

Die Verbrennungsrückstände enthalten nun bei einem Mischungsverhältnis m

$$G_w = 1,037 \text{ kg H}_2\text{O},$$

$$G_k = 1,015 \text{ kg CO}_2,$$

$$G_n = 5,18 \cdot 1,293 \cdot 0,768 = 5,143 \text{ kg N}$$

$$\text{und } G_l = (m - 5,18) \cdot 1,293 \text{ kg Luft.}$$

Für die spezifische Wärme der Abgase ist ihre Veränderlichkeit mit der Temperatur nach den Werten von Mallard und Le Chatelier angenommen. Nach neueren Versuchen von Langen²⁾ über die Verbrennung von Wasserstoff und Kohlenoxyd in geschlossenen Gefäßen zu schließen, scheinen allerdings die Werte von Mallard und Le Chatelier etwas zu groß zu sein, dagegen findet Häußler³⁾ bei der Untersuchung explosiver Leuchtgasluftgemische die Mallardschen Werte für Temperaturen unter 1800° als noch zu klein. Auch die Ergebnisse anderer Messungen hierüber widersprechen sich teilweise, so daß, solange noch weitere Untersuchungen fehlen, den Mallardschen Werten eine größere Wahrscheinlichkeit wohl noch nicht abgesprochen werden kann. Darum sind sie der folgenden Untersuchung zu Grunde gelegt. Mit diesen Werten ergibt sich

$$\begin{aligned} \Sigma G c_v &= 1,037 (0,2123 + 0,000364 T) \\ &+ 1,015 (0,0967 + 0,000167 T) \\ &+ 5,143 (0,1587 + 0,000043 T) \\ &+ (m - 5,18) 1,293 (0,155 + 0,000042 T) \end{aligned}$$

also

$$\Sigma G c_v = 1,134 + 0,000768 T + (m - 5,18) (0,2005 + 0,0000543 T).$$

Ferner ist

$$\Sigma G = (m + 0,42) 1,293,$$

¹⁾ Zeitschrift des Bayrischen Revisionsvereins 1907 S. 17. Aufsatz des Verfassers: »Ueber Rauchgasanalyse«.

²⁾ Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 8.

³⁾ Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 25.

daher ist

$$c_v = \frac{\sum G c_v}{\sum G} = \frac{(0,2005 m + 0,096) + (0,0000543 m + 0,000487) T}{1,293 (m + 0,42)}$$

Hieraus berechnen sich für verschiedene Mischungsverhältnisse m , wenn man $c_v = c + \alpha T$ setzt, Werte für c und α , die in Zahlentafel IV zusammengestellt

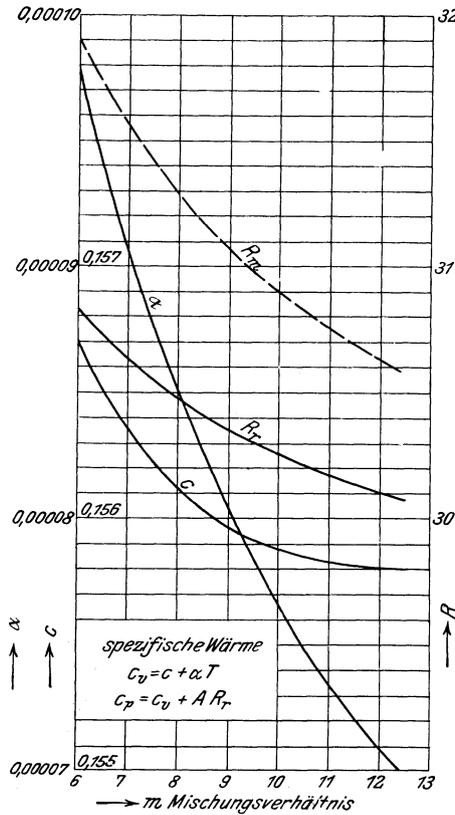


Fig. 2.

und zur bequemen Interpolation graphisch in einer Kurve in Fig. 2 aufgetragen sind. In dieser Kurventafel ist ferner noch die Gaskonstante der Mischung $R_m = \frac{(m + 1) 29,27}{m + 0,42}$ und die der Rückstände $R_r = \frac{\sum G R}{\sum G}$ abhängig vom Mischungsverhältnis eingezeichnet.

Zahlentafel IV.

m	c	α	R_m	R_r
6	0,1567	0,0000980	31,90	30,83
7	0,1564	0,0000904	31,55	30,63
8	0,1560	0,0000845	31,28	30,48
9	0,1559	0,0000807	31,07	30,36
10	0,1558	0,0000765	30,90	30,26
11	0,1558	0,0000735	30,75	30,17
12	0,1558	0,0000709	30,64	30,11

Bestimmung der Konstanten des Indikators.

Um möglichst genaue Druckdiagramme zu erhalten, sollte die Beschleunigung, Dämpfung und Reibung des Indikatortriebwerkes so weit wie möglich

berücksichtigt werden. Unter der Annahme eines gleichbleibenden Reibungswiderstandes und einer der Geschwindigkeit proportionalen Dämpfung ist, wenn c die Federkonstante, s den Indikatorkolbenweg, w den Reibungswiderstand, ε den Dämpfungsfaktor und m die auf den Kolben bezogene schwingende Indikatormasse bezeichnet, der auf den Indikatorkolben ausgeübte Druck

$$P = c s \pm w + \varepsilon \frac{d s}{d t} + m \frac{d^2 s}{d t^2}.$$

Aus dem indizierten Druck-Zeitdiagramm ist s durch das Schreibhebelübersetzungsverhältnis, das hier 1:6 war, gegeben, die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Indikatorkolbens durch graphische Differentiation zu ermitteln. Der auf den Indikatorkolben wirkende Druck der Gase läßt sich also finden, sobald die Konstanten c , w , ε und m ermittelt sind.

Zum Indizieren des Druckes wurde ein großer Gebläse-Indikator von Dreyer, Rosenkranz & Droop Nr. 6649 verwendet, welcher 10 mm-Kolben besitzt und für Zeitdiagramme eingerichtet war. Es wurde eine für 20 mm-Kolben 8 mm = 1 kg/qcm ergebende Feder benutzt, welche vor dem Versuche durch eine Oelpresse geeicht wurde. Der Indikatorkolbendurchmesser war kalt gemessen 9,985 mm, und die Federkonstante ergab sich zu

$$c = \frac{K}{s} = \frac{\frac{d^2 \pi}{4} p}{s} = 2380 \frac{\text{kg}}{\text{m}}.$$

Die Ermittlung von w ergab im Ruhezustande 0,1 mm Schreibstiftweg, also eine Reibung von rd. 0,04 kg oder rd. 0,051 kg/qcm, bezogen auf den 10 mm-Kolben.

Zur Bestimmung der auf den Kolben bezogenen Masse des Schreibzeuges wurde das von Professor Wagener in oben erwähnter Schrift angegebene Schwingungsverfahren unter Berücksichtigung der Dämpfung angewandt. Ist im Schwingungsdiagramm die Schwingungszeit t_s , so ist $m = \frac{c t_s^2}{4 (\pi^2 + [\ln \delta]^2)}$, wo c wieder die Federkonstante bezeichnet, und

$$\delta = \frac{s_1}{\sigma_1} = \frac{s_2}{\sigma_2} = \dots = \frac{\Sigma_1 - \Sigma_2}{\Sigma_2 - \Sigma_3} = \frac{\Sigma_2 - \Sigma_3}{\Sigma_3 - \Sigma_4} = \dots$$

ist. Es bezeichnet im letzten Ausdruck Σ die Summe zweier aufeinander folgenden positiven und negativen größten Ausschläge.

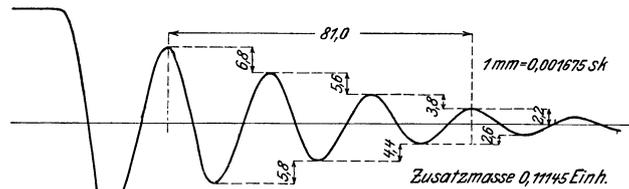


Fig. 3.

Zur Vergrößerung der Schwingungszeit und der Anzahl der Schwingungen wurde die schwingende Masse durch genau gewogene Zusatzgewichte vergrößert. Ist die Masse der Zusatzgewichte + Masse des Kolbens und der Kolbenstange M , die reduzierte Masse des Schreibzeuges M' , so ist

$$M + M' = m = \frac{c t_s^2}{4 (\pi^2 + [\ln \delta]^2)}.$$

Fig. 3 zeigt ein solches Schwingungsdiagramm, und zwar für die größte Zusatzmasse.

Nach diesem Verfahren wurde mit 6 verschiedenen Zusatzgewichten die Summe $M + M'$ ermittelt, und es ergaben sich aus den Schwingungsdiagrammen folgende in Zahlentafel V zusammengestellte Werte.

Zahlentafel V.

Nr.	M	t_s	δ	$\ln \delta$	$M + M'$	M'
1	0,11145	0,0452	1,23	0,207	0,1237	0,01225
2	0,09189	0,0418	1,28	0,247	0,1047	0,01281
3	0,07233	0,0376	1,31	0,270	0,0846	0,01227
4	0,05277	0,0333	1,43	0,357	0,0656	0,01283
5	0,03321	0,0280	1,63	0,488	0,04605	0,01284
6	0,01365	0,0209	1,95	0,667	0,02594	0,01229

Hiernach ist im Mittel $M' = 0,01255$, jedoch betragen die Abweichungen noch $\pm 2,3$ vH.

Damit beim Indizieren der zwar geringe Fehler in der Bestimmung der reduzierten Masse mehr zurücktritt, wurde auch hierbei eine Zusatzmasse verwendet, die sich in dem großen Gebläse-Indikator bequem im oberen 40 mm Dmr. betragenden Zylinderteile, die Feder frei umgebend, unterbringen ließ, wie Fig. 4 erkennen läßt. Außerdem war hierdurch beabsichtigt, besser zum Differenzieren geeignete Diagramme und vor allem Schwingungen in den Diagrammen zu erhalten.

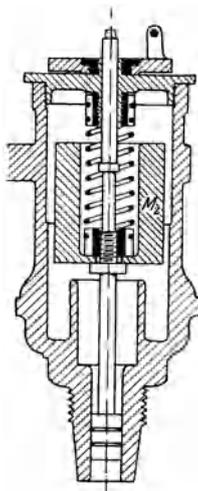


Fig. 4.

Die Zusatzmasse betrug beim Indizieren $\frac{0,250}{9,81} = 0,02548$ Einheiten. Das Gewicht des 10 mm-Indikatorkolbens betrug $0,02645$ kg, seine Masse $0,0027$ Einheiten, somit die gesamte auf den Kolben bezogene schwingende Indikatormasse $m = 0,04073$ Einheiten.

Der Dämpfungsfaktor ε sollte unmittelbar beim Versuch an der Gasmaschine ermittelt werden, da die Dämpfung bekanntlich von dem jeweiligen Zustande des Indikators, d. h. von Schmierung, Temperatur, Neigung der Lage, Beschaffenheit der Zylinderfläche usw. abhängt. Es wurden daher vor dem eigentlichen Versuche zu diesem Zweck eine Reihe von pt -Diagrammen geschrieben, während die Maschine mit starker Mischung arbeitete, um schnellere Verbrennung und daraus sich ergebend lebhaftere Druckzunahme, also kräftige

Indikatorschwingungen zu erhalten. In diesen Diagrammen wurde die Linie des Gasdruckes durch Zeichnen der beiden berührenden Kurven und Halbieren der Abstände beider erhalten, und die Höchstpunkte der über dieser Druckkurve gelagerten Schwingungskurve durch Zeichnen von Sehnen in der Nähe der Höchstpunkte parallel zur Druckkurve und Halbierung der Sehnen gefunden. Sind die Abstände dieser Höchstpunkte von der Druckkurve x_1, x_2, x_3 usw., so sind diese Beträge noch um den Reibungswiderstand, linear $w = 0,1$ mm, zu vermehren bzw. zu vermindern, um die Höchstpunktordinaten der einfach gedämpften Schwingung zu erhalten, aus denen sich dann

$$\delta = \frac{s_1}{\sigma_1} = \frac{s_2}{\sigma_2} = \dots = \frac{x_1 - w}{x_2 + w} = \frac{x_2 - w}{x_3 + w} = \dots$$

und hieraus der Dämpfungsfaktor

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{4 \cdot c \cdot m}{\left(\frac{\pi}{\ln \delta}\right)^2 + 1}}$$

berechnen läßt.

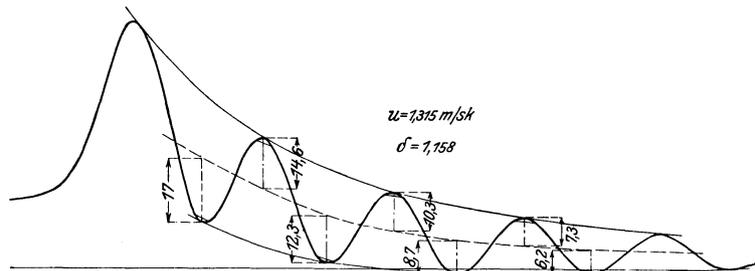


Fig. 5.

Aus 10 in dieser Weise ausgewerteten Diagrammen, von denen eines in Fig. 5 wiedergegeben ist, ergeben sich als Mittelwert für

$$\delta = 1,155$$

und daraus

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{4 \cdot 2380 \cdot 0,04073}{\left(\frac{\pi}{\ln 1,155}\right)^2 + 1}}$$

also

$$\varepsilon = \text{rd. } 0,9.$$

Indizierung von Druck- und Volumen-Zeitdiagrammen.

Bei den Versuchen wurde gleichzeitig mit 3 Indikatoren gearbeitet, wie aus Fig. 1 zu erkennen ist. Es wurde erstens der Druck mit dem oben untersuchten Indikator indiziert, und zwar wurde die Papiertrommel durch einen elektrisch betriebenen Motor für annähernd gleichmäßige Drehung angetrieben, der auf der Photographie nicht ersichtlich ist, da er sich weiter links von der Maschine befand. Auf dem Diagrammblatt wurden von einem elektromagnetischen Schreibzeuge Totpunktmarken, betätigt durch einen Totpunktkontakt auf der Steuerwelle, und Zeitmarken zur Bestimmung der Papiergeschwindigkeit, aufgegeben von einem Zeitmarken-Stromsender, geschrieben. Aus der gemessenen Schwingungszahl des letzteren läßt sich die Papiergeschwindigkeit bestimmen, die auch noch zur Kontrolle aus der Umlaufzahl der Papiertrommel durch Messung mittels eines Handtachometers berechnet wurde.

Da eine gleichmäßige Drehung der Welle der Gasmaschine im Zündungstotpunkte, wo der Tangentialdruck seine Richtung ändert, nicht ohne weiteres anzunehmen ist, außerdem für diesen Punkt im Augenblick des Indizierens die Winkelgeschwindigkeit der Maschine nicht leicht zu messen ist, so wurde der Kolbenweg unmittelbar durch einen Ventilerhebungs-Indikator von Schäffer & Budenberg indiziert, dessen Schreibzeug von einem dem Schubstangenverhältnis der Gasmaschine entsprechenden Kurbelgetriebe bewegt wurde, das zum Indikatorantrieb für $p v$ -Diagramme diente. Die Papiertrommel wurde durch denselben Motor mittels eines Schnurscheibenvorgeleges angetrieben, und es wurde wieder die Umlaufzahl der Trommel gemessen. Außerdem wurden Zeitmarken zur Bestimmung der Papiergeschwindigkeit und ferner eine Zündpunktmarke geschrieben, die von einem mit dem äußeren Hebel des Zünders verbundenen Kontakt aufgegeben wurde. Schließlich wurden noch mit einem kleinen Indikator von Rosenkranz mit 10 mm-Kolben und $1,75 \text{ mm} = 1 \text{ kg/qcm}$ Federmaßstab gewöhnliche $p v$ -Diagramme genommen, die zum Vergleich und zur Gewinnung einer größeren Uebersicht bei der Auswahl der zur Auswertung geeigneten Diagramme dienen sollten.

Beim Versuch wurden ferner Gas und Luft, elektrische Leistung, Umlaufzahl und Abgastemperatur gemessen. Zur Messung dieser letzten diente ein hochgradiges Quecksilberthermometer, das im Auspuffrohr nahe hinter dem Auspuffventil angebracht war; die Fadenberichtigung wurde hierbei berücksichtigt.

Es wurden zwei Versuche A und B für verschiedene Mischungsverhältnisse von Luft zu Gas zum Vergleich des Verlaufes der Wärmezufuhr ausgeführt. Aus jeder Versuchsreihe ist ein mittleres Diagramm ausgewählt und im weiteren ausgewertet. Die bei den Versuchen gemessenen und zur weiteren Auswertung berechneten Werte sind in Zahlentafel VI zusammengestellt.

Zahlentafel VI.

Nr.		A	B
1	Barometerstand mm Q.-S.	774,4	771,8
2	elektrische Leistung KW	11,1	10,5
3	indizierte Leistung PS _i	25,2	23,9
4	Gasverbrauch in 1 Stunde (0°; 760 mm) . cbm	10,1	9,69
5	Luftverbrauch in 1 Stunde (0°; 760 mm) . »	80,1	93,7
6	Mischungsverhältnis m	7,935	9,67
7	Umlaufzahl in 1 Minute n	189,3	189,1
8	Abgastemperatur (berichtigt) °C	433	417
9	unterer Heizwert des Gases (0°; 760 mm) WE/cbm	5020	5020
10	Gas für 1 Spiel ltr	1,78	1,71
11	Luft für 1 Spiel »	14,10	16,53
12	zugeführte Wärme für 1 Spiel WE	8,93	8,58
13	positive indizierte Arbeit für 1 Spiel . mkg	1320	1250
14	Gewicht des Gases für 1 Spiel G_g . . . kg	0,000968	0,000928
15	» der Luft für 1 Spiel G_l . . . »	0,018250	0,021380
16	» » Rückstände für 1 Spiel G_r . . »	0,002047	0,002087
17	» » Ladung für 1 Spiel G_L . . . »	0,021265	0,024395
18	Gaskonstante der Gas-Luftmischung R_m .	31,30	30,95
19	» » Rückstände R_r	30,50	30,30
20	» » Ladung R_L	31,22	30,90
21	Schwingungsdauer des Zeitmarken-Stromsenders sk	0,0744	0,0748

Auswertung der Diagramme.

Von den bei den Versuchen A und B indizierten $s-t$, $V-t$ und gewöhnlichen $p-V$ -Diagrammen ist je ein ausgewählter Diagrammsatz in Fig. 6 und 7 wiedergegeben.

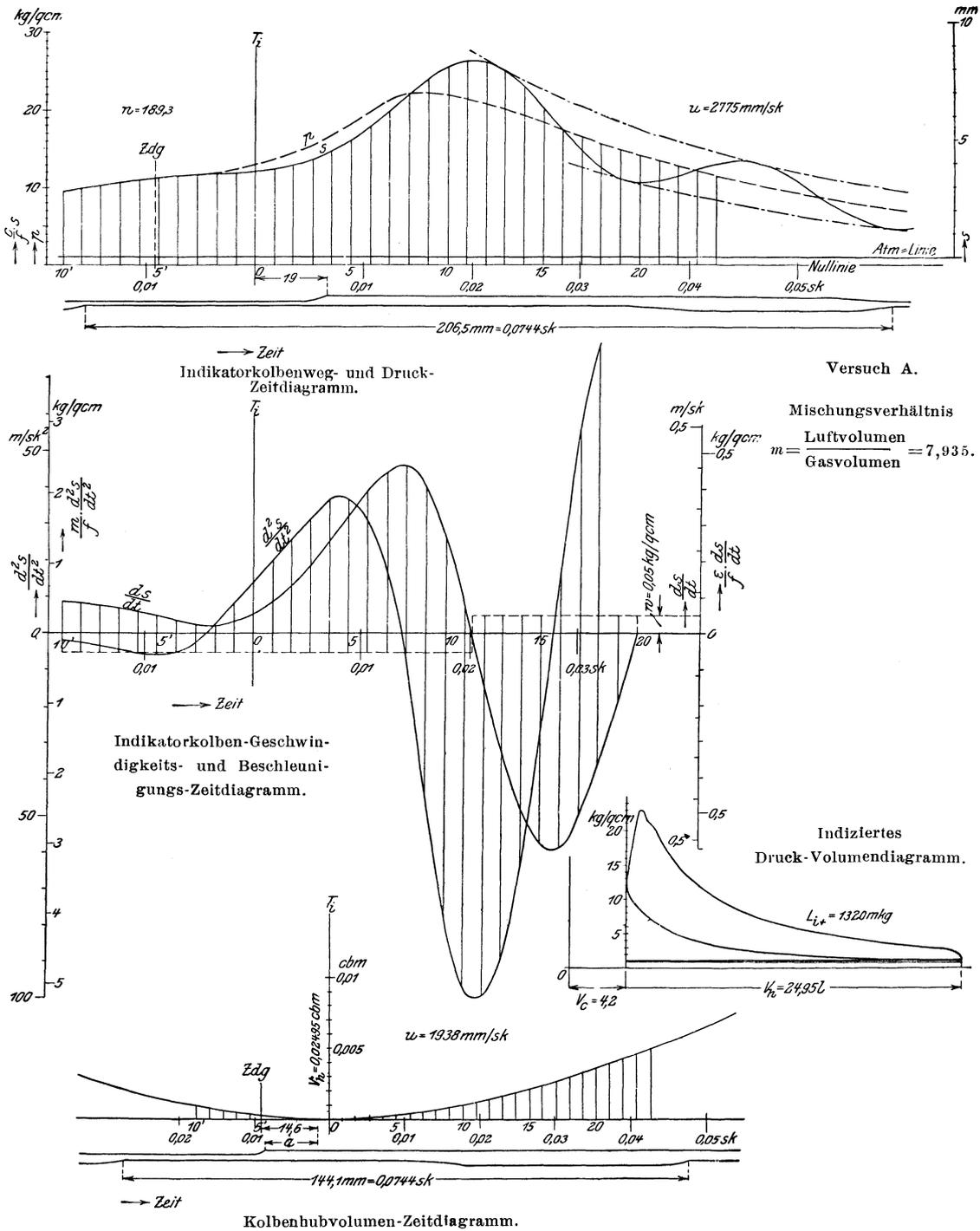
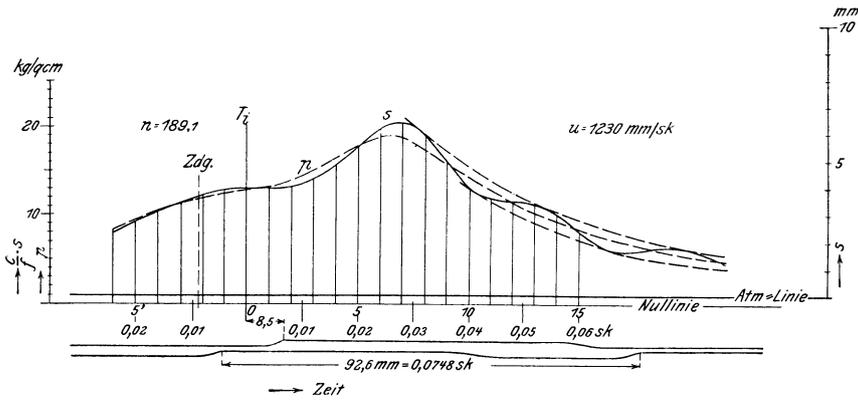
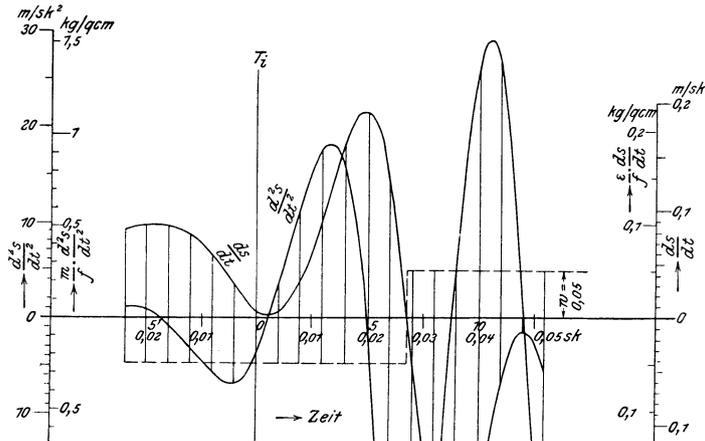


Fig. 6.



Indikatorkolbenweg- und Druck-Zeitdiagramm.

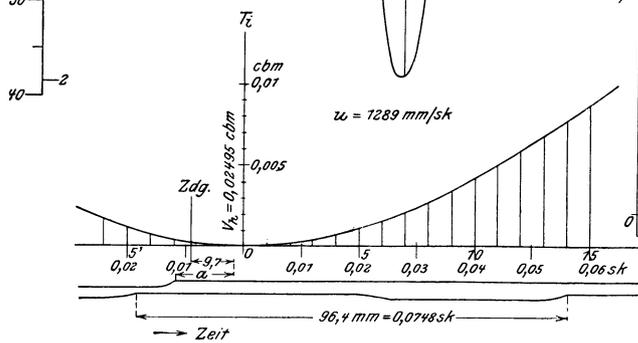


Indikatorkolben-Geschwindigkeits- und Beschleunigungs-Zeitdiagramm.

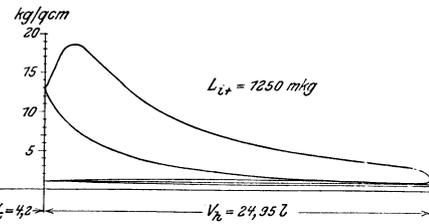
Versuch B.

Mischungsverhältnis

$$m = \frac{\text{Luftvolumen}}{\text{Gasvolumen}} = 9,67.$$

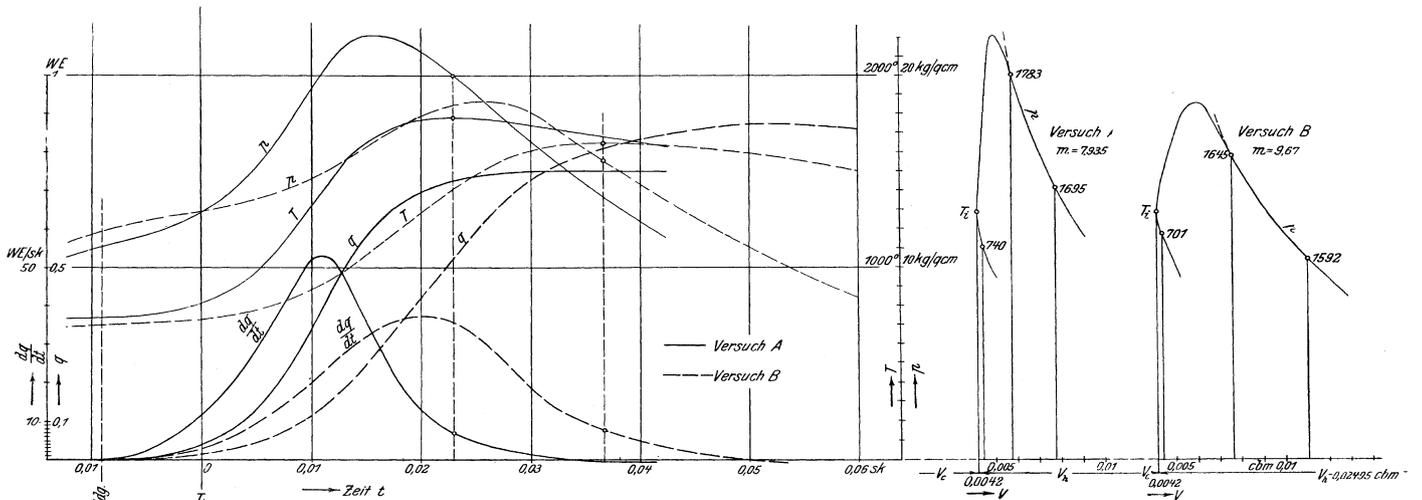
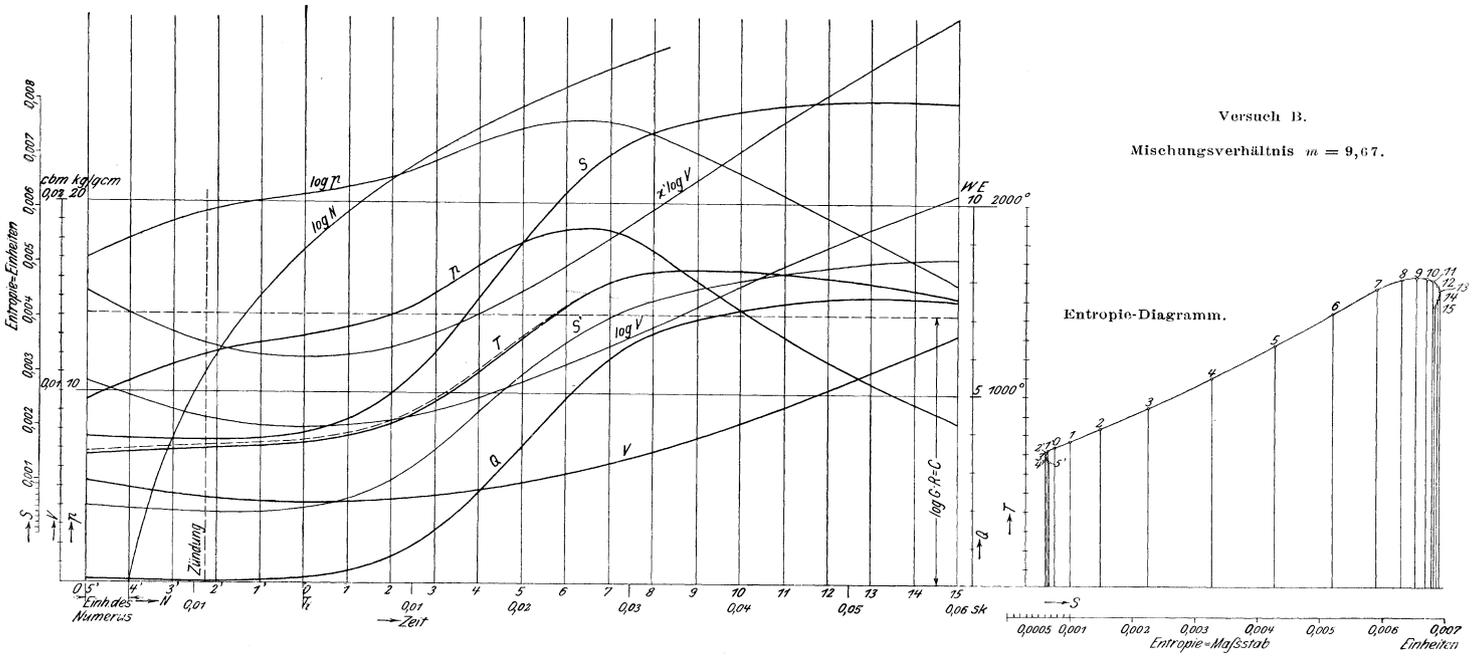
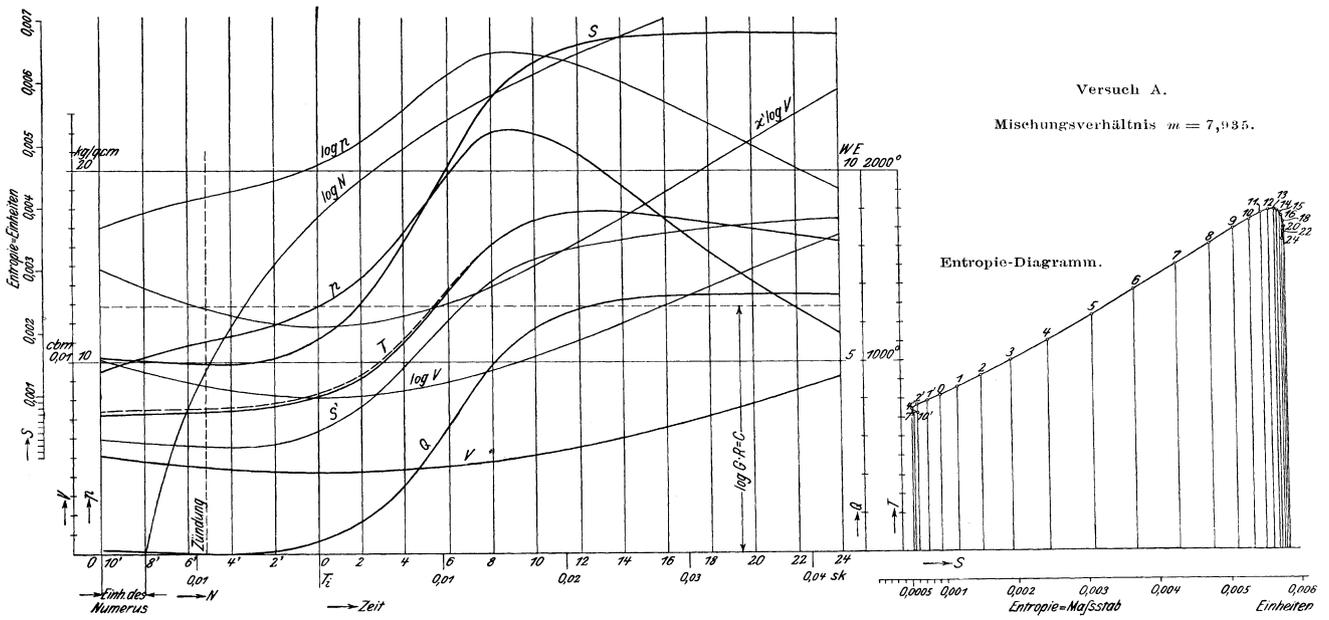


Kolbenhubvolumen-Zeitdiagramm.



Indiziertes Druck-Volumendiagramm.

Fig. 7.



Um nach der Gleichung

$$fp = P = cs + \varepsilon \frac{ds}{dt} \pm w + m \frac{d^2s}{dt^2},$$

wo f die Indikatorkolbenfläche und p den Druck bezeichnet, p zu ermitteln, wurde aus dem st -Diagramm durch graphische Differentiation mittels eines Kurvenlotes das $\frac{ds}{dt}$ - t -Diagramm und aus diesem durch nochmalige Differentiation das $\frac{d^2s}{dt^2}$ - t -Diagramm erhalten. Beim Differenzieren des $\frac{ds}{dt}$ - t -Diagrammes wurde dieses auf einen doppelten bzw. dreifachen Zeitmaßstab umgezeichnet, um es zum Differenzieren flacher zu erhalten. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes und der Zeitmaßstäbe ergaben sich die in Fig. 6 und 7 in den Indikatorkolbengeschwindigkeits- und Beschleunigungsdiagrammen angegebenen Maßstäbe. Durch Multiplikation mit den Indikator konstanten lassen sich dann die auf den Kolben bezogenen Drücke maßstäblich feststellen. Diese Maßstäbe sind gleichfalls für dieselben Diagramme angegeben. Der gleichbleibende Reibungswiderstand w ist im Maßstabe von $\frac{\varepsilon}{f} \frac{ds}{dt}$ ebenfalls eingetragen, da er sich am bequemsten gleich mit der Dämpfung zusammenfassen läßt. Die Summation der drei Kurven $\frac{cs}{f}$, $(\frac{\varepsilon}{f} \frac{ds}{dt} \pm w)$ und $\frac{m}{f} \frac{d^2s}{dt^2}$, alle übertragen im Maßstabe von $\frac{cs}{f}$, gibt dann das gestrichelte genaue Druckdiagramm. Im größeren Maßstabe ist dieses genaue pt -Diagramm in Fig. 8 und 9 zur weiteren Auswertung aufgezeichnet, und zwar ließ sich die maßstäbliche Uebertragung der einzelnen Kurven leicht durch einen Reduktionszirkel erzielen.

Die Totpunktordinate im st -Diagramm ist unter Berücksichtigung des linearen Nacheilens des elektromagnetischen Schreibzeuges bestimmt, das besonders gemessen wurde.

Im Vt -Diagramm wurde der innere Totpunkt durch Zeichnen einer Sehne in der Nähe des Totpunktes parallel der Trommelbewegung und Halbierung dieser Sehne gefunden und durch Differentiation mittels des Kurvenlotes kontrolliert. Der Zündungszeitpunkt wurde mit Berücksichtigung des Abstandes a der Schreibstifte vom Indikator und elektromagnetischen Markenschreibzeuge und des linearen Nacheilens des Markenschreibzeuges bestimmt. Durch Aufzeichnen des Indikatorschreibstiftweges bei stillstehender Trommel ergab sich die Ordinatenrichtung, die bei dem verwendeten Indikator nicht genau rechtwinklig zur Abszissenachse war. Die Höhe des Diagramms betrug 90,6 mm, welcher daher 24,95 ltr Volumen entsprechen. In diesem Vt -Diagramm sind unter Berücksichtigung der verschiedenen Papiergeschwindigkeiten zu gleichen Zeitpunkten wie im pt -Diagramm Ordinaten gezeichnet. Diese sind dann ebenfalls zur weiteren Auswertung nach Addition des Kompressionsvolumens V_c in größerem Maßstabe in Fig. 8 und 9 übertragen. Die mit dem dritten Indikator indizierten Diagramme sind zur Vervollständigung in Fig. 6 und 7 hinzugefügt.

Ermittlung der Wärmeentwicklung.

Der Arbeitsprozeß der Gasmaschine ist infolge des chemischen Verbrennungsprozesses, wie schon gesagt, kein Kreisprozeß. Um aber den Verbrennungsprozeß rechnerisch verfolgen zu können, ist die Annahme erforderlich, daß er wie eine Zustandsänderung der Verbrennungsrückstände bei äußerer Wärmezufuhr behandelt werden kann, so daß also von einer chemischen Aenderung

des Gasgemisches abgesehen werden soll und die Konstanten des Gemisches vor und nach der Verbrennung als gleich in Rechnung gesetzt werden dürfen, obgleich diese sich ja während der Verbrennung beständig, wenn auch in engen Grenzen, ändern. Die Ermittlung ist daher nicht strenge.

Die Wärmezufuhr ist in jedem Zeiteilchen der Unterschied der durch die Verbrennung entwickelten Wärme und der von der Wandung aufgenommenen Wärme. Der einen Wärmeverlust bedingende Einfluß der Wandung ließe sich nur durch bisher noch unbegründete Annahmen berücksichtigen, daher soll hier davon abgesehen und nur die wirklich im Diagramm nachweisbare Wärmezufuhr bestimmt werden. Die bequemste graphische Ermittlung der Wärmezufuhr ergibt sich durch Konstruktion des Entropiediagramms.

Ist die Abhängigkeit der spezifischen Wärme von der Temperatur durch die Beziehung

$$c_v = c + \alpha T$$

ausgedrückt, so ist bei einer unendlich kleinen Zustandsänderung für 1 kg die zugeführte Wärme

$$dQ = (c + \alpha T) dT + Ap dv$$

und die Zunahme der Entropie

$$\frac{dQ}{T} = c \frac{dT}{T} + \alpha dT + Ap \frac{dv}{T},$$

oder

$$\frac{dQ}{T} = c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} \right) + \alpha dT + AR \frac{dv}{v} = c \left(\frac{dp}{p} + \kappa' \frac{dv}{v} \right) + \alpha dT,$$

wo

$$\kappa' = \frac{c + AR}{c}$$

ist.

Hieraus ergibt sich die Entropie

$$S = \int \frac{dQ}{T} = c (\ln p + \kappa' \ln v) + \alpha T + C.$$

Für G kg wird

$$S = Gc (\ln p + \kappa' \ln V) + G\alpha T + C'.$$

Da in diesem Ausdruck der Logarithmus von p und V vorkommt, so läßt sich S leicht mit Hilfe einer logarithmischen Kurve konstruieren. Diese Kurve kann ebenfalls gleich zur Bestimmung der Temperaturkurve benutzt werden. Aus der Zustandsgleichung

$$pV = GRT$$

ergibt sich durch Logarithmieren

$$\log p + \log V = \log GR + \log T,$$

also

$$T = \text{Num} (\log p + \log V - \log GR).$$

In Fig. 8 und 9 ist daher $\log p$ und $\log V$ nach der logarithmischen Kurve gezeichnet. Der Wert für $\log GR$ ist so gewählt, daß sich ein bequemer Maßstab für die Temperatur T ergibt. Aus diesem Grunde ist für einen Zeitpunkt die Temperatur aus

$$T = \frac{pV}{GR}$$

berechnet, und rückwärts $\log GR$ aus obiger Beziehung konstruiert.

Zur Berechnung von T ist das Gewicht G_L der im Zylinder enthaltenen Ladung erforderlich. Das Gewicht der Ladung für 1 Spiel G_L setzt sich aus dem

der Luft G_l , des Gases G_g und der Rückstände G_r zusammen, wonach also $G_L = G_l + G_g + G_r$ ist.

Das Gewicht von Luft und Gas für 1 Spiel ergibt sich aus der Luft- und Gasmessung. Das Gewicht der Rückstände im Zylinder berechnet sich unter der Annahme, daß ihre Temperatur gleich der gemessenen Abgastemperatur T_r im Auspuffrohre ist, zu

$$G_r = \frac{V_c p_b}{R_r T_r},$$

worin noch V_c das Kompressionsvolumen, p_b den am Ende des Auspuffhubes im Zylinder herrschenden Druck, der ungefähr gleich dem der Außenluft ist, und R_r die Gaskonstante der Abgase bedeutet. Es ist nun T für einen Zeitpunkt berechnet, in dem die Verbrennung schon als beendet angesehen werden kann, für den also der Wert R_r für die Gaskonstante der Verbrennungsprodukte einzusetzen ist. Am Anfang der Verbrennung ist aber die Konstante der Ladung R_L , die sich aus der des Gemisches R_m und der der Rückstände R_r zu

$$R_L = \frac{G_m R_m + G_r R_r}{G_m + G_r}$$

berechnet.

Da R_L etwas größer ist als R_r , so ergibt sich die Temperatur nach obiger Konstruktion mit R_r am Anfang der Verbrennung als etwas zu groß, und zwar im Betrage von 20 bis 30° C. Die Temperaturkurve ist daher berichtigt, indem als erste Annäherung eine Aenderung von R während der Verbrennung von R_L bis R_r proportional der Temperaturzunahme angenommen ist. Die für unveränderliches R_r gezeichnete Temperaturkurve ist in Fig. 8 und 9 die dünn gestrichelte Kurve, während die berichtigte Kurve stark ausgezogen ist.

Zur Konstruktion von S ist zunächst

$$S' = Gc (\ln p + \kappa' \ln V)$$

oder, da hier statt der natürlichen Logarithmen mit den gewöhnlichen zur Basis 10 gerechnet ist,

$$S' = 2,303 Gc (\log p + \kappa' \log V)$$

gezeichnet. Die Multiplikation mit κ' zur Zeichnung der Kurve $\kappa' \log V$ ließ sich hier wieder am besten mittels eines Reduktionszirkels vornehmen.

Zu den Ordinaten der S' -Kurve sind dann noch die Werte $G \alpha T$ im selben Maßstabe zu addieren. Der Maßstab für die Entropie ergibt sich, wenn man den für den aufgezeichneten Logarithmus berücksichtigt. Bei der Aufzeichnung dieses ist für

$$\log 5 = 174,8 \text{ mm gewählt (abgegriffen vom Rechenschieber),}$$

daher ergeben sich für Fig. 8

$$\begin{aligned} 2,303 \log 5 Gc \text{ Entropie-Einheiten} &= 174,8 \text{ mm,} \\ 2,303 \cdot 0,699 \cdot 0,024395 \cdot 0,1558 \text{ E.-E.} &= 174,8 \text{ » ,} \\ 0,00611 \text{ E.-E.} &= 174,8 \text{ mm,} \\ \text{mithin } 0,001 \text{ E.-E.} &= 28,65 \text{ mm,} \end{aligned}$$

und für Fig. 9 entsprechend:

$$\begin{aligned} 2,303 \cdot 0,699 \cdot 0,021265 \cdot 0,156 \text{ E.-E.} &= 174,8 \text{ mm,} \\ 0,00534 \text{ »} &= 174,8 \text{ » ,} \\ \text{folglich } 0,001 \text{ »} &= 32,75 \text{ »} \end{aligned}$$

Es waren bei den Temperaturkurven für 1000° C 100 mm gewählt, daher wird für Fig. 8

$$G \propto T = 0,024395 \cdot 0,000078 \cdot 1000 \text{ E.-E.}, \\ = 0,001902 \text{ E.-E.} = 100 \text{ mm.}$$

Im Maßstabe des S' -Diagramms gibt dieses 54,44 mm, also sind die Ordinaten von T zur Addition zu S' zum Zwecke der Konstruktion von S im Verhältnis 54,44 : 100 zu reduzieren.

Für Fig. 9 findet sich

$$G \propto T = 0,021265 \cdot 0,0000854 \cdot 1000 \text{ E.-E.}, \\ = 0,001816 \text{ E.-E.} = 100 \text{ mm im } T\text{-Maßstabe,} \\ = 59,4 \text{ mm im } S'\text{-Maßstabe;}$$

daher ist der Reduktionsfaktor der T -Kurve 59,4 : 100.

Aus dem S - und T -Zeitdiagramm ist nun das Entropiediagramm $T = f(S)$ für die Verbrennung gezeichnet. Unter der oben vorausgesetzten Annahme äußerer Wärmezufuhr statt der Verbrennung läßt sich schließlich durch Integration dieser Entropiekurve die zugeführte Wärme Q bestimmen, deren Wert in das Zeitdiagramm übertragen ist. Zur Prüfung der graphischen Konstruktion ist S und Q nachträglich für einige Zeitpunkte rechnerisch kontrolliert.

In Fig. 10 ist zum Vergleich für Versuch A und B der Verlauf von p und T , bezogen auf den gleichen Zeitmaßstab, und ferner die für jede in der Ladung zugeführte Wärmeeinheit, bezogen auf den unteren Heizwert, entwickelte Wärmemenge $q = \frac{Q}{Q_z}$ aufgezeichnet. Die Kurven sind für Versuch A ausgezogen und für Versuch B gestrichelt angegeben.

Beide Kurven für q zeigen am Anfange der Zündung nur ein sehr allmähliches Ansteigen, was sich durch die von Mallard und Le Chatelier angegebene Darstellung für die Fortpflanzung der langsamen Verbrennung erklären läßt. Darauf nimmt nach Entflammung einer größeren Gasmasse die Wärmeentwicklung ziemlich schnell zu, bis die Hauptmasse entflammt ist. Man erkennt hier, daß bei 900° bis 1000° abs., also ungefähr bei der Zündungstemperatur des Leuchtgases eine heftige Verbrennung einsetzt, deren Ursache vielleicht auf die Zündung durch die Kompressionstemperatur zurückzuführen ist. Dann folgt ein ziemlich schneller Abfall, an den sich aber schließlich eine langsamere Abnahme der Wärmeentwicklung anschließt, die noch weit in die Expansionsperiode hinein fort dauert und das sogenannte »Nachbrennen« deutlich anzeigt. Als Ursache dafür ist wohl anzunehmen, daß bei der heftigen Entflammung beträchtliche Wirbelungen in der Gasmasse entstehen, die eine Mischung von Verbranntem mit Unverbranntem herbeiführen, wodurch die Verbrennungsgeschwindigkeit verringert wird. Es können infolge der Mischung mit Verbrennungsprodukten Gasmoleküle erst wieder verbrennen, wenn sie bei der weiteren Bewegung Sauerstoffmoleküle vorfinden. Das Nachbrennen dauert jedenfalls, wenn auch nur in geringerem Maße, noch weiter fort, nachdem q schon seinen Höchstwert erreicht hat, da die Kühlung diese Wärmezufuhr verschleiert.

Noch deutlicher als das qt -Diagramm gibt die in Fig. 10 gezeichnete Differentialkurve $\frac{dq}{dt} = f(t)$ den Verlauf der Wärmezufuhr an, bei der also die aus der Einheit des Wärmehaltes der Ladung sekundlich entwickelte Wärmemenge als Funktion der Zeit erscheint. Diese Kurve stellt gewissermaßen die Aenderung der Geschwindigkeit der Wärmezufuhr dar. Im ersten Verlauf der Verbrennung ist die Geschwindigkeit der Wärmezufuhr nur gering, sie steigt aber bald schnell zunehmend bis zu einem Höchstwert, von welchem erst ein schneller Abfall der Geschwindigkeit erfolgt, bis sich eine ziemlich weit erstreckende, lang-

same Abnahme anschließt. Die Kurve der Geschwindigkeit der Wärmezufuhr zeigt aber besonders deutlich den Unterschied des Verlaufes für die beiden verschiedenen Mischungsverhältnisse. Der Anstieg und Abfall der Geschwindigkeit ist für das stärkere Gemisch ganz bedeutend heftiger, auch im Höchstwert ist der Unterschied groß. Für das stärkere Gemisch $m = 7,935$ ist der Höchstwert $\frac{dq}{dt} = 53$ WE/sk, während er für $m = 9,67$ nur 37 WE/sk, also rd. nur $\frac{2}{3}$ des vorigen Wertes beträgt.

Durch die verschiedene Geschwindigkeit der Wärmezufuhr ist dann wiederum eine verschiedene Zeitdauer der Verbrennung bedingt. Diese Zeitdauer t_z beträgt, wenn man von dem sehr geringen Nachbrennen nach Ueberwiegen der Zylinderkühlung absieht,

bei Versuch A: für $m = 7,935$ $t_z = 0,043$ sk
 und » » B: » $m = 9,67$ $t_z = 0,059$ »

Die Diagramme zeigen auch, daß die Verbrennung noch lange nach Erreichung des Höchstdruckes andauert. Auch die Bestimmung der Beendigung der Verbrennung, die Slaby¹⁾ durch den Punkt gekennzeichnet angibt, wo die Expansionskurve merklich ihren Charakter ändert, den man also leicht durch Verlängerung der Expansionslinie mittels eines Kurvenlineals erhält, und der der höchsten Temperatur entspricht, gibt nicht das Ende einer noch lebhaften Verbrennung. Die Umzeichnung der pt - und Vt -Diagramme in ein pV -Diagramm in Fig. 10 zeigt, daß in diesem Punkte bei Versuch A die Wärmeentwicklung noch mit rund $\frac{1}{6}$ und bei B sogar mit rund $\frac{1}{4}$ der größten Geschwindigkeit der Wärmeentwicklung erfolgt.

Die nachweisbare Wärmezufuhr q bleibt infolge des starken Einflusses der kühlenden Wandung weit unter dem Wert 1 WE. Die Diagramme zeigen, daß bei Versuch B während der Verbrennung nur 86 vH und bei Versuch A sogar nur 75 vH nachweisbar sind. Dieser große Unterschied in der nicht nachweisbaren Wärme läßt wohl auf eine schnelle Zunahme der Abkühlungsgeschwindigkeit mit der Temperatur schließen, was sich mit der Untersuchung von Nernst²⁾ deckt, daß bei hohen Temperaturen die Abkühlung von abgeschlossenen Gasgemischen nahezu der vierten Potenz der absoluten Temperatur proportional ist und daher wesentlich durch Strahlung erfolgt. Die Temperatur hat bei dem starken Gemische gerade während der Verbrennung einen sehr hohen Verlauf, während sie später unter der Temperatur des schwächeren Gemisches liegt. Der Wärmeübergang ans Kühlwasser findet daher bei dem starken Gemische zum größeren Teile schon während der Verbrennung statt. Allerdings muß in Betracht gezogen werden, daß nicht der ganze fehlende Betrag vom Kühlwasser aufgenommen sein wird, sondern ein Teil der Wärme noch im weiteren Verlauf der Expansion nach Ueberwiegen der Kühlung entwickelt wird, andererseits vielleicht auch ein geringer Teil des Gemisches unverbrannt aus der Maschine fortgehen könnte. Die positive indizierte Arbeit ergibt aus den indizierten pV -Diagrammen für Versuch A 1320 mkg, für Versuch B 1250 mkg für 1 Spiel. Dies ergibt einen thermischen Wirkungsgrad bei A von 34,2 vH und für B von 34,0 vH, also fast den gleichen Wert.

Diese hier nur aus zwei Einzeldiagrammen sich ergebende Unabhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades vom Mischungsverhältnis sowie der Unterschied in der Wärmeaufnahme des Kühlwassers bei verschiedenen Mischungs-

¹⁾ Kalorimetrische Untersuchung über den Kreisprozeß der Gasmaschine 1894 S. 153.

²⁾ Phys. Zeitschrift 1904, V. 77.

verhältnissen ließ nun die Frage aufwerfen, wie sich bei Aenderung der Mischungsverhältnisse die entwickelte Wärme beim Arbeitsprozesse verteilt, d. h. wieviel Prozent der zugeführten Wärme in indizierter Arbeit, im Kühlwasser und in den Abgasen vorhanden sind. Zu diesem Zwecke wurde eine kalorimetrische Messung vorgenommen, und zwar bei zwei verschiedenen Kompressionsverhältnissen, da bei einem größeren Kompressionsraum infolge der größeren Kühlfläche der Wandung vielleicht andere Ergebnisse erhalten werden könnten.

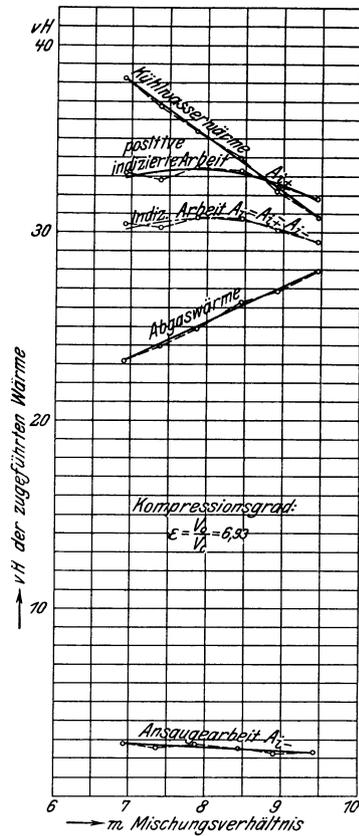


Fig. 11.

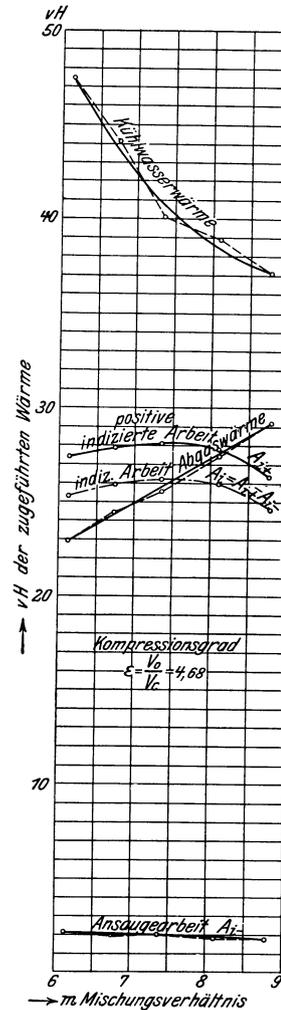


Fig. 12.

Die Versuche wurden unter angenähert gleicher Belastung, Umlaufzahl und gleichem Zündungszeitpunkt ausgeführt. Außer den bei obigen Versuchen gemessenen Werten fand hier noch die Messung der Kühlwassermenge mittels Wägung und der Zulauf- und Ablauftemperatur mittels genauer in $0,1^{\circ}$ geteilter Thermometer statt. Der Heizwert des Gases wurde jedesmal bestimmt und gab für beide Versuche verschiedene Werte, da zwischen beiden ein größerer Zeitraum lag.

Die sich aus den Messungen ergebenden Werte sind in Zahlentafel VII zusammengestellt, und die berechneten Ergebnisse für die in positiver indizierter Arbeit, im Kühlwasser und in den Abgasen nachweisbaren Wärmebeträge sind

in den Schaubildern Fig. 11 und 12 dargestellt. Von jedem Versuche ist ein mittleres Diagramm in Fig. 13 und 14 wiedergegeben.

Aus beiden Versuchen ergibt sich für die in indizierte positive Arbeit umgesetzte Wärme nur eine geringe Veränderlichkeit; ein Höchstwert, in dessen Nähe die Funktion sich nur wenig ändert, findet bei etwa $m = 7,8$ statt. Dagegen

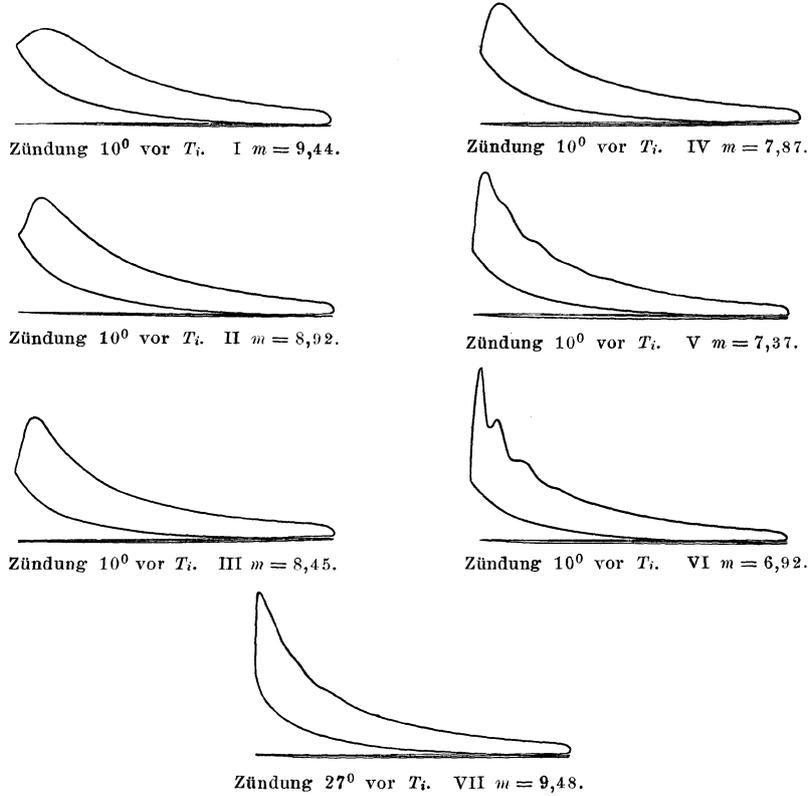


Fig. 13.

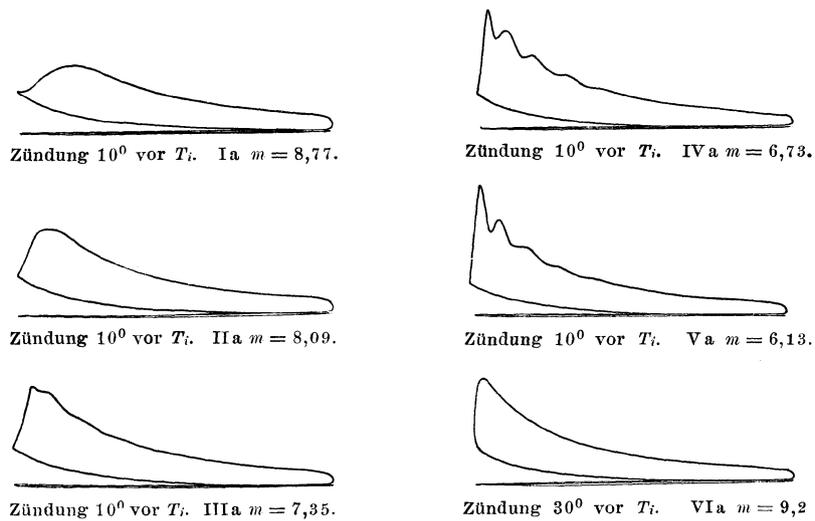


Fig. 14.

Zahlentafel VII.

	I	II	III	IV	V	VI	VII	I a	II a	III a	IV a	V a	VI a
1				6,93						4,68			
2			10				27						30
3				4800									
4				749,7									
5													
6													
7													
8													
9													
10													
11													
12													
13													
14													
15													
16													
17													
18													
19													
20													
21													
22													
23													
24													
25													
26													
27													
28													
29													

nimmt die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme bei stärkerem Gemisch beträchtlich zu, und zwar bei größerem Kompressionsraume erheblich mehr. Die mit den Abgasen fortgeführte Wärme nimmt aber bei stärkerem Gemisch trotz zunehmender Abgastemperatur ab, da das Gewicht der Abgase geringer wird.

Die Diagramme in Fig. 13 und 14 zeigen sehr deutlich den Unterschied in der Verbrennung bei verschiedenem Mischungsverhältnis. Bei diesen Versuchen hat also die Bildung eines reichen Gemenges, die innerhalb bestimmter Grenzen an und für sich die Vorbedingung für eine schnellere, also theoretisch bessere Verbrennung bildet, praktisch nicht durchweg zur Erzielung besserer Werte für den thermischen Wirkungsgrad geführt. Zwar hatte bei stärkerem Gemische der Kompressionsenddruck etwas abgenommen, was natürlich eine Verminderung der Wärmeausnutzung bedingt, allein der Einfluß der Wandungen ist ohne Zweifel die hauptsächliche Ursache, da der ins Kühlwasser übergehende Betrag jene starke Zunahme aufweist. Auf der anderen Seite war es möglich, bei ärmerem Gemische durch Verfrühung der Zündung noch eine bessere Wärmeausnutzung zu erreichen, wie Versuch VII und VIa in Zahlentafel VII zeigen, für die die Indikatordiagramme ebenfalls in Fig. 13 und 14 dargestellt sind. Es sind in diesen beiden Fällen die Temperaturen der verbrannten Ladung geringer als bei starkem Gemisch und ferner die abkühlende Fläche gerade während der Verbrennung, also während der höchsten Temperaturen, geringer als bei späterer Zündung.

Die hier angestellte kalorimetrische Untersuchung läßt sich nicht als Wärmebilanz ausdrücken, da ein Teil der durch Kolbenreibung entwickelten Wärme sowohl im Werte der indizierten Arbeit wie im Kühlwasser enthalten ist. Daher gibt der den ermittelten Zahlen entsprechende Rest für die Verluste, die durch Strahlung, Verbrauch an Strömungsenergie und Ausstoßung unverbrannter Ladung entstehen, einen zu kleinen Betrag und ist aus diesem Grunde hier nicht aufgestellt. Dagegen ist der Wärmewert der zum Ansaugen verbrauchten Arbeit noch dargestellt, um dessen Veränderlichkeit zu zeigen; die Ansaugarbeit ist natürlich nur ein von der positiven indizierten Arbeit abgegebener Teil. Der Unterschied beider Arbeitsbeträge gibt die indizierte Arbeit $A_i = A_{i+} - A_{i-}$.

Es soll hier noch ausdrücklich bemerkt werden, daß die gefundenen Ergebnisse nicht ohne weiteres auf Maschinen anderer Größe oder Bauart und auf solche, die mit anderen Brennstoffen arbeiten, zu übertragen sind, da gerade Gasmaschinen eine sehr starke Eigenart zeigen.

Als Ergebnis der bisherigen Versuche geht also folgendes hervor. Die Wärmeentwicklung in der Gasmaschine verläuft, nach möglichst genauen Druck- und Volumen-Zeitdiagrammen ermittelt, erst mit ziemlich langsamer, dann schnell zunehmender Geschwindigkeit, bis nach Entflammung der Hauptmenge der Ladung ein schneller Abfall der Geschwindigkeit stattfindet. Die Wärmeentwicklung ist jedoch nicht plötzlich beendet, sondern verläuft zum Schlusse mit geringer und langsam abnehmender Geschwindigkeit bis weit in die Expansion hinein, wodurch das Nachbrennen sich deutlich zeigt. Die Geschwindigkeit der im Diagramme nachweisbaren Wärmeentwicklung läßt sich unter den beim Arbeitsprozeß der Gasmaschine üblichen Annahmen für jeden Zeitpunkt der Verbrennung als das Verhältnis zweier Größen zu einander bestimmen, nämlich einer unendlich kleinen Wärmemenge, die aus der Einheit des Heizwertes der Ladung hervorgeht, zu dem mit dem betrachteten Zeitpunkt identischen Zeitelementen, in dem sie frei wird. Mathematisch ausgedrückt, ergibt sich für die

Geschwindigkeit der Wärmeentwicklung der Ausdruck $\frac{dq}{dt}$, wo dq die unendlich kleine, in dem Zeitelement dt auf die Einheit des Heizwertes der Ladung entwickelte Wärmemenge bezeichnet. Der größte Wert beträgt bei der untersuchten Maschine beispielsweise für ein Mischungsverhältnis $m = 9,67$ $\frac{dq}{dt} = 37$ WE/sk und bei einem solchen $m = 7,935$ $\frac{dq}{dt} = 53$ WE/sk.

Eine ziemlich beträchtliche Verbrennung findet noch in dem Punkte des pV -Diagramms statt, der für gewöhnlich als Ende einer erkennbaren Verbrennung bezeichnet wird. Danach ist auch die Zeit der Verbrennung oder, da das vollkommene Ende dieser bei dem noch bestehenden Mangel an Erkenntnis über den Einfluß der Wandung und der zum Schlusse sehr geringen Geschwindigkeit nicht zu ermitteln ist, die Zeit der im genauen pV -Diagramm nachweisbaren Wärmezufuhr größer, als gewöhnlich indizierte Diagramme ergeben. Eine schnelle Wärmeentwicklung bedingt infolge der höheren Temperatur und darum stärkeren Wärmeabgabe an die Wandung nicht einen besseren thermetischen Wirkungsgrad.

Weitere Untersuchungen über den Verbrennungsvorgang.

Im weiteren wurde nun eine Reihe von Versuchen angestellt, die einigen Aufschluß über die Ursachen der Unterschiede geben sollten, die zwischen den einzelnen Verbrennungsvorgängen mehrerer aufeinander folgender Arbeitspiele bestehen. Ferner sollte Näheres darüber zu ermitteln versucht werden, inwieweit etwa die Zusammensetzung und Innigkeit der Mischung, sowie die Art und Energie der Zündung auf den Verlauf der Verbrennung von Einfluß sind.

Die indizierten Druckkurven während der Verbrennung in der Gasmachine zeigen bekanntlich bei den aufeinanderfolgenden Arbeitspielen einen mehr oder minder verschiedenen Verlauf, wodurch das sogenannte Streuen der Diagramme entsteht. Die Nachteile dieses Streuens bestehen erstens in einer bei jedem Spiele verschiedenen Beanspruchung des Triebwerkes, wodurch dieses nicht voll ausgenutzt werden kann, zweitens in einer Verschiedenheit des Tangentialdruckverlaufes, bedingt sowohl durch den verschiedenen Kolbendruckverlauf als auch durch einen gewissen Unterschied der bei jedem Spiele entwickelten indizierten Arbeit, wodurch die Gleichförmigkeit des Ganges der Maschine vermindert wird.

Die Ursache für den verschiedenen Verlauf der Wärmeentwicklung muß eine Verschiedenheit der die Verbrennung bedingenden Umstände sein. Im vollkommenen Beharrungszustande der Maschine, also bei gleichbleibendem Zustande von Belastung, minutlicher Umlaufzahl, Mischungsverhältnis, Ladungsmenge und Kompression und bei gleichbleibender Temperatur von Gas, Luft, Abgas und Kühlwasser sollte eigentlich bei gleicher Zusammensetzung des Gases, gleich inniger Mischung der Ladung und gleichmäßiger Zündung in genau dem gleichen Zeitpunkte bei jedem Spiele derselbe Verlauf der Verbrennung und darum dasselbe Diagramm erwartet werden. Die Anzahl der Bedingungen ist also ziemlich groß, und ihr Zutreffen oft schwer oder gar nicht zu bestimmen. Es ist aber offenbar anzunehmen, daß, selbst wenn der Verlauf der Verbrennung in gewissen Grenzen ein Spiel des Zufalles wäre, durch Abweichungen von jenen Bedingungen eine Vermehrung der Streuung der Diagramme eintreten, also eine Verschlechterung des Ganges sich ergeben müßte. Es lief die Untersuchung daher darauf hinaus, zu bestimmen, inwieweit jene

Bedingungen bei der hier zu untersuchenden Viertakt-Leuchtgasmaschine erfüllt sind und von welchem Einfluß eine Aenderung in der Mischung und Zündung auf das Streuen der Diagramme ist.

Was zunächst eine gleichbleibende Belastung anbelangt, so war eine solche beim Arbeiten der angetriebenen Dynamo auf den Wasserwiderstand ziemlich gut zu erreichen. Die elektrischen Meßgeräte zeigten nur in geringen Grenzen periodische Schwankungen, entsprechend der halben Umlaufzahl der Maschine, herrührend von der Ungleichförmigkeit des Schwungrades. Bei gleichbleibender mittlerer Umlaufzahl der Maschine war natürlich auch die mittlere Belastung unveränderlich.

Die Verbindung zwischen Regler und Drosselklappe war gelöst, so daß die Umlaufzahl durch den Regler nicht beeinflußt werden konnte. Dies war erforderlich, um eine möglichst gleiche Ladungsmenge und ebenfalls eine gleiche Kompression zu erzielen, und daß dies erreicht wurde, ließen die aufgenommenen Diagramme auch durchweg erkennen. Die Drosselklappenachse wurde durch eine Schelle festgebremst und von Hand eingestellt. Trotz der ausgeschalteten Einwirkung des Reglers war die Umlaufzahl nach erfolgtem Einlaufen der Maschine stundenlang ohne Aenderung der Drosselklappenstellung doch so gleichmäßig, daß die größten Abweichungen von der mittleren Umlaufzahl kaum ± 1 vH betragen. Allerdings wirkte die Selbstregelung des Maschinenaggregates auf Erhaltung einer gleichmäßigen Umlaufzahl, da bei Aenderung dieser die elektrische Leistung im quadratischen Verhältnis der Umlaufzahl zu- oder abnimmt.

Die Messung ergab, daß die Zeiten, in denen gleiche Gasmengen die Gasuhr durchströmt hatten, fast gar nicht voneinander abwichen, so daß bei etwa $\frac{1}{4}$ stündigen Messungen sich nur Unterschiede von 1 bis 2 sk ergaben. Dieselben übereinstimmenden Ergebnisse hatte auch die Luftmessung mittels der Luftpuhr, so daß hiernach das Mischungsverhältnis im Mittel unveränderlich war.

Ob dagegen durch Schwingungen in der Luft- und Gasleitung Verschiedenheiten des Mischungsverhältnisses sowohl innerhalb eines Spieles als auch außerdem bei aufeinanderfolgenden Spielen eintreten konnten, die sich im letzteren Falle zwar im Mittel angenähert wieder ausgleichen mußten, sollte durch besondere Versuche festgestellt werden.

Zur Untersuchung der Strömungsvorgänge in den Zuleitungen fand ein von Professor Wagener angegebener Stromdruckmesser Verwendung, der in Fig. 15, auf der Luftzuleitung angebaut, dargestellt ist. Er besteht in einem beiderseitig geschlossenen Zylinder von 80 mm Dmr., in welchem sich ein möglichst genau eingepaßter durch die Kolbenstange getragener Scheibenkolben aus Aluminium bewegt. Zwei in die zu untersuchende Strömung hineinragende Pitot-Röhren stehen mit den beiden Seiten des Zylinders in Verbindung und übertragen den Strömungsdruck auf den Kolben, dessen Kolbenstange an einer Seite eine Schraubenfeder drückt bzw. zieht und an der andern Seite ein Indikator-Schreibzeug bewegt.

In der Gasleitung war aber mit diesem Gerät infolge der sehr geringen Geschwindigkeit der dynamische Druck nicht zu verzeichnen; auch in der Luftleitung ergaben sich nicht genügend große Bewegungen des Schreibzeuges. Es wurde daher versucht, den statischen Druck mittels derselben Vorrichtung zu messen, und zwar war hierzu nur notwendig, nach Entfernung der Pitot-Röhren die eine Zylinderseite des Stromdruckmessers mit der Luftleitung und die andre mit der Außenluft in Verbindung zu bringen, was durch Verstopfen der Zylinderöffnung und Oeffnen einer Schraube im Zylinderdeckel erreicht wurde. Der

Stromdruckmesser wirkte jetzt als ein Druckindikator mit sehr großer Empfindlichkeit, da der Kolben eine große Fläche hatte und die Reibung wegen des geringen Gewichtes ziemlich klein war. Die Bestimmung des Federmaßstabes ergab für die verhältnismäßig schwache Feder und den Kolben von 80 mm Dmr. für 1 kg/qcm = 825 mm Schreibstiftweg, der Reibungswiderstand ergab im Ruhezustand im Diagramm 0,6 mm Schreibstiftweg, betrug also 0,036 kg oder 0,00072 kg/qcm.

Bei voller Belastung der Maschine wurden mit diesem Indikator zunächst auf der Luftleitung Zeitdiagramme indiziert, die zwar nicht unmittelbar den genauen Druckverlauf in der Leitung anzeigten, da die Massenwirkungen des Indikators hier ziemlich erheblich waren, die jedoch auch ohne weitere Berichtigung schon der Art nach die Vorgänge gut wiedergaben und zum Vergleiche

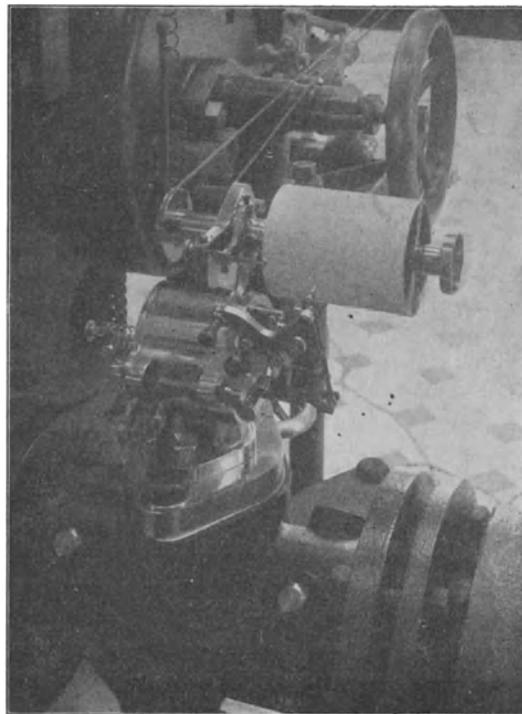


Fig. 15.

daher vollständig genügten. Die Indikatortrommel machte des bequemen Vergleiches der Diagramme wegen angenähert halb so viel Umläufe wie die Gasmaschine, und dieses Verhältnis der Umlaufzahlen traf bei einigen Diagrammen so genau zu, daß mehrere Diagramme vollkommen übereinanderfielen. In Fig. 16 sind 5 solche übereinander fallende Diagramme, die auf der Luftleitung indiziert sind, wiedergegeben. Die Totpunktlagen sind in ihnen mittels Markenschreibzeug und Totpunktkontakt bestimmt. Es zeigt sich ein fast vollkommenes Uebereinstimmen der Diagramme bis auf einen Teil am Schlusse des Ansaugens vor T_a , der eine geringe Unregelmäßigkeit erkennen läßt, die sich in allen aufgenommenen Diagrammen bald mehr bald weniger zeigt.

Die sich nach Abschluß des Einlaßventils der Maschine anschließende gedämpfte Schwingung macht zunächst den Eindruck, als ob sie lediglich vom Ausschwingen des Indikators herrühre. Folgende Erscheinungen lassen jedoch

darauf schließen, daß die Luftsäule selbst solche Schwingungen vollführt. Der erste Anhalt ergab sich beim Indizieren von selbst, indem sich die Schwingungslinie auch dann ausbildete, wenn der Indikator erst nach oder nur kurz vor dem Ende der Schlußbewegung des Einlaßventils geöffnet wurde, wie Fig. 17 zeigt. Zweitens bildeten sich, wenn das Indikatorschreibzeug mittels der bekannten Gabel verhindert wurde, nach unten auszuschlagen, trotzdem die oberen Teile der Schwingungslinie aus, jedoch fielen dabei infolge der geringeren Indikatorgeschwindigkeit die Amplituden etwas kleiner aus, Fig. 18. Schließlich wurde noch die Kurve der Eigenschwingung des Indikators, Fig. 19, aufgeschrieben, die erstens eine etwas geringere Schwingungszeit und zweitens eine viel stärkere Dämpfung besitzt.

Die indizierten Schwingungslinien zeigen also, wenn auch die Massenwirkungen des Indikators darin enthalten sind, deutlich das Schwingen der Luftsäule. Im

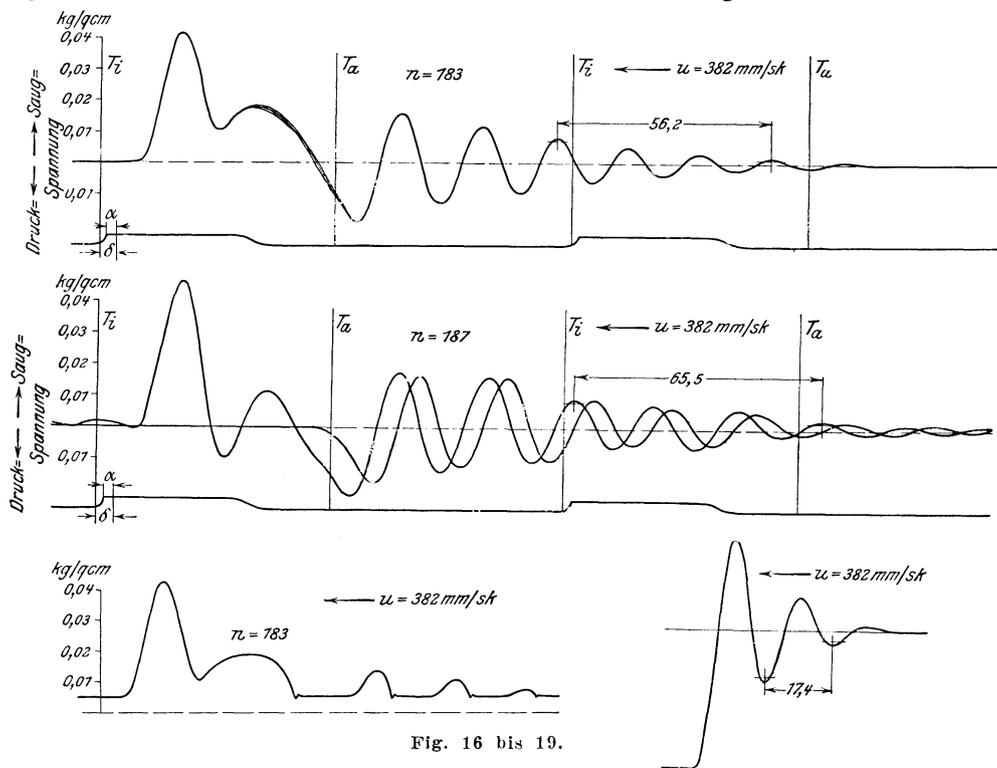


Fig. 16 bis 19.

Diagramm 16 kommt der Indikator noch vor Beginn des neuen Spieles zur Ruhe, so daß die Luftsäule jedenfalls dann nur noch ganz geringe Schwingungen vollführen oder vielleicht auch schon vollständig zur Ruhe gekommen sein wird. Bei Entnahme dieses Diagramms war die Luftuhr mit Hilfe eines Wechselschiebers ausgeschaltet, sodaß die Maschine die Luft durch eine etwa 4,2 m lange Saugleitung unmittelbar aus dem Kellerraum ansaugte. Dagegen wurde beim Betriebe mit Luftuhr Diagramm 17 erhalten, das bedeutend stärkere Schwingungen zeigt und im besonderen erkennen läßt, daß jetzt der Indikator, also auch die Luftsäule vor dem Eintreten der nächsten Erregung nicht mehr zur Ruhe kommt.

Die Schwingungszeit ist im letzten Diagramm ebenfalls etwas größer, da die durchströmte Luftleitung jetzt etwa $\frac{3}{4}$ m länger war. Die Schwingungszahl ließ, wie zu erwarten, erkennen, daß die ganze Wellenlänge der vierfachen

Rohrlänge entsprach. Es ergab sich nämlich beim Betrieb ohne Luftuhr bei einer Rohrlänge von etwa 4,2 m, bis zum Mischventil gerechnet, eine Schwingungszahl von $n = \frac{u}{t_s} = \frac{382 \cdot 3}{56,2} = 20,4$; beim Betriebe mit Luftuhr eine solche von $n = \frac{382 \cdot 3}{65,5} = 17,5$, woraus sich, da die Fortpflanzungsgeschwindigkeit von Wellen in Luft bei gewöhnlicher Temperatur $c = 340$ m/sk beträgt, die Wellenlänge zu $\lambda = \frac{c}{n} = \frac{340}{20,4} = 16,7$ bzw. $\lambda = \frac{340}{17,5} = 19,4$ m berechnet. Es ergibt sich also $\frac{\lambda}{4} = 4,175$ bzw. 4,85, während die entsprechenden Rohrlängen ungefähr 4,2 und 4,95 m betragen. Am offenen Ende des Rohres war offenbar die stärkste Bewegung, während an der Stelle, wo indiziert wurde, die Bewegung der schwingenden Luftsäule fast 0 war; dagegen war hier der Druck am stärksten, und nur die Messung des statischen Druckes konnte darum hier die Schwingung erkennen lassen.

Aus dem Verlauf der Kurven während des Ansaugens läßt sich offenbar darauf schließen, da auch hier bereits ein Schwingen der Luftsäule erkennbar ist, daß schon aus diesem Grunde das Mischungsverhältnis innerhalb eines Spieles nicht unveränderlich sein kann; denn ein die störenden Einflüsse dieser Luftschwingungen genau aufhebender Druckverlauf in der Gasleitung ist wohl nicht anzunehmen und findet auch, wie weitere Versuche ergaben, nicht statt. Da aber die Unregelmäßigkeiten in den Druckschwankungen und die Luftschwingungen, die beim Beginn des Ansaugens noch vollführt werden, verhältnismäßig sehr klein sind, so ist wohl anzunehmen, daß sich daraus zwischen den einzelnen Arbeitspielen nur Unterschiede hinsichtlich der Gleichartigkeit der Mischung, nicht jedoch hinsichtlich des Mischungsverhältnisses ergeben.

Daß in der Gasleitung ebenfalls Schwingungen eintraten, war noch vor dieser Untersuchung der Luftschwingungen schon mittels einer manometrischen Flamme beobachtet worden. In die Gasleitung wurde hierzu eine von einer Gummimembran verschlossene Kapsel eingeführt, und durch diese Kapsel Leuchtgas zu einer kleinen Flamme geleitet, die durch die Druckschwankungen in der Zuleitung in Zuckungen geriet. Wurde die Flamme in einem sich drehenden Spiegel betrachtet, so ergab das Bild der Spitze der Flamme eine gezackte Linie, die die Schwingungen der Gassäule in der Leitung erkennen ließ. Von einer photographischen Aufnahme dieser Kurven mußte abgesehen werden, da diese bedeutende Umständlichkeiten bereitet hätte.

Nachdem die Versuche, mit dem Stromdruckmesser die statischen Drücke zu messen, bei der Luftleitung zum Ziele geführt hatten, wurden nun auch auf der Gasleitung die statischen Druckschwankungen in gleicher Weise und mit demselben Federmeßstabe indiziert, Fig. 20. Auch hier zeigten sich die Schwin-

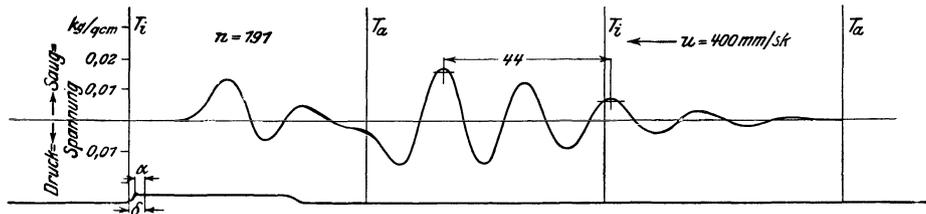


Fig. 20.

gungen der Gassäule deutlich, die aber infolge der geringeren Masse der schwingenden Gassäule und verhältnismäßig größeren Widerstände in der Leitung schneller abklingen. Die Diagramme zeigten bei aufeinander folgenden Spielen

kaum Abweichungen. Die Schwingungszahl ergab sich zu $n = \frac{u}{t_s} = \frac{400 \cdot 2}{44} = 18,2$, daraus folgt die Wellenlänge $\lambda = \frac{c}{n} = \frac{490}{18,2} = 27 \text{ m}^1$). Die Rohrlänge vom Mischventil bis zum Gummibeutel betrug etwa 6,5 m, mithin entspricht dieser auch hier ungefähr $\frac{1}{4}$ Wellenlänge. Nach den Diagrammen kommt die Gassäule vor jedem neuen Spiele scheinbar zur Ruhe; jedoch ließ die Untersuchung mittels der manometrischen Flamme, die auf viel geringere Druckschwankungen noch ansprach, keinen solchen Ruhezustand erkennen. Die Schwingungen beim Beginne des Ansaugens sind aber auch hier in der Gasleitung so gering, daß sie jedenfalls auf den Druckverlauf in der Gasleitung für das folgende Spiel kaum einen störenden Einfluß haben können.

Die für die Schwingung in Betracht kommenden Gasmassen sind an dieser kleinen Maschine in beiden Leitungen sehr gering, daher ist der Einfluß der Schwingungen unbedeutend. Daß aber bei Großgasmachines die Schwingungen in Gas- und Luftleitung von größerer Bedeutung auf den Gang der Maschine sein und leicht zu Unzuträglichkeiten führen können, besonders bei gemeinsamer Leitung für mehrere Zylinder, ist wohl erklärlich; darum sind Mittel zur Verringerung und größeren Dämpfung der Schwingungen vielfach zur Abhülle erforderlich.

Im Anschluß an die letzten Beobachtungen wurde nun zur weiteren Untersuchung der Vermischungsvorgänge noch das Arbeiten des Mischventils untersucht. Zu diesem Zwecke wurden die Ventilerhebungskurven des Mischventiles als Zeitdiagramme indiziert, während gleichzeitig zur Orientierung Totpunktmarken geschrieben wurden. Eine Anzahl hinter einander indizierter Kurven zeigte fast vollkommene Uebereinstimmung, wie Diagramm Fig. 21 erkennen läßt. Es war bei diesem Versuche zur Erzielung des Kraftschlusses zwischen Ventil und Indikatorkolben im Inkikator eine Feder von $f = 25 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$ (bezogen auf 20 mm-Kolben) eingesetzt. Die Bewegung des Ventils war hierdurch geändert, da eine zusätzliche Federbelastung angewandt war, während sonst reine Gewichtbelastung das Ventil abschloß.

Wurde im Indikator eine sehr schwache Feder eingesetzt, die jedoch gerade zur Beschleunigung der Indikatormasse genügte, so zeigten die einzelnen Diagramme zwar ebenfalls gute Uebereinstimmung, der Schluß des Ventils erfolgte alsdann aber erst nach zwei Maschinenhüben, wie dies im Diagramm

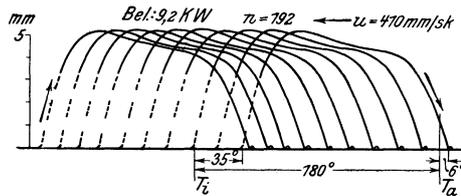


Fig. 21.

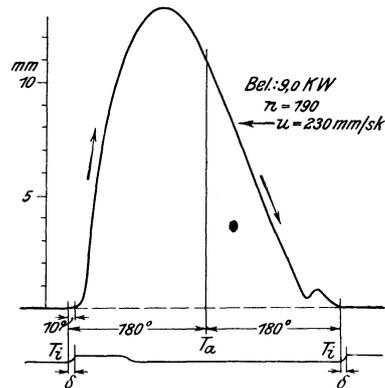


Fig. 22.

¹⁾ Die Schallgeschwindigkeit im Leuchtgas ist nach Landolt und Bürnstein zu 490 m/sk angenommen.

Fig. 22 zu erkennen ist. Es konnte also offenbar für gewöhnlich noch nach Abschluß des Einlaßventils ein unkontrollierbares Ueberströmen von Gas in die Luftleitung oder auch umgekehrt, je nach dem Schwingungszustande, stattfinden, wodurch beim Anfange des Ansaugens stärkeres oder schwächeres Gemisch angesaugt werden konnte, ein weiterer Umstand, der auf die Gleichartigkeit der Mischung eines Spieles von Einfluß sein muß. Die Anwendung der stärkeren Feder im Indikator verhinderte nun das unkontrollierbare Ueberströmen von Gas und Luft, indem hierdurch das Mischventil kurze Zeit nach Beendigung des Ansaugens abgeschlossen wurde; allein in den jetzt indizierten Spannungsdiagrammen ergab sich gegen den bisherigen Zustand auch hierdurch keine erkennbare Verbesserung.

Ein dritter Umstand, der eine Verschiedenheit des Mischungsverhältnisses innerhalb eines Spieles herbeiführen muß, liegt offenbar noch in Veränderlichkeiten der von der Geschwindigkeit abhängigen Widerstände in den Zuleitungen und ebenso in der Kontraktion des Gas- und Luftstromes beim Durchgang durch das Mischventil. Der Einfluß solcher Unterschiede zeigt sich beispielsweise schon darin, daß sich das Mischungsverhältnis unter sonst gleichen Bedingungen bei Leerlauf zu etwa 10 und bei Vollbelastung zu 9,4 ergab. Wenn also nicht nachträglich eine hinreichend genügende Vermischung stattfand, so war jedenfalls nicht das Vorhandensein einer gleichartigen Ladung zu erwarten.

Es fragte sich daher, ob das Mischventil, bei dem das Gas in der Mitte aus 4 Schlitzten von 4,5 mm Breite ausströmte, während die Luft in einem großen Umfange des Tellers von 116 mm Dmr. austrat, überhaupt eine genügende Vermischung von Gas und Luft ergeben konnte. Die angesaugte Ladung durchströmte allerdings noch einen Mischring, bestehend aus 16 Schlitzten von 8 mm Breite und 55 mm Höhe zwischen Stegen von 15 mm Breite. Es konnte aber das aus den 4 Oeffnungen ausströmende Gas auch hier in mehr oder weniger geschlossenem Strome an 4 Stellen des Ringes ungemischt oder schlecht gemischt hindurchtreten.

Durch einen einfachen Umbau des Mischventiles nach Fig. 23 wurde erzielt, daß das Gas am ganzen Umfang in die Luft hineinströmte und von dieser mit fortgerissen wurde, so daß hierbei ein innigeres Mischen zu erwarten war. Das Mischventil erhielt außerdem zur Zerteilung des Gemischstromes einen Zackenkranz, auch wurden zum gleichen Zwecke im oberen Mischkorbe noch Siebe untergebracht. Durch diese Anordnung wuchsen allerdings die Saugwiderstände, und auch das Mischungsverhältnis wurde größer, da die Widerstände im Gasventil sich vergrößert hatten, so daß weniger Gas angesaugt wurde. Es mußte daher, um gleiches Mischungsverhältnis wie vorher zu erhalten, die Luft abgedrosselt werden.

Zur besseren Beurteilung der Verschiedenheit der Verbrennungslinien in den Diagrammen wurden die bekannten versetzten Diagramme benutzt, da bei diesen die sich im Totpunkte abspielenden Vorgänge bei einer großen Indikatortrommelgeschwindigkeit indiziert werden, und da sich andererseits für rein qualitative Untersuchungen gegenüber den Zeitdiagrammen der Vorteil ergibt, daß die Diagramme unmittelbar auf einem Blatte übereinander zu liegen kommen.

Die Untersuchung hatte nicht das erwartete Ergebnis. Es zeigte sich keine Abnahme der Streuung bei dem umgebauten Mischventile, wie aus Diagramm 1 und 2, Fig. 24, ersichtlich ist, von denen 1 beim Betriebe mit dem gewöhnlichen Mischventile und 2 nach Umbau desselben erhalten ist. Auch eine

Messung des Gasverbrauches bei beiden Mischventilen ergab fast dieselben Werte für gleiche Belastung wie aus Zahlentafel VIII ersichtlich.

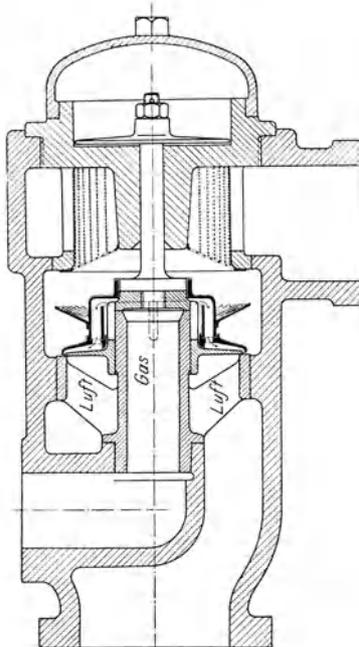


Fig. 23.

Zahlentafel VIII.

Nr.		gewöhnliches Mischventil			umgebautes Mischventil			
1	Mischungsverhältnis m	9,53	8,10	7,27	9,57	7,95	7,17	
2	indizierte Leistung PSi	24,95	25,20	23,95	24,25	25,03	23,80	
3	Gas für 1 PSi/st (0°; 760 mm) ltr	415	403	413	411	399	407	
4	Umlaufzahl n	189,8	189,7	188,5	188,7	190,0	189,5	
5	unterer Heizwert H_u WE/cbm		5020			5020		
6	Wärmewert der positiven indizierten Arbeit A_{i+}	} in vH der zugeführten Wärme	32,75	33,9	33,3	33,0	34,15	33,75
7	Wärmewert der negativen indizierten Arbeit A_i		2,45	2,6	2,8	2,35	2,60	2,75
8	Wärmewert der indizierten Arbeit $A_i = A_{i+} - A_i$		30,3	31,3	30,5	30,65	31,55	31,0

Selbst eine beabsichtigte Verschlechterung der Mischung, die sich allerdings nicht durch Entfernung des Mischkranzes herstellen ließ, da dieser angegossen war, vielmehr durch Aufsetzen eines Rohres mit einer seitlichen Öffnung auf das mittlere Gasventil herbeigeführt wurde, wodurch das Gas in einem geschlossenen Strome zum Teile auch unmittelbar durch einen mittleren Schlitz des Mischringes ausströmen konnte, bewirkte keine Zunahme der Streuung der Diagramme.

Es scheint hiernach bei dieser kleinen Leuchtgasmaschine die Ladung beim Durchgang durch das Einlaßventil — die Geschwindigkeit betrug hier etwa 50 m/sk — und auch später noch im Zylinder so stark durcheinander gewirbelt zu werden, daß eine durch andere Maßnahmen kaum noch zu verbessernde Vermischung herbeigeführt wird. Ob aber ein vollkommen gleichartiges Ge-

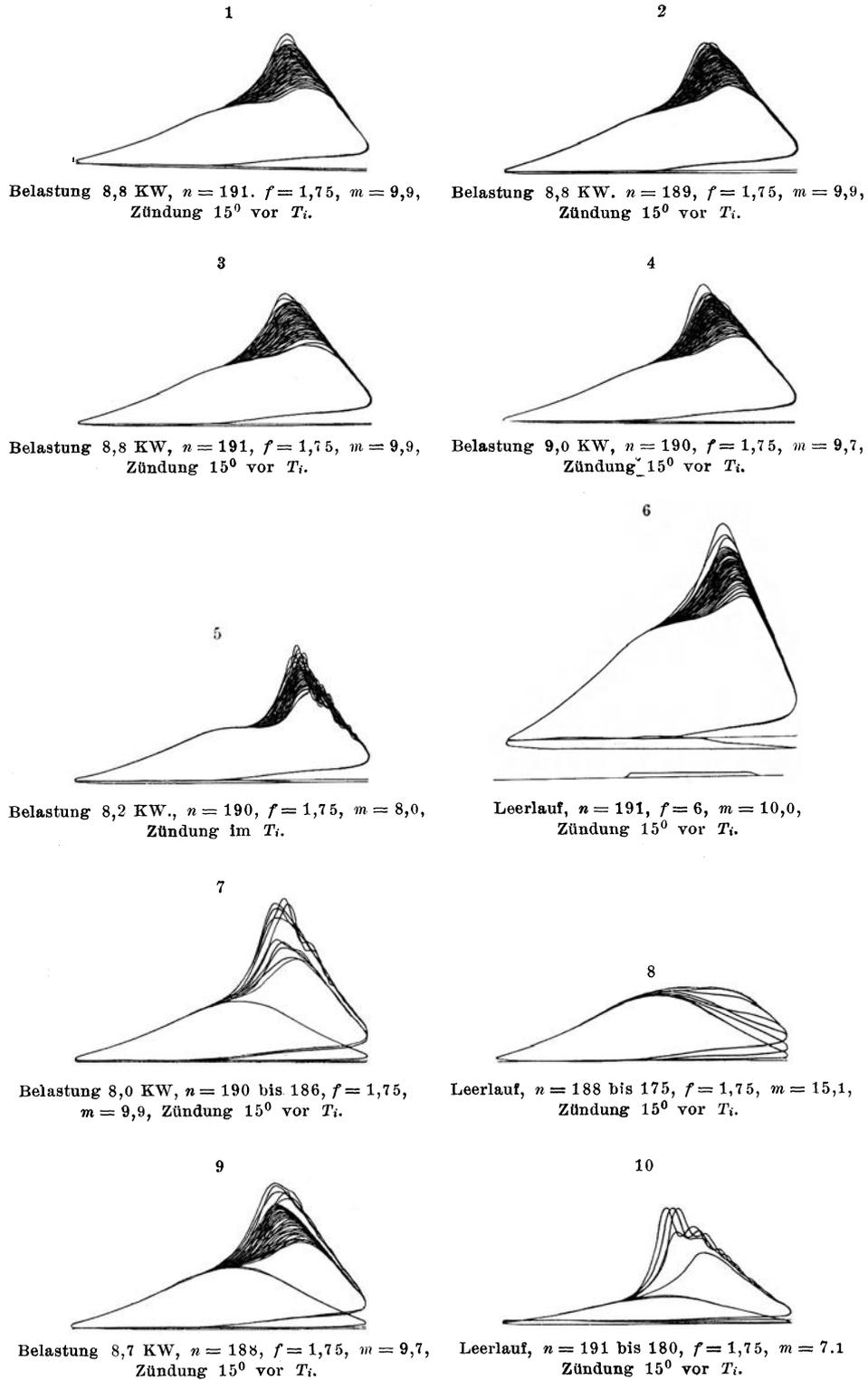
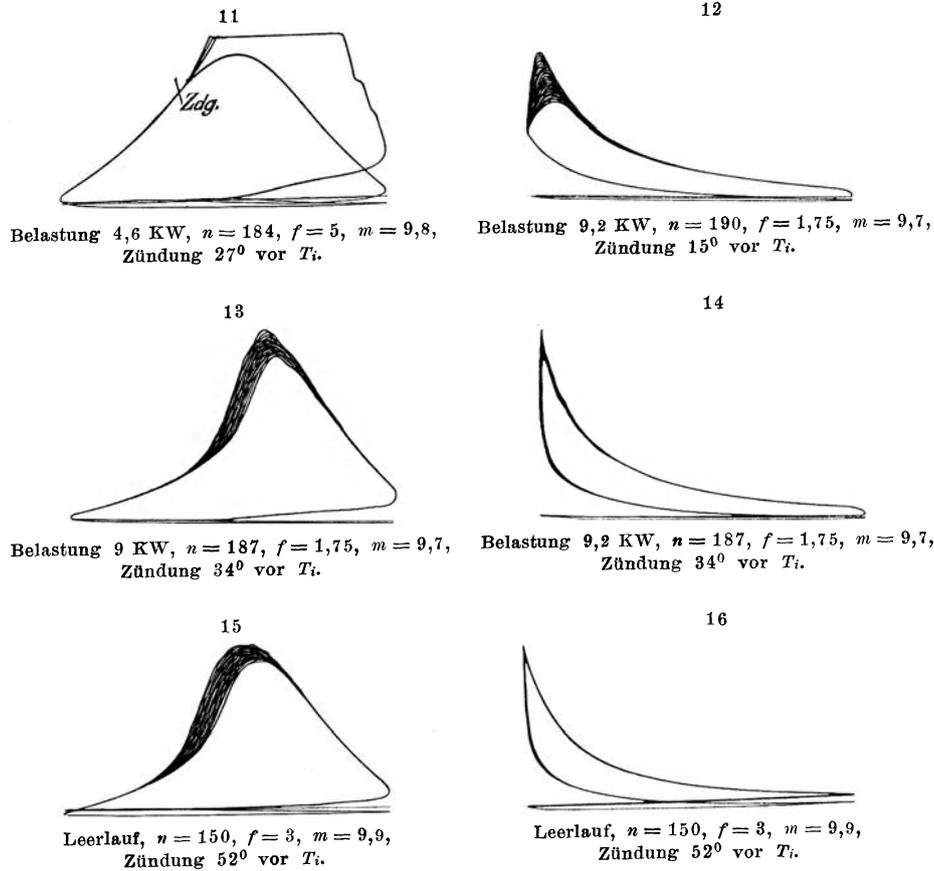


Fig. 24.



Zu Fig. 24.

misch entsteht, ist zum mindesten zweifelhaft, und inwieweit hierin die Ursachen der Streuung zu suchen sind, entzieht sich der Beurteilung.

Den Rückständen wird oft ein großer Einfluß auf die Streuung zugeschrieben, indem angenommen wird, daß die Rückstände im Zylinder sich mit der eintretenden Ladung sehr ungleichmäßig vermischen und so durch ihre zufällige Lagerung einen verschiedenen Verlauf der Verbrennung verursachen. Um daher nur reines Gasluftgemisch im Zylinder zu erhalten, wurde die elektrische Zündung für 4 Spiele ausgeschaltet und das erste darauf folgende Arbeitsdiagramm indiziert. Die Umlaufzahl ging dabei allerdings von 190 auf 186 herunter, doch war nach einigen Minuten wieder der anfängliche Zustand erreicht, so daß jetzt wieder in derselben Weise ein Diagramm indiziert werden konnte. Die erhaltenen Diagramme 7, Fig. 24, sind bei etwa $\frac{3}{4}$ Belastung und einer Vorzündung von 15° Kurbelwinkel aufgenommen und zeigen eine bedeutend höhere Lage als die darauf folgenden indizierten Diagramme desselben Blattes, da sowohl eine schnellere Verbrennung des durch keine Abgase verdünnten, also stärkeren Gemisches erfolgte, als auch die Ladung eine größere Wärmeenergie enthielt. Allein der Verlauf von fünf Diagrammen weist hier ebenfalls eine recht beträchtliche Streuung auf. Das Hinzutreten der Rückstände bedingt also zwar eine Verlangsamung der Verbrennung und beeinflußt die Streuung der Stärke nach, ist aber offenbar nicht als ihre Ursache an und für sich zu bezeichnen.

Was einen Einfluß des Mischungsverhältnisses auf die Streuung anbetrifft, so zeigt sich bei stärkerem Gemische infolge der kürzeren Verbrennungszeit zwar ein etwas geringerer Umfang der Streuung; doch ist dieser immerhin recht erheblich, wie beispielsweise zum Vergleiche Diagramm 5, Fig. 24, für $m = 8,0$ erkennen läßt.

Bei der Zündung kommen als Einfluß auf den Verbrennungsverlauf erstens ihr Zeitpunkt und zweitens ihre Intensität in Betracht. Daß bei verschiedener Einstellung der Zündsteuerung infolge des Verlegens des Zündungszeitpunktes wesentlich verschiedene Diagramme erhalten werden, ist ja bekannt. Hier kommt aber nur in Frage, ob bei fester Einstellung der Zündsteuerung trotzdem eine Verschiedenheit des Zündungszeitpunktes stattfinden kann, und wie groß der etwaige Unterschied, in Kurbelwinkelgraden gemessen, ist.

Versuche von E. Meyer¹⁾ an einem Petroleummotor mit Glührohrzündung und Zündkanal zeigen beispielsweise deutlich, daß hier die recht beträchtliche Streuung zum größten Teile von dem verschiedenen Zeitpunkte der Zündung herrührt, Fig. 25. Es fand also, da die Zündsteuerung zwangsläufig war, eine verschieden schnelle Entstehung der Zündflamme im Zündkanal statt.

Der hier zu untersuchende Motor hatte elektrische Zündung, die durch den Abreißfunken eines Bosch-Apparates erfolgte. Der Anker des Magnetinduktors wurde durch eine Steuerung bewegt, die durch Einstellung von Hand den Anker früher oder später auslöste und somit den Zündungszeitpunkt verlegte. Eine Verschiedenheit hinsichtlich der Lage des Zündungszeitpunktes konnte nun trotz fester Einstellung zunächst einmal durch eine Unregelmäßigkeit in der Bewegung des Getriebes hervorgerufen werden, indem beispielsweise infolge eines größeren Spieles in den Gelenken des Getriebes eine frühere oder spätere Auslösung eintreten, oder ferner die Zeit von der Auslösung bis zur Bewegung des Zündhebels infolge veränderlicher Widerstände verschieden sein konnte.



Fig. 25.

Es wurde daher zunächst die Genauigkeit des Zündungsgetriebes untersucht, und zwar wurde hierzu ein am äußeren Zündhebel angebrachter elektrischer Kontakt benutzt, der ein elektromagnetisches Markenschreibzeug betätigte. Diese Einrichtung ist schon zur Bestimmung des Zündungszeitpunktes bei den vorher angeführten Versuchen gebraucht worden. Auch hier wurden die Zündpunktmarken, um sie zum Kurbelwinkel in Beziehung zu bringen, mit Kolbenwegzeitdiagrammen gleichzeitig aufgeschrieben wie in den zweiten Diagrammen, Fig. 6 und 7. Die Papiergeschwindigkeit der Indikatortrommel betrug bei diesen Versuchen $1,93$ m/sk, so daß bei 190 Umdrehungen der Maschine 1 mm $0,6^\circ$ Kurbelwinkel entspricht. Die aus den Diagrammen ermittelten Abweichungen hinsichtlich des Zündungszeitpunktes betragen nach dieser Bestimmung unter $\frac{1}{4}^\circ$ und liegen vielleicht innerhalb der Fehlergrenze des Meßverfahrens, wenn man bedenkt, daß $\frac{1}{4}^\circ$ nur rund $0,0002$ sk entspricht.

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895 S. 985.

Uebersichtlicher läßt sich diese Ermittlung auch mittels versetzter Diagramme anstellen, da auch bei diesen die Trommelgeschwindigkeit in der Mitte der Trommelbewegung, wenn also der Kolben im Totpunkte steht, ebenfalls verhältnismäßig groß ist. Es läßt sich nun durch solche Diagramme die Gleichmäßigkeit des Beginnes der Zündhebelbewegung leicht prüfen, wenn man das vom Zündhebelkontakt betätigte Markenschreibzeug auf die durch versetzte Kolbenbewegung angetriebene Trommel die Stromschlußmarken schreiben läßt. Die größte Diagrammgeschwindigkeit beträgt hier bei 190 Umdrehungen und 86 mm Diagrammlänge rund 860 mm/sk; also ergibt bei dieser Geschwindigkeit eine Abweichung des Zündungswinkels von 1° rund $\frac{3}{4}$ mm. In den aufgenommenen Diagrammen war jedoch hier nicht die geringste Abweichung wahrzunehmen, wie beispielsweise Diagramm 6, Fig. 24, zeigt, wo gleichzeitig mit den Stromschlußmarken 30 versetzte Diagramme übereinander geschrieben wurden. Die Gleichmäßigkeit der Zündungssteuerung ist daher hierdurch erwiesen. Es sei nebenbei bemerkt, daß die Zündmarke bei der letzten Ermittlung nicht zur Bestimmung des Zündungsbeginnes zu gebrauchen ist, da das Nacheilen des Markenschreibzeuges der veränderlichen Trommelgeschwindigkeit wegen nicht leicht festzustellen ist.

Eine Zündung bei genau dem gleichen Kurbelwinkel ist nun aber durch die nachgewiesene Genauigkeit des Zündungsgetriebes allein noch nicht sicher festgestellt, da die Zündung des Gemisches ja während der ganzen Dauer des Zündfunkens erfolgen kann, also möglicherweise bei einem größeren Kurbelwinkel, sofern die Entzündung etwa erst dann stattfindet, wenn der Funke seine größte Stärke erreicht oder gar dann, wenn er bereits dem Erlöschen nahe ist.

Die Dauer des Funkens bei dem Magnetinduktionsapparat ist nun verhältnismäßig nicht unbeträchtlich, wie eine Messung folgender Art ergab. Benutzt wurde ein als Modell gebauter Bosch-Apparat, dessen Getriebe zur Erzielung größerer Gleichmäßigkeit durch einen Elektromotor angetrieben wurde, und zwar ungefähr entsprechend der Umlaufzahl der Versuchsmaschine.

Die Aufnahme des stark aktinisch wirkenden Funkens wurde photographisch vorgenommen, und zwar wie Fig. 26 schematisch angibt, in der

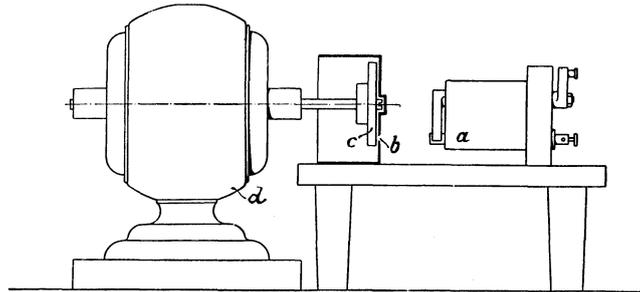


Fig. 26.

Weise, daß vor dem Zünder *a* eine vorn und seitlich abgeschlossene Kapsel *b* mit einer kleinen Oeffnung aufgestellt war und hinter dieser eine Scheibe *c*, mit Bromsilberpapier bespannt, von einem Elektromotor *d* angetrieben wurde. Die Belichtung findet während der Dauer des Funkens statt, und da das photographische Diagrammpapier sich dreht, so ergibt sich nach der Entwicklung als Diagramm ein Kreisbogen. Aus dessen Winkel und der gemessenen Umlaufgeschwindigkeit des Diagrammblattes läßt sich daher die Zeit der Belichtung, also die Dauer des Funkens bestimmen.

Einige derartig aufgenommene Diagramme sind in Fig. 27 dargestellt, und zwar rühren Diagramm *a*, *c* und *d* von den Funken des Bosch-Zündapparates her, während Diagramm *b* vom Extrastromfunken einer Selbstinduktionsspule aufgenommen ist, die ebenfalls als Zündung bei weiteren Untersuchungen benutzt wurde.

Die Anzahl der Funken betrug 102 in der Minute, die Umlaufzahl der Diagrammscheibe für Diagramm *a* und *b* 1600, für *c* und *d* 2800 in der Minute. Hiernach ergeben sich als Zeitdauer der Funken für die Diagramme *a*, *c* und *d* 0,0062 sk, für *b* 0,033 sk. Diesen Werten entspricht beispielsweise bei einer Umlaufzahl der Gasmachine von $n = 190$ ein Kurbelwinkel von 7° bzw. 37° . Diagramme *c* und *d* lassen auch den Unterschied in der Intensität zweier Funken des Bosch-Apparates deutlich erkennen. In Diagramm *b* für den Extrastromfunken rührt die Unterbrechung des Funkens wohl vom Aufschlagen des Zündhebels bei der rückwärtigen Bewegung her.

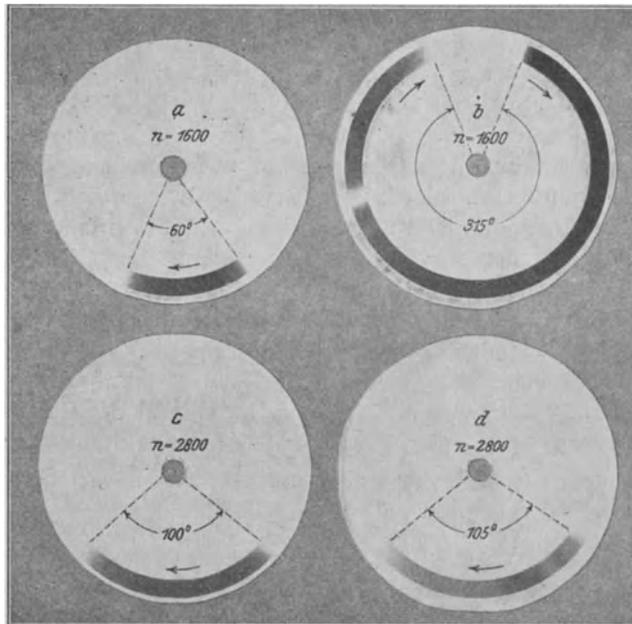


Fig. 27.

Seine größte Intensität zeigt der Funken des Bosch-Apparates nach etwa 0,002 sk, so daß wohl hier, wenn nicht früher, die Zündung als vollzogen betrachtet werden kann. Der darnach mögliche Unterschied hinsichtlich der Größe des Zündungswinkels ist so klein, daß daraus bedeutende Abweichungen im Verlauf der einzelnen Verbrennungen wohl kaum entstehen können, da das Hubvolumen während der angegebenen kurzen Zeit sich nur wenig verändert. Die Dauer des Extrastromfunkens ist bedeutend größer, doch dieser ist so kräftig, daß auch hier die Zündung höchstwahrscheinlich bald nach Beginn stattfinden wird.

Einen Einfluß der Stärke der Zündflamme auf die Verbrennung haben bisher hierüber angestellte Versuche deutlich erkennen lassen; so wird beispielsweise die Grenze der Verbrennungsfähigkeit durch das Volumen der Zündflamme beeinflusst. Erklärlich wäre ein beschleunigender Einfluß der Stärke

der Zündflamme bzw. des Zündfunken auf den Entzündungsverlauf der ganzen Ladung wohl dadurch, daß gleich beim Beginn eine größere Gasmenge entzündet wird die wiederum eine größere Wärmemenge zur weiteren Zündung an die Umgebung abgeben kann, wodurch also im ganzen eine schnellere Verbrennung entstände.

Zur Erzielung eines recht kräftigen Zündfunken wurde an Stelle des Magnetinduktionsapparates die oben schon bei Bestimmung der Zeitdauer des Zündfunken erwähnte Selbstinduktionsspule verwendet. Diese Spule besteht aus einem rechteckigen zweiteiligen Eisenkern aus $\frac{1}{2}$ mm starken isolierten Blechen, der Querschnitt des Kernes beträgt 6×6 cm und der mittlere Umfang 76 cm. Die Wicklung ist aus 1,7 mm dickem Kupferdraht in 2×400 Windungen hergestellt. Mit 6 Akkumulatorzellen betrieben, gebraucht die Spule 6 Ampere Stromstärke, wobei recht heftige Selbstinduktionsfunken erhalten werden. Einen Vergleich dieser Funken mit den bisher benutzten Zündfunken des Bosch-Apparates gestattet Fig. 28, die das photographische Bild einiger solcher Funken in natürlicher Größe wiedergibt. Außer einem größeren Volumen haben diese Funken auch höchst wahrscheinlich eine viel höhere Temperatur, was daraus zu schließen ist, daß die Farbe dieser intensiven Funken an demselben Zünder bläulich-weiß ist, während jene schwachen Funken ein gelbliches Licht zeigen.



Fig. 28. Funkenbilder.

Bei den Versuchen war die Selbstinduktionsspule so mit dem Zünder verbunden, daß durch Umschalten während des Ganges der Maschine entweder mit dem Bosch-Apparat oder dem Extrastromfunken gezündet werden konnte. Auf den Verlauf der Verbrennung in der Gasmaschine ließen nun aber die kräftigen Funken keine Verbesserung durch Verringerung der Streuung der Diagramme erkennen. Zum Vergleiche mit dem bei Betrieb mit Bosch-Apparat indizierten versetzten Diagrammen ist in Diagramm 3, Fig. 24, eine Schar solcher Diagramme für Extrastromfunken-Zündung wiedergegeben, die ebenfalls bei $\frac{3}{4}$ Belastung aufgenommen worden sind. Die Streuung bei den Diagrammen ist offenbar in beiden Fällen die gleiche, folglich ist ein die Verbrennung verbessernder Einfluß der kräftigeren Zündung nicht zu erkennen. Die Hauptursache hierfür ist wohl darin zu suchen, daß bei der verhältnismäßig langen Dauer des Funken die Zündung des leicht zündbaren Leuchtgases schon im ersten Teile stattfindet, und die größere Energie nicht zur Ausnutzung gelangt. Es sei hier nochmals darauf hingewiesen, daß die gefundenen Ergebnisse im besonderen nur für die vorliegenden Betriebsverhältnisse gelten und nicht ohne weiteres auf andere Maschinen und Brennstoffe übertragen werden dürfen.

Da eine Verstärkung des Zündfunken keine Wirkung auf die Verbrennung erkennen ließ, so fragte es sich, welche Störungen bei Verringerung der Funken-

stärke wohl in den Diagrammen eintreten würden. Es wurde deshalb in den Stromkreis der Bosch-Zündung ein Glühlampenwiderstand eingeschaltet, mit dem entweder eine kleine Lampe von $W_k = \text{rd. } 1200 \text{ Ohm}$ Widerstand, kalt gemessen, oder eine größere von $W_g = \text{rd. } 600 \text{ Ohm}$ vorgeschaltet werden konnte. Ein Hauptschalter gestattet, den Widerstand kurz zu schließen. An dem früher erwähnten Modellzündapparat war die Wirkung des vorgeschalteten Widerstandes auf die Funken deutlich zu erkennen. Bei Einschaltung der großen Lampe war die Funkenlänge nur noch etwa 3 mm, während für die kleinere Lampe der Funke kaum 1 mm betrug und nicht viel größer als der Unterbrechungsfunke einer gewöhnlichen elektrischen Klingel erschien.

Unter Anwendung dieser drei verschieden starken Funken zur Zündung, also mit Vorschaltung eines Widerstandes $W = 0, 600 \text{ oder } 1200 \text{ Ohm}$ in den Zündungsstromkreis, wurden nacheinander zunächst wieder bei $\frac{3}{4}$ Belastung und dem gewöhnlichen Mischungsverhältnis $m = 9,7$ versetzte Diagramme indiziert. Es zeigte sich dabei, daß bei W_g die Zündungen vollkommen regelmäßig erfolgten und in den Diagrammen nicht der geringste Unterschied gegenüber dem Betriebe mit den gewöhnlichen Funken zu erkennen war. Dagegen wurde mit W_k keine regelmäßige Zündung mehr erhalten, wie eine Schar von 60 Diagrammen in Diagramm 9, Fig. 24, zeigt, sondern es fanden jetzt hin und wieder Aussetzer in der Zündung statt. Da das erste Diagramm nach einem Aussetzer aus früher schon angegebenen Gründen einen höheren Verlauf hat, so ergibt sich, da einige Diagramme dieser Art in dem Bündel enthalten sind, scheinbar eine Zunahme der Streuung. Sieht man jedoch von diesen Diagrammen ab, so ist die Streuung keineswegs größer als gewöhnlich.

Einige Versuche bei verschiedenem Mischungsverhältnis hatten noch folgende Ergebnisse: Bei 8,8 KW Belastung, einem dünnen Gemisch von $m = 11,8$ und einem Kompressionsenddruck von $p_c = 12,4 \text{ kg/qcm}$ abs. fanden bereits bei W_g vereinzelt Versager statt, während für W_k deren Anzahl fast die Hälfte der Spiele betrug, so daß die Umlaufzahl der Maschine beständig abnahm. Bei Leerlauf, dem gewöhnlichen Mischungsverhältnis $m = 9$ und einem geringeren Kompressionsenddruck $p_c = 5,5 \text{ kg/qcm}$ abs. setzte die Zündung mit W_k vollkommen aus, dagegen ergab ein stärkeres Gemisch mit $m = 7,1$ und $p_c = 5 \text{ kg/qcm}$ abs. noch ab und zu wieder Zündungen, wie aus 30 Diagrammen Fig. 24 Nr. 10 ersichtlich ist, ebenso fanden bei hoher Kompression von $p_c = 11,8 \text{ kg/qcm}$ selbst noch für ein sehr dünnes Gemisch von $m = 15,1$, wenn auch sehr unregelmäßig, doch hin und wieder Zündungen statt, Fig. 24 Nr. 8. Es ergibt sich hiernach deutlich die schon bekannte Tatsache, daß zur Zündung eines dünneren Gemisches eine größere Zündflamme erforderlich ist, ferner, daß eine höhere Kompression und die damit zusammenhängende höhere Temperatur die Zündung begünstigt. Reicht der Funke aber zur regelmäßigen Zündung aus, so hat nach diesen Versuchen bei den vorliegenden Betriebsverhältnissen eine Steigerung seiner Intensität auf die Verbrennung keinen erkennbaren Einfluß.

Es bot sich Gelegenheit noch eine dritte Zündung, die der Auto-Teil-Gesellschaft, Berlin, nach jenem Gesichtspunkte zu untersuchen. Dieser Zündapparat besteht in einer kleinen Wechselstrommaschine mit umlaufenden permanenten Magneten, und zwar war bei den damit angestellten Versuchen die Wechselzahl rund 500 in der Sekunde. Der zeitliche Abstand von je zwei Funken betrug demnach also höchstens 0,002 sk, wenn man einen sehr spitzen Verlauf der elektrischen Spannungskurve annimmt. Der induzierte Wechselstrom wurde in einem Transformator hochgespannt, so daß die Funken eine Länge von etwa 18 mm hatten. Der Stromsender bestand in einem am Ende

der Steuerwelle angebrachten, umlaufenden Kontakt, der eine für die primäre und sekundäre Wicklung gemeinsam angeordnete Leitung mit der Maschine in Körperschluß brachte. Der Stromschluß ließ sich früher oder später von Hand einstellen. Die Zündkerze selbst hatte eine kleine Explosionsvorkammer von etwa 1 cem Inhalt, die vorn durch eine mit einer Oeffnung von 2 mm Dmr. versehene Nickelplatte verschlossen war, und in der das Gasgemisch durch Ueberschlagen von Funken von einem mittleren Platinstift nach dem Rande der Oeffnung entzündet wurde. Die aus der Explosionsvorkammer herausschlagende Zündflamme sollte eine sehr kräftige Zündung bewirken.

Zum Vergleiche der Diagramme, die beim Arbeiten mit dieser A.-T.-G.-Zündung erhalten wurden, mit den beim Betriebe mit Bosch-Zündung indizierten war es notwendig, die Maschine bei gleicher Belastung, gleichem Mischungsverhältnis und gleichem Zündungszeitpunkte zu indizieren.

Die Bestimmung des Zündungsbeginnes für Bosch-Zündung wurde so vorgenommen, daß für verschiedene genau gekennzeichnete Stellungen der Zündungseinstellschraube erstens durch Auskurbeln der Maschine der durch den Augenblick der Auslösung bestimmte Kurbelwinkel ermittelt wurde, und zweitens beim Gange der Maschine der Beginn der Zündhebelbewegung mittels elektrischen Kontakts und Markenschreibzeuges auf Zeitdiagramme gleichzeitig mit Kolbenweglinien indiziert wurde, ein Verfahren, wie es vorher schon zweimal angewandt worden ist.

Ist der Kurbelwinkel der Auslösung α und der aus den Vt -Diagrammen ermittelte Kurbelwinkel für den Zündungsbeginn β , so beträgt bei einer minutlichen Umlaufzahl n der Maschine die Zeit vom Beginn der Auslösung bis zum Zündungsbeginn $z = \frac{\beta - \alpha}{6n}$ sk. Hiernach ist $z = 0,0196$, also rund $\frac{1}{50}$ sk ermittelt worden. Aus dieser Zeit z ist nun für jede Zündstellung der Kurbelwinkel des Zündungsbeginnes leicht zu bestimmen; er betrug bei den Diagrammen 1, 2 und 3, Fig. 24, 15° vor dem inneren Totpunkte.

Für die A.-T.-G.-Zündung stimmt der Beginn des Zündfunkenpieles beim Gange der Maschine mit dem bei langsamem Auskurbeln gemessenen wohl ziemlich genau überein, da hier keine Massen zu beschleunigen sind. Daher war nur diese Ermittlung nötig.

Für die gleiche Belastung von $\frac{3}{4}$ Vollast, dasselbe Mischungsverhältnis $m = 9,9$ sind bei demselben Kurbelwinkel von 15° vor T_1 beim Arbeiten mit der A.-T.-G.-Zündung versetzte Diagramme indiziert worden, von denen eine Schar in Nr. 4, Fig. 24, wiedergegeben ist. Auch hier zeigt sich keineswegs eine geringere Streuung. Da die Wechselzahl 500 in 1 sk beträgt, so könnten sich hier Unterschiede hinsichtlich des Zündungsbeginnes von $0,002$ sk ergeben, und dem entspricht bei 190 minutlichen Umläufen der Maschinenwelle ein Kurbelwinkel von $2,3^\circ$. Vorausgesetzt ist dabei, daß stets der erste Funken zündet. Daß dieses in der Regel sehr annähernd zutrifft, lassen versetzte Diagramme erkennen, die mit schwacher Feder für $5 \text{ mm} = 1 \text{ kg/qcm}$ bei 5 Kilowatt Belastung geschrieben wurden, und zwar in der Weise, daß einige Arbeitsdiagramme sowie ein Kompressionsdiagramm mit ausgeschalteter Zündung auf ein Blatt geschrieben wurden, wie Diagramm 11, Fig. 24, zeigt. Aus einer Anzahl solcher Diagramme ergibt sich für den erkennbaren Zündungsbeginn ein Unterschied des Kurbelwinkels gegen den durch Auskurbeln bestimmten Zündungsbeginn von höchstens 3° bis 4° . Anzunehmen ist wohl, daß die Zündung jedoch bereits früher begonnen hat, als das Abweichen der Verbrennungslinie von der Kompressionslinie sie erkennen läßt, da offenbar die Wärmeentwicklung im ersten

Augenblick der Zündung verhältnismäßig sehr gering ist, so daß sie der Indikator noch nicht erkennen läßt.

Dem Zündungsbeginn, wenn man hierunter die allererste lokale Entzündung versteht, kann man wohl hiernach die Hauptursache der Streuung ohne Hinzutreten anderer Umstände auf keinen Fall zuschreiben, wenngleich ein gewisser geringer Betrag davon herrühren könnte. Erklärlich wäre ein solch verschiedener Verbrennungsverlauf aus der geringen Verschiedenheit des Zündungszeitpunktes nur, wenn hierzu noch eine Bewegung des Gasgemisches käme, die selbst sogar einen regelmäßigen Verlauf haben könnte. Aus den Diagrammen ergibt sich wiederholt deutlich die Erscheinung, daß selbst anfänglich genau zusammenfallende Verbrennungslinien im weiteren Verlaufe, jedoch meist noch im Anfangsstadium der Verbrennung, stark auseinanderlaufen, was also auch darauf schließen läßt, daß andere Umstände diese Unregelmäßigkeit der Verbrennung verursachen.

Was noch die hier nicht untersuchte Verschiedenheit der Zusammensetzung des Leuchtgases anbetrifft, so kann man wohl kaum annehmen, daß Abweichungen dieser Art von hinreichend starkem Einfluß seien, um beträchtliche Unterschiede hinsichtlich der Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung zwischen den einzelnen Spielen hervortreten zu lassen. Eine in den hier gefundenen Grenzen liegende Streuung der Diagramme scheint daher bei dem untersuchten Falle hauptsächlich in Zufälligkeiten der Fortpflanzung der Verbrennung zu liegen, wofür als Gründe außer der Verschiedenartigkeit der Ladung größtenteils wohl eine Bewegung des Gemisches im Zündungsbeginn, die ja einen großen Einfluß auf die Verbrennungsgeschwindigkeit hat, sowie die Vermischung von schon entstandenen Rückständen mit noch unverbranntem Gemisch in Betracht kommen. Im Hinblick auf den zuletzt erwähnten Umstand erscheint es zweifelhaft, ob es überhaupt möglich ist, bei der Verbrennung von abgeschlossenen Gasgemischen stets den gleichen Druckverlauf zu erhalten. An der Gasmaschine kann infolge der vielen gleichzeitig mitspielenden Umstände diese Tatsache nicht einwandfrei festgestellt werden. Hierüber könnten aber wohl Explosionsversuche in besonderen Kugelgefäßen Aufschluß geben, wobei man beliebig oft Gemische von derselben Zusammensetzung und demselben Zustande verbrennen kann und außerdem alle in Betracht kommenden Verhältnisse so zu beherrschen vermag, daß die einzelnen Verbrennungen stets unter den gleichen Umständen beginnen.

Um bei Gasmaschinen im pV -Diagramm eine möglichst geringe Streuung, also auch gleichmäßigere Arbeitsentwicklung für jedes Spiel und gleichmäßigeren Gang der Maschine zu erhalten, ist es ein in der Praxis angewandtes Mittel, den Verbrennungsverlauf soweit als möglich in die Nähe des Totpunktes zu verlegen, also mit ziemlich beträchtlichen Vorzündungen zu arbeiten. Wie sich unter solchen Umständen beispielsweise die Diagramme gestalten, zeigt Diagramm 14, Fig. 24, das bei 9 Kilowatt mit einer Feder von $1,75 \text{ mm} = 1 \text{ kg/qcm}$, bei $n = 186$ und einem Zündungsbeginn bei einem Kurbelwinkel von 34° vor T_1 aufgenommen ist. Da die Geschwindigkeit des Kolbens nahe dem Totpunkte sehr gering ist, so fallen die Drucklinien während der Verbrennung der 60 übereinander geschriebenen Diagramme so nahe zusammen, daß nahe dem Totpunkte nur eine Verstärkung der Diagrammlinie zu erkennen ist. Da ferner bei jedem Spiele während der Verbrennung sowohl fast die gleiche Wärmemenge entwickelt und ebenso angenähert ein gleichmäßiger Betrag in jedem Falle vom Kühlwasser aufgenommen ist, als auch die während der Verbrennung entwickelte indizierte Arbeit wegen ihres geringen Betrages fast die

gleiche ist, so fallen auch die Expansionslinien sehr nahe zusammen. Den Unterschied im Betrage der Streuung erkennt man deutlicher beim Vergleich des letzten Diagrammes mit dem Nr. 12, Fig. 24, das unter fast denselben Bedingungen, jedoch bei nur 15° Vorzündung indiziert ist. Daß bei Diagramm 14 die Streuung jedoch in demselben Maße wie früher stattfindet, zeigt deutlich das versetzte Diagramm Nr. 13. Aus diesem ersieht man noch, daß die Streuung hauptsächlich schon von Verschiedenheiten des Zündungsverlaufes in der anfänglich noch schwächeren Verbrennungsperiode herrührt, während bei späterer, lebhafterer Verbrennung die Spannungslinien ziemlich parallelen Verlauf zeigen.

Bei geringerer Umlaufzahl wird sich die Verbrennung innerhalb eines kleineren Kurbelwinkels und gleichfalls kleineren Kolbenweges abspielen, so daß in den pV -Diagrammen eine noch geringere Streuung zu erwarten ist. Als Beispiel hierfür dient Diagramm 16, das für 60 Arbeitsspiele bei Leerlauf und nur 150 Uml./min und zwar bei 52° Vorzündung mit einer Feder von 3 mm = 1 kg/qcm indiziert ist. Die Streuung in diesem Diagramm ist recht gering, während das hierzu gehörige versetzte Diagramm Nr. 15 den Umfang derselben erkennen läßt.

Als Ergebnis der hier im zweiten Teile über den Einfluß der Mischung und Zündung sowie über die Streuungsursachen angestellten Untersuchungen geht aus dem Gesagten kurz folgendes hervor:

Bei der hier untersuchten Leuchtgas-Viertaktmaschine ist das Mischungsverhältnis zwar bei aufeinander folgenden Spielen im Mittel unveränderlich, jedoch treten innerhalb eines Spieles infolge von Schwingungen in der Gas- und Luftzuleitung, Verschiedenheiten der Kontraktion und Verspätung des Abschlusses des Mischventils entschieden Veränderlichkeiten des Mischungsverhältnisses ein. Die Vermischung von Gas und Luft findet hauptsächlich beim Durchgange durch das Einlaßventil und beim nachherigen Durcheinanderwirbeln infolge von Geschwindigkeitsänderungen statt, und zwar ergibt sich hierdurch bereits eine brauchbare Mischung, so daß ein noch innigeres Vermischen von Gas und Luft im Mischventil keine Vorteile mehr bietet.

Die im Zylinder zurückbleibenden Abgase verdünnen zwar das Gemisch und geben darum infolge einer langsameren Verbrennung eine geringe Zunahme der Streuung, doch bedingen sie diese nicht ausschließlich, da auch reines Gemisch eine umfangreiche Streuung aufweist.

Eine Verschiedenheit des Zündungsbeginnes kann durch späteres Zünden während der Dauer des Abreißfunkens bzw. durch späteres Eintreten des Induktionsfunkens hervorgerufen werden, doch ist diese Verspätung nur gering, und darum kann auch eine hierdurch bedingte Verschiedenheit des Verbrennungsverlaufes ohne Hinzutreten anderer Umstände nur unbedeutend sein.

Was den Einfluß der Stärke der Zündung auf den Verbrennungsverlauf anbetrifft, so ist ein Unterschied dieses Einflusses bei den hier untersuchten Zündungsarten: Bosch-Apparat, Extrastromfunkenzündung und Induktionsfunkenzündung der Auto-Teil-Gesellschaft nicht zu erkennen. Nach den indizierten Diagrammen erfolgt die Zündung fast beim Beginn des Funkens bzw. schon beim ersten Induktionsfunken, daher kommt die ganze Energie des Funkens nicht zur Ausnutzung, und der kräftige, aber lang dauernde Funken der Extrastromzündung, wie der durch Glühlampenwiderstand stark verminderte Abreißfunken des Bosch-Apparates bewirken gleich gute Zündung und lassen keinen

Unterschied in bezug auf den Brennungsverlauf erkennen, vorausgesetzt, daß nur der Funke überhaupt zur Zündung ausreicht.

Die Hauptursachen der Streuung des Diagramms sind auch nach diesen Versuchen in der Ungleichartigkeit des Gemisches, in der Bewegung der Ladung und in der während der Verbrennung eintretenden Vermischung von verbranntem und unverbranntem Gemisch zu suchen.



Heft 22.

- Bach:** Versuche über den Gleitwiderstand einbetonierten Eisens.
Klein: Ueber freigeheude Pumpenventile.
Fuchs: Der Wärmeübergang und seine Verschiedenheiten innerhalb einer Dampfkesselheizfläche.

Heft 23.

- Baum und Hoffmann:** Versuche an Wasserhaltungen (Dampfwasserhaltung der Zeche Victor, hydraulische Wasserhaltung der Zeche Dannenbaum, Schacht II, und elektrische Wasserhaltungen der Zechen Victor, A. von Hanseemann und Mansfeld).

Heft 24.

- Klemperer:** Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.
Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Heft 25.

- Häuffer:** Untersuchungen über explosible Leuchtgas-Luftgemische.
Föttinger: Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment, und deren experimentelle Bestimmung (mit besonderer Berücksichtigung großer Schiffsmaschinen).

Heft 26 und 27.

- Roser:** Die Prüfung der Indikatorfedern.
Wiebe und Schwirkus: Beiträge zur Prüfung von Indikatorfedern.
Staus: Einfluß der Wärme auf die Indikatorfedern.
Schwirkus: Ueber die Prüfung von Indikatorfedern.
—, Auf Zug beanspruchte Indikatorfedern.

Heft 28.

- Loewenherz und van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.
Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur (hierzu Tafel 1 bis 4).

Heft 29.

- Bach:** Druckversuche mit Eisenbetonkörpern.
—, Die Aenderung der Zähigkeit von Kesselblechen mit Zunahme der Festigkeit.
—, Zur Kenntnis der Streckgrenze.
—, Zur Abhängigkeit der Bruchdehnung von der Meßlänge.
—, Versuche über die Verschiedenheit der Elastizität von Fox- und Morison-Wellrohren.

Heft 30.

- Berg:** Die Wirkungsweise federbelasteter Pumpenventile und ihre Berechnung.
Richter: Das Verhalten überhitzten Wasserdampfes in der Kolbenmaschine.

Heft 31.

- Bach:** Versuche zur Ermittlung der Durchbiegung und der Widerstandsfähigkeit von Scheibenkolben.
Stribek: Warmzerreißversuche mit Durana-Gußmetall. Gesichtspunkte zur Beurteilung der Ergebnisse von Warmzerreißversuchen.
Wendt: Untersuchungen an Gaserzeugern.

Heft 32.

- Richter:** Thermische Untersuchung an Kompressoren.
v. Studnarski: Ueber die Verteilung der magnetischen Kraftlinien im Anker einer Gleichstrommaschine.

Heft 33.

- Wagner:** Apparat zur strobographischen Aufzeichnung von Pendeldiagrammen.
Wiebe: Der Temperaturkoeffizient bei Indikatorfedern.
Bach: Versuche über die Elastizität von Flammrohren mit einzelnen Wellen.
—, Die Bildung von Rissen in Kesselblechen.
—, Versuche über die Drehfestigkeit von Körpern mit trapezförmigem und dreieckigem Querschnitt.

Heft 34.

- Köhler:** Die Rohrbruchventile. Untersuchungsergebnisse und Konstruktionsgrundlagen.
Wiebe und Leman: Untersuchungen über die Proportionalität der Schreibzeuge bei Indikatoren.

Heft 35 und 36.

- Adam:** Ueber den Ausfluß von heißem Wasser.
Ott: Untersuchungen zur Frage der Erwärmung elektrischer Maschinen. I. Wärmeleitvermögen der lamellierten Armatur. II. Erwärmungsgleichungen für Feldspulen.
Knoblauch und Jakob: Ueber die Abhängigkeit der spezifischen Wärme c_p des Wasserdampfes von Druck und Temperatur.

Heft 37.

- Bendemann:** Ueber den Ausfluß des Wasserdampfes und über Dampfmenagemessung.
Möller: Untersuchungen an Drucklufthämmern.

Heft 38.

- Martens:** Die Meßdose als Kraftmesser in der Materialprüfmaschine.

Heft 39.

- Bach:** Versuche mit Eisenbetonbalken. Erster Teil.
—, Versuche mit einbetoniertem Thacher-Eisen.

Heft 40.

- Versuche an der Wasserhaltung der Zeche Franziska in Witten.
Grübler: Vergleichende Festigkeitsversuche an Körpern aus Zementmörtel.
Lorenz: Vergleichsversuche an Schiffschrauben.
—, Die Aenderung der Umlaufzahl und des Wirkungsgrades von Schiffschrauben mit der Fahrgeschwindigkeit.

Heft 41.

- Hort:** Die Wärmevergänge beim Längen von Metallen.
Mühlsch'egel: Regulierversuche an den Turbinen des Elektrizitätswerkes Gersthofen am Lech.

Heft 42.

- Biel:** Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen und Ventilatoren. Versuchsergebnisse und Betrachtungen

Heft 43.

- Schlesinger:** Versuche über die Leistung von Schmirgel- und Karborundumscheiben bei Wasserzuführung.

Heft 44.

- Biel:** Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Heft 45 bis 47.

- Bach:** Versuche mit Eisenbetonbalken. Zweiter Teil.

Heft 48.

- Becker:** Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten und ihre Beziehungen zum Poiseuilleschen Gesetz.
Pinegin: Versuche über den Zusammenhang von Biegefestigkeit und Zugfestigkeit bei Gußeisen.

Heft 49.

- Martens:** Die Stulpenreibung und der Genauigkeitsgrad der Kraftmessung mittels der hydraulischen Presse.
Wiegardt: Ueber ein neues Verfahren, verwickelte Spannungsverteilungen in elastischen Körpern auf experimentellem Wege zu finden.
Müller: Messung von Gasmenngen mit der Drosselscheibe.

Heft 50.

- Rötscher:** Versuche an einer 2000 pferdigen Riedler-Stumpf-Dampfturbine.